



00362

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE CIENCIAS

He leído a la Comisión General de Exámenes de la
 tesis a fin de emitir un dictamen favorable a su impresión y
 aprobación de mi trabajo respectivo.
 COMISARIO: Enrique Guarnier
 LANS
 MCHM: 27 mayo 2003
 FIRMAS: Enrique Guarnier

DISEÑO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA QUE REDUCE LA GENERACIÓN DE ENTROPÍA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
MAESTRIA EN CIENCIAS (FÍSICA)

PRESENTA:
ENRIQUE EDUARDO GUARNIER LANS

DIRECTOR: DR. MARIANO LÓPEZ DE HARO

pcf
posgrado de ciencias físicas
UNAM

TESIS CONMEXICO, D.F. MAYO, 2003
FALLA DE ORIGEN

1-A



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**TESIS
CON
FALLA DE
ORIGEN**

**DISEÑO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA QUE REDUCE LA GENERACIÓN DE
ENTROPÍA.**

TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS (FÍSICA)

Enrique E. Guarner Lans

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Para Carmen, Quique y Rosa Mari quienes son “el motor de mi vida”.

A mis padres.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

AGRADECIMIENTOS.

Durante los más de siete años que tiene de vida este proyecto, han sido muchos los amigos y parientes que han tenido la paciencia de escuchar las ideas del motor CCCM. A todos les doy mi agradecimiento. De entre ellos hay algunos cuya participación ha sido determinante, en alguna etapa, para que avanzara el proyecto. Específicamente destacan:

Mariano Lopez de Haro porque, gracias a las primeras lecturas que me proporcionó sobre el tema se me ocurrió diseñar un motor. Más recientemente, sin su apoyo y dirección no se hubiera podido realizar esta tesis.

Eduardo Camacho Corona al frente del Grupo ASESTEC, porque durante la etapa creativa me ayudó a proteger la idea gestionando las patentes y me motivó para seguir adelante.

Juan Ortiz, porque me convenció de separarme por un momento de la computadora y me auxilió en la construcción del primer modelo de RAC.

Víctor Vuelta, porque en el taller de CINTES se han construido las últimas piezas del modelo.

Los funcionarios de la Dirección de Emisión del Banco de México que me estimularon para llevar la maestría a su etapa terminal.

A todos, muchas gracias.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Índice.

Índice	4
1) Resumen	5
2) Introducción	5
3) La termodinámica del motor Otto tradicional	8
4) Minimización de entropía	10
Trayectorias óptimas para el ciclo Otto (artículos de Mozurkewich y Berry [7.8])	15
Fugas de calor y por fricción	15
Caida de presión	16
Soplo del escape	16
Optimización de los tiempos de Admisión, Compresión y Escape	17
Optimización del tiempo de expansión	18
Control óptimo [7]	18
Tiempo de expansión sin constricción en el tiempo	19
Tiempo de expansión con constricción en el tiempo	21
Tiempo de expansión con aceleración limitada	22
Resultados sobre las trayectorias de los pistones	23
Aplicación de FTT para la optimización de la relación de compresión [11]	25
5) Funcionamiento general del motor de cámara de combustión central (CCCM)	26
Movimiento de los pistones	26
La cámara de combustión	28
Las válvulas	28
Inyección de combustible	30
El balance del conjunto	31
6) Diseño de las partes claves para la minimización de generación de entropía y el buen desempeño mecánico	31
Diseño de la leva RAC	31
Over cutting o sobre cortado y under cutting o sub cortado	38
Eficiencia volumétrica	40
Las camisas	40
7) Desarrollo y construcción del modelo	41
El desarrollo del modelo	41
El RAC, los Soportes	42
El armado del conjunto y del cuerpo central	44
8) Conclusiones	46
9) Perspectivas	46
Teóricas	46
Experimentales	47
Uso	48
10) Bibliografía	49
Apéndices	51

1) Resumen.

El presente trabajo explica el diseño de un motor de combustión interna cuyo propósito es operar bajo un esquema de minimización de la entropía, es decir, de máximo aprovechamiento de la energía. El diseño propuesto permite seleccionar la forma en que se mueven los pistones a lo largo del ciclo termodinámico, de acuerdo al esquema que muestre reducir las pérdidas. Estas pérdidas se deben en su mayoría a las irreversibilidades del ciclo termodinámico real. En un motor tradicional el movimiento de los pistones a lo largo del ciclo termodinámico está constreñido por el mecanismo biela cigüeñal; en el diseño propuesto se puede hacer que los pistones sigan una trayectoria temporal diferente. A partir del análisis con física de procesos irreversibles, Termodinámica de Tiempos Finitos (FTT) o Minimización de la Generación de Entropía (EGM), se propone una trayectoria de los pistones para la construcción de un prototipo. El grado en que la aplicación de las teorías anteriores puedan mejorar el desempeño del motor se podría medir experimentalmente en un prototipo con el diseño propuesto. El diseño es tal que, a partir de las mediciones hechas en el prototipo sería posible modificar nuevamente la trayectoria, tantas veces como sea necesario, hasta lograr una que permita alcanzar la eficiencia óptima, a la velocidad deseada y con el combustible seleccionado. De acuerdo a la teoría de termodinámica de tiempos finitos, la eficiencia real de operación del motor propuesto será apreciablemente mayor a la de los motores tradicionales. Durante la explicación de las partes del motor se muestra que un dispositivo con características similares a las sugeridas se puede llevar a la práctica, con un buen desempeño mecánico. También se muestran los avances en la construcción de un modelo.

2) Introducción.

El presente trabajo es una síntesis y formalización de las ideas que han dado lugar a la construcción de piezas de un modelo de motor Otto que reduzca la generación de entropía. El concepto, que se ha protegido mediante una patente en EUA y Europa [cita 12, Anexo 2], surgió de la lectura de publicaciones de Termodinámica de Tiempos Finitos (FTT) en 1996 [1]. En un inicio sólo se tenían ideas preliminares, así que esperé el arbitraje de las oficinas de patentes que determinaron la originalidad del invento en 1998. Desde entonces, el desarrollo del modelo ha sido continuo. Cada parte del modelo de motor representa un desafío y requiere de la elección de una entre distintas alternativas. En algunos casos, es solo cuestión de acomodar piezas en el espacio disponible, pero en otros como se verá, se requiere del estudio del tema y de la aplicación de modelos matemáticos para encontrar un mecanismo que funcione.

El trabajo está estructurado de la siguiente manera: Primero explica por qué es conveniente buscar un motor de combustión interna que minimice la generación de entropía y dónde se encuentran las principales irreversibilidades del ciclo. Continúa con una exposición de los planteamientos de FTT que dieron lugar al diseño patentado y otros trabajos complementarios. Termina explicando el diseño del mecanismo y algunos de sus puntos clave. Finalmente, se plantean algunas perspectivas para el futuro.

El uso de los motores de combustión interna en la sociedad de principios del siglo XXI se ha generalizado a tal grado, que podemos afirmar que no hay rincón del planeta en el que no podamos hallar un motor de este tipo o la evidencia de su uso. desde una huella de llanta de un vehículo todo terreno en medio del desierto o un árbol cortado con una sierra motorizada en plena selva amazónica, hasta los cotidianos congestionamientos de tránsito en las grandes ciudades. En estas últimas, los motores se cuentan por millones.

Estas prodigiosas máquinas, sin embargo, no usan la energía en la forma más conveniente en que se pudiera pensar. La figura 1 muestra un esquema [2] de la forma en que se aprovechaba la energía en un automóvil de hace dos décadas, durante un ciclo combinado de manejo en ciudad y carretera establecido por la EPA (Environmental Protection Agency).

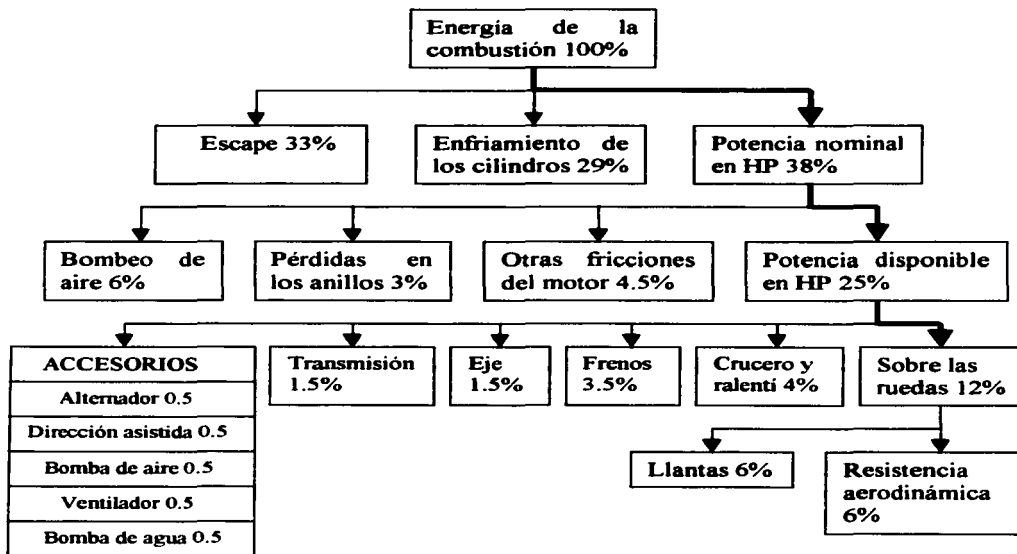


Figura 1.
Aprovechamiento de la energía en un automóvil con manejo combinado.

Como se puede ver, sólo un 12% de la energía liberada por el calor de la combustión de la gasolina se usaba en potencia directa sobre las ruedas para mover al vehículo. Tras la combustión, 62% de la potencia del combustible inyectado se perdía en los sistemas de escape y enfriamiento. Y del 38% restante sólo quedaba 25% utilizable para mover y frenar el vehículo y los sistemas de confort de los pasajeros. Es decir, el 75% eran pérdidas que se deben a las irreversibilidades del ciclo termodinámico.

En el ramo automotriz, las dos últimas décadas han sido testigo de grandes avances en los motores que llegan al mercado dentro del cofre de los automóviles comerciales, más allá de los prototipos. Sin duda, el motor de un vehículo típico que se compra hoy usa mejor la energía que uno comprado en 1980, lo cual es todavía más evidente en los motores muy equipados de los automóviles de lujo. Los avances se han enfocado en reducir el peso, mejorar y controlar la combustión, elevar la relación de compresión, mejorar la lubricación, usar sistemas de turbo cargado y facilitar la "respiración" de la máquina, entre otras cosas. Algunos de éstos alteran el ciclo termodinámico y reducen las pérdidas en el escape o la admisión, como es el caso de los sistemas turbo cargados y del incremento en el número de válvulas. Otros, como la mejor lubricación, reducen las pérdidas en muchos puntos del mecanismo.

Más recientemente, el cambio climático ha impulsado esfuerzos mayores y hoy se pueden adquirir en algunos países automóviles híbridos, con sistemas de propulsión eléctricos combinados con motores de combustible. Buscar la mayor eficiencia posible para los motores de combustible de dichos vehículos resulta todavía muy interesante desde el punto de vista ambiental.

Distintas fuentes [2,7,10] asignan diferentes valores a la distribución de los porcentajes de energía no utilizada en un motor. Hay coincidencia en que aproximadamente el 30% de la energía se disipa en el sistema de enfriamiento. Las estimaciones de la diferencia entre el ciclo termodinámico ideal y el real es del orden de 20% [10]. Más adelante en el trabajo mostraremos que dichas pérdidas en teoría, pueden reducirse modificando el movimiento del pistón a lo largo del ciclo termodinámico, tradicionalmente forzado por el mecanismo biela-cigüeñal y buscando parámetros óptimos de operación.

La crisis petrolera de los 1970's, impulsó un desarrollo rápido de termodinámica teórica durante las últimas dos décadas, en particular del campo de la termodinámica de los procesos irreversibles. Hoy en día análisis que se refieren al mismo tema se puede encontrar en la literatura con varios nombres como termodinámica de no equilibrio, termodinámica de tiempos finitos (FTT), o más recientemente como minimización de la generación de entropía (EGM) [3]. En sus diferentes formulaciones el objetivo es el mismo, tratar de explicar los procesos reales y reducir la generación de energía no útil durante un proceso o ciclo termodinámico. En un artículo de revisión de FTT y EGM de sistemas de energía [4] Chen *et al* muestran el extenso desarrollo de estas disciplinas para lo que citan 410 referencias.

El motor de combustión interna ha sido uno de los objetos de estudio de FTT y EGM. Se han publicado varios trabajos de física teórica sobre la manera de optimizar los mecanismos de los motores Diessel y Otto. Acerca del motor Otto, destacan los trabajos de Mozurkewich y Berry [7,8] en los que encuentran una forma óptima para el movimiento temporal de los pistones diferente de la tradicional; los de Angulo-Brown *et al*[11] que discuten la relación de compresión óptima y el efecto de los calores específicos, del combustible y de los productos de su combustión, en el desempeño del motor. Más adelante en el capítulo 4 describiré estos artículos. Este trabajo pretende proporcionar una herramienta que conduzca hacia la confirmación experimental de los resultados allí encontrados, para el caso de un motor Otto de combustión interna.

3) La termodinámica del motor Otto tradicional.

El mecanismo tradicional actual del motor de cuatro tiempos fue inventado en 1862 por A. Beau de Rochas, y desarrollado hasta la construcción de un prototipo por N. Otto en 1876. Habían transcurrido 52 años desde que Sadi Carnot hubiera dado a conocer el célebre ciclo termodinámico que lleva su nombre. [2] Desde entonces la configuración de biela-cigüeñal para convertir la expansión de los gases en movimiento del eje no ha cambiado, salvo en raras excepciones. Algunas propuestas de cambio han alcanzado los automóviles comerciales, de las cuales la más famosa es la del motor rotativo de Wankel, con el cual se fabricaron proporcionalmente muy pocos automóviles. En ese último caso se buscaban ventajas como mejorar la relación peso potencia, y eliminar las masas reciprocantes, pero no reducir las irreversibilidades del ciclo termodinámico.

El ciclo Otto consiste de seis pasos, que ocurren en secuencia durante dos vueltas del cigüeñal, pero sólo a cuatro de ellos los llamamos "tiempos", porque involucran movimientos del pistón. La operación real de un motor involucra procesos irreversibles como fricción, pérdidas de calor impuestas por constricciones de la mecánica, el intercambio del fluido de trabajo por aire limpio y las pérdidas inherentes a cualquier proceso real de un gas que se expande y se contrae. Por el momento, expondré un ciclo ideal en el que el gas de trabajo se considera gas ideal y todos los procesos son reversibles. El próximo capítulo expondrá la manera de reducir las pérdidas del ciclo real para aproximarlas al ciclo ideal.

En una configuración tradicional de biela-cigüeñal la cámara de combustión consiste de un pistón que, al girar el cigüeñal, sube y baja en un cilindro con válvulas de admisión y expulsión que se encuentran en la parte superior junto con una bujía. La figura 2 muestra los cuatro tiempos para una configuración tradicional admisión, compresión, ignición expansión y escape.

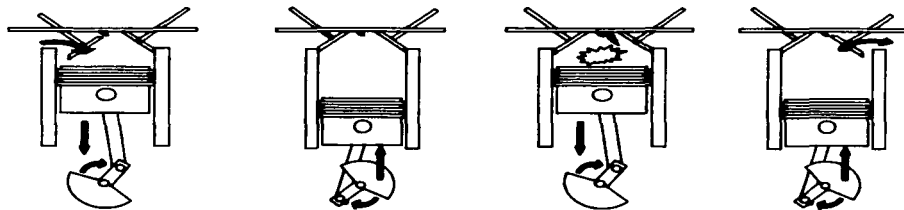


Figura 2.
Los tiempos de un motor de cuatro tiempos.

