

EVALUACIÓN TEÓRICA DEL INCREMENTO DE RENDIMIENTO DEL
MOTOR McCULLOCH MC-92 CON LA UTILIZACION DE
RECUBRIMIENTOS CERÁMICOS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

DIEGO JULIÁN RODRÍGUEZ TORRES

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA
BOGOTA, D.C.
2007

EVALUACIÓN TEÓRICA DEL INCREMENTO DE RENDIMIENTO DEL
MOTOR McCULLOCH MC-92 CON LA UTILIZACION DE
RECUBRIMIENTOS CERÁMICOS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

DIEGO JULIÁN RODRÍGUEZ TORRES

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Aeronáutico

DIRECTOR
YESID ANTONIO GÓMEZ ESTRADA
Ingeniero Químico

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA
BOGOTA, D.C.

2007

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bogotá, Noviembre de 2007

Dedicatoria

A quienes me enseñaron a nadar contra la corriente, mi amada madre, Maria Ángela, por soportarme todos y cada uno de mis errores, y por que siempre esta ahí para mí en este camino.

A mis abuelitos Blanca Cecilia Pérez, y Carlos Torres, muchísimas gracias por toda su sabiduría, su divina compañía, colaboración y guía en mi vida.

A la mujer mas especial de mi vida Giovanna Paola, por su infinito amor, comprensión, apoyo, y muy especialmente por traer nuevas energías a mi vida.

A mi amigo Daniel, por todas las penas y alegrías vividas juntos, siempre estuvo pendiente y dándome animo en los momentos difíciles, gracias por su amistad.

A mis compañeros de clases, por todo lo que vivimos, gracias por su colaboración a lo largo de estos 5 años.

A Jesús el Hijo de Dios por ser mi sentido de vida.

Diego Julián Rodríguez Torres

Agradecimientos

Estoy profundamente agradecido de mi querido profesor guía, Yesid Antonio Gómez

Estrada, por su paciencia, apoyo, dirección, entrega y compromiso.

Al Ingeniero Alejandro García Rubiano, por su inmensa colaboración para la posible realización de este proyecto de grado, además de su apoyo y dirección.

A la Universidad de San Buenaventura por abrirme sus puertas y por todos los colaboradores que hacen posible esta gran carrera.

Al Ingeniero Diego Fernando Ospina Loaiza, cuya colaboración fue una excelente base para el correcto desarrollo de este proyecto.

A todos y cada uno de los docentes del programa de Ingeniería Aeronáutica por su inmensa contribución al saber aeronáutico de Colombia.

Diego Julián Rodríguez Torres

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	12
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	15
1.1 ANTECEDENTES	15
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	17
1.3 JUSTIFICACIÓN	19
1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	21
1.4.1 Objetivo general	21
1.4.2 Objetivos específicos	21
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES	22
1.5.1 Alcances	22
1.5.2 Limitaciones	22
2. MARCO TEÓRICO	24
2.1 Ciclo Otto	26
2.2 Ciclo de dos tiempos	29
2.3 Importancia de la transferencia de calor	33
2.4 Características y aplicaciones de la cerámica estructural de Zirconia	35
3. METODOLOGÍA	39
3.1 TÍTULO	39
3.2 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN	39
3.2.1 Actividades generales a desarrollar durante la investigación	39
3.3 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE USB/ SUBLÍNEA DE FACULTAD/ CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA	42

3.4	FUENTES Y TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN	42
4.	DESARROLLO INGENIERIL	44
4.1	MOTOR MCCULLOCH MC – 92	45
4.2	ANÁLISIS TERMODINÁMICO	48
4.2.1	Compresión de cárter	52
4.2.2	Carrera de compresión	55
4.2.3	Proceso de combustión.	58
4.2.4	Carrera de expansión.	61
4.2.5	Escape.	63
4.2.6	Trabajo indicado del ciclo.	65
4.3	RECUBRIMIENTOS CERÁMICOS DE BARRERA TÉRMICA (TBC)	75
4.3.1	Algunas generalidades	77
4.3.2	Estructuras de los dos tipos de barreras	81
4.3.3	El reto de la conductividad térmica	84
4.3.4	Conductividad térmica en recubrimientos de base Zirconia	86
4.4	ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	92
4.4.1	Transferencia de calor sin recubrimiento cerámico	101
4.4.2	Transferencia de calor con recubrimiento cerámico	113
4.5	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN	120
4.5.1	Generalidades	120
5.	CONCLUSIONES	125
	BIBLIOGRAFÍA	127
	ANEXOS	128

LISTA DE FIGURAS

	pág.	
Figura 1	Ciclo Otto en función de la presión y el volumen	26
Figura 2	Carrera ascendente del pistón	30
Figura 3	Carrera descendente del pistón	32
Figura 4	Compresión de cárter	33
Figura 5	McCulloch Mc-92	45
Figura 6	Mecanismo interno del Mc-92	46
Figura 7	Diagrama indicador genérico del ciclo de dos tiempos	51
Figura 8	Esquema interno de un motor de dos tiempos	52
Figura 9	Diagrama P-V ideal para el motor Mc-92.	68
Figura 10	Temperatura superficial de algunos materiales en el ciclo de operación de un motor genérico	77
Figura 11	<i>Air plasma spray (APS)</i>	80
Figura 12	<i>Electron beam physical vapour deposition (EBPVD)</i>	81

Figura 13	Micrografía óptica de un corte transversal del APS	82
Figura 14	Micrografía óptica de un corte transversal del EBPVD	83
Figura 15	<i>Splats</i> de APS	83
Figura 16	Capa de Y-SZ depositada por EBPVD	84
Figura 17	Conductividad térmica como función de la temperatura	89
Figura 18	Proceso esquemático de transferencia de calor	92
Figura 19	Esquema de aleta refrigerante	96
Figura 20	Transferencia de calor con el recubrimiento cerámico	100
Figura 21	Coefficientes de transferencia de calor del aire	104
Figura 22	Cabeza del cilindro – vista superior	106
Figura 23	Cabeza del cilindro – vista inferior	106
Figura 24	Método Doroshko para presión de combustión	110
Figura 25	Método Doroshko en el motor Mc-92	112
Figura 26	Variación de la tasa de transferencia de calor con la profundidad del recubrimiento	119

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1 Características mecánicas de la cerámica de Zirconio	36
Tabla 2 Características del motor Mc-92	48
Tabla 3 Perfil de presiones y temperaturas	67
Tabla 4 Propiedades térmicas de algunos materiales del motor	76
Tabla 5 Características mecánicas del TBC	79
Tabla 6 Valores típicos de conductividad térmica de recubrimientos base Zirconia	87
Tabla 7 Conductividad térmica de compuestos de Zirconia	89
Tabla 8 Transferencia instantánea de calor en la combustión sin recubrimiento	114
Tabla 9 Transferencia instantánea de calor en la combustión con recubrimiento	118

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Mc-92 – Catálogo ilustrado de partes	128
Anexo B. Propiedades Específicas Del Combustible	136

INTRODUCCIÓN

Es claro que la investigación, liderada en gran parte por las Universidades públicas y privadas, es de gran importancia para el desarrollo sostenible de la nación, y en última instancia, del mundo. Varios problemas aquejan a la comunidad internacional, entre los cuales se destacan por su relevancia e importancia para el futuro de la humanidad, los referentes a temas ambientales y a la producción de energía.

En primer lugar, la constante y elevada emanación de gases contaminantes a la atmósfera ha desencadenado el inicio de un proceso artificial en el clima del globo terráqueo, conocido como calentamiento global, que puede a futuro ocasionar daños catastróficos en el entorno medio ambiental que terminaría por perjudicar ampliamente a la humanidad. Estos gases y partículas (CO, NO_x, HC, CH₄, SO₂, entre otros) son producidos, en su mayoría, por la combustión de combustibles fósiles, derivados del petróleo, que se utiliza principalmente para la producción de energía eléctrica y como combustible en los motores recíprocos y a reacción. Estas dos fuentes son las que mayor proporción de gases contaminantes arrojan a la atmósfera. Sumado a esto, ese mismo petróleo, que surte la energía química para alimentar las necesidades energéticas y de transporte del mundo y que es una fuente de energía no renovable, se está agotando. Las reservas mundiales del crudo han ido disminuyendo, presentando esta situación un panorama crítico para la sostenibilidad de la demanda del mismo. Esto se aprecia diariamente a través de los elevados precios de los combustibles derivados del petróleo, especialmente de la gasolina. Aunque las energías alternativas se presentan como la opción ante este crítico hecho, aún se requiere un mayor tiempo de investigación que permita mejorar su tecnología y a la vez disminuir los

costos de su producción, de manera que se puedan presentar como realmente deben ser, alternativas a la economía dependiente del petróleo.