El diagrama presión vs. volumen del ciclo de Otto idealizado se muestra en la figura 3:

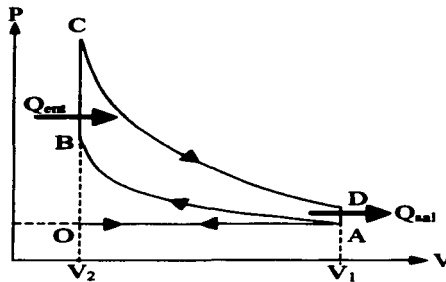


Figura 3.
Diagrama P vs. V del ciclo Otto idealizado.

1. Tiempo de Admisión (O a A): El ciclo comienza con el pistón en su punto máximo superior y la válvula de admisión abierta con una presión externa P_0 . Conforme el pistón se mueve hacia abajo, succiona aire, en la mayoría de los casos mezclado con combustible, hasta que llega a su punto mínimo inferior con un volumen V_1 .
2. Tiempo de Compresión (A a B): La válvula de admisión es cerrada y el pistón se mueve hacia arriba hasta alcanzar el volumen V_2 . La mezcla de aire combustible se comprime rápidamente por lo que se considera un proceso adiabático, tanto la presión como la temperatura se incrementan significativamente.
3. Ignición (B a C): Esta ocurre justo antes de que el pistón alcance nuevamente el punto máximo superior. La bujía produce la ignición (en la figura 2 se representó a la ignición aunque ésta ocurrió un poco antes). La explosión ocurre tan rápidamente que el pistón no se mueve apreciablemente, así que el volumen permanece constante en el valor V_2 . Los valores de temperatura y presión se incrementan hasta valores muy altos conforme el calor Q_{ent} entra al sistema.
4. Tiempo de Expansión (C a D): La presión de los gases calientes empuja al pistón hacia abajo lo que transmite la fuerza al cigüeñal. El volumen se expande a V_1 , mientras que la temperatura y la presión disminuyen, esta última hasta un valor superior a P_0 . El proceso ideal es esencialmente adiabático, en la realidad, está constreñido por la trayectoria del conjunto biela-cigüeñal.
5. Escape (D a A): El pistón no se mueve, pero la válvula de escape se abre, lo que permite al gas salir hasta que el cilindro alcanza la presión atmosférica. La temperatura sigue disminuyendo conforme el calor Q_{sal} abandona el sistema.
6. Tiempo de Escape (A a O): El pistón se mueve hacia arriba, forzando los gases restantes hacia afuera del pistón. El volumen llega a su mínimo, la válvula se cierra y el ciclo vuelve a comenzar.

Si consideramos un modelo de gas ideal, la eficiencia máxima de este ciclo idealizado, con procesos cuasi estáticos es [2],

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (1)$$

donde $r = V_1/V_2$, cantidad a la que llamamos relación de compresión del motor y $\gamma = C_p/C_v$, que es la relación entre las capacidades caloríficas a presión y a volumen constantes. No es extraño entonces, que una de las primeras medidas que se hayan tomado para mejorar el desempeño de los motores comerciales en las últimas décadas sea elevar la relación de compresión. Para un motor con $r = 8.5$ (común en motores comerciales) y tomado una $\gamma = 1.4$ adecuada para el aire, obtenemos una eficiencia teórica de 57%.

Ahora bien, esta eficiencia es la del ciclo ideal. En la práctica las condiciones no pueden ser cuasi estáticas y los motores no trabajan en tiempos infinitos. Encontramos irreversibilidades en los procesos, las cuales trataremos de minimizar primero teóricamente y después con el diseño de un mecanismo. Algunas de ellas se deben al movimiento del pistón y a la geometría del motor, tradicionalmente forzado por el mecanismo biela-cigüeñal y el flujo de los gases. A continuación explicaré cómo algunos autores han tratado de reducir las irreversibilidades en el diseño de equipos que usan ciclos termodinámicos.

4) Minimización de entropía.

Bejan, refiriéndose al diseño de equipo con características de minimización de entropía, en uno de sus libros sobre EGM [3] afirma: "Para minimizar la irreversibilidad de un diseño propuesto el analista debe usar las relaciones entre las diferencias de temperatura y las tasas de transferencia de calor, y entre las diferencias de presión y los flujos de masa. Se debe relacionar el grado de la no idealidad termodinámica del diseño con las características físicas del sistema, a saber, dimensiones y formas finitas, materiales, velocidades finitas, e intervalos de operación finitos. Para esto se debe apoyar en los principios de transferencia del calor y de mecánica de fluidos además de la termodinámica. Sólo variando una o más de las características del sistema se puede llevar al diseño más cerca de la operación caracterizada por la mínima generación de entropía sujeta a tamaños finitos y tiempos finitos."

El motor que analiza este trabajo, tiene de particular precisamente que permite variar las dimensiones, formas, materiales, velocidades finitas y tiempos finitos de operación. Por ejemplo: la trayectoria temporal del pistón o las camisas pueden hacerse del material y geometría que más convenga. Esto es prácticamente imposible a un precio razonable en una configuración tradicional de motor biela-cigüeñal con una construcción de monoblock.

La Termodinámica de Tiempos Finitos (FTT) es una extensión de la Termodinámica Clásica de Equilibrio (CET), hacia el dominio de procesos endorreversibles [11]. El concepto de la llamada hipótesis de endorreversibilidad ha sido una de las claves para FTT. Esta idea permite concebir a un motor térmico irreversible como separado en dos partes: un ciclo interno reversible que no produce entropía y una parte externa irreversible que incluye

al entorno y su acoplamiento con el fluido de trabajo. Toda la entropía producida por el motor térmico se puede atribuir sólo a la parte irreversible. Esta hipótesis ha probado ser bastante exitosa, para elaborar modelos de optimización, como se verá más adelante. Sin embargo, algunos autores están buscando eliminarla para encontrar otros modelos de optimización. Autores como Sekulic [5] cuestionan la validez de los resultados teóricos basados en la hipótesis de endorreversibilidad, mientras que otros como Andresen [6], defienden la validez del concepto para elaborar modelos de FTT. Cualquiera que sea el nivel de validez de los modelos de FTT, sus resultados respecto a motores de combustión interna parecen totalmente lógicos, aún vistos desde el punto de vista de CET. La comprobación experimental es lo que restaría, en casos como el que nos ocupa, para evaluarlos.

La figura 4 representa un motor térmico endorreversible. Un motor endorreversible tiene todas sus pérdidas asociadas a los acoplamientos con el medio, no tiene irreversibilidades internas. Estos acoplamientos se ilustran en la figura como resistencias en los flujos de calor (ω_h, ω_l) de y hacia el dispositivo de trabajo, indicado como un triángulo. Estas resistencias inevitables en la realidad ocasionan que el motor trabaje entre un intervalo de temperatura T_h, T_l menor al de las reservas T_H, T_L . Las diferencias entre T_H, T_L y T_h, T_l dependen del régimen de operación, y por lo tanto, del tiempo.

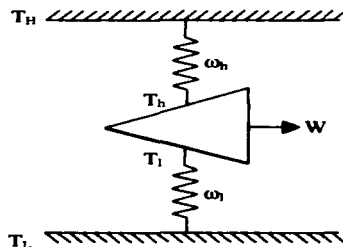


Figura 4.
Modelo de máquina endorreversible.

Dependiendo del ciclo termodinámico con el que el motor trabaje, la inclusión de las resistencias afecta la eficiencia del mismo. Por ejemplo, en el caso del ciclo de Carnot, como mostraron Curzon y Ahlborn [21], en lugar de la conocida eficiencia $\eta = 1 - T_L/T_H$ que se obtiene en ausencia de las mencionadas resistencias, para un motor endorreversible resulta $\eta = 1 - (T_L/T_H)^{1/2}$.

En el análisis de las causas de irreversibilidades del motor Otto y en el modelo de minimización de entropía mediante FTT, que presentaré mas adelante, se supone válida la hipótesis de endoreversibilidad.

La generación de entropía S_{gen} que ocurre en un sistema determinado [3] se puede definir como:

$$S_{gen} = S_2 - S_1 - \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \geq 0 \quad (2)$$

Esta es una manera de escribir la segunda ley, que en general, dice que cualquier proceso termodinámico está acompañado de la generación de entropía. En nuestro caso de un motor que opera bajo un ciclo Otto, diferentes trayectorias temporales de los pistones representan trayectorias con diferente generación de entropía. Las trayectorias especiales a lo largo de las cuales un proceso que cambia de un estado 1 a un estado 2 no genera entropía se llaman reversibles, como en el ciclo ideal descrito arriba. En cambio, las trayectorias para las cuales $S_{gen} > 0$ se consideran irreversibles y los procesos $1 \rightarrow 2$ ejecutados a lo largo de tal trayectoria se consideran irreversibles. Tiene sentido describir a la trayectoria A como “menos irreversible” que la trayectoria B cuando

$$(S_{gen})_A < (S_{gen})_B \quad (3)$$

La generación de entropía S_{gen} es dependiente de la trayectoria termodinámica, por lo tanto, no es una función de estado. No se debe confundir con la propiedad termodinámica cambio de entropía definida como $(S_2 - S_1)$.

Para el ciclo de combustión interna de cuatro tiempos real, con mecanismo tradicional de biela-cigüeñal, cada tiempo tiene sus irreversibilidades características, que lo alejan del ciclo ideal descrito previamente y que se describen a continuación:

1. Tiempo de Admisión (O a A): En un motor con aspiración normal las pérdidas se deben a la diferencia entre la presión al interior de la camisa respecto a la presión a la entrada de la válvula de admisión. Puede haber pérdidas porque el aire de admisión esté caliente y por tanto su densidad sea menor a la del aire ambiente. Las paredes interiores de la camisa tendrán mayor temperatura que el gas entrante y por lo tanto transferirán calor a éste. La fricción de los anillos de los pistones ocasiona pérdidas.
2. Tiempo de Compresión (A a B): En este tiempo el calentamiento del gas por la compresión rápida del mismo tiene pérdidas hacia las paredes del cilindro. La fricción de los anillos de los pistones ocasiona pérdidas.
3. Ignición (B a C): En esta etapa se presenta la llamada pérdida por tiempo que se refiere a las pérdidas ocasionadas por el movimiento del pistón, mientras avanza la flama dentro de la cámara. De acuerdo a Taylor [10], esta pérdida puede ser de aproximadamente 6%.
4. Tiempo de Expansión (C a D): El gas en esta etapa debe expandirse lo más libremente posible en forma adiabática. Cualquier retardo en la expansión ocasiona fugas de calor, estimadas en 12% [10]. En la práctica, particularmente a altas velocidades de operación, la expansión del gas ocurre suficientemente rápido como para que la expansión se parezca a la curva adiabática, pero no comienza en la presión máxima, predicha por el ciclo ideal. La fricción de los anillos de los pistones ocasiona pérdidas, una vez más.
5. Escape (D a A): El calor residual que sale por el escape sólo se aprovecha parcialmente en los sistemas de turbo cargado, de otra manera se pierde. La válvula de escape se abre antes de que la presión dentro del cilindro sea igual a la atmosférica. Esta pérdida se ha estimado en 2%.

6. Tiempo de Escape (A a O): La fricción de los anillos de los pistones ocasiona una pérdida. En general, la relación entre las presiones de admisión y de escape modifican la forma del “lazo” que forman estos dos tiempos.

Este conjunto de las irreversibilidades hacen que en un motor de cuatro tiempos el ciclo termodinámico real se vea como se muestra en la figura 5, comparándolo con el ciclo ideal [10]. Dado que el trabajo hecho por el motor será igual [2] a

$$W = \oint PdV$$

las diferencias en el área de la gráfica rellena respecto a la gráfica delineada representan el trabajo perdido. Minimizar S_{gen} significa hacer que la forma de la curva rellena se parezca más a la de la curva reversible ideal delineada. Nótese que en los tiempos de expulsión y admisión, que forman el “lazo” (OA, AO), el motor hace trabajo sobre el gas de la combustión al expulsarlo y sobre el gas limpio al succionarlo; en cambio, en el otro “lazo” (ABCD) es el gas caliente al expandirse, el que hace trabajo sobre el motor. Por lo tanto, ambos trabajos tienen signos opuestos y deben restarse para conocer el trabajo útil. Esto explica por qué agregar válvulas para facilitar la “respiración” y reducir el área OA, AO tiene un efecto tan notorio sobre el desempeño del motor.

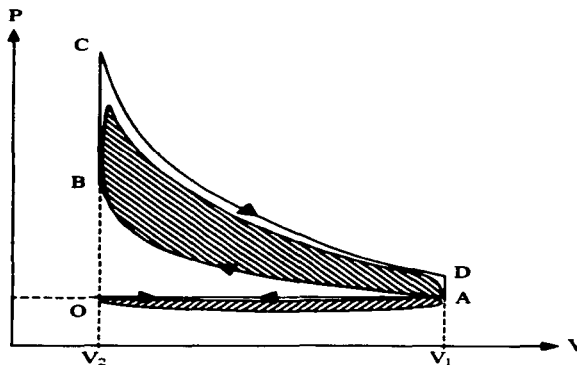


Figura 5.
Ciclo Otto con irreversibilidades reales.

La forma en que el mecanismo tradicional de biela-cigüeñal fuerza el movimiento del pistón representa una constricción que provoca algunas de las irreversibilidades descritas. Pensemos por ejemplo en el tiempo de expansión (C a D). Antes mencioné que el retardo en la expansión del gas ocasiona pérdidas. En un motor tradicional la configuración Biela-Cigüeñal es la que provoca esos retardos. Si nos preguntamos cuál debería ser la trayectoria

temporal para reducir las irreversibilidades provocadas por esos retardos, vemos que la Termodinámica Clásica de Equilibrio (CET) no nos da herramientas para contestar la pregunta. Lo más que podríamos hacer es encontrar la trayectoria temporal correspondiente a un pistón que permite una expansión adiabática, con $PV^\gamma=K$. Que es la condición que el modelo de gas ideal arroja para ese tipo de expansión.

El problema es, sin embargo, más complejo porque también deberíamos tomar en cuenta las irreversibilidades provocadas por la fricción. En este caso la trayectoria predicha por CET para reducir las pérdidas es una recta con velocidad constante, puesto que las pérdidas por fricción se relacionan con el cuadrado de la velocidad.

Ahora bien, ¿cómo hacemos para encontrar la trayectoria temporal que reduzca las irreversibilidades tomando en cuenta la conducción de calor y además la fricción? Una respuesta es usar FTT, que consiste en resolver modelos que toman en cuenta factores como los planteados en la pregunta anterior, en donde el tiempo es una variable y donde se aplica la hipótesis de endorreversibilidad, explicada antes.

La figura 6 representa en línea punteada la trayectoria temporal que se obtendría de una expansión puramente adiabática y en línea continua la trayectoria temporal, cuya obtención con un modelo de FTT se describirá más adelante. El modelo de FTT describe el comportamiento de un motor de combustión interna tomando en cuenta las pérdidas de calor por conducción y la generación de fricción, para el tiempo de expansión. Nótese que la curva de FTT crece más lentamente que la expansión adiabática. Aún así, como veremos más adelante (figura 8), esta curva crece más rápidamente que la determinada por el mecanismo Biela-Cigüeñal.

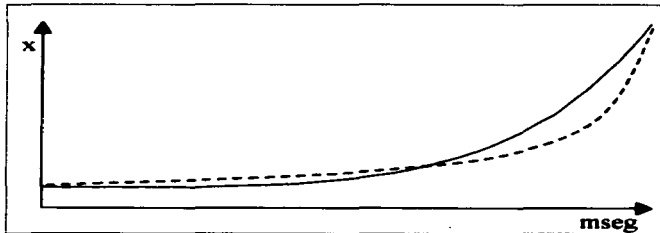


Figura 6.
Comparación de expansión adiabática con expansión optimizada.

Este trabajo no profundizará en las materias de Cálculo de Variaciones o de Control Óptimo puesto que se salen de su alcance. Sin embargo, podemos decir que la naturaleza matemática del problema de optimización planteado por un modelo así lleva a la división entre problemas de dimensiones finitas y problemas de dimensiones infinitas. En el primero, llamado problema de programación matemática, el criterio de optimización (índice de desempeño) es la función de las decisiones (y posiblemente también de otras variables adicionales como constricciones, parámetros etc., llamadas colectivamente variables no controladas). En el segundo, llamado problema de optimización dinámica o problema variacional, el criterio de optimización es el funcional de las decisiones (así como de variables de estado y parámetros constantes). En el primer caso, se busca un óptimo en la

forma de un n-tuplo de números. En el segundo se buscan funciones que describan el comportamiento dinámico del control óptimo como función del tiempo o como función de alguna variable independiente como el tiempo que caracterice la evolución del proceso (longitud, tiempo de residencia, etc.).

Desde este momento hasta el capítulo 5 describiremos con algo de detalle los planteamientos de dos trabajos de FTT que encuentran formas de reducir la generación de entropía de un motor de cuatro tiempos. El primero es el artículo de Termodinámica de Tiempos Finitos de Mozurkewich y Berry [7] que analiza la trayectoria temporal del pistón y encuentra una trayectoria óptima utilizando Cálculo Variacional y Control Óptimo. El segundo es el artículo de Angulo-Brown F., Fernández-Betanzos J. y Diaz-Pico C. A. [11] que busca la mejor relación de compresión. El propósito de esta descripción es entender el origen de la reducción de la generación de entropía que se debería obtener con un diseño de motor como el que explicaremos del capítulo 5 en adelante.

Trayectorias óptimas para el ciclo Otto (artículos de Mozurkewich y Berry [7,8]).

En el artículo mencionado se analizan las pérdidas descritas arriba con las siguientes suposiciones: La relación de compresión, mezcla aire combustible, consumo de combustible, y periodo del ciclo son constantes. Estas constricciones sirven para dos propósitos. Primero, reducen el problema de optimización al movimiento del pistón. Segundo, garantizan que los criterios de desempeño no considerados en el análisis son comparables con los de un motor real. Relajar estas constricciones sólo puede incrementar aún más el desempeño.

Los distintos tipos de pérdidas se consideran como sigue:

Fugas de calor y por fricción.

Ambas son dependientes de la razón de cambio de otras variables y por lo tanto afectan la respuesta temporal del sistema. La fuga de calor se supone proporcional a la superficie instantánea del cilindro y a la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y las paredes (i. e. pérdida newtoniana). Se supone que la temperatura de las paredes del cilindro T_w es constante. Para un coeficiente de conducción k y un cilindro de diámetro b y el pistón en la posición X , la fuga de calor es:

$$\dot{Q} = k\pi b \left(\frac{1}{2}b + X\right)(T - T_w) \quad (5)$$

es decir, el coeficiente de conducción por el área disipativa (un cilindro con dos tapas) por la diferencia de temperaturas. El término de fuga de calor sólo se considera para el tiempo de expansión porque la diferencia de temperatura es muy grande.

La fuerza de fricción se toma como proporcional a la velocidad del pistón, como corresponde a un contacto bien lubricado de metal con metal deslizando; entonces, las pérdidas por fricción estarán directamente relacionadas al cuadrado de la velocidad. El trabajo necesario para vencerla será:

$$W_f = \int_0^t \alpha v^2 dt \quad (6)$$

Donde α es el coeficiente de fricción. Estas pérdidas no son iguales en todos los tiempos. Los autores del artículo [7] consideran que debido a las altas presiones de la expansión los

sellos de los anillos se aprietan durante ese tiempo, lo que simulan incrementando el coeficiente de fricción a dos veces mayor 2α que en los tiempos de expulsión y compresión. También se supone que el calor disipado por la fricción no regresa al fluido de trabajo.

Caida de presión.

La admisión tiene una contribución irreversible debida al flujo viscoso a través de la válvula. La viscosidad provoca una caída de presión durante la admisión. Como ésta es también proporcional a la velocidad, al igual que la fricción, se incorpora en el modelo incrementando un coeficiente de fricción durante el tiempo de admisión, aún más que para el tiempo de expansión, a tres veces mayor que en los tiempos de 3α expulsión y compresión.

Soplo del escape.

El artículo no considera el 2% [10] de pérdida que se debe a la pérdida de presión que ocurre al abrir la válvula de escape. Esta pérdida es mayor cuando el motor se encuentra en un régimen alto de revoluciones.

El coeficiente α es calculado para todo el ciclo a partir del trabajo reversible del ciclo ideal $W_r = 435.7J$ tomado de la referencia Taylor [10], para motores de características de los años 1970's. Considera que el trabajo perdido por fricción es $W_f = 0.15W_r$ [10]. Para el cálculo los autores [7] toman la ecuación de movimiento del pistón:

$$\dot{X} = \frac{2\pi\Delta X}{\tau} \text{sen}\theta \left[1 + \frac{r}{l} \cos\theta \left(1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \text{sen}^2\theta \right) \right]^{1/2} \quad (7)$$

Que se obtiene del modelo geométrico expuesto en la siguiente figura. Donde $\Delta X = 2r$, τ es el tiempo del ciclo (dos vueltas del cigüeñal), $X = X_0$ cuando $t=0$ y $\theta = \pi/\tau$.

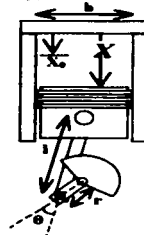


Figura 7.

Modelo de mecanismo biela cigüeñal tradicional.

Si se considera $r/l=0$, se convierte en una senoide pura. Al sustituir \dot{X} en W_f y resolverla se obtiene:

$$W_f = \left[\alpha \pi^2 (\Delta X)^2 \right] / 2\tau \quad (8)$$

Si se considera α para el escape y la compresión, 2α para la expansión y 3α para la admisión, al despejar de la ecuación (8) y substituir obtenemos $\alpha = 12.9 \text{ kg/seg}$ para todo el ciclo.

Para calcular k considera que el trabajo perdido por fugas de calor es $W_Q = 0.1W_r$ con una $\eta = 0.157$ (valores correspondientes a motores típicos [10]). Se calcula \dot{Q} considerando $W_Q \approx \eta \dot{Q} / 1/4\tau$, se substituye su valor en la ecuación de fuga de calor (5) y se obtiene $k = 1,305 \text{ kg}/(\text{grad seg}^3)$.

Optimización de los tiempos de Admisión, Compresión y Escape.

Se puede ver al derivar W_r (ecuación 8) que el mínimo se obtiene cuando \dot{X} es constante. La aceleración en cada cambio de dirección (ver figura 8) del pistón no puede ser infinita; por lo tanto, se le llamará a_m a la aceleración máxima. Por lo anterior, se propone que la trayectoria temporal del pistón, en los tiempos en que las pérdidas de calor son despreciables, sea una trayectoria recta (velocidad constante). Para cada cambio de dirección en el paso de un tiempo a otro se consideran aceleraciones $-a_m$ y a_m . Ahora bien, como el coeficiente de fricción α no es el mismo en todos los tiempos se debe encontrar la relación temporal que minimice W_r durante los tres periodos.

Primero se analiza un solo periodo en el que el pistón experimenta una aceleración a_m durante un tiempo t_1 , después se mueve a velocidad constante $v = a_m t_1$ durante un tiempo $t = t_1 - 2t_a$ y luego sufre una aceleración $-a_m$. La distancia recorrida será $\Delta X = a_m t_a^2 + a_m t_a(t_1 - 2t_a)$. De esta ecuación de segundo grado se puede calcular el valor de t_a (X , t_1 , y a_m). Con esta información se puede resolver la ecuación del trabajo perdido por fricción en un solo tiempo,

$$W_f = \alpha \int_0^{t_a} (a_m t)^2 dt + \int_{t_a}^{t_1 - t_a} (a_m t_a)^2 dt \tag{9}$$

Cuya solución es

$$W_f = \frac{\alpha a_m^2}{12} t_1^3 (1 + 2y_1)(1 - y_1)^2 \tag{10}$$

Esta ecuación tiene la misma forma para los tres tiempos que se están analizando, pero para la admisión se toma 3α para simular la caída de presión y se denomina t_2 al lapso transcurrido en ese tiempo. (W_r)_{tot} para los tres tiempos será la suma de las W_r para cada tiempo, que al minimizarla y hacer $a_m \rightarrow \infty$ da [7],

$$t_2 = t_1 \sqrt{3} \tag{11}$$

Esto quiere decir que simulando las pérdidas por diferencia de presiones con un coeficiente de fricción 3α , las pérdidas se minimizan si el tiempo de admisión es $\sqrt{3}$ veces más largo que los otros dos tiempos.

Así pues, las pérdidas totales por fricción para esos tres tiempos son:

$$(W_f)_{tot} = \frac{\alpha(2 + \sqrt{3})^2(\Delta X)^2}{t}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Optimización del tiempo de expansión.

En la referencia [7] se hace la optimización de este tiempo en varias etapas: se considera primero el caso sin restricción de tiempo, para estimar valores iniciales de velocidad v_0 y un multiplicador de lagrange λ_0 , necesario para el proceso de optimización, que se usarán en iteraciones posteriores; luego se considera el caso de restricción en el tiempo; y por último el caso de aceleración limitada.

Para el caso sin restricción de tiempo y de aceleración limitada se utiliza la teoría general de control óptimo:

Control óptimo [7].

Esta teoría difiere de la teoría clásica de cálculo variacional en que permite trabajar con restricciones dadas por desigualdades y trabaja con el hamiltoniano en sustitución del lagrangiano. El problema general de control óptimo se puede plantear como sigue:

Se quiere maximizar el funcional

$$J(v, y) = \int_{t_0}^{t_1} F[y(t), v(t)] dt$$

sujeto a las restricciones

$$\dot{y} = f(y, x)$$

y

$$R(v) \leq 0$$

con condiciones iniciales

$$y(t_0) = y_0$$

Las componentes de v se llaman variables de control y las componentes de y se llaman variables de estado.

El hamiltoniano se define por

$$H = F + \lambda \cdot f$$

Tres condiciones deben ser satisfechas por la trayectoria óptima:

Primero, las condiciones necesarias para una trayectoria extrema dan las ecuaciones canónicas de movimiento:

$$\dot{y} = \frac{\partial H}{\partial \lambda} = f(y, v)$$

y

$$\dot{\lambda} = - \frac{\partial H}{\partial v}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Que se obtenga el máximo de J se asegura al aplicar el *principio de maximización*, de que para todo punto (λ, y) en la trayectoria óptima el vector de control v^* debe satisfacer la desigualdad

$$H(y, v^*, \lambda) \geq H(y, v, \lambda)$$

Donde v es cualquier vector de control permitido por las constricciones de la desigualdad anterior.

Finalmente, si la condición de punto final $y(t_1)$ no se especifica, se debe requerir que

$$\lambda(t_1) = 0$$

El uso de esta teoría es necesario dado que en el problema del motor $v(x)$ puede ser discontinua en los puntos extremos.

Tiempo de expansión sin restricción en el tiempo.

Si el problema se escribe en términos de X en vez de t no se requiere especificar la duración del tiempo de expansión. El objetivo es encontrar el máximo de

$$W_p = \int_{x_0}^{x_f} \left(\frac{NRT}{X} - \alpha v \right) dX \quad (13)$$

que es el trabajo realizado por el gas (considerado como gas ideal) durante la expansión menos el trabajo perdido en fricción (dependiente de la velocidad v) durante ese tiempo, sujeto a la restricción

$$\frac{dT}{dX} \equiv T' = \frac{-1}{NC} \left[\frac{NRT}{X} + \frac{\pi bk}{v} \left(\frac{b}{2} + X \right) (T - T_w) \right] \quad (14)$$

Es decir, el cambio de la temperatura respecto a la posición del pistón depende tanto de la energía liberada por la explosión, que disminuye mientras el pistón avanza y el gas se expande, como del intercambio de calor con las paredes (que es mayor al inicio de la expansión), donde se supone que la capacidad calorífica C es independiente de la temperatura.

En este problema sin restricción, $v(x)$ puede ser discontinua en los extremos por lo que los autores [7] usaron la teoría de control óptimo antes expuesta. Los autores [7] escriben el hamiltoniano:

$$H = \frac{NRT}{X} - \alpha v - \frac{\lambda}{NC} \left[\frac{NRT}{X} + \frac{\pi bk}{v} \left(\frac{b}{2} + X \right) (T - T_w) \right] \quad (15)$$

Las ecuaciones canónicas resultan ser la de T' (ecuación 14) y

$$\lambda' = -\frac{NR}{X} + \frac{\lambda R}{CX} + \frac{\lambda \pi bk}{NC v} \left(\frac{b}{2} + X \right) \quad (16)$$

El principio de maximización se convierte en

$$v = \left[\frac{\lambda \pi b k (T - T_w)}{NC \alpha} \left(\frac{b}{2} + X \right) \right]^{1/2} \quad (17)$$

Esta condición se usará más adelante. Ahora se tiene un sistema de segundo orden con condiciones a la frontera

$$T(X_0) = T_0 \quad (18)$$

y

$$\lambda(X_f) = 0 \quad (19)$$

Un valor inicial de λ_0 puede ser estimado de la siguiente manera: Se escribe J , como el trabajo máximo que puede hacerse expandiendo desde X_j hasta X_f

$$J_i = v \max_{(x_j, x_f)} \int_{x_j}^{x_f} F dx \quad (20)$$

donde

$$F = \frac{NRT}{X} - \alpha v \quad (21)$$

y $v \max_{(x_j, x_f)}$ indica que la maximización debe ser con respecto a la función v en el intervalo $[x_i, x_f]$. Se puede escribir

$$J = v \max_{(x_j, x_f)} \Omega_1 \quad (22)$$

donde se define Ω_1 por

$$\Omega_1 = \int_{x_j}^{x_f} F dx + J_1 \quad (23)$$

J_1 puede también expresarse como el producto del trabajo irreversible hecho en una expansión adiabática y la efectividad ϵ_1 del proceso comenzando desde X_1 :

$$J_1 = \epsilon_1 NCT \left[1 - \left(\frac{X_1}{X_f} \right)^{R/C} \right] \quad (24)$$

Para valores pequeños de $\Delta X \equiv X_1 - X_0$ se puede escribir

$$\Omega_1 = \left(\frac{NRT_0}{X_0} - \alpha v_0 \right) \Delta X + \varepsilon_1 NRCT_1 \left[1 - \left(\frac{X_0 + \Delta X}{X_f} \right)^{R/C} \right] \quad (25)$$

y también $T' = T_0 - T_1$.

Substituyendo T_1 en la expresión de Ω_1 (ecuación 25) y fijando $\partial\Omega_1/\partial v_0 = 0$ se obtiene

$$v_0 = \left\{ \varepsilon \frac{K}{\alpha} \left(\frac{b}{2} + X_0 \right) (\pi b) (T_0 - T_w) \left[1 - \left(\frac{X_0}{X_f} \right)^{R/C} \right] \right\}^{1/2} \quad (26)$$

De donde, usando v (ecuación 17) se puede escribir

$$\lambda_0 = \varepsilon NC \left[1 - \left(\frac{X_0}{X_f} \right)^{R/C} \right] \quad (27)$$

Se sabe que ε será algo mayor que la efectividad obtenida con el movimiento senoidal del pistón de 0.85 (durante el tiempo de expansión), así que esta ecuación provee un medio para estimar un valor λ_0 razonable, para comenzar las iteraciones con constricción de tiempo hasta que $\lambda(X_f)$ sea cercano a cero.

Tiempo de expansión con constricción en el tiempo.