Mientras se alcanza este cometido, se requiere que, al menos, las máquinas y plantas motrices que operan utilizando combustibles derivados del petróleo, tales como los motores recíprocos, produzcan el trabajo requerido con la mayor eficiencia posible. Es decir, que de cada Julio de energía que se pueda extraer del combustible, se pueda utilizar la mayor cantidad del mismo para producción de potencia. Al lograr incrementar este rendimiento, es posible entonces, por una parte, aumentar el trabajo útil del motor, lo cual se traduce en un aumento de potencia y torque. Por otra parte, al utilizarse más eficientemente la energía de un combustible escaso, es posible disminuir el consumo de combustible de estas plantas motrices, ocasionando que el motor entregue el mismo nivel de rendimiento con una menor utilización de masa de gasolina (mezcla pobre), permitiendo el ahorro de este combustible tan costoso y escaso e, indirectamente, disminuyendo la emisión de gases contaminantes, especialmente de CO₂ y CO.

La Universidad de San Buenaventura, consciente de esta situación, ha aprobado y dado inicio a un proyecto de investigación, perteneciente al Grupo de Investigación Motor Combustion (GIMOC), que pretende utilizar recubrimientos cerámicos en motores de pistón reales con el fin de aumentar la eficiencia de los mismos y hacer que sus características de operación se vean mejoradas. La presente propuesta de trabajo de grado surge como una investigación de apoyo y complemento al proyecto del GIMOC, que requiere un modelo teórico que permita explicar el comportamiento termodinámico del sistema de gases y su relación, en cuanto al intercambio calórico, con los alrededores para cuantificar los efectos sobre las características de operación del motor y poder contrastar estos resultados con reportes de estudios similares que hayan sido llevados a cabo. Estos resultados

permitirán realizar predicciones de rendimiento en motores que utilicen recubrimientos cerámicos, lo que podrá disminuir costos de investigación y desarrollo en futuros proyectos relacionados con el campo de recubrimientos cerámicos en motores recíprocos.

Finalmente, es importante señalar que el proyecto se adapta perfectamente a la investigación planteada en la Universidad de San Buenaventura y, de igual forma, que se enmarca dentro de un proyecto de un grupo de investigación reconocido oficialmente por Colciencias.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES

Solo 60 años después del advenimiento de los motores a reacción, volar se ha convertido en un método de transporte convencional. Lo que una vez era un privilegio exclusivo de las clases adineradas, se ha vuelto un método común, como tomar un bus en una gran ciudad.

Sin embargo, a los inicios de 1940, muchas personas veían a los motores a reacción como no más que un experimento de laboratorio. Estas dudas no estaban infundadas: los materiales utilizados en partes del motor no sobrevivían más que unas pocas horas y ante la presencia de temperaturas modestas.

Por otra parte, en los componentes de los motores a pistón y en el motor en general, se generaban rendimientos mucho más bajos. Primero, en el ciclo se generan temperaturas bastante elevadas que van en detrimento de la vida útil de los componentes internos del motor, especialmente del pistón. Además, debido a la falta de similaridad metalúrgica de los componentes del motor, estos absorben y disipan calor a diferentes ciclos. Esta disimilaridad ocasiona el aumento de fricción entre los componentes, disminuyendo así su vida útil. Además, la constante transferencia de calor hacia el medio (calor proveniente de la combustión de la mezcla y del generado por la misma fricción de los componentes) disminuye el trabajo efectivo que se sustrae del combustible. Así, tanto la eficiencia térmica como la mecánica se veían bastante reducidas.

Por lo tanto, puede afirmarse con certeza, que la eficiencia de las aeronaves comerciales que utilizan estos dos tipos de plantas motrices se ha incrementado más allá de las expectativas y que, aunque pueda ser injusto atribuir este hecho a un solo factor, este incremento se debe en gran medida a las mejoras en los materiales de los componentes de los motores.

Las preocupaciones económicas, y hoy en día, ambientales continúan alimentando el ímpetu por operar los motores a temperaturas aún más elevadas, mejorando así la eficiencia termodinámica. La aparición de los recubrimientos cerámicos ha sido uno de los factores más importantes para lograr este cometido, y uno de los temas constantes y actuales de investigación mundial.

El primer propósito de los recubrimientos fue el de mejorar la pobre resistencia mecánica y a la oxidación de algunas aleaciones a base de Aluminio. Un segundo tipo de recubrimientos se aplicaron a las partes que soportaban mayor temperatura, conocidos como Recubrimientos de Barrera Térmica (TBC, por sus siglas en inglés). Estos recubrimientos cerámicos tienen una muy baja conductividad térmica, permitiendo la retención de una mayor cantidad de calor y protegiendo a la superficie del metal.

En los motores recíprocos, los recubrimientos cerámicos se han utilizado como barrera entre metales disimilares para reducir la fricción, que también causa calor, creando desgaste de los componentes internos del motor. Al aplicar estos recubrimientos a dichos componentes, se permite que la interfaz entre ellos sea más uniforme y compatible.

Las aplicaciones más utilizadas, en motores a pistón, son como TBC. Estos suelen aplicarse a la superficie del pistón, la cabeza del cilindro, válvulas, múltiples de admisión y escape. Se encuentran ventajas en la reducción de

la pérdida de calor al exterior, además de protección contra la corrosión, lo que se traduce en la mejora de las prestaciones del motor.

1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Al referirse a los TBC para motores recíprocos, se hace evidente que la principal ventaja que estos presentan para el rendimiento y la operación de la planta motriz es la disminución considerable de pérdida de calor, producida en el proceso de la combustión, al exterior. Esta disminución de calor “perdido” permite aprovecharlo tanto para aumentar la potencia del motor como para reducir el consumo de combustible.

Considérese que, en el proceso de la combustión de un motor recíproco de ignición por chispa, el calor ideal aportado por el combustible sería:

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (1)$$

donde Q_{in} es el calor (energía en Julios, por ejemplo) aportado por la combustión de la mezcla, m_f es la masa de combustible, Q_{HV} es el poder calorífico superior del combustible (energía por unidad de masa) y η_c es la eficiencia de la combustión. Sin embargo, debido a que se pierde una cantidad apreciable de calor a través de las paredes de la cámara de combustión (cabeza del pistón, en el cilindro, etc.), solo una fracción del Q_{in} se aprovecha para producir potencia. Este calor efectivo que se aprovecha es del orden del 30% al 60% del Q_{in} , lo cual va en detrimento no solo de la eficiencia térmica del motor sino de la mecánica. En efecto, al reducirse el calor efectivo y, por lo tanto, el trabajo indicado del ciclo, se reduce la potencia efectiva al eje. Esto va en detrimento del rendimiento del motor.

Para ilustrar estos argumentos, supóngase que Q_{in} es igual 50 Julios. El calor que se pierde a través de los componentes sin recubrimientos cerámicos es, Q_{loss-1} , 20 Julios. Por lo tanto, el calor efectivo sería de 30 Julios. Así las cosas, la eficiencia térmica del motor vendría siendo de $30/50 = 0.6$, o el 60%. Ahora bien, los recubrimientos cerámicos lograrían disminuir la pérdida de calor a $Q_{loss-2} = 15$ Julios, por ejemplo. Entonces, el calor efectivo sería ahora de 35 Julios, por lo que la eficiencia térmica aumentaría al 70%. Es decir, térmicamente, el motor sería 10% más eficiente. Por otra parte, el calor efectivo aumentaría de 30 a 35 Julios, es decir, un 16%. Se esperaría pues, que manteniéndose todo constante, la potencia del motor, que depende a su vez del trabajo del ciclo y, por lo tanto, del calor efectivo, se incrementara en un porcentaje similar.

Ahora bien, supóngase que esta eficiencia se da en el régimen de potencia máxima, con una mezcla estequiométrica. Debido al recubrimiento, con esa misma mezcla (relación de masa de aire a combustible, AF), se obtiene un incremento en la potencia del 16%. Entonces para mantener la potencia anterior habría que disminuir simplemente la cantidad de combustible presente en la mezcla. Con ello, se aporta menos calor (según la ecuación previa) y se mantiene las mismas características de operación. ¿Qué se obtiene? Una reducción considerable en el consumo de combustible y un aumento relativo en la autonomía de operación del motor. Y, finalmente, al operarse el motor con una mezcla más pobre, se obtiene una menor emisión de contaminantes en los gases de escape del motor¹. Además, la temperatura de combustión se puede hacer un poco más baja, disminuyendo la disociación de componentes de la gasolina (impide la formación de CO) y

¹ HEYWOOD, John. Internal Combustion Engine Fundamentals. Estados Unidos de América: McGraw Hill, 1988. 954 p.

la aparición de óxidos de nitrógeno (NO_x), que son altamente dependientes de la temperatura.

Sin embargo, para cuantificar la disminución en pérdida de calor y consumo de combustible, así como los incrementos en eficiencia y potencia y antes de poderlas implementar en un motor real, es necesario desarrollar un modelo teórico que permita realizar un predicción aproximada del comportamiento del motor con respecto a dichas características, con el fin de obtener un análisis de tendencia que permita orientar más acertadamente las decisiones de diseño.