Lo que se desea es maximizar el trabajo durante la expansión en un tiempo t' el cual se expresa como

$$W_p = \int_0^{t'} \left(\frac{NRT}{X} \dot{X} - \alpha \dot{X}^2 \right) dt \quad (28)$$

Con la constricción en la energía interna igual al problema anterior pero sin v como variable

$$\dot{T} = \frac{-1}{NC} \left[\frac{NRT}{X} \dot{X} + \pi bk \left(\frac{b}{2} + X \right) (T - T_w) \right] \quad (29)$$

En este caso en el que interviene el tiempo [7] se plantea el lagrangiano:

$$L = \frac{NRT}{X} \dot{X} - \alpha \dot{X}^2 + \lambda \left[\dot{T} + \frac{RT}{CX} \dot{X} + \frac{k\pi b(b/2 + X)(T - T_w)}{NC} \right] \quad (30)$$

De esta ecuación los autores [7] obtienen las ecuaciones de Euler-Lagrange, que se pueden expresar como,

$$\dot{X} = v \quad (31)$$

$$\dot{v} = \frac{k\pi b}{2\alpha NC} \left\{ (T_w - T) \left(\frac{NR}{X} \right) \left(\frac{b}{2} + X \right) + \lambda \left[\frac{RT_w}{CX} \left(\frac{b}{2} + X \right) - (T - T_w) \right] \right\} \quad (32)$$

$$\dot{\lambda} = \frac{NR}{X} v \left(1 + \frac{\lambda}{NC} \right) + \frac{\lambda k\pi b}{NC} \left(\frac{b}{2} + X \right) \quad (33)$$

Estas tres ecuaciones junto con la de \dot{T} (ecuación 29) forman un sistema de ecuaciones diferenciales. Su solución daría el valor máximo de W_p como función de t' . Sería entonces posible combinar este resultado con la ecuación de los tiempos de admisión, expulsión y compresión para encontrar valores de t y t' sujetos a $\tau = t+t'$, que maximizaran el trabajo en el ciclo completo.

Las condiciones a la frontera de este problema son:

$$X(0)=X_0, X(t')=X_f, T(0)=T_0 \text{ y}$$

$$\left. \frac{\partial L}{\partial T} \right|_{t=t'} = \lambda(t') = 0 \quad .$$

la última porque no se desea fijar la temperatura final.

Los autores resolvieron estas ecuaciones numéricamente probando diferentes λ_0 y v_0 iniciando con el valor dado por la ecuación 27 para atinar a condiciones finales $X(t')$ y $\lambda(t')$.

Tiempo de expansión con aceleración limitada.

Para que el modelo fuera realista Mozurkewich y Berry plantearon el problema nuevamente pero con aceleración limitada dado que mecánicamente no se pueden lograr aceleraciones infinitas.

Nuevamente usaron la teoría de control óptimo. La ecuación de W_p permanece, pero ahora dependerá implícitamente de la aceleración a . La dependencia de las variables de estado T ,

X , y v sobre la variable de control a está dada por las ecuaciones de \dot{T} y \dot{X} y

$$\dot{v} = a \quad (34)$$

También se limita a a un máximo en ambas direcciones $-a_m \leq a \leq a_m$.

Se escribe para este problema el hamiltoniano como:

$$H = \frac{NRTv}{X} - \alpha v^2 - \frac{\lambda_1}{NC} \left[\frac{NRTv}{X} + \pi b k \left(\frac{b}{2} + X \right) (T - T_w) \right] + \lambda_2 v + \lambda_3 a \quad (35)$$

Las ecuaciones canónicas son entonces:

$$\dot{\lambda}_1 = -\frac{\partial H}{\partial T} = \frac{NRv}{X} \left(\frac{\lambda_1}{NC} - 1 \right) + \frac{\lambda_1}{NC} k\pi b \left(\frac{b}{2} + X \right) \quad (36)$$

$$\dot{\lambda}_2 = -\frac{\partial H}{\partial X} = \frac{NRTv}{X^2} \left(1 - \frac{\lambda_1}{NC} \right) + \frac{\lambda_1}{NC} k\pi b (T - T_w) \quad (37)$$

$$\dot{\lambda}_3 = -\frac{\partial H}{\partial v} = 2\alpha v - \lambda_2 - \frac{NRT}{X} \left(1 - \frac{\lambda_1}{NC} \right) \quad (38)$$

Por el principio de máximo, la condición para un máximo interior es

$$0 = \frac{\partial H}{\partial a} = \lambda_3 \quad (39)$$

Si esto se sostiene por más que unos cuantos puntos también se tiene

$$\lambda_3 = 0 \quad (40)$$

Si se elimina λ_2 de las ecuaciones anteriores se tiene el mismo juego de ecuaciones que para el caso sin restricción de la aceleración.

Los autores concluyen para este caso que la trayectoria será la que la intuición indicaría, es decir, dos segmentos (aceleración máxima y desaceleración máxima) conectados por un segmento que satisfaga las ecuaciones sin restricción.

Resultados sobre las trayectorias de los pistones.

Para el caso sin restricción se obtiene que el pistón debería instantáneamente cambiar su estado de reposo al momento de iniciarse la expansión y se obtendrían beneficios de reducción de la fuga de calor. Un mecanismo que hiciera esto es físicamente imposible, así que nos concentraremos en los resultados con aceleración limitada.

Para todos los casos la trayectoria optimizada propone una velocidad que sea casi una función lineal de la posición del pistón y casi exponencial en el tiempo. El hecho de que la velocidad deba ser alta a pequeños valores de X indica la importancia relativa de la fuga de calor, cuando la temperatura del gas es alta. La velocidad promedio es mucho más alta que en un mecanismo tradicional. Esto da como resultado un considerable incremento en las pérdidas por fricción en ese tiempo del ciclo pero compensa esa pérdida reduciendo las pérdidas por fuga de calor. En los otros tiempos se reducirán las pérdidas por fricción mediante velocidad constante.

Para el caso de la aceleración limitada se variaron los valores de 5×10^3 a 5×10^4 m/seg². El más bajo de estos valores corresponde aproximadamente a las aceleraciones en un motor tradicional.

También el artículo descrito estudia una trayectoria simétrica suponiendo que un mecanismo asimétrico es muy difícil de construir. Más adelante mostraremos el funcionamiento y la factibilidad de construir de un mecanismo asimétrico.

Las figura 8 [8] muestran la trayectoria temporal de la posición del pistón X optimizada junto con la cuasisenoide de un pistón en un mecanismo tradicional y la trayectoria temporal de la velocidad del pistón.

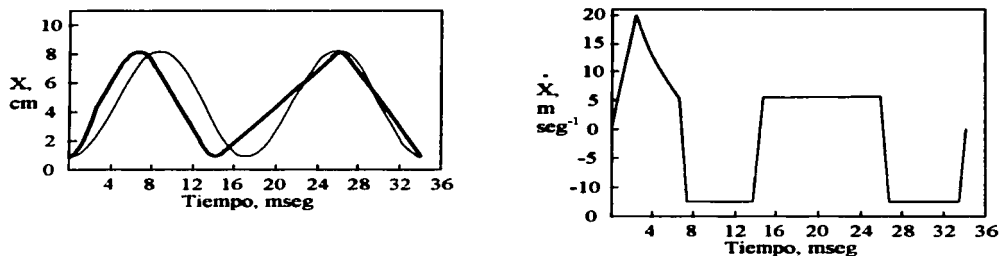


Figura 8.

Resultados sobre la trayectoria del articulo de Mozurkewich y Berry [8].

A la curva de línea gruesa de la figura 8 la llamaremos de ahora en adelante $F(t)$. Este es el resultado que dio lugar a la idea de diseñar un motor que pudiera minimizar la entropía, mediante un mecanismo que hiciera que los pistones siguieran un trayectoria optimizada. En estas figuras la máxima aceleración es $2 \times 10^4 \text{ m/seg}^2$ al comienzo del tiempo de expansión y se mueve el pistón a velocidad constante en los demás tiempos. Si al pistón se le permite moverse a aceleraciones de 4 veces la de un motor convencional, la efectividad crece 9%; si no se constriñe la aceleración, la efectividad crece hasta 11%. La figura 9 muestra una tabla con los resultados en la efectividad para diferentes aceleraciones.

ACELERACIÓN m/seg^2	% DE INCREMENTO EN EFECTIVIDAD
Convencional	-
5×10^3	1.1
1×10^4	6.2
2×10^4	8.7
5×10^4	10.1
Sin constricción	11.2

Figura 9.

Incrementos en la efectividad del motor para diferentes aceleraciones en la expansión.

Al aumentar la velocidad del motor las aceleraciones también se incrementan y se logra mayor efectividad. Estos resultados se deben fundamentalmente a la reducción de la fuga de calor en el tiempo de expansión por permitir que el pistón acelere rápidamente y en menor grado a la reducción de la fricción en el resto de los tiempos y a la reducción de las pérdidas por diferencia de presión.

Aplicación de FTT para la optimización de la relación de compresión [11].

Encontrar una estrategia para regir óptimamente a un sistema físico es una tarea no trivial. En el caso anterior se propone una maximización de la eficiencia modificando la trayectoria temporal de los pistones. Pero otros parámetros del motor se pueden maximizar en forma análoga. En particular, me interesan aquellos que puedan ajustarse mediante modificaciones en el mecanismo del motor, no tanto en los combustibles o en otros factores. De acuerdo con esto, la relación de compresión es un factor que resulta muy interesante estudiar.

El trabajo de Angulo-Brown [11] sobre ese tema aplica la hipótesis de endorreversibilidad y maximiza la potencia P , eficiencia η y la función ecológica E (definida como $E=P-T_2\sigma$, donde T_2 la temperatura en el punto B de nuestra gráfica P vs. V y σ la producción de entropía) para diferentes valores de la relación de compresión $r=V_1/V_2$. En él, se toma en cuenta sólo un término de disipación b , debido a un tipo de función generalizada que comprende en forma global las pérdidas por fricción y térmicas. Se modela a la expansión y la compresión como dos adiabáticas instantáneas de modo que los términos que involucran al tiempo t se refieren sólo a la ignición y al escape.

Se encuentran tres expresiones para la potencia, la eficiencia y la función ecológica [11]:

$$P(r) = \frac{C_{v1} - C_{v2}r^{1-\gamma}}{K_1 + K_2r^{1-\gamma}} - b(r-1)^2 \quad (41)$$

$$\eta(r) = 1 - \frac{C_{v2}r^{1-\gamma}}{C_{v1}} - \frac{b(r-1)^2}{C_{v1}} (K_1 + k_2r^{1-\gamma}) \quad (42)$$

$$E(r) = \frac{C_{v1} - C_{v2}r^{1-\gamma}}{K_1 + K_2r^{1-\gamma}} - b(r-1)^2 - \frac{(C_{v1} - C_{v2}) \ln(T_3/T_2)}{(K_1r^{\gamma-1} + K_2)(T_3/T_2 + 1)} \quad (43)$$

Donde los subíndices 1, 2, 3 y 4 representan a los puntos A, B, C y D respectivamente en nuestra gráfica P vs. V ; C_{v1} y C_{v2} son las capacidades caloríficas de los gases en los tiempos de compresión y expansión respectivamente, K_1 y K_2 representan el inverso de tasas constantes de calentamiento k_1 y k_2 durante los procesos $2 \rightarrow 3$ y de $4 \rightarrow 1$, $\gamma=C_p/C_v$ y b es el término disipativo generalizado definido como $b = \mu x_2^2 / (\Delta t_{12})^2$ con coeficiente de fricción μ . Las tres expresiones (ecuaciones 41, 42, 43) resultan ser curvas convexas con un máximo. Al resolverlas mediante cálculo numérico, con supuestos similares a los de Mozurkewich y Berry [7] para el término disipativo b , el modelo arroja como resultados que la eficiencia alcanza un máximo cuando $r = 9.3$, la potencia cuando $r = 10.1$ y la función ecológica cuando $r = 10.1$ también.

Estos resultados sugieren diseñar el motor para relaciones de compresión entre 9 y 10, que es una relación de compresión común en los motores de la última década. El diseño que analizaremos permite variar fácilmente la relación de compresión mediante un cambio de diámetro en las camisas y los pistones. El resultado se puede integrar sin ninguna dificultad en la construcción de un prototipo y se pueden probar varios juegos de pistones y camisas para verificar el resultado experimentalmente.

Los próximos capítulos mostrarán que un motor que haga que el pistón se mueva aproximadamente de acuerdo a $F(t)$ que es resultado de la teoría antes expuesta se puede construir en la práctica. Expondré una propuesta de mecanismo sin biela-cigüeñal, cuya

patente fue otorgada por la Oficina de Patentes y Marcas de Estados Unidos (UPTO) en 1998 con validez por PCT en Alemania, Italia y Francia [12].

5) Funcionamiento general del motor de cámara de combustión central (CCCM).

La idea de eliminar el mecanismo biela cigüeñal no es nueva. Por un lado se encuentran los motores rotativos como el Wankel que ya mencionamos y por otro, los de pistones. El motor propuesto al cual llamaremos de ahora en adelante CCCM es un motor de pistones. Los mecanismos de pistones de cuatro tiempos ofrecen ventajas de confiabilidad probada, como por ejemplo su capacidad para aislar a los lubricantes de la cámara de combustión. En la búsqueda hecha por la USPTO para verificar la originalidad de la patente del CCCM se encontraron referencias de principios del siglo XX de motores de pistones sin el mecanismo biela-cigüeñal. En algunas fuentes a este tipo de motores se los ha llamado de barril o de revólver. En todos los casos anteriores al CCCM encontrados por la USPTO el mecanismo resulta más complicado que el tradicional de biela-cigüeñal, o tiene puntos de desgaste muy evidentes. En el CCCM no sólo se ha buscado la reducción de la generación de entropía sino que además, su diseño resulta tan simple como el de un motor de biela-cigüeñal y se han tratado de eliminar los puntos de falla de diseños similares.

Movimiento de los pistones.

El principio de funcionamiento del CCCM consiste en hacer que los pistones "sigan" a la gráfica de posición $F'(t)$ aproximadamente igual a la $F(t)$ del capítulo anterior (figura 8). $F'(t)$ no puede ser exactamente igual a $F(t)$ por restricciones mecánicas que explicaré más adelante. Como queremos que los pistones viajen hacia arriba y hacia abajo debemos acotar la gráfica por ambos lados. Para ello se usan "seguidores" rotatorios, que en la figura 10 se representan como una secuencia de círculos.

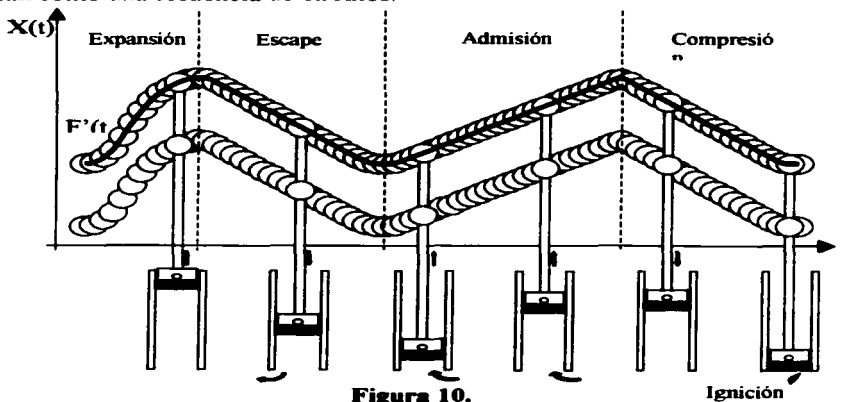


Figura 10. Seguidores rotatorios de una función $F'(t)$.

El área entre las dos secuencias de círculos delimita una “costilla” de ancho variable que al desplazarse horizontalmente hace subir y bajar a los soportes de los pistones que trazan $F'(t)$ como se muestra en la figura 10.

En la figura 10 se han repartido seis pistones a lo largo del ciclo, de los cuales el último se encuentra en la ignición. En este dibujo se han omitido las válvulas y el cabezal de la cámara puesto que hablaremos de esta parte más adelante. Nótese que el ancho de la costilla dependerá de la pendiente de $F'(t)$ en cada punto y que por lo tanto ésta será una restricción mecánica para la construcción (ver figura 21). $F'(t)$ no puede ser exactamente igual a la $F(t)$ óptima que encontramos en el capítulo anterior, puesto que la forma de la costilla debe cumplir con otras restricciones mecánicas, como evitar el “overcutting” y el “undercutting” que explicaremos en el próximo capítulo.

Para convertir el movimiento de la gráfica en un ciclo sin fin, se curva la costilla en la tercera dimensión formando una costilla axial alrededor del eje motriz, que al girar hace que los pistones se muevan paralelos al eje de acuerdo a $F'(t)$. Por lo tanto, con este mecanismo se incluyen los cuatro tiempos en una sola vuelta del eje. Véase la Figura 11 y la Figura 24 del capítulo 7:

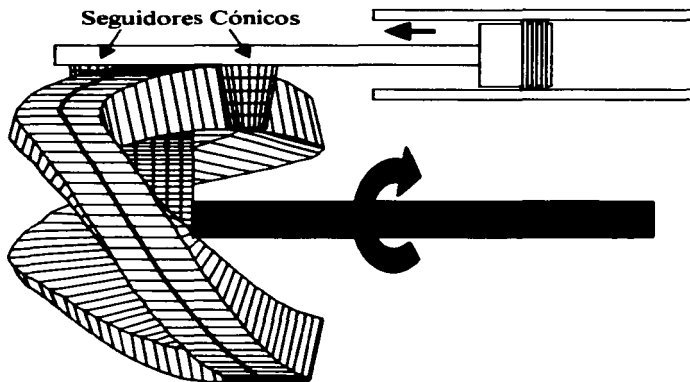


Figura 11.
Leva de Costilla Axial (RAC) para seguir $F'(t)$ en un ciclo sin fin.

Este mecanismo se llama Leva de Costilla Axial (RAC, por el inglés Ribbed Axial Cam) [14]. Nótese que los rodamientos de la barra del pistón son cónicos para que el contacto con la costilla sea una línea, con lo que se reduce la presión local entre las piezas y se evita el deslizamiento. Construir una costilla en vez de un canal para esta leva tiene ventajas entre las cuales resaltan el hecho de que ambos rodamientos tienen contacto continuo con la superficie de la leva y que la masa del RAC se reduce, dado que en una leva acanalada se requieren superficies de contactos en ambos lados del canal. Los detalles de diseño de la forma y restricciones mecánicas serán explicados en el próximo capítulo. Valga decir por lo

pronto, que se puede construir un RAC con un buen desempeño mecánico que sigue una $F'(t)$ bastante aproximada a $F(t)$.

La cámara de combustión.

Para el diseño de la cámara de combustión se consideró que, dado que la explosión se propaga en forma radial, para reducir las pérdidas de energía resulta conveniente y muy simple poner otro pistón del otro lado de la cámara de combustión con otro RAC invertido del otro lado. Por cada cámara de combustión tenemos un par de pistones que convergen hacia el centro. Esta geometría también brinda una reducción en el diámetro de los pistones y en el tamaño de los soportes y los seguidores del RAC, dado que el esfuerzo de cada explosión se reparte en dos puntos de apoyo. Ello conlleva una reducción importante del diámetro del RAC. La figura 12 representa el gas expandiéndose y empujando un par de pistones:

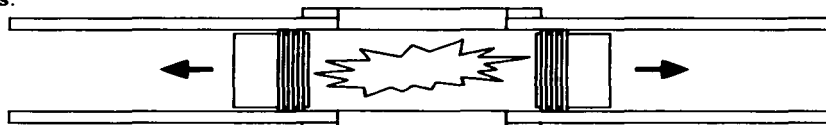


Figura 12.

Dos pistones por cámara favorecen la propagación de la explosión.

La figura 13 esquematiza los dos RAC y dos cámaras colocadas arbitrariamente con sus respectivos pistones, un par en tiempo de admisión y el otro en tiempo de compresión.

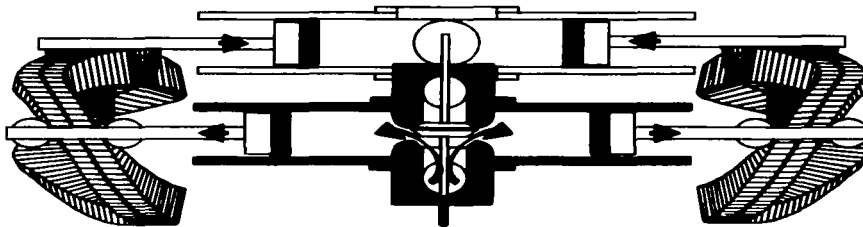


Figura 13.

Los dos RAC con dos cámaras.

Las válvulas.

La admisión de aire limpio y expulsión de los gases de combustión se hace por medio de válvulas tradicionales de un diámetro similar al del pistón, lo cual les da una muy buena eficiencia volumétrica. Estas se han colocado en forma perpendicular al eje motriz, perpendiculares a los radios del mismo. La forma de la cámara en ese sentido es más estrecha que las camisas de los pistones. En el modelo que estamos construyendo tenemos una relación de compresión de aproximadamente 8.5 que se eligió como punto de partida en analogía a motores comerciales, con una carrera de los pistones de 12 cm que da un tamaño del conjunto manejable. La relación de compresión se puede aumentar agrandando

el diámetro de los pistones o alargando su carrera para buscar el óptimo [11], que como mencionamos, se encuentra alrededor de 9.3. Algunos detalles de diseño de la cámara se discutirán en el próximo capítulo, junto con la eficiencia volumétrica. La figura 14 muestra una cámara vista desde un punto radial al centro del eje motriz en su ubicación, con la válvula de admisión abierta.

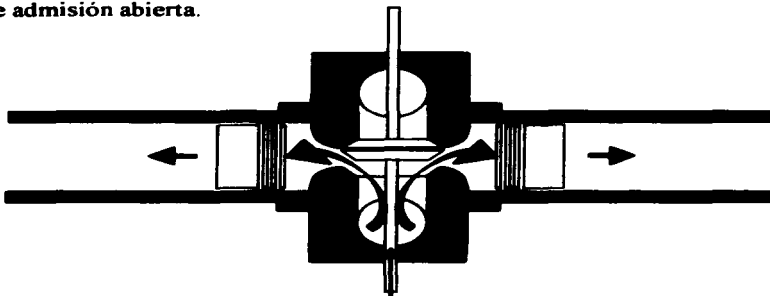


Figura 14.
Válvula de admisión abierta.

En la leva cuyo diseño analizaremos más adelante se propone una pausa de 4° para que se detengan los pistones al iniciarse la apertura de la válvula de escape. Esta pausa pretende facilitar la apertura de la válvula. No es lógico abrir la válvula antes de que termine la expansión, porque se pierde presión prematuramente, ni oponerse a su movimiento comprimiendo el gas mientras se inicia su apertura.

Para mover las válvulas, se usa una leva para la válvula de admisión y una para la válvula de expulsión las cuales se encuentran directamente en el eje motriz. Estas mismas levas sirven para activar las válvulas de varias cámaras, a diferencia de la configuración tradicional en que se requiere una o varias levas para cada operación en cada cámara. Es importante hacer notar además que esta geometría evita la necesidad de un árbol de levas y por consiguiente de sus mecanismos de transmisión. La figura 15 muestra un esquema del mecanismo de transmisión usado para activar las válvulas, el cual se adapta al espacio disponible y a la construcción del cuerpo central del motor.

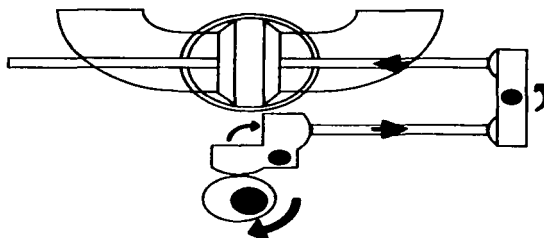


Figura 15.
Esquema del mecanismo para la apertura de las válvulas.

Para cada juego de cámaras el paso de las RAC frente a su posición determinará cada tiempo del ciclo, que está naturalmente sincronizado con las levas de admisión y expulsión, dado que ambos se sujetan al mismo eje motriz. La ignición ocurrirá para cada cámara en secuencia, girando por el conjunto de cámaras a la misma velocidad que el eje.

Inyección de combustible.

En la actualidad existen sistemas de inyección directa asistida por aire con atomización guiada, que dosifican el combustible directamente dentro de la cámara presurizada durante la compresión y que permiten un control preciso de la flama.[13]. En principio, sería posible con un sistema de este tipo contener el inicio de la ignición de la flama dentro del espacio aplanado de la cámara de combustión. Esta geometría tiene la ventaja de ser fija en la dirección de la inyección como muestra la figura, en contraste con la configuración tradicional en la que la flama que choca contra el pistón en movimiento. El espacio disponible en la pared superior de la cámara de combustión de un CCCM es suficientemente grande como para colocar dos bujías, lo que puede ayudar a darle simetría a la flama.

La figura 16 representa una hipotética flama, contenida dentro de la cámara aplanada de combustión, con los pistones estáticos en su punto de mayor acercamiento mutuo, estáticos mientras se produce la ignición de la flama.

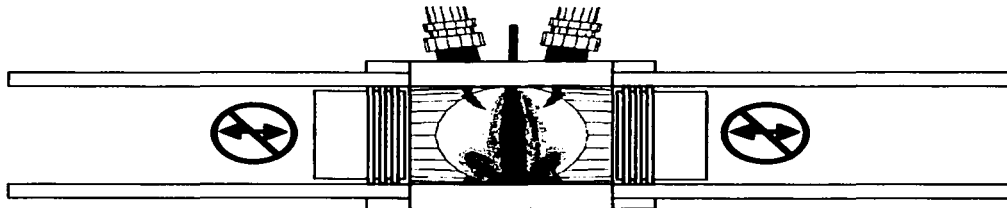


Figura 16.
La flama dentro de la cámara.

En el CCCM se puede modificar la trayectoria temporal de los pistones de modo que se detengan algún tiempo, para favorecer la inyección de los combustibles antes de ocurrir la ignición. En la leva cuyo diseño analizaremos más adelante se propone una pausa de 4° para que se detengan los pistones durante la ignición, justo antes de comenzar la expansión rápida propuesta por FTT. A revoluciones moderadas, el tiempo de inyección (aproximadamente 4 mseg) es relativamente largo como para detener el pistón durante toda la evolución del proceso de inyección; sin embargo, una pausa en el movimiento del gas puede resultar favorable al momento de producirse la chispa. A bajas revoluciones (500 RPM en el CCCM), la pausa puede ser casi tan larga como la mitad del proceso de inyección. El 6% de pérdida por tiempo en el ciclo de ignición de la configuración tradicional, explicado antes en el ciclo termodinámico, podría reducirse con la configuración del CCCM. El tiempo de la pausa puede ajustarse al tipo de combustible para el que se diseñe el motor, por ejemplo, el metanol (que tiene una combustión mucho más

limpia que las gasolinas actuales) puede requerir un tiempo de quemado diferente al de la gasolina de 93 octanos.

El balance del conjunto.

El número de cámaras que se pueden poner alrededor del eje motriz solo depende del espacio disponible. Para nuestro caso, en el ciclo optimizado el tiempo de expansión mide 1/6 del total del ciclo, por lo que consideré conveniente colocar 6 cámaras, de modo que en todo momento algún par de pistones estén en el tiempo de expansión empujando sobre el RAC. Esto evita la necesidad de masas inerciales para mover a los demás pistones que se encontrarán en otra parte del ciclo. Como se puede ver en el modelo (figuras del capítulo 7) tendremos dos conjuntos hexagonales de pistones alrededor del eje motriz, que se mueven hacia y desde la cámara de combustión (que se encuentra en el centro del conjunto), paralelamente al eje motriz y en trayectorias reciprocantes trazadas por $F'(x)$. En el capítulo 7 hablaremos de la construcción de un modelo escala 1:1.

El balance del conjunto es mucho mayor que el de un motor tradicional (ver figura 13), dado que las masas reciprocantes se acercan a, y se alejan de, un punto central, que se encuentra en el centro geométrico del motor. La masa total de las cámaras se encuentra repartida homogéneamente alrededor del eje motriz.

6) Diseño de las partes claves para la minimización de generación de entropía y el buen desempeño mecánico.

Diseño de la leva RAC.

Los sistemas de seguidores de levas son frecuentemente usados en todo tipo de máquinas. Las válvulas en los motores de los automóviles se abren por medio de levas [14]. Millones de máquinas de enorme diversidad usadas en la manufactura de bienes de consumo contienen levas. Comparadas con las bielas o acoplamientos, las levas son más fáciles de diseñar para proporcionar una función específica de salida, pero son más difíciles y caras de construir que una biela. Esto se debe a que es necesario respetar estrictamente la superficie del diseño la cual generalmente debe estar altamente pulida y ser de un material duro. Las levas son un muy flexible y útil "generador de funciones". Podemos especificar virtualmente cualquier función que deseemos y plausiblemente crear la superficie curvada de una leva para generar un movimiento similar en el seguidor. Pero como todo en ingeniería, hay relaciones de costo beneficio que se deben considerar, restricciones geométricas, restricciones que imponen los materiales de construcción y limitaciones mecánicas.

Para resolver nuestro problema de hacer que los pistones se muevan sobre una trayectoria que minimice la entropía en el diseño del CCCM he elegido la leva de costilla axial (RAC), porque ocupa menos espacio que una leva radial y logra la carrera que se desea en los pistones. Además, se ha elegido una leva de costilla y no una acanalada, porque mediante la costilla se puede tener un mecanismo cerrado, con un contacto continuo tanto para jalar como para empujar los pistones en todo momento, sin incurrir en holguras (backslash). Adicionalmente la costilla requiere menos material y por lo tanto el mecanismo tiene menos masa inercial.

Como hemos visto, la función que se ha determinado como adecuada para minimizar la entropía, de acuerdo al artículo de Mozurkewich y Berry, debe cumplir en forma general, en concordancia con la gráfica, las siguientes condiciones:

- Durante el tiempo de admisión, compresión y expulsión, moverse a velocidad constante.
- Una duración del tiempo de admisión aproximadamente 1.7 veces mayor que la de los de compresión y expulsión.
- Durante el tiempo de expansión, una aceleración que crezca lo más rápido posible hasta un orden de magnitud de 10^4 m/seg².
- Durante el tiempo de expansión, una velocidad máxima 4 veces mayor a la del tiempo de admisión.

Debemos agregar otras condiciones mecánicas para que la leva y el motor CCCM funcionen adecuadamente:

- Definir zonas de frenado y aceleración para los cambios de dirección que deben permitir el paso de un seguidor, sin provocar overcutting o undecutting en la superficie de la leva (más adelante explicaré estos términos). En nuestro caso, se trata de seguidores rotatorios cónicos con vástagos suficientemente gruesos para soportar el esfuerzo que se transmiten el pistón y la costilla entre sí.
- Que la expansión dure al menos 60° para que en todo momento haya un pistón empujando.
- Que la función que describe la superficie de la leva sea continua en las primeras dos derivadas (velocidad y aceleración) durante toda su trayectoria.
- Que la tercera derivada (en inglés "Jerk", a la cual llamaremos en español "espasmo") sea finita en toda la trayectoria.

Las últimas condiciones son particularmente importantes para piezas de formas complicadas como la nuestra, porque los métodos de construcción modernos casi siempre incluyen una digitalización. Esto quiere decir que se toma sólo un número finito de puntos de una función continua, lo que produce picos en sus derivadas. Por ello, en el diseño de la trayectoria que propondremos se tuvo especial cuidado en que la aceleración no sólo fuera continua sino suave y que el espasmo no sólo tuviera saltos finitos, sino que también fuera continuo.

Para lograr lo anterior un método muy versátil, usado para el diseño de levas es el de dividir la leva en segmentos que cumplan con las condiciones de movimiento del seguidor que queremos, luego plantear las condiciones a la frontera de cada segmento y definir la posición del seguidor de la leva mediante polinomios.

Durante el desarrollo del trabajo se probaron varios juegos de intervalos de posición del eje motriz, para buscar funciones que hicieran que el seguidor cumpliera con las condiciones arriba descritas. Se consideró que el RAC gira a aproximadamente 300 rad/seg (2,865 RPM, que es aproximadamente la mitad del máximo típico de un motor automotriz

moderno) donde los cuatro tiempos están incluidos en cada revolución. El último juego de intervalos que se usó para generar polinomios que cumplieran aproximadamente con las condiciones descritas, que dio un resultado satisfactorio y que propongo como punto de partida para la construcción de un prototipo se muestra en la tabla de la figura 17:

Segmento.	Grados de giro.	Tiempo correspondiente.	Propósito del intervalo.
1	4		Punto muerto para inyección del combustible.
2	9		Arranque hasta alcanzar 10^4 m/seg ² .
3	11		Aceleración hasta llegar a velocidad máxima.
4	42		Frenado.
5	4		Punto muerto para abrir válvula de escape.
6	20		Arranque.
7	40		Expulsión a velocidad constante.
8	20		Frenado.
9	20		Arranque.
10	90		Admisión a velocidad constante.
11	20		Frenado.
12	20		Arranque.
13	40		Compresión a velocidad constante.
14	20		Frenado.
	360	Total	

Figura 17.