Por lo tanto, la formulación del problema es:

¿Cuál sería el modelo teórico más apropiado para la predicción del incremento de rendimiento de un motor a pistón (potencia, torque y consumo de combustible) que utiliza recubrimientos cerámicos tipo TBC (Recubrimientos de Barrera Térmica) en la cámara de combustión (cabeza del pistón y camisa del cilindro)?

1.3 JUSTIFICACIÓN

La investigación propuesta busca aplicar los modelos teóricos del funcionamiento de los motores de combustión interna a la predicción del comportamiento de un motor a pistón con una modificación interna que pretende aumentar su rendimiento.

En primer lugar, esta es una investigación que favorece ampliamente al GIMOC y a los estudiantes de la Universidad. El GIMOC se verá beneficiado

de los resultados obtenidos en el desarrollo del presente trabajo de grado, ya que estos modelos les permitirán tomar decisiones más acertadas en cuanto al diseño de las modificaciones a realizar en el motor a optimizar. Por otra parte, los estudiantes de la Universidad pueden tomar ese trabajo como una base para expandir el conocimiento y generar nuevos proyectos de investigación relacionados con esta temática, lo cual sin duda nutre positivamente el bagaje de la investigación en motores en la Universidad.

La investigación resulta ser innovadora e importante, toda vez que se requieren en la actualidad plantas motrices más eficientes y de menor impacto al medio ambiente. Además, el desarrollo de esta tecnología permitiría la entrada a un mercado que se encuentra actualmente en crecimiento y el cual tiene aplicaciones en múltiples campos militares y civiles. Es la oportunidad de que la Universidad de San Buenaventura se sume a liderar un campo de investigación nuevo a nivel mundial y, de allí, a nivel nacional.

Finalmente, la investigación se justifica desde el punto de vista de factibilidad pues se cuentan con las fuentes de información en el estado de arte de los recubrimientos cerámicos y del diseño de plantas motrices de combustión interna. Además, la Universidad posee los recursos necesarios para el desarrollo del diseño, tanto humanos, físicos como tecnológicos.

1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Objetivo general. Desarrollar un modelo teórico que permita la predicción aproximada del incremento de rendimiento (potencia, torque y consumo de combustible) del motor McCulloch Mc - 92, en su régimen de operación máximo, cuando se aplican recubrimientos cerámicos tipo TBC (Recubrimiento de Barrera Térmica), base Zirconia, a la cabeza del cilindro.

1.4.2 Objetivos específicos.

- Simular el comportamiento termofluidodinámico ideal del motor McCulloch Mc - 92.
- Determinar con exactitud las propiedades del combustible que se utiliza en la operación del motor.
- Elaborar un modelo matemático que permita predecir el calor perdido a través de las paredes de la cámara de combustión, en el proceso de combustión, con y sin recubrimientos cerámicos, tipo TBC base Zirconia, para el motor McCulloch Mc - 92.
- Predecir el aumento relativo las características de operación del motor (potencia, torque y consumo de combustible) con los recubrimientos cerámicos.
- Elaborar el estado del arte de la fabricación de recubrimientos cerámicos para motores recíprocos, tipo TBC (Thermal Barrier Coating).

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1 Alcances. La propuesta de investigación realizada en el presente documento se realizará únicamente a nivel teórico. En este orden de ideas se elaborarán los modelos de comportamiento del motor, sin llegar a construir o modificar elemento alguno del motor.

De ninguna manera la investigación propuesta pretende la modificación y/o adición de componentes, piezas o partes del motor McCulloch Mc - 92, salvo la inclusión únicamente de los recubrimientos cerámicos. Lo que se quiere es evaluar el comportamiento del motor original al utilizar dichos recubrimientos.

De igual forma, se espera que los resultados de la investigación sirvan como base para desarrollo del proyecto de investigación ejecutado por GIMOC (“Optimización de un motor recíproco empleando recubrimientos cerámicos en la cámara de combustión”) y para la elaboración de trabajos de grado que complementen esta temática.

1.5.2 Limitaciones. El análisis a realizar en la investigación propuesta se restringe a la utilización del recubrimiento cerámico TBC (Barrera Térmica), de base Zirconia. En consecuencia, los datos de entrada relativos a las características fisicoquímicas de este material corresponderán al mencionado tipo de recubrimiento.

De igual forma, el análisis se realizará asumiendo que el recubrimiento cerámico tipo TBC base Zirconia ya ha sido aplicado en la cámara de combustión y sobre esta se realizarán los estudios correspondientes.

El análisis de la transferencia de calor se enfocará en el proceso de la combustión, por ser el más crítico, el de mayor temperatura y el que más disipa calor. Por lo tanto, el incremento de rendimiento se obtiene bajo esta premisa. No se analizarán efectos anexos, tales como la transferencia de calor en los múltiplos de escape y admisión.

2. MARCO TEÓRICO

Los motores de combustión interna alternativos, comúnmente conocidos como motores de explosión (gasolina) y motores diesel, son motores térmicos en los que los gases resultantes de un proceso de combustión empujan un émbolo o pistón, desplazándolo en el interior de un cilindro y haciendo girar un cigüeñal, obteniendo finalmente un movimiento de rotación.

El funcionamiento cíclico de estos motores implica la necesidad de sustituir los gases de la combustión por nueva mezcla de aire y combustible en el interior del cilindro; este proceso se denomina renovación de la carga.

Las principales ventajas de estos motores, que han motivado su gran desarrollo son:

- El uso de combustibles líquidos, de gran poder calorífico, lo que proporciona un aumento en la potencia y amplia autonomía. Estos combustibles son principalmente la gasolina en los motores Otto y el gasóleo o diesel en los motores diesel aunque también se usan combustibles gaseosos como el hidrógeno molecular, el metano o el propano.
- Rendimientos aceptables, aunque raramente sobrepasan el 50%.
- Amplio campo de potencias, desde 0,1 kW hasta más de 30 MW lo que permite su empleo en la alimentación de máquinas manuales pequeñas así como grandes motores marinos.

Sin embargo, estos motores no están exentos de inconvenientes, entre los que cabe señalar:

- Combustible empleado. Estos motores están alimentados en su mayoría (aunque existen desarrollos alternativos) por gasolina o diesel, dos derivados del petróleo que como sabemos es un recurso no renovable.
- Contaminación. Los gases de la combustión de estos motores son los principales responsables de la contaminación en las ciudades (junto con las calefacciones de combustibles fósiles), lo que da lugar a grandes concentraciones de contaminación local como el *smog* fotoquímico y también, contribuye de forma importante en fenómenos globales como el efecto invernadero y por ende en el cambio climático.

En algunas aplicaciones, el motor alternativo se ha sustituido con éxito por una turbina, y se han comercializado ya automóviles eléctricos, si bien, con autonomía limitada debido al peso de las baterías y solares. El principal *handicap* de estos dos últimos sistemas es que las prestaciones del vehículo son notablemente inferiores a las proporcionadas por un motor de combustión interna alternativo, por lo que su demanda es muy reducida.

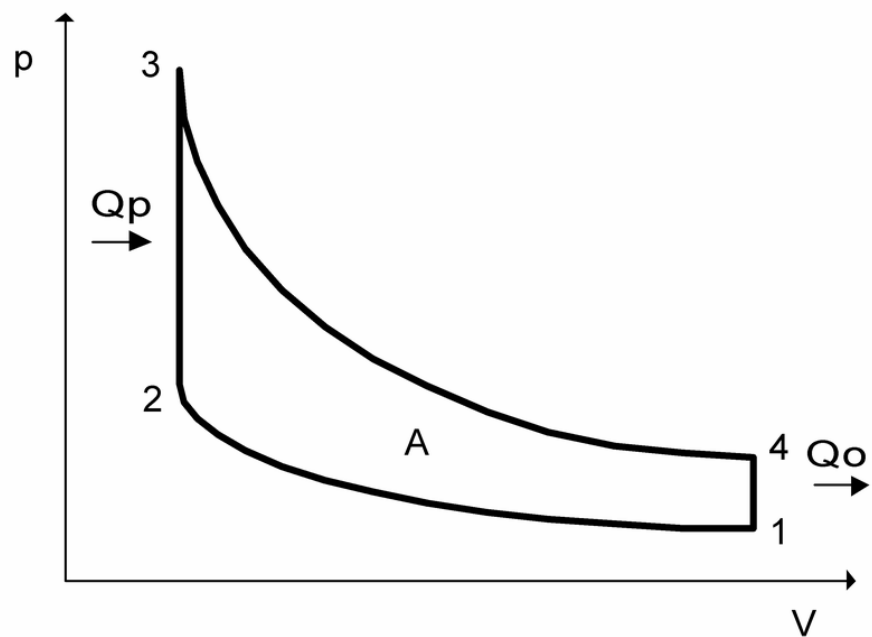
Son los motores comúnmente utilizados en aplicaciones autónomas (independientes de la red eléctrica) empleándose en los automóviles, motos y ciclomotores, camiones y demás vehículos terrestres, incluyendo maquinaria de obras públicas, maquinaria agrícola y ferrocarril; también son de este tipo los motores marinos, incluidos los pequeños motores fuera borda. Igualmente fueron empleados en los albores de la aviación, si bien con posterioridad han sido sustituidos por turbinas, con mejor relación potencia/peso, manteniéndose sólo en pequeños motores.