Tabla de los segmentos usados para construir una leva con polinomios.

El grado del polinomio que describa la trayectoria en el segmento deseado será $n-1$ donde n es el número de condiciones a la frontera que se definan para dicho intervalo.

Como ejemplo de la generación de polinomios para describir la posición de una leva, podemos partir de un polinomio de grado 5 que describa la trayectoria del seguidor. En dicho polinomio representamos a los grados de giro por θ en un segmento que mide β grados. Si lo escribimos como:

$$S = C_0 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^1 + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5,$$

sus derivadas serán:

$$V = \frac{1}{\beta} \left[C_1 + 2C_2 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right]$$

$$A = \frac{2}{\beta} \left[C_2 + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) + 6C_4 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 10C_5 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right]$$

Ahora, si en el segmento β las condiciones a la frontera conocidas son como se muestra en la tabla de la figura 18:

θ	Elevación (S)	Velocidad	Aceleración
0	0	0	0
β	h	0	0

Figura 18.

Tabla de condiciones a la frontera de un ejemplo de polinomio de grado 5.

donde h es la elevación máxima del seguidor de la leva, al sustituir estos valores en las ecuaciones de arriba tenemos:

$$0=C_0+0+0+\dots \implies C_0=0 \text{ ,}$$

$$0=1/\beta(C_1+0+0+\dots) \implies C_1=0 \text{ ,}$$

$$0=1/\beta^2[C_2+0+0+\dots] \implies C_2=0 \text{ ,}$$

$$h=C_3+C_4+C_5 \text{ ,}$$

$$0=1/\beta[3C_3+4C_4+5C_5] \text{ ,}$$

$$0=1/\beta^2[6C_3+12C_4+20C_5] \text{ ,}$$

Las últimas tres ecuaciones se pueden resolver como un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas de modo que:

$$C_3=10h; \quad C_4=-15h; \quad C_5=6h.$$

Por lo tanto, el polinomio de grado 5 que describe la función que cumple con las condiciones a la frontera expuestas se puede escribir como:

$$S = h \left[10 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 15 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 6 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right]$$

La búsqueda de los coeficientes para los polinomios que cumplieran con todas las condiciones que queremos, para minimizar la entropía y obtener una aceleración sin picos, se hizo mediante la ayuda de un programa de diseño de levas denominado Dynacam [14]. En algunos intervalos fue necesario comenzar con un polinomio de grado bajo por desconocimiento de todas las condiciones a la frontera. Una vez encontrados los coeficientes de dicho polinomio, se pudieron definir más condiciones a la frontera de un polinomio de mayor grado, hasta suavizar completamente la aceleración y lograr un espasmo continuo con un polinomio de grado 6. Para los tiempos de expulsión y de compresión se usó el mismo juego de polinomios.

La trayectoria que proponemos para el RAC de un prototipo se describe en la figura 19 junto con las gráficas de velocidad, aceleración, y espasmo. En ella, se señala cada segmento.

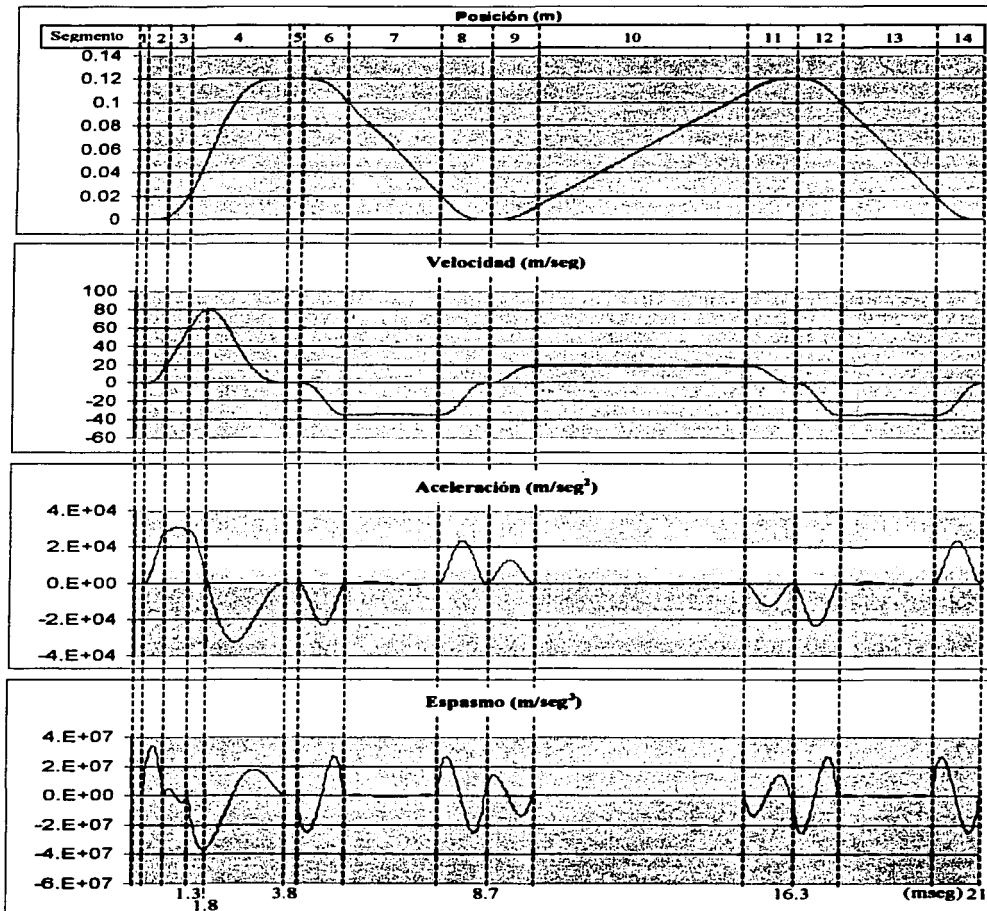


Figura 19.

Gráfica de posición, velocidad, aceleración y espasmo para los polinomios propuestos.

Es muy importante notar el parecido en la forma de estas curvas de posición y de velocidad respecto a las curvas correspondientes del capítulo 4. Se cumplen las condiciones de diseño expuestas al comienzo de este capítulo. La admisión es 1.6 veces más larga que la expulsión y compresión, se logra una aceleración de 3×10^4 m/seg² en tan sólo un tercio de la expansión y la velocidad máxima es cuatro veces más que durante la admisión. Las tres derivadas de la posición son continuas. Sin embargo, existen algunas diferencias que analizaremos a continuación:

- La gráfica de la leva propuesta completa su ciclo en 21 mseg que equivalen a un giro de 2,865 RPM, mientras que la gráfica del artículo de Mozurkewich y Berry completa su ciclo en 34 mseg que equivale a 1,765 RPM.
- La velocidad máxima se alcanza 0.5 mseg después en la curva propuesta que en la curva del capítulo 4, aunque la aceleración de 3×10^4 m/seg² se alcanza en aproximadamente un tercio de la expansión, como en la curva de Mozurkewich y Berry.

Los motores usualmente operan bajo un rango de velocidades de giro, que en el caso automotriz va desde 1,000 a 6,000 RPM. En el diseño se eligió una velocidad cercana a la mitad del máximo de un motor tradicional puesto que en el CCCM los cuatro tiempos ocurren en una sola vuelta. En un motor tradicional, las aceleraciones del pistón de 10^4 m/seg² se alcanzan hasta 4,800 RPM, que es la velocidad aproximada a la que normalmente alcanzan su máxima potencia.

De acuerdo a la teoría, las fugas de calor durante la expansión, debidas al retardo en el movimiento del pistón, son responsables de pérdidas de energía cuantificadas aproximadamente en 12%. Si paulatinamente aumentáramos la velocidad de giro de un CCCM con la leva propuesta, desde su mínimo de operación, las fugas de calor por conducción serian proporcionalmente cada vez menores y la operación generaria cada vez menos entropía. Esperariamos que a 2,865 RPM alcanzará un nivel similar al calculado para la figura de Mozurkewich y Berry, con un incremento global en la eficiencia de aproximadamente 9%. Al aumentar todavía más la velocidad del motor debe reducirse aún más la entropía, hasta alcanzar un limite. Este limite estará determinado por restricciones mecánicas y porque, de acuerdo al modelo de FTT [7,8] la efectividad no crecerá aunque aumente la aceleración en el tiempo de expansión (ver figura 9). A bajas revoluciones, también la operación debería generar menos entropía que un motor tradicional, porque, aunque las fugas de calor en la expansión no se habrán minimizado, el resto del ciclo tendrá menos pérdidas por fricción y diferencias de presión.

Lo que nos impide diseñar una leva de costilla que alcanzara una aceleración de 3×10^4 m/seg² a menores revoluciones es una restricción mecánica. Ésta se explicará más abajo cuando hablemos del sub cortado o sobre cortado.

También es una restricción mecánica la que nos impide aumentar aún más la velocidad. En el diseño de la curva propuesta se sostiene la aceleración durante el segmento 3, para alcanzar la velocidad máxima de cuatro veces la velocidad de la admisión. Esto provoca que una costilla de 6.5 cm de grosor en los segmentos de pendiente 0 se adelgace en su segmento de mayor pendiente, como se muestra en la figura 21, alcanzando un grosor

cercano al diámetro de los vástagos de los seguidores. Si se adelgazara más, se comprometería la resistencia mecánica de la costilla. Por otro lado una distancia mayor entre los seguidores provocaría un crecimiento de las dimensiones de todo el conjunto del motor.

Al construir un prototipo de CCCM será posible diseñar otros RAC con otros tamaños relativos de los segmentos 2 y 3 para analizar sus ventajas en el desempeño. Por el momento, pienso que la función propuesta propone un punto de partida adecuado para aproximarse a la figura 8, propuesta en el capítulo 4, y obtener una reducción de la entropía medible.

El conjunto de coeficientes de los polinomios que describen las gráficas arriba expuestas se lista en la tabla de la figura 20:

Segmento	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	5.171012 E-02	-2.27362 E-03	1.02607 E-04	0
3	0.003	0.010835	1.16973 E-02	0	2.235209 E-03	-2.53774 E-03	7.014005 E-04	6.881543 E-05
4	0.026	0.149481	0.211283	0	-1.81244	3.056275	-1.97054	0.459936
5	0.12	0	0	0	0	0	0	0
6	0.12	0	0	0	-9.26253 E-02	0.100826	-2.32839 E-02	-4.91649 E-03
7	0.1	-8.09833 E-02	0	0	3.441477 E-02	-8.25955 E-02	6.882954 E-02	-1.96656 E-02
8	0.02	-4.04916 E-02	0	0	0.109832	-0.14212	5.769909 E-02	-4.91642 E-03
9	0	0	0	0	5.827433 E-02	-7.45133 E-02	2.942182 E-02	-2.18289 E-03
10	0.011	9.801769 E-02	0	0	-6.1933 E-04	1.486391 E-03	-1.23866 E-03	3.539026 E-04
11	0.109	2.178171 E-02	0	0	-5.06342 E-02	0.056177	-0.01414	-2.18289 E-03
12	0.12	0	0	0	-9.26253 E-02	0.100826	-2.32839 E-02	-4.91649 E-03
13	0.1	-8.09833 E-02	0	0	3.441477 E-02	-8.25955 E-02	6.882954 E-02	-1.96656 E-02
14	0.02	-4.04916 E-02	0	0	0.109832	-0.14212	5.769909 E-02	-4.91642 E-03

Nota: Los coeficientes se obtuvieron con el programa Dynacam. Fue necesario seccionar la leva y simular varias levas de 360° cada una, porque el programa sólo permite dividir una leva en 8 segmentos como máximo. Para la gráfica se juntaron en secuencia los valores obtenidos por Dynacam para cada tiempo del motor por separado y se renormalizaron para contenerlos todos en una sola vuelta.

Figura 20.

Tabla de los coeficientes calculados que brindan buen desempeño mecánico.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

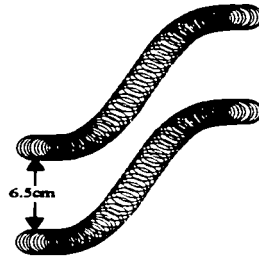


Figura 21.
Adelgazamiento de la costilla en la pendiente pronunciada.

En el apéndice 1 se muestran las condiciones a la frontera que se usaron para este conjunto de polinomios como entradas del programa Dynacam.

Over cutting o sobre cortado y under cutting o sub cortado.

Si se quiere que el seguidor de una leva trace la curva determinada por $F'(t)$ y el radio de curvatura mínimo de dicha función $R'(F'(t))$ es menor o igual al del seguidor R , entonces se produce un pico en la función que traza la superficie del seguidor de la leva. Dicho de otra manera, la superficie de la leva podrá tener un radio de curvatura suave r siempre y cuando $R'(F'(T)) > R$. Cuando se diseña una leva que no cumple con la condición anterior, decimos que tiene un defecto llamado undercutting o sub cortado. En la figura 22 el pico o espacio en el que el seguidor tendría que "volar" se representa con negro y la superficie de una leva deseada se representa con el contorno punteado.

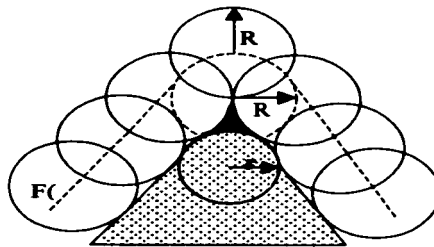


Figura 22.
Esquema de undercutting o sub cortado.

Un fenómeno análogo ocurre con los "pozos" o valles en la trayectoria del seguidor de la leva. Si el radio de curvatura de $R'(F'(t))$ es más pequeño que el radio del seguidor R , éste

no "entra" y pierde contacto con la superficie de la leva. A este defecto que se esquematiza en la figura 23 lo llamamos overcutting o sobre cortado.

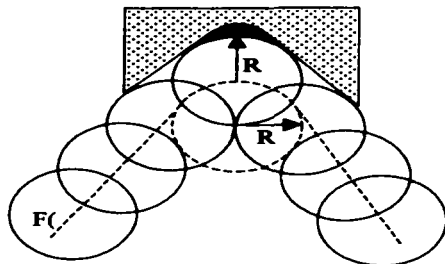


Figura 23.
Esquema de overcutting o sobre cortado.

Para el caso de levas cerradas como lo es una leva de costilla, si no se cumpliera la condición $R'(F'(t)) > R$ entonces se producirían ambos defectos, sub cortado y sobre cortado simultáneamente, en ambos lados de la costilla. Porque la condición se debe aplicar a todas las superficies de la leva donde haya un seguidor. En nuestro caso tenemos dos seguidores uno en cada lado de la costilla.

La experiencia en la construcción de levas sugiere la regla empírica de que el radio de curvatura de la función $R'(F'(t))$ sea al menos dos veces mayor que el del radio del seguidor R. En el caso del RAC para el CCCM, el intervalo en el que el radio de curvatura de la función deseada disminuye a su mínimo es el intervalo 2, al principio de la expansión. En ese intervalo queremos alcanzar 10^4 m/seg^2 lo más rápidamente posible. Esto se puede observar por lo estrecho del pico en la gráfica de espasmo.

En la construcción de un modelo de madera que se mostrará más adelante se presentó sobre cortado y sub cortado. Posteriormente, durante el desarrollo del presente trabajo se hicieron cálculos con un segmento 2 de 6° de duración. Como se estaba muy cerca de producir el defecto nuevamente, los cálculos se repitieron con un segmento 2 de 9° para evitar este problema. Esta última es la duración del intervalo 2 planteado antes para la curva propuesta.

La misma limitante mecánica impide ejecutar más rápido los cambios de dirección en la transición del resto de los tiempos. Obsérvese que los picos de espasmo en el arranque y frenado de los tiempos de expulsión y compresión (segmentos 6,8,12,14) son similares al del arranque en la expansión (segmento 2).

Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica es la relación entre la cantidad de gas que se encuentra fuera de la cámara en el sistema de admisión de un motor y la que realmente ha entrado a la cámara durante la admisión, justo al momento de cerrarse la válvula [10]. Esta cantidad se puede medir por medio de la diferencia de presiones en ambos puntos considerando la misma temperatura para ambos.

En el capítulo 4 modelamos esta diferencia de presiones mediante un aumento en el coeficiente de fricción, lo que dio lugar a proponer un tiempo de admisión más prolongado que el de compresión y expulsión. Como también comenté en la introducción, la diferencia de presiones ha sido disminuida en los motores modernos mediante el uso de más de dos válvulas por pistón.

Para comparar el sistema de admisión del CCCM con el de un motor moderno supondré que, gracias a un muy buen diseño geométrico, en el último se pueden colocar dos válvulas de admisión, de un diámetro igual a la mitad del diámetro del pistón. Y que la resistencia al flujo del gas dentro del sistema de ductos y agujeros de ambos motores es equivalente.

La relación entre el área de las válvulas y el área del pistón del motor tradicional sería entonces:

$$\frac{A_{\text{válvulas}}}{A_{\text{pistón}}} = \frac{2\pi (r/2)^2}{\pi r^2} = \frac{1}{2}$$

La misma ecuación para un CCCM, en el que las válvulas serían de un diámetro similar al de los pistones, donde tenemos una válvula por cada dos pistones será:

$$\frac{A_{\text{válvula}}}{A_{\text{pistones}}} = \frac{\pi r^2}{2\pi r^2} = \frac{1}{2}$$

Es decir que geoméricamente el CCCM ofrece una resistencia al paso de los gases de admisión similar a la de un motor moderno, con dos válvulas de admisión por pistón. Pero, el CCCM realiza la admisión más lentamente por mérito de la trayectoria de termodinámica de tiempos finitos, determinada por el RAC. Así que podemos afirmar sin temor a equivocarnos que el CCCM tendrá mejor eficiencia volumétrica que la de un motor moderno de dos válvulas de admisión por pistón.

Las camisas.

La cantidad de calor que se deba disipar en las camisas de acuerdo al modelo de Mozurkewich y Berry [7,8] debe ser menor a la que se requiere disipar en un motor tradicional. De hecho, los artículos de dichos autores plantean la posibilidad de enfriamiento por aire. El enfoque más optimista sería que, en efecto se pudieran enfriar las camisas por aire, aún diseñando un CCCM con mayor relación de compresión. El enfoque más pesimista sería que se deben enfriar por agua. La medición experimental deberá determinar esta cuestión.

En cualquiera de los casos, el diseño permite incorporar cualquiera de los dos tipos de camisas. Más aún, pueden ser de un material diferente al del resto de los componentes del

motor, cosa muy complicada en un motor automotriz de monoblock, en el que éste constituye una sola pieza. También, se pueden diseñar los disipadores de las camisas de acuerdo a cálculos que brinden una minimización de entropía, con enfriamiento convectivo asimétrico.[15]

7) Desarrollo y construcción del modelo.

El desarrollo del modelo.

En los dos capítulos anteriores expliqué de modo esquemático la forma en que funcionan los mecanismos del último modelo de CCCM y su diseño. Con esas ideas se han construido algunas partes en madera y otras en metal. Los diseños expuestos han tenido una evolución continua desde su concepción inicial hasta la fecha. Esta evolución se puede advertir mediante la comparación de los dibujos de las patentes (anexo 2) con los dibujos expuestos anteriormente en este trabajo. Las patentes están redactadas de modo general para proteger esas diferencias.

Es importante resaltar que los planos constructivos de un prototipo no se han elaborado hasta la fecha porque ha sido necesario probar la funcionalidad de los mecanismos mediante modelos. Defectos como el sub cortado y sobre cortado de la leva se pueden anticipar mediante la simulación en CAD. Pero es mucho más útil y fascinante poder tocarlo y sentirlo, que la simple representación en la pantalla de la computadora. Además, la construcción en modelo permite anticipar problemas que se pueden presentar en la construcción definitiva o concebir cambios para mejorar el diseño.

Algunas ideas cuyo desarrollo vale la pena comentar son:

- La forma de la costilla del RAC: En los dibujos de las patentes se puede observar que la costilla del RAC tenía ancho continuo. Un mecanismo con una costilla así es irrealizable, la costilla o los soportes de los seguidores se romperían con cualquier cambio en la pendiente de la trayectoria.
- Los seguidores: En los dibujos de la patente éstos eran cilindros. Esto provocaría que hubiera deslizamiento. Dimensiones como el diámetro de los vástagos de los conos seguidores de la leva tuvieron que crecer para mejorar su resistencia mecánica. Ello provocó un aumento importante en la separación de las cámaras y por lo tanto, en el tamaño del conjunto. Un cambio en las dimensiones del conjunto, se puede hacer fácilmente en un esquema, pero representa muchas horas de trabajo perdidas en un plano constructivo.
- El soporte de la costilla: Inicialmente, se construyó una costilla con un soporte cilíndrico. Cuando estaba casi terminada decidí quitar tanta masa sobrante como fuera posible. El resultado fue una superficie como la que se mostrará en la fotografía más adelante. Esta superficie es una superficie reglada, es decir, que se puede trazar mediante líneas rectas paralelas. El doble radio de curvatura de esta superficie le da una muy buena resistencia mecánica. Si fuera simétrica se asemejaría a una curva "silla de montar".

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- Las barras que conectan a los pistones con el RAC: En la práctica requieren un punto de apoyo sobre el seguidor para no tener flexiones. Más adelante hablaré de esto.
- Las palancas para mover las válvulas: Inicialmente éstas se concibieron para cuatro cámaras, como un mecanismo de acción directa desde las levas de admisión y expulsión. Al hacer crecer el número de cámaras a seis, el espacio se redujo mucho y se tuvo que idear el mecanismo planteado arriba.
- El cuerpo central: Al momento de registrar la patente, simplemente no se tenía una concepción de cómo ensamblar el conjunto del cuerpo central. Lo que presentaré más abajo (figura 28) ha sido producto del estudio de opciones para acomodar los mecanismos que se requieren en el espacio disponible.

El RAC, los Soportes.

En la práctica, la construcción de un RAC requerirá de maquinaria de control numérico. El grado de pulido que se requiere para no tener problemas con el espasmo en la leva exige un control del maquinado de la superficie menor a las 10 micras. Esto encarece la construcción del motor, sin embargo, la modularidad del resto de las partes del motor y la simplicidad del ensamble, que prescinde del sistema de árboles de levas, podría ser menos costosa que en un motor tradicional y compensar el incremento del costo por el maquinado del RAC. En la figura 24 se muestra el primer modelo de RAC que se construyó en madera y que presentó sobrecortado, sub cortado.



Figura 24.
Modelo en madera del RAC.

Durante los cuarto tiempos del ciclo toda la fuerza se transmite del RAC a los pistones y de los pistones al RAC a través de las barras de soporte de los pistones y del soporte de los rodamientos cónicos que apoyan sobre la costilla. Las barras de soporte de los pistones reciben la fuerza del pistón paralelamente a su lado largo. Sin embargo, la fuerza del RAC contra los rodamientos tiene una componente perpendicular al lado largo de la barra. Para evitar que esa componente produzca una flexión de la barra se ha diseñado una guía en la que la barra desliza, de modo que en todo momento los soportes cónicos tienen un punto de apoyo en la posición de contacto con el RAC. La figura 25 muestra el canal y los soportes de los rodamientos cónicos, en un modelo de madera y la guía en metal.



Figura 25.

Canal para el soporte de los pistones.

El diámetro de los rodamientos cónicos en el modelo tiene 16 mm; este diámetro se decidió considerando: el espacio disponible, los límites que impone el RAC y mecanismos automotrices que reciben esfuerzos equivalentes. Debe también considerarse que la mayor componente del esfuerzo sobre los soportes es de corte. En ese punto, sólo actuará la mitad de la fuerza del gas en expansión dentro de la cámara, puesto que tenemos dos pistones por cámara.

La Figura 26 muestra el conjunto de canales para seis pistones, conformando la caja de aceite que contendrá el RAC. También muestra una de las camisas de los pistones con su respectivo disipador de enfriamiento por aire.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

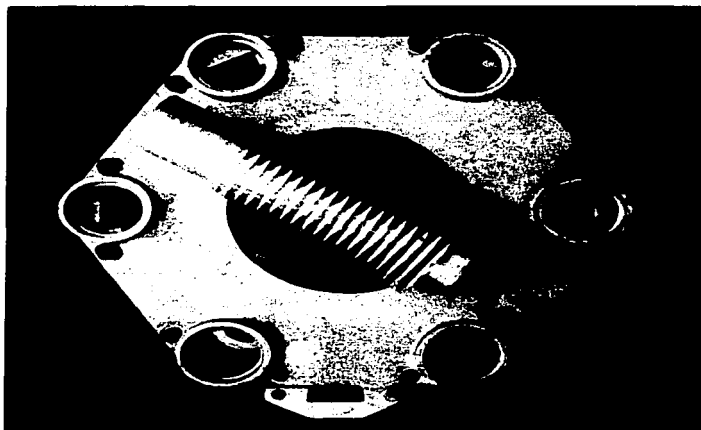


Figura 26.
Caja para el RAC con seis canales y una camisa.

El armado del conjunto y del cuerpo central.

La figura 27 muestra la estructura del compartimiento del RAC, con dos de las camisas en la que será su posición final. Hacia la derecha se conectarán con el cuerpo central, que aloja las cámaras de combustión y los mecanismos de las válvulas.

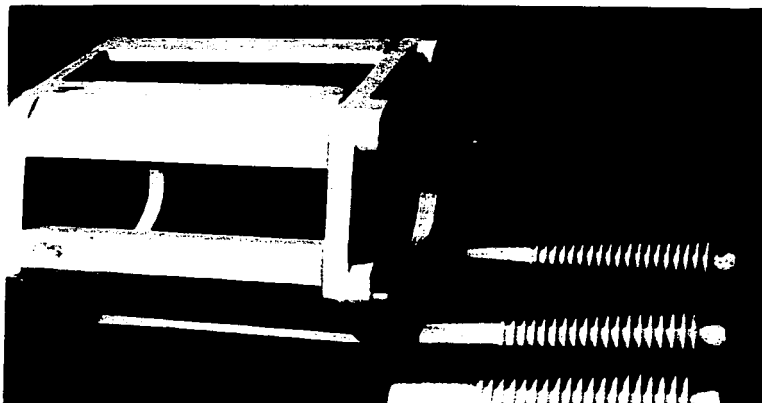


Figura 27.
La caja armada sin tapas y tres camisas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En el ensamble del CCCM cada cámara de combustión tiene que ser cerrada en forma independiente, lo que constituye una diferencia respecto del cuerpo tradicional de monobloque. En la historia de los motores existen infinidad de ejemplos en los que cerrar cada cámara en forma independiente ha sido realizado con éxito. Muchos de ellos se encuentran en el ramo de los motores de pistones enfriados por aire usados en aviación.

La manera en que se ha resuelto el diseño del cuerpo central es dividiéndolo en "gajos" con figura que asemeja un triángulo. Cada gajo contiene una cámara que se cierra por medio de un sello de tres planos contra el gajo vecino. La cámara abierta permite introducir las válvulas antes de cerrarla. Para poder reducir el motor a su menor tamaño fue necesario separar las cámaras en dos planos de tres cámaras cada uno. El conjunto del cuerpo central se arma con seis piezas de las cuales hay dos variedades, tres de un tipo y tres del otro. Cada gajo tiene cavidades en las que se soporta el mecanismo de palancas que mueve a dos válvulas. Una válvula corresponde a la admisión de la cámara del mismo gajo y la otra a la expulsión de la cámara de un gajo vecino. La fotografía muestra dos gajos del modelo en madera que conforman una cámara. Obsérvense los planos donde se sellará la cámara.



Figura 28.
Los "gajos" para armar el cuerpo central.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

8) Conclusiones.

El estudio de publicaciones sobre Termodinámica de Tiempos Finitos (FTT), Minimización de la Generación de Entropía (EGM) y de algunas técnicas de diseño mecánico han permitido hacer una síntesis, que ha culminado con la construcción de partes de un modelo de motor, llamado Motor de Cámara de Combustión Central (CCCM). En el trabajo se han expuesto las ideas de FTT que dieron lugar al concepto y el diseño de una Leva de Costilla Axial (RAC). El RAC propuesto tendría un buen desempeño mecánico, con una trayectoria temporal para los pistones, que debería brindar una reducción importante de la generación de entropía. También se han explicado partes claves en el funcionamiento del motor.

Solo la medición experimental puede determinar cuánto se reducen las irreversibilidades del ciclo termodinámico con la configuración del CCCM. El 57% de eficiencia teórica del ciclo ideal (con $r=8.5$, común en motores comerciales) no se puede alcanzar en la práctica, porque siempre estarán involucrados procesos irreversibles. Sin embargo, de acuerdo a lo expuesto en el trabajo, la configuración del CCCM permitiría acercarse más a esta cifra que la configuración de los motores tradicionales.

9) Perspectivas.

Teóricas.

El artículo de Mozurkewich y Berry [7] trabaja con un modelo bastante simplificado del fenómeno del gas en expansión dentro de la camisa y de las irreversibilidades presentes en el motor Otto. Se puede pensar en modelos más realistas. Una manera muy completa de resolver el problema sería mediante la Termo-hidrodinámica. El planteamiento sería como sigue:

Las ecuaciones [16, 17] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho \mathbf{v}$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -\nabla p + \eta \nabla^2 \mathbf{v} + \left(\frac{1}{3}\eta + \eta_v\right) \nabla \nabla \cdot \mathbf{v}$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = k \nabla^2 T - p \nabla \cdot \mathbf{v} + 2\eta (\text{Grad } \mathbf{v})^s : (\text{Grad } \mathbf{v})^s + \eta_v (\nabla \cdot \mathbf{v})^2$$

$$p = p(\rho, T)$$

$$u = u(\rho, T)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

describen completamente el comportamiento temporal de un fluido isotrópico, de un solo componente, para condiciones de frontera especificadas. La primera es la ecuación de conservación de la masa. La segunda es la llamada ecuación de Navier-Stokes, donde p es la presión hidrostática, $v(x,y,z)$ la velocidad del fluido, η la viscosidad de corte (shear), y η_v la viscosidad volumétrica (bulk). La tercera es una expresión que da la conservación de la energía y que incorpora la ley de Fourier, siendo k la conductividad térmica que se ha supuesto constante. La cuarta y la quinta son las ecuaciones de estado para la presión y la energía.

Si adicionalmente se expresa a la generación de entropía en un fluido σ como [16, 17],

$$\sigma = \lambda \left(\frac{\nabla \cdot T}{T^2} \right)^2 + \frac{\eta (\text{Grad } v)^s : (\text{Grad } v)^s}{T^2} + \eta_v (\nabla \cdot v)^2$$

se puede buscar la manera de minimizarla, que es lo que buscamos en el motor para aprovechar mejor la energía.

La solución a problemas hidrodinámicos del tipo planteado, en los que además hay que incluir condiciones iniciales y de frontera, es en general muy complicada. Por ello, algunos investigadores han publicado artículos con modelos simplificados que aunque no sean demasiado realistas, permiten soluciones analíticas, con lo cual se tiene la esperanza de avanzar en el conocimiento y así poder ir complicando cada vez más los modelos. Podemos citar como ejemplo el trabajo de Katopodes [16], que presenta una solución para un flujo viscoso en un canal bidimensional. Sin embargo, la expectativa de lograr, con este enfoque, una solución analítica al problema general del motor estudiado en esta tesis no se ve de momento como una meta cercana.

Experimentales.