En aplicaciones estacionarias, se emplean en grupos generadores de energía eléctrica, normalmente de emergencia, entrando en funcionamiento cuando falla el suministro eléctrico, y para el accionamiento de máquinas diversas en los ámbitos industrial (bombas, compresores, etc.) y rural

(cortacésped, sierras mecánicas, etc.) generalmente cuando no se dispone de alimentación eléctrica.

2.1 CICLO OTTO

Figura 1. Ciclo Otto en función de la presión y el volumen.



Fuente: www.engr.colostate.edu.org; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

El ciclo Otto es el ciclo termodinámico ideal que se aplica en los motores de combustión interna. Se caracteriza porque todo el calor se aporta a volumen constante. El ciclo consta de cuatro procesos:

- 1-2: Compresión adiabática
- 2-3: Combustion, aporte de calor a volumen constante. La presión se eleva rápidamente antes de comenzar el tiempo útil.
- 3-4: Expansión adiabática o parte del ciclo que entrega trabajo
- 4-1: Escape, cesión del calor residual al medio ambiente a volumen constante

Hay dos tipos de motores que se rigen por el ciclo de Otto, los motores de dos tiempos y los motores de cuatro tiempos. Este, junto con el motor diesel, es el más utilizado en los automóviles ya que tiene un buen rendimiento y contamina mucho menos que el motor de dos tiempos.

En el motor de dos tiempos, se presentan principalmente los siguientes ciclos:

1. (Admisión - Compresión). Cuando el pistón alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior) empieza a desplazarse hasta el PMS (Punto Muerto Superior), creando una diferencia de presión que aspira la mezcla de aire y gasolina por la lumbrera de admisión. Cuando el pistón tapa la lumbrera, deja de entrar mezcla, y durante el resto del recorrido el pistón la comprime.
2. (Expansión - Escape de Gases). Una vez que el pistón ha alcanzado el PMS y la mezcla está comprimida, se la enciende por una chispa entre los dos electrodos de la bujía, liberando energía y alcanzando altas presiones y temperaturas en el cilindro. El pistón se desplaza hacia abajo, realizando trabajo hasta que se descubre la lumbrera de escape. Al estar a altas presiones, los gases quemados salen por ese orificio.

El rendimiento de este motor es inferior respecto al motor de 4 tiempos, ya que tiene un rendimiento volumétrico menor y el escape de gases es menos

eficaz. También son más contaminantes. Por otro lado, suelen dar más potencia para la misma cilindrada, ya que este hace una explosión en cada revolución, mientras el motor de 4 tiempos hace una explosión por cada 2 revoluciones, y cuenta con más partes móviles.

Éste tipo de motores se utilizan mayoritariamente en motores de poca cilindrada (motocicletas, cortacésped, motosierras, etc.), ya que es más barato y sencillo de construir.

En el motor de cuatro tiempos, se presentan principalmente los siguientes ciclos:

1. Durante la primera fase el pistón se desplaza hasta el PMI y la válvula de admisión permanece abierta, permitiendo que se aspire la mezcla de combustible y aire hacia dentro del cilindro.
2. Durante la segunda fase las válvulas permanecen cerradas y el pistón se mueve hacia el PMS, comprimiendo la mezcla de aire y combustible. Cuando el pistón llega al final de esta fase, la bujía se activa y enciende la mezcla.
3. Durante la tercera fase se produce la combustión de la mezcla, liberando energía que provoca la expansión de los gases y el movimiento del pistón hacia el PMI. Se produce la transformación de la energía química contenida en el combustible en energía mecánica transmitida al pistón. El la transmite a la biela, y la biela la trasmite al cigüeñal, de donde se toma para su utilización.
4. En la cuarta fase se abre la válvula de escape y el pistón se mueve hacia el PMS, expulsando los gases producidos durante la combustión y quedando preparado para empezar un nuevo ciclo.

Para mejorar el llenado del cilindro, también se utilizan sistemas de sobrealimentación. Una de las formas para llegar a una sobre alimentación

bien "equilibrada" (ya que la mezcla de nafta y aire tiene que ser justa para una buena combustión) es poniendo un filtro de aire de admisión directa que hace que no haya excedentes de nafta en la cámara de compresión ya que los filtros convencionales frenan mucho el aire.

La eficiencia de los motores Otto modernos se ve limitada por varios factores, entre otros, la pérdida de energía por la fricción y la refrigeración.

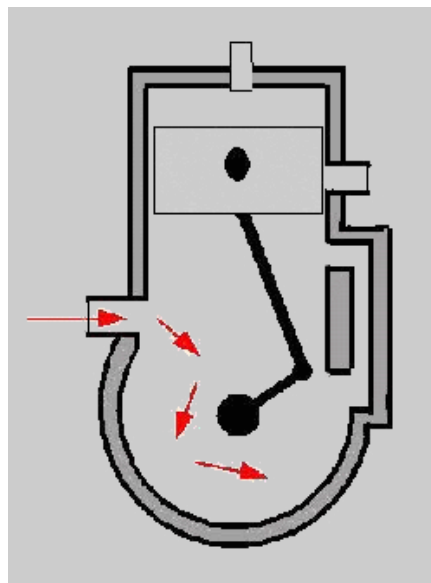
En general, la eficiencia de un motor de este tipo depende de la relación de compresión, proporción entre los volúmenes máximo y mínimo de la cámara de combustión. Esta proporción suele ser de 8 a 1 o 10 a 1 en la mayoría de los motores Otto modernos. Se pueden utilizar proporciones mayores, como de 12 a 1, aumentando así la eficiencia del motor, pero este diseño requiere la utilización de combustibles de alto índice de octano. Una relación de compresión baja requiere un octanaje bajo para evitar los efectos de detonación del combustible, es decir, que se produzca una auto ignición del combustible antes de producirse la chispa en la bujía. De la misma manera, una compresión alta requiere un combustible de octanaje alto para evitar el mismo problema. La eficiencia media de un buen motor Otto es de un 20 a un 25%: sólo la cuarta parte de la energía calorífica se transforma en energía mecánica.

2.2 CICLO DE DOS TIEMPOS

Los motores de dos tiempos son motores de pistón. A diferencia del de cuatro tiempos, las cuatro etapas del ciclo de trabajo se realizan en solo una vuelta del cigüeñal.

Estos motores pueden ser tanto Diesel como de gasolina, siendo este último el más común. Los motores de dos tiempos de gasolina, generalmente son de cárter seco, y encuentran su mayor campo de aplicación en las pequeñas potencias: motocicletas, máquinas manuales a gasolina (sopladores, fumigadoras, motosierras etc.), y en los pequeños motores de aeromodelismo y similares. En general su rendimiento térmico es menor que el de los motores de cuatro tiempos. Durante la carrera ascendente del pistón, se comprime la mezcla de aire y gasolina, previamente introducida en el cilindro. Al mismo tiempo y debido al movimiento del pistón, se produce vacío en el cárter del motor, obligando a entrar mezcla nueva de aire y gasolina procedente del carburador, por un conducto provisto de una válvula de apertura por la propia succión. Esto se puede observar en la Figura 2.

Figura 2. Carrera ascendente del pistón.



Fuente: www.sabelotodo.org/automovil/motor2tiempos.html; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

De manera entonces que durante esta carrera ascendente se producen dos etapas del ciclo de trabajo, es decir:

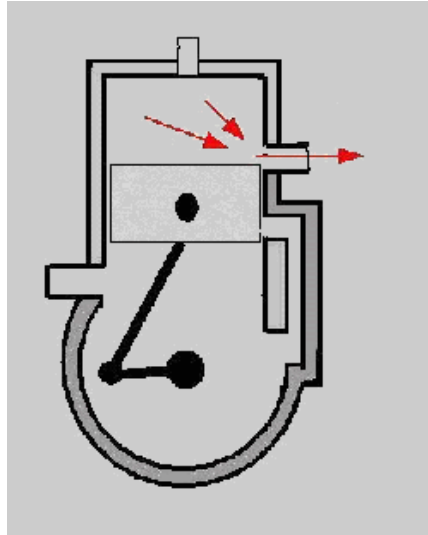
- 1.- Compresión
- 2.- Admisión

Una vez que el pistón llega al punto muerto superior, se tiene la mezcla completamente comprimida y lista para la aparición de la chispa en la bujía, y además, el cárter o carcasa del motor lleno con mezcla fresca procedente del carburador.

Como en todo motor de pistones, en ese momento se produce el salto de la chispa en la bujía y se inflama la mezcla, produciendo la carrera descendente del pistón y generando trabajo.

Cuando el pistón realiza su carrera de descenso, impulsado por la fuerza de los gases de la combustión, y estos han perdido ya suficiente energía, el propio pistón descubre un agujero lateral conocido como lumbrera que comunica al exterior. La presión remanente aún en los gases hace que esto escapen del cilindro. Al mismo tiempo, el movimiento descendente del pistón comprime la mezcla fresca de aire y gasolina del cárter (la válvula se ha cerrado) elevando allí la presión, tal como se aprecia en la Figura 3.

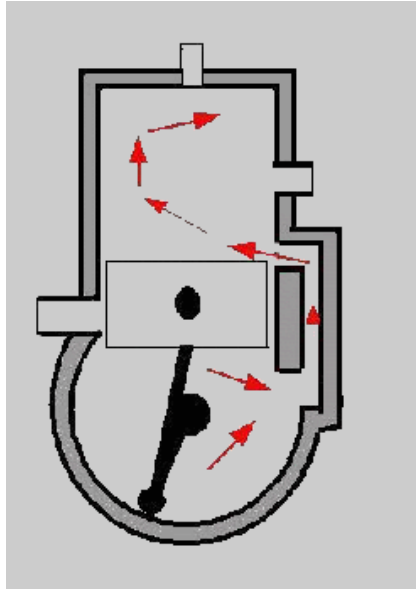
Figura 3. Carrera descendente del pistón.



Fuente: www.sabelotodo.org/automovil/motor2tiempos.html; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

Con el consecuente movimiento descendente, el pistón termina por descubrir otra lumbrera inferior, que comunica con el cárter, y permite la entrada de la mezcla fresca comprimida al interior del cilindro, para comenzar un nuevo ciclo de compresión-admisión, tal como se observa en la Figura 4.

Figura 4. Compresión de cárter.



Fuente: www.sabelotodo.org/automovil/motor2tiempos.html; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

2.3 IMPORTANCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La temperatura pico de los gases producto de la combustión en el cilindro de un motor de combustión interna es del orden de los 3500 K. Las temperaturas máximas de los metales de los cuales está hecha la cámara de combustión están limitadas a valores mucho más pequeños por un número de consideraciones, así como por la refrigeración de la cabeza del pistón y el cilindro. Estas condiciones generan flujos de calor hacia las paredes de la cámara de combustión tan altos como 10 MW/m^2 durante el período de la combustión. Sin embargo, durante las otras fases del ciclo de operación, el flujo de calor es esencialmente nulo. El flujo varía substancialmente con la ubicación: las regiones de la cámara que están en contacto con los gases de

alta temperatura generalmente experimentan los flujos más altos. En regiones de flujo de calor elevado, los esfuerzos térmicos deben ser mantenidos debajo de los niveles que pudieran causar fisuras por fatiga (de esta manera, las temperaturas deben ser menores que cerca de 400°C para el hierro fundido y 300°C para las aleaciones de aluminio). El lado del cilindro en contacto con los gases debe estar por debajo de 180°C para prevenir el deterioramiento de la capa de aceite lubricante. Las bujías y las válvulas deben refrigerarse para evitar la detonación y los problemas de pre-ignición que son causados muchas veces por bujías y válvulas sobrecalentadas. Resolver estos problemas de transferencia de calor en el motor constituye una tarea de diseño mayor.

La transferencia de calor afecta el rendimiento del motor y su eficiencia. Para una masa dada de combustible dentro del cilindro, una alta transferencia de calor a las paredes de la cámara de combustión disminuirá la presión y temperatura media de los gases de la combustión, y reducirá el trabajo por ciclo entregado al pistón. De esta manera, tanto la potencia específica como la eficiencia se ven afectadas por la magnitud de la transferencia de calor. La transferencia de calor entre la mezcla y las paredes de la cámara en los motores de encendido por chispa afecta el inicio del fenómeno de detonación el cual, al limitar la relación de compresión, también ejerce influencia negativa en la potencia y la eficiencia. Otro aspecto crítico de la transferencia de calor es el que se presenta en la válvula de escape y el pistón. Los cambios en la temperatura del gas debido a la transferencia de calor afectan a los procesos de formación de emisiones, tanto dentro del cilindro como en el sistema de escape donde ocurre el post-quemado del CO y HC. La temperatura de escape también gobierna la potencia que puede ser obtenida por los mecanismos de recuperación de energía, tales como la turbina de un turbo cargador. La fricción es afectada por la transferencia de calor del motor y contribuye a la carga refrigerante.

La temperatura de la pared interna del cilindro gobierna la temperatura de la película de aceite lubricante del pistón y sus anillos y, por lo tanto, su viscosidad. Alguna de la energía mecánica disipada debido a la fricción debe ser disipada hacia la atmósfera por el sistema de refrigeración. Los requerimientos de potencia del ventilador y de la bomba de agua se determinan por la magnitud del calor a liberar. Queda clara entonces la importancia de la transferencia de calor.

2.4 CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES DE LA CERÁMICA ESTRUCTURAL DE ZIRCONIA

2.4.1 Características. La cerámica endurecida por transformación tiene resistencia y dureza excelentes a temperaturas bajas e intermedias. Comparado con SiC y Si₃N₄, la cerámica de ZrO₂ endurecida puede soportar la tensión perceptiblemente más alta aplicada a temperatura ambiente (véase el cuadro 1), pero SiC y Si₃N₄ tienen mayor potencial a alta temperatura. La cerámica de Zirconia esta limitado altas temperaturas (>800-1000 °C) por dos razones: los ratios de abrasión son altos comparados con la cerámica sin óxidos; y la contribución de los mecanismos de endurecimiento por transformación disminuyen conforma la temperatura aumenta. Es decir, como la fase tetragonal llega a ser más estable, la fuerza impulsora para la transformación disminuye. La tabla 3 enumera las características de la cerámica de zirconio para cada uno de las familias de materiales. Las características específicas son función de la cantidad y del tipo de agente estabilizante, condiciones de proceso utilizadas, y micro estructura resultante.

Tabla 1. Características mecánicas de la cerámica de Zirconia

Propiedad	PSZ	TZP	ZTA
Densidad, kg/m ³	5.7	6.0	4.2
Dureza, kg/mm ²	1000	1300	1600
Resistencia a la torsión, MPa a temperatura ambiente	300-700	1000-2500	400-900
Resistencia a la fractura MPa	4-8	5-15	5-10
Modulo de elasticidad, GPa	200	200	340
Coefficiente de expansión térmica, x10 ⁻⁶ / °C	9-10	10-11	8-9
Coefficiente de conductividad térmica, W/(mK) a 25°C	2.0-2.5	2.7	7-10
Temperatura máxima de servicio, °C	950	500	1700

Fuente. www.textoscientificos.com; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

Los materiales de TZP tienen valores excepcionalmente altos de resistencia a la fractura: las fuerzas mayor de 1000 MPA se alcanzan constantemente y se han llegado a alcanzar valores sobre 2000 MPa. La dureza es generalmente mayor de 5 MPa. El TZP de óxido de itrio, sin embargo, exhibe una disminución seria de la dureza cuando es envejecido en aire entre 150 y 300 °C. El efecto parece estar relacionado con el vapor de agua en el aire que reacciona con el Y₂ O₃-ZrO₂ en la superficie de la cerámica, promoviendo la transformación tetragonal monocíclica, y formando micro

grietas. Hay indicaciones de que este problema puede ser evitado o ser reducido al mínimo por lo menos alcanzando un tamaño de grano convenientemente fino (0.2-0.6 milímetro), por adición final de alúmina a la zirconio de óxido de itrio, o substituyendo el CeO_2 por Y_2O_3 como óxido estabilizante. La adición del alúmina (20 % en peso de Al_2O_3) a Y-TZP inhibe crecimiento del grano y la transformación de las partículas tetragonales. La dureza del Ce-TZP (> 30 MPa) puede ser más alta que la de Y-TZP (15-20 MPa) pero la fuerza es relativamente baja, 500-1000 MPa para el Ce TZP contra 1500- 2000 MPa para Y-TZP. Un factor limitante en el uso de la cerámica del zirconia es la disminución de las características conforme las temperaturas aumentan.

2.4.2 Aplicaciones. Uno de los usos más demandados para la cerámica de zirconia está en piezas de los motores de automoción, particularmente para el motor diesel. Los usos procuran explotar su conductividad térmica baja y/o las características de resistencia. Un aprovechamiento son los trazadores de líneas o los rellenos de cerámica (por ejemplo: las coronas del pistón, las placas de cara principales, y los trazadores de líneas del pistón) unidos a los elementos del motor del metal. PSZ es un material favorecido para este aprovechamiento, no solamente porque tiene conductividad térmica baja y es un buen aislador, porque su alto coeficiente de la expansión térmica está cerca del hierro fundido. Esta compatibilidad facilita el accesorio y reduce la posibilidad de fallo al completar un ciclo del motor. Otros usos del motor para el zirconio incluyen los componentes que están limitados por el desgaste, particularmente en el tren de válvula, tal como levas, seguidores de leva, varillas de levantamiento, y válvulas de escape.