La experiencia que se ha ganado con la construcción de partes de un modelo 1:1 de un CCCM permitirá la elaboración de planos constructivos detallados de un prototipo. Con la herramienta de precisión apropiada y el apoyo suficientes, se puede construir en un tiempo relativamente corto un prototipo funcional. En éste se podrían medir los parámetros de operación reales y de allí, se puede avanzar nuevamente en la búsqueda de la trayectoria óptima de los pistones, otros materiales u otras geometrías de disipadores en las camisas y nuevamente medir experimentalmente hasta tener un motor completamente optimizado. Creo que vale la pena el esfuerzo. El enorme impacto ambiental que puede tener la substitución de motores tradicionales, aún si se usaran los llamados "combustibles limpios", por motores de mayor eficiencia, debería ser motivación suficiente.

Las pruebas más importantes que se deben realizar cuando se tenga un prototipo son:

1. Probar la operación del motor con la leva propuesta y medir su eficiencia de operación.
2. Fabricar una leva que produzca un movimiento senoide o cuasi senoide y montarla.
3. Medir la eficiencia de la operación del motor con la leva senoide o cuasisenoide.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si al comparar los resultados de las pruebas con ambas levas se puede demostrar que la eficiencia de operación es mayor con la leva propuesta y además esta eficiencia se incrementa de acuerdo al modelo de Mozurkewich y Berry, la explotación comercial del motor puede ser muy atractiva.

Uso.

Para el desarrollo del modelo y la construcción de un prototipo, en primer lugar busqué apoyo de un programa de Inventos Relacionados con Energía (ERIP, Department of Energy (USA)), aún cuando la patente no había sido publicada (1997). Posteriormente, tuve varios acercamientos a las corporaciones automotrices en Estados Unidos y a otros constructores más pequeños. En ningún caso logré despertar el interés por participar en el desarrollo del CCCM. La información que se envió no tenía el grado de desarrollo que tiene el presente trabajo y considero necesario llegar al menos hasta un modelo completo a escala 1.1 para hacer otra promoción. Lo más convincente sería construir un prototipo y medir sus parámetros de operación. Si éstos resultaran favorables comparados con un motor tradicional se puede plantear un proyecto más ambicioso de fabricación para uso comercial.

Las publicaciones de divulgación recientes indican que la industria automotriz está logrando con éxito el desarrollo de tecnologías diferentes o complementarias al motor de combustión interna. El uso del hidrógeno como acumulador de energía se ha estudiado intensivamente en dos modalidades: para su combustión directa y para su consumo en celdas de combustible [19,20].

La opción de las celdas de combustible parece la más atractiva, porque su eficiencia teórica es muy alta. Su exploración y desarrollo se ha extendido dentro de las grandes corporaciones automotrices. Se han probado ya en las carreteras durante periodos largos de manejo y gran variedad de condiciones geográficas, prototipos que podrían alcanzar el mercado en unos cuantos años. Para la obtención del hidrógeno, se han desarrollado reformadores que lo extraen a partir de metanol, con una generación reducida de CO_2 [19]. Esta tecnología permitiría cargar los coches a la manera tradicional y usar la infraestructura de abastecimiento de gasolina existente.

También se han probado en forma extensa vehículos con motores de combustión interna que consumen hidrógeno. En este caso, se lleva el hidrógeno líquido en tanques presurizados. El peligro de cargar con un tanque de hidrógeno es, desde mi punto de vista, el principal inconveniente de esta opción, aparte de la enorme infraestructura necesaria para el abastecimiento de hidrógeno en vez de gasolina.

La transición a estas nuevas tecnologías, aún cuando se generalizara rápidamente, y se logran minimizar los peligros inherentes al manejo de hidrógeno líquido, puede tomar décadas. En cambio, el desarrollo de un motor como el CCCM puede hacerse en unos cuantos años y no implica un cambio industrial tan dramático. Como tecnología de transición el CCCM resulta viable.

Es muy posible que el CCCM se pueda optimizar para trabajar con metanol u otro combustible "limpio" con mejor desempeño mecánico que la configuración tradicional o con el propio hidrógeno.

Podemos analizar el balance energético global de la propuesta de usar metanol, como precursor de hidrógeno, que se usaría en una celda de combustible para generar electricidad y mover un vehículo con un motor eléctrico [19]; y compararlo con el uso directo de ese mismo metanol en un motor de combustión interna de alta eficiencia. En la figura 29 se

muestra una tabla con la comparación, considerando eficiencias hipotéticas para cada uno de esos procesos en condiciones ideales de operación, las que parecen exageradamente altas para la segunda columna:

Reformador de CH_3OH a H .	80%	Motor Optimizado por FTT.	45%
Celda de combustible de H a e^- .	60%		
Motor eléctrico e^- a movimiento.	80%		
Total.	45%		45%

Figura 29.

Comparación de eficiencias globales entre una alternativa de H_2 y un motor de alta eficiencia optimizado por FTT.

Como se ve en la figura 29, después de las tres conversiones del proceso de la primera columna la eficiencia total puede ser similar a la del proceso único de la tercera. Sólo la medición experimental del desempeño de un motor de combustión interna cuyo diseño reduzca la generación de entropía podrá confirmarlo.

El CCCM también parece atractivo si se piensa, por ejemplo, en vehículos híbridos, puesto que el CCCM se puede optimizar para trabajar en el régimen que más convenga, para el sistema de generación eléctrica y tiene espacio para alojar sistemas de generación de electricidad dentro del motor mismo, en los soportes del RAC.

Para un vehículo sujeto a condiciones mixtas de manejo el proceso de la celda de combustible tendría ventaja puesto que se activa sólo cuando se quiere mover el vehículo. Sin embargo, el argumento augura todavía varios años más de vida para el motor de combustión interna. Se vislumbran buenas perspectivas para un desarrollo como el de este trabajo, porque para hacer masivo su uso no se requeriría de un cambio tecnológico tan radical como para hacerlo en el caso del hidrógeno.

Finalmente, espero que este trabajo sirva para que el esfuerzo hecho por muchos investigadores, en extender la termodinámica clásica de equilibrio (CET) mediante FTT, EGM y nuevos modelos, pueda concretarse en un uso más racional y menos contaminante de las fuentes de energía.

10) Bibliografía.

1. Sieniutycz S., Salamon P. Finite Time Thermodynamics and Thermoeconomics, Advances in Thermodynamics, Volume 4, 1990, Taylor & Francis New York Inc. ISBN 0-8448-1668-X.
2. Benson, H. University Physics, 1991, John Wiley & Sons, Inc. ISBN 0-471-60528-X., 142-143, 357-427.
3. Bejan A., Entropy Generation Minimization, 1996 CRC Press, Inc, ISBN 0-8493-9651-4, 1-42.
4. Chen L., Chih Wu., Fengrui Sun., Finite Time Thermodynamic Optimization or Entropy Generation Minimization of Energy Systems, *J. Non-Equilib.*

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- Thermodyn.* **24** (1999) 327-359.
5. Sekulic D. P., A fallacious argument in finite time thermodynamics concept of endoreversibility, *J. Appl. Phys.* **83** (2001) 4561-4565.
 6. Andresen B. Comment on "A fallacious argument in finite time thermodynamics concept of endoreversibility"[*J. Appl. Phys.* **83**, 1998] *J. Appl. Phys.* **90** (2001) 6557-6559.
 7. Mozurkewich M. and Berry R. S., Finite-time thermodynamics: Engine performance improved by optimized piston motion, *Proc. Nat. Acad. Sci. USA* **78** (1981) 1986-1988.
 8. Mozurkewich M. and Berry R. S., Optimal paths for Thermodynamic systems: The ideal Otto cycle *J. Appl. Phys.* **53** (1982) 34-42.
 9. Goldstein H., *Classical Mechanics*, 1969 Addison- Wesley Publishing Company, Inc., Lib. of Cong. Cat. No 50-7669.
 10. Taylor C. F. *The Internal Combustion Engine in Theory and in Practice*, 1985 *The MIT Press*, ISBN 0-262-20051-3, Vol. I- Vol. II.
 11. Angulo-Brown F, Fernández-Betanzos J., Díaz-Pico C. A., Compression Ratio of an optimized air standard Otto-cycle model, *Eur. J. Phys.* **15** (1994) 38-42.
 12. Guarner-Lans E., Internal combustion engine with central chamber, 1998, *United States Patent and Trademark Office*, Pat. **5,743,220.**, PCT, EP **0 924 405 A1**.
 13. Cathcart G., Tubb J. Application of Air Assited Direct Fuel Injection to Pressure Charged Gasoline Engines, *Soc. Of Automot. Eng.*, **2002-01-0705**.
 14. Norton R. L. *Design of Machinery, An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, 1992 *McGraw-Hill, Inc.*, ISBN 0-07-909702-2, 295-391.
 15. G. Ibañez, S. Cuevas, M. López de Haro, Minimization of Entropy Generation by Asymmetric Convective Cooling, *Int. J. Heat Mass Transf.* **46** (2003) 1321-1328.
 16. Groot S. R. Mazur P. *Non-Equilibrium Thermodynamics*, 1984 Dover Publications, Inc., ISBN 0-486-64741-2, 11-42.
 17. García-Colin L., *Termodinámica de Procesos Irreversibles*, 1990, Universidad Autónoma Metropolitana, ISBN 968-840-816-6, 3-26.
 18. Katopodes F. V., Davis, A. M. J. y Stone, H. A., Piston flow in a two-dimensional channel, *Phys. Fluids* **12** (2000) 1240 - 1243.
 19. <http://www.basf.de/en/corporate/innovationen/realisiert/necar/> , 2 feb. 2003;
<http://www.ballard.com/tD.asp?pgid=52&dbid=0> , 2 febrero 2003;
<http://www.mercedes-benz.com/e/innovation/fmobil/fuelcell> , 2 febrero 2003;
<http://www.bmw.com/bmwe/pulse/enterprise/cleanenergy3/> , 2 febrero 2003;
 20. Burns L. D. , McCormick B. J. and Borroni-Bird C. E., Vehicle of Change, October 2002, *Scientific American*.
 21. Curzon, F. L. y Ahlborn, B., *Am. J. Phys.* **43** (1975) 22-24

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Apéndices.

Apéndice 1.

Condiciones a la frontera de los segmentos considerados para la generación de polinomios, como entradas del programa Dynacam:

Debe recordarse que el programa Dynacam no permite dividir una leva en más de 8 segmentos y que por lo tanto, los grados, la velocidad y la aceleración no corresponden a la leva presentada en el texto. Para el cálculo final se tomaron los datos generados por Dynacam, se secuenciaron apropiadamente y se renormalizaron a 360 grados para el ciclo completo.

Segmento	Grados	Elevación	Velocidad	Aceleración	Espasmo
0	0	0	0	0	0
1	10	0	0	0	0
2	22	0.003	7.76	12,000	0
3	24	0.026	25.19	12,000	0
4	102	0.12	0	0	0
5	10	0.12	0	0	0
6	48	0.1	-14.5	0	0
7	96	0.02	-14.5	0	0
8	48	0	0	0	0
9	48	0.011	7.8	0	0
10	264	0.109	7.8	0	0
11	312	0.12	0	0	0
12					
13					
14					

IGUAL QUE 6,7,8

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Apéndice 2.

Primera página de la patente del Motor de Cámara de Combustión Central en USPTO.



US000743220A

United States Patent [19]
Guarner-Lans

[11] **Patent Number:** 5,743,220
 [45] **Date of Patent:** Apr. 28, 1998

[54] **INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH CENTRAL CHAMBER**

[76] **Inventor:** Enrique Eduardo Guarner-Lans, Parícutero Sur 3840-301, Col. Pedregal de San Angel, Mexico, 01900

[21] **Appl. No.:** 681,856

[22] **Filed:** Jul. 29, 1996

[51] **Int. Cl.:** F02B 75/26

[52] **U.S. Cl.:** 123/96.9

[56] **Field of Search:** 123/96.9, 96.1, 123/96.2, 96.3

References Cited

U.S. PATENT DOCUMENTS

1,065,804	6/1913	Gray	123/96.9
1,788,433	3/1931	Gooden	123/96.9
1,808,083	6/1931	Dibben	123/96.9
1,976,286	10/1934	Kasulis	123/96.9
2,464,866	1/1950	Polke	123/96.9
3,395,709	8/1968	Reichmann	123/96.9
5,031,541	7/1991	Posell	123/96.9
5,207,253	4/1996	Lowe, Jr.	123/96.9

OTHER PUBLICATIONS

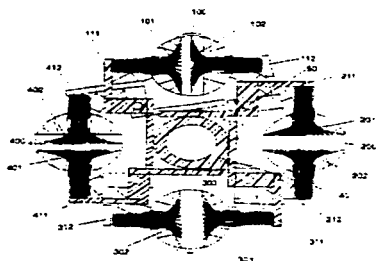
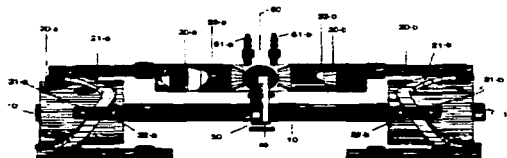
Physics Today article "Thermodynamics is finite time" by Anderson, Salzman & Barry; Sep. 1984; pp. 62-70

Primary Examiner—David A. Oronsky
 Attorney, Agent, or Firm—Locke Parnell Rain Merrill

ABSTRACT


The present invention relates to a central combustion chamber engine consisting of an assembly formed by pistons that move from ends opposed to a combustion chamber, in which said chamber has intake and exhaust control means for the combustion gases (valves), ignition means or spark plug to induce the combustion of said gases and movement transmission means from the pistons actuated by the expansion of the combustion gases in compression ratios similar to the ones of conventional internal combustion engines, towards the main engine shaft, which is located longitudinally along the same motor assembly, and routes using sliding means, and achieving thus better operation performance, because it uses optimal pathways of the finite-time thermodynamic cycle, balance of the remaining engine and total symmetry with respect to the ignition point which will favor a more complete fuel combustion.

10 Claims, 3 Drawing Sheets



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Primera página de la patente del Motor de Cámara de Combustión Central en Europa (Alemania, Francia e Italia).

(19)  **Europäisches Patentamt**
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 924 405 A1**

(12) **EUROPEAN PATENT APPLICATION**
 published in accordance with Art. 156(3) EPC

(43) Date of publication: **23.08.1999** Bulletin 1999/25

(21) Application number: **97933819.9**

(22) Date of filing: **28.07.1997**

(51) Int. Cl. 6: **F02B 75/26, F01B 3/04**

(86) International application number: **PCT/BR97/00019**

(87) International publication number: **WO 98/04820 (06.02.1998 Gazette 1998/05)**

(64) Designated Contracting States: **DE FR IT**

(30) Priority: **29.07.1996 US 081860**

(71) Applicant: **Quarner Lans, Enrique Eduardo**
Mexico, D.F. 01900 (MX)

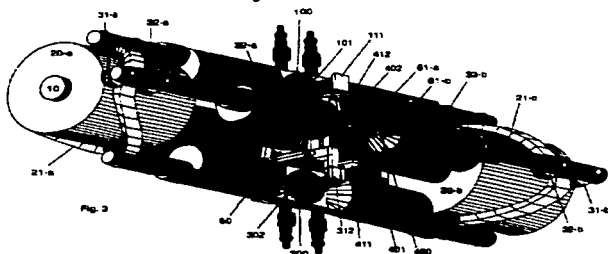
(72) Inventor: **Quarner Lans, Enrique Eduardo**
Mexico, D.F. 01900 (MX)

(74) Representative: **Cookson, Barbara Elizabeth**
Field Fisher Waterhouse,
35 Vine Street
London EC3N 2AA (GB)

(54) **INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH CENTRAL CHAMBER**

(57) The present invention relates to a central combustion chamber engine consisting of an assembly formed by pistons that move from ends opposed to a combustion chamber, in which said chamber has intake and exhaust control means for the combustion gases (valves), ignition means or spark plug to induce the combustion of said gases and movement transmission means from the pistons activated by the expansion of the combustion gases in compression ratios similar to the ones of conventional internal combustion engines.

towards the main engine shaft, which is located longitudinally along the same motor assembly, and rotates using sliding means, and achieving thus better operation performance because it uses optimal pathways of the finite-time thermodynamic cycle, balance of the running engine and total symmetry with respect to the ignition point which will favor a more complete fuel combustion



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

EP 0 924 405 A1