La cerámica del Alumina - Zirconia tiene fuerza, dureza, y resistencia al desgaste superiores al compararla con la alúmina convencional y esta cerámica compuesta ha encontrado uso como extremos de herramienta de corte y ruedas de la abrasión. Los usos incluyen la tijera y los esquileos para el corte de materiales difíciles tales como Kevlar, y el corte de materiales industriales, tales como cinta magnética, de la película plástica, y de los artículos del papel. La resistencia a la fractura y al choque térmico de PSZ endurecido por transformación le ha hecho candidato principal para los dados extrusión en caliente. Los sellos en válvulas, bombas químicas, y bombas e impulsores de mezclas abrasivas se están haciendo de cerámica del zirconia. En algunos usos que implican las mezclas abrasivas, los materiales de PSZ pueden ser más resistentes al desgaste que el carburo del silicio. Los componentes que requieren vida larga bajo condiciones de carga bajas, tales como guías de hilo de rosca y cojinetes y guías para las impresoras por punto se pueden también hacer con éxito de zirconia. El MgO-PSZ ha encontrado el uso comercial más amplio debido a la gama de las micro estructuras adaptadas que pueden ser producidas.

La zirconia también tiene características convenientes para las capas térmicas de la barrera, para los rotores de turbina por ejemplo, debido a su alto coeficiente de la expansión térmica, conductividad térmica baja, buena estabilidad química, y la resistencia del choque térmico.

En todos los usos que implican zirconia, la inestabilidad térmica de la fase tetragonal presenta limitaciones especialmente para el uso prolongado en las temperaturas mayores o que implica la participación de un ciclo térmico. Además, la sensibilidad de la cerámica de Y-TZP a los ambientes acuosos a bajas temperaturas tiene que ser tenido en cuenta. Los altos costes de la materia prima han imposibilitado algunos usos particularmente en la industria del automóvil.

3. METODOLOGÍA

3.1 TÍTULO

Evaluación teórica del incremento de rendimiento del motor McCulloch MC-92 con la utilización de recubrimientos cerámicos en la cámara de combustión.

3.2 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN

El enfoque que se llevará a cabo en la investigación propuesta es empírico/analítico, orientado a la interpretación y transformación del mundo material. El enfoque empírico está representado por la simulación de los procesos a analizar en el motor, soportado por la base teórica correspondiente a los modelos físicos, químicos y matemáticos de los procesos que se modelarán.

3.2.1 Actividades generales a desarrollar durante la investigación.

Las fases principales y sus actividades son:

Tratamiento de la información.

- Recolección de información a partir de fuentes secundarias.
- Recolección de información a partir de fuentes primarias.
- Clasificación de la información primaria y secundaria recolectada.
- Análisis y conclusiones de la información analizada.

Elaboración del estado del arte de los recubrimientos cerámicos.

- Aplicaciones más comunes en motores.
- Degradación.
- Recubrimientos.
- *Bond coatings*.
- *Thermal Barrier Coatings*.
- Procesos de elaboración y aplicación de los recubrimientos.
- Recubrimientos en la práctica.
- Bibliografía.

Análisis de las propiedades de la mezcla y los gases de escape.

- Elección de la mezcla de hidrocarburos.
- Estudio de la estequiometría de la mezcla para diferentes composiciones.
- Cálculo de la función de calores específicos con la temperatura.
- Cálculo de la función de propiedades químicas y físicas.

Desarrollo del modelo termodinámico del ciclo del motor.

- Determinación de la geometría del motor.
- Análisis termodinámico de la carrera de admisión.
- Análisis termodinámico de la carrera de compresión.
- Análisis termodinámico del proceso de la combustión.
- Análisis termodinámico de la carrera de expansión.
- Análisis termodinámico de la carrera de escape.
- Determinación del trabajo indicado desarrollado por el ciclo ideal del motor.
- Comparación con datos reales del motor.

Desarrollo del modelo de transferencia de calor.

- Determinación de las propiedades mecánicas de los materiales del motor.
- Determinación de las propiedades mecánicas del recubrimiento.
- Determinar los modos de transferencia de calor más críticos en el proceso de combustión.
- Cálculo los coeficientes de transferencia de calor entre el gas y la pared del metal y recubrimiento.
- Cálculo los coeficientes de transferencia de calor entre el aire y la pared del metal.
- Cálculo del flujo de calor total.
- Cálculo del calor total perdido durante el proceso de combustión a través del metal y a través del recubrimiento.
- Determinación del calor efectivo en el ciclo considerando los calores totales perdidos.

Desarrollo del modelo de características de operación del motor.

- Cálculo de la potencia efectiva al eje con y sin recubrimientos.
- Cálculo del torque efectivo al eje con y sin recubrimientos.
- Cálculo del consumo de combustible con y sin recubrimientos.
- Presentación del aumento relativo (porcentaje) de las características de operación del motor con recubrimientos cerámicos.

Elaboración de documentos.

- Redacción de informes de avance mensuales.
- Presentación de informes de avance mensuales.

- Redacción del documento final.
- Revisión técnica del documento final.
- Revisión metodológica del documento final.
- Corrección del documento final.
- Presentación del documento final.

3.3 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE USB/ SUBLÍNEA DE FACULTAD/ CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA

Tecnologías actuales y sociedad/ Instrumentación y control de procesos/
diseño y construcción de motores.

3.4 FUENTES Y TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

La información necesaria para el desarrollo de la investigación será obtenida tanto de fuentes primarias como de secundarias debido al carácter teórico del estudio propuesto.

Con relación al aspecto teórico de la investigación, es necesaria la recolección de información principalmente de fuentes secundarias. En este caso, las temáticas más significativas se resumen así: teoría del funcionamiento de los motores recíprocos; teoría de la combustión; teoría de la transferencia de calor, análisis de características de operación, formación de contaminantes y análisis numérico. Para cada uno de estos temas existe una vasta bibliografía de textos que brindan el soporte para desarrollar el aspecto teórico del estudio. Las referencias más importantes de dicha bibliografía se encuentran citadas en el capítulo correspondiente del presente documento.

Se acude a estas fuentes por tener una alta confiabilidad en la teoría propuesta y en los datos aportados. Varias de ellas cuentan con una alta reputación entre la comunidad científica mundial. Además, han sido redactadas por autores de gran trayectoria y experiencia en el campo que enmarca la presente investigación con lo cual se consigue aprovechar las vivencias de los mismos a fin de obtener una base de conocimiento lo suficientemente sólida.

Las fuentes primarias de información, para el desarrollo del proyecto de Investigación, estarán basadas en las entrevistas que se adelantarán con expertos en el área de las plantas motrices, química y termodinámica con los que cuenta la Universidad de San Buenaventura. La técnica de recolección de información será la entrevista y la asesoría directa con cada uno de ellos. Esto permite plantear con antelación los interrogantes que requieren solución o complementación de una opinión experta, el manejo más eficiente del tiempo y la optimización de las respuestas y el conocimiento que dichos expertos pueden aportar.

Por otra parte, la simulación a desarrollar aportará información referente a perfiles de temperatura, presión, con respecto a la composición de la mezcla, pérdida de calor con respecto al ángulo de rotación del cigüeñal para la combustión, flujo de calor y características de operación, específicamente potencia, torque y consumo de combustible. Para la obtención de esta información, en el desarrollo de la simulación se iterarán subdatos correspondientes a cada una de las fases de la misma, de manera que se consigan los perfiles definitivos propuestos.

4. DESARROLLO INGENIERIL

La transferencia de calor en los motores de combustión interna es un fenómeno que disipa energía, la cual termina perdiéndose en el ambiente y no se aprovecha para la generación de trabajo útil en el ciclo termodinámico. A través del revestimiento cerámico de la cámara de combustión se pretende lograr una disminución de la cantidad de energía perdida en el proceso de tal manera que esta se pueda aprovechar para aumentar la generación de trabajo. Para ello, se deberán elaborar modelos termodinámicos que permitan estimar los perfiles de temperatura y presión y la cantidad de trabajo teórico que puede producir el motor y deducir, por lo tanto, las características de operación asociadas a dicho trabajo, es decir, potencia, torque, consumo de combustible y emisión de contaminantes. De aquí, y utilizando modelos de transferencia de calor para motores de combustión interna, se podrá determinar la tasa de transferencia de calor hacia el medio para el proceso de la combustión y establecer entonces la cantidad de calor perdido. Este procedimiento se realizará tanto para la cámara de combustión con y sin recubrimientos cerámicos. Posteriormente, se compararán los dos resultados y se concluirá cuál de los dos tipos de materiales disipa la menor cantidad de calor y, en consecuencia, retiene mayor energía dentro del cilindro del motor. Finalmente, con base en esta ganancia energética, se podrá determinar los posibles incrementos o mejoras en las características de operación del motor.

Para que el procedimiento anterior sea factible de realizar, es necesario tener conocimiento suficiente de la geometría y características del motor objeto de estudio. Por lo tanto, este capítulo inicia con una breve descripción de dichos factores que caracterizan al motor en cuestión.

4.1 MOTOR McCULLOCH MC – 92

Figura 5. Motor McCulloch Mc-92

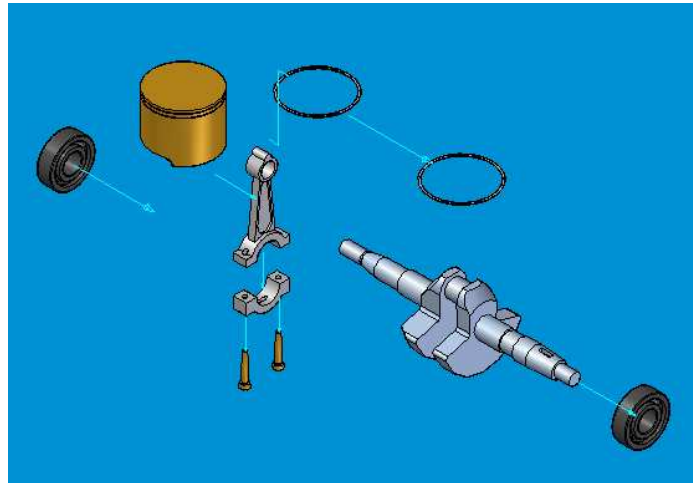


Fuente: www.mccullochpower.com; Fecha de actualización: Julio 11 de 2007.

El motor Mc-92 es un motor de ciclo de dos tiempos, utilizado como sistema propulsor en *karts*, aunque existen diversas aplicaciones del mismo para ciertos UAV (Vehículos Aéreos No Tripulados) y como plantas estacionarias. Es un motor de un solo cilindro, el cual forma una pieza completa con el cárter de potencia. Es decir, no están unidos entre ellos por medio de tornillos. La cabeza del cilindro contiene una semiesfera que constituye la parte superior de la cámara de combustión. Esta, a su vez, posee un orificio que permita la entrada de la rosca de la bujía. La cabeza del cilindro es removible y se ajusta al cilindro por medio de dilatación térmica. Entre el tope del cilindro y la cabeza se ubica un sello de caucho, el cual impide fugas de gas debido a las altas presiones internas del cilindro. El mecanismo interno se compone de un pistón de aluminio, una biela de acero, y un cigüeñal de acero. Evidentemente, el pistón y la biela se unen por medio de

un bulón hueco, de Aluminio también, el cual se lubrica para reducir la fricción entre estos componentes.

Figura 6. Mecanismo interno del Mc-92



El pistón es de cara plana, con dos ranuras circulares para posicionar dos anillos de presión. La biela se acopla al muñón del cigüeñal por medio de dos tornillos y un rodamiento de agujas, que le permite reducir el rozamiento de estos elementos. El cigüeñal es de construcción sencilla, con un muñón, el eje y dos contrapesos. Se une al cárter de potencia por medio de dos rodamientos de bolas, ubicados en cada uno de los extremos del eje.

El sistema de admisión del motor es “naturalmente aspirado”. Utiliza un carburador sencillo, de membranas, con un venturi y un capilar, para dosificar la mezcla que entra al motor. Evidentemente, por ser un motor de dos tiempos, la mezcla pasa a través de una válvula *reed*, o de lengüeta, hacia el cárter de potencia del motor, donde se inicia la pre-compresión de la misma. Ligado a este sistema, está el de lubricación. Este motor no posee sumidero de aceite ni conductos a través de las partes del motor. El aceite lubricante

se mezcla con el combustible, en una proporción de 50 partes de combustible por 1 parte de aceite, en el tanque. El motor ingiere entonces una mezcla de aire, combustible y aceite. Al entrar esta mezcla en contacto con las paredes internas del cilindro, el aceite queda atrapado en las estrías del mismo y cumple con su función lubricante. El sistema de refrigeración es por aire, utilizando aletas refrigerantes en la camisa del cilindro y la cabeza del mismo. Esto permite que mediante conducción se libere el calor necesario al medio para garantizar el correcto funcionamiento mecánico de los materiales del motor. El sistema de encendido se realiza por medio de un generador impulsado por el eje del cigüeñal. Este generador de tensión se compone de una bobina y una serie de imanes. Al rotar entre sí, se produce una corriente eléctrica que va a alimentar a la bujía, causando la chispa. La simplicidad de estos sistemas radica en la misma simplicidad del motor: es pequeño, versátil y así mismo necesita sistemas que cumplan con estas características.

Tabla 2. Características del motor Mc-92

Potencia	21.8 hp
RPM máx.	10.000
Torque	18 N*m
Lumbreras de transferencia	6 circulares
Lumbreras de escape	2 rectangulares
Diámetro	5,5 cm
Carrera teórica	4,6 cm
Volumen cámara de combustión	7,81 ml
Longitud de la biela	6,3 cm
Radio del cigüeñal	2,2 cm
Distancia entre TDC y lumbrera de transferencia	3,6 cm
Distancia entre TDC y lumbrera de escape	2,6 cm
Masa reciprocante	0,08 kg
Masa rotativa	0,024 kg

4.2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Pulkrabek², Heywood³ y Doroshko⁴ utilizan un método para analizar termodinámicamente el ciclo del motor de dos tiempos. Inicialmente, se parte del hecho de que el ciclo experimentado en el cilindro de un motor de combustión interna es bastante complejo. Primero, el motor admite el aire mezclado con el combustible y el aceite y se mezcla con un remanente de gases de combustión del ciclo anterior que han quedado atrapados dentro

² PULKRABEK, Willard W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines. Estados Unidos de América: Prentice Hall, 1997. p. 68.

³ HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Estados Unidos de América: McGraw Hill, 1988. p. 161.

⁴ DOROSHKO, Sergey. Construction and strength of aircraft engines II course. Universidad de San Buenaventura.

del cilindro. Esta mezcla es comprimida y luego quemada, cambiando su composición a productos de combustión, principalmente CO_2 , H_2O y N_2 . Luego, después del proceso de expansión, se expulsa esta mezcla de gases a la atmósfera. Así, se tiene un ciclo abierto con una composición cambiante, un sistema difícil de analizar. Para hacer el análisis del ciclo mucho más manejable, el ciclo real se aproxima a uno ideal, que presupone lo siguiente:

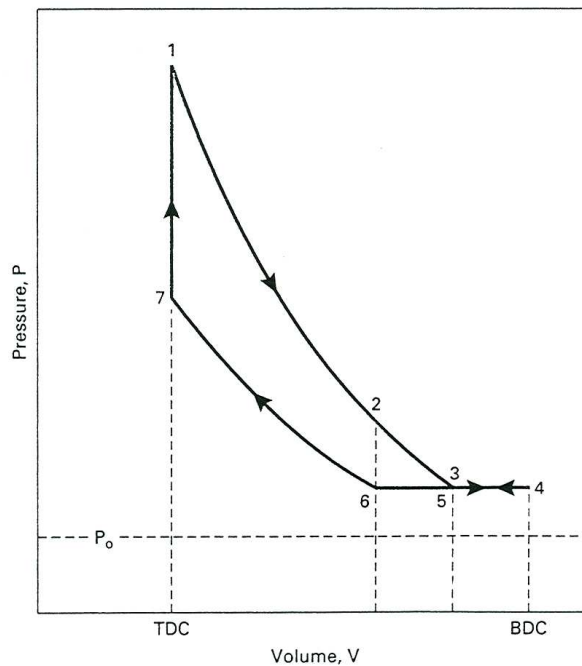
1. La mezcla de gases en el cilindro se trata como aire para el ciclo completo. Esta es una muy buena aproximación durante la primera mitad del ciclo, donde la mayoría de la mezcla es aire con solamente cerca de un 7% de vapor de combustible. Inclusive en la segunda parte del ciclo, la experiencia ha demostrado que tratar la mezcla de gases como aire no introduce grandes errores⁵.
2. El ciclo real abierto se cambia por uno cerrado asumiendo que los gases de escape se retroalimentan a través del sistema de admisión. Esta suposición funciona muy bien con la anterior.
3. El proceso de combustión es reemplazado con un término de adición de calor Q_{in} de igual valor energético. El aire solo no puede quemarse.
4. El proceso abierto de escape, que se lleva una cantidad elevada de entalpía fuera del sistema, se reemplaza con un proceso cerrado de expulsión de calor Q_{out} de igual valor energético.
5. Los procesos reales se aproximan a procesos ideales, así:

⁵ PULKRABEK, Willard W. Op.cit. p.69.

- a. Los procesos cuasi-isobáricos de admisión y escape se asumen como de presión constante.
- b. Las carreras de compresión y expansión se aproximan como procesos isentrópicos. Para que realmente fueran isentrópicos se requeriría que estos procesos fueran reversibles y adiabáticos. Existe alguna fricción entre el pistón y las paredes del cilindro pero, debido a que las superficies están altamente lisas y lubricadas, esta fricción se mantiene en un mínimo y los procesos son casi reversibles y sin fricción. Si esto no fuera cierto, los motores de los autos se dañarían mucho antes de 150-200 mil millas, lo que en realidad duran si se les realiza un mantenimiento apropiado. La transferencia de calor en las dos carreras es mínima considerando el corto tiempo empleado en cada una de ellas, además que la compresión trabaja temperaturas mucho más bajas.
- c. El proceso de combustión se idealiza como un proceso a volumen constante, en los motores de encendido por chispa.
- d. Los procesos de escape, barrido y *blowdown* se aproximan como procesos de presión constante, para motores de dos tiempos.
- e. Todos los procesos se consideran reversibles.

La Figura 7 muestra el diagrama indicador genérico, o de presión contra volumen (P-V), del ciclo de dos tiempos.

Figura 7. Diagrama indicador genérico del ciclo de dos tiempos



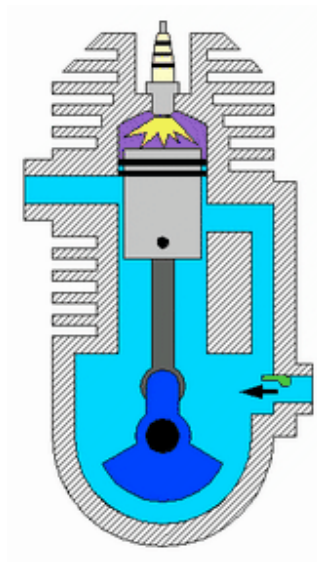
Fuente: PULKRABEK, Willard. Engineering fundamentals of the internal combustion engine.

En la Figura 7 se observan entonces los procesos que se siguen en un motor de dos tiempos. Del punto 6 al punto 7 se realiza la compresión isentrópica. Del punto 7 al 1 se lleva a cabo la combustión isovolumétrica. Del punto 1 al 2 se realiza la carrera de expansión isentrópica. De 2 a 3 se lleva a cabo el proceso de escape que sigue una curva casi isentrópica, aunque un poco más pronunciada. De 3 a 4 y 5 se realiza el barrido en el motor y de 5 a 6 el *blowdown*. Estos procesos se consideran a presión constante, igual a la media entre la presión de entrada de la mezcla después de la compresión en el cárter de potencia y la presión de equilibrio del sistema de escape, es decir, la atmosférica.

Luego, en primera instancia, será necesario iniciar con el proceso de la compresión de cárter.

4.2.1. Compresión de cárter. Para explicar la compresión de cárter, será necesario referirse a la Figura 8:

Figura 8. Esquema interno de un motor de dos tiempos



Fuente: www.engr.colostate.edu.org; Fecha de actualización: Agosto 23 de 2007.

En la parte inferior derecha se puede observar una flecha, de color negro, entrando por un orificio que tiene una paleta de color verde. Esta “paleta” es una válvula de lengüeta que se abre o cierra por diferencia de presiones entre el exterior y el interior del cilindro. Por medio de esta válvula ingresa la mezcla al motor, siguiendo la dirección de la flecha. Cuando el pistón

asciende, genera una depresión en el interior del todo el volumen inferior del motor, aquel que se encuentra debajo de la cara del pistón: todo el cárter de potencia, parte del cilindro que se encuentra por debajo del pistón y el volumen de los conductos de las lumbreras de transferencia. Esta disminución de presión causa que la válvula de lengüeta, que es la de admisión, se abra por efecto de la presión mayor del exterior y permita el paso de mezcla. Este proceso continua hasta que el pistón llega al punto muerto superior. De aquí, el pistón revierte su dirección y empieza a descender. Esto ocasiona que la válvula de admisión se cierre y que, por efecto del desplazamiento del pistón y la fuerza de la combustión, la mezcla admitida en el volumen inferior sea comprimida hasta que las lumbreras de transferencia son descubiertas por la falda del pistón. En este momento, el volumen inferior queda comunicado con el interior del cilindro a través de los conductos de las lumbreras de transferencia y la mezcla entra en el volumen superior del cilindro (todo el volumen del cilindro ubicado por encima de la cara del pistón, incluyendo la cámara de combustión) con una mayor presión y temperatura.

Este proceso de compresión de la mezcla en el cárter se asemeja mucho a la compresión de la mezcla durante la llamada carrera de compresión, por cuanto se manejan temperaturas bajas en comparación con las de la combustión y tiempos de ejecución del proceso extremadamente cortos, lo que hace reducir al mínimo la transferencia de calor. La misma justificación se aplica para la fricción. Por lo tanto, este proceso se analizará como un proceso isentrópico. Las ecuaciones de presión y temperatura al final del proceso serán:

$$T_f = T_i \left(\frac{V_i}{V_f} \right)^{k_u - 1} \quad (2)$$

$$P_f = P_i \left(\frac{V_i}{V_f} \right)^{k_u} \quad (3)$$

donde T_i y P_i son la temperatura y presión iniciales del proceso, que corresponden a las de la mezcla que entra y, por lo tanto, son las de la atmósfera local; V_i es el volumen inicial de la compresión en tanto que V_f es el volumen final de la misma.

Se consideran, en primer lugar, los valores iniciales como los de la atmósfera estándar al nivel del mar, así:

$$T_i = 288.16 \text{ K} \quad (4)$$

$$P_i = 101325 \text{ Pa} \quad (5)$$

Los volúmenes iniciales y finales del proceso se han determinado por mediciones directas en el motor. Los resultados obtenidos fueron:

$$V_i = 331.8 \text{ ml} \quad (6)$$

$$V_f = 246.01 \text{ ml} \quad (7)$$

El k_u corresponde al coeficiente isentrópico (cociente del calor específico a presión constante y el de volumen constante) de la mezcla de gases sobre la que se ejecuta el proceso en cuestión. Esta mezcla corresponde, para efectos del análisis, a gasolina y aire. Para este tipo de mezcla, Pulkrabek⁶ determina que k_u vale:

$$k_u = 1.4 \quad (8)$$

⁶ *Ibíd.*, p. 71.

De hecho, este valor puede utilizarse para todos los procesos a analizar que involucren la mezcla de aire y combustible, es decir, antes de que exista cambio en la composición química de los gases, tal como ocurre en la combustión. Por lo tanto, este valor también es válido para la carrera de compresión.

De esta manera, utilizando las ecuaciones 2 y 3, se obtienen los valores de P_f y T_f , así:

$$P_f = 154.03 \text{ kPa} \quad (9)$$

$$T_f = 324.8 \text{ K} \quad (10)$$

Estos datos son consistentes, de acuerdo a Heywood⁷, que señala, por ejemplo, que la presión al finalizar la compresión de cárter debe ubicarse entre 140 – 180 kPa.

4.2.2. Carrera de compresión. La carrera de compresión se inicia cuando el pistón termina de cubrir las lumbreras de escape y el interior del cilindro queda perfectamente aislado del exterior, herméticamente.

Antes de esto, la mezcla ha tenido que pasar por una serie de procesos que han variado algunas de sus propiedades. Una vez terminada la compresión de cárter, la mezcla ha ingresado al interior del cilindro (a través de las lumbreras de transferencia) con una presión y temperatura mayores a la atmosférica. Este es el inicio del proceso 3-4-5-6 de la Figura 7. De 3-4-5, están abiertas los dos tipos de lumbreras (transferencia y escape). Aún hay residuos de los gases de combustión del ciclo anterior en el interior del

⁷ HEYWOOD, John B. Op. cit. p. 180.

motor. Entonces, la mezcla entra (punto 3) y empieza barrer esos gases para que salgan a través de la lumbrera de escape (3-4-5), pero sucede que parte de la mezcla también se pierde a través de estas lumbreras. Una vez se cierran las lumbreras de transferencia (punto 5), aún las de escape continúan abiertas y más mezcla se pierde en este proceso (5-6). En el punto 6 ya comienza la compresión. A esta altura del proceso, y como se induce, se ha perdido un porcentaje de mezcla a través de las lumbreras de escape. Esto, en consecuencia, significa que el cilindro no se llenará con la máxima capacidad mezcla que podría albergar. En efecto, si la mezcla no pasara por todos estos procesos sino que directamente entrara al cilindro para iniciar la carrera de compresión, esta entraría con una presión mayor (ecuación 9) y, en consecuencia, se podría admitir mayor mezcla en el mismo volumen disponible. Sin embargo, al perderse mezcla y al entrar en contacto esta con el sistema de escape a presión atmosférica, la presión de la misma se ve reducida y entonces la cantidad de mezcla que inicia la carrera de compresión es menor a la máxima posible y, por lo tanto, dicha carrera inicia con una presión menor a la señalada en la ecuación 9. Se define la eficiencia de carga E_{ch} como⁸:

$$E_{ch} = \frac{\text{masa_de_mezcla_retenida}}{\text{volumen_disponible} * \text{densidad_inicial}} \quad (11)$$

Según esta misma referencia, este valor oscila entre 78% a 82%. Para conocer, en este estadio del procedimiento del análisis termodinámico, la masa retenida en el cilindro, se asume un valor de E_{ch} característico que luego se multiplica por la masa máxima teórica que podría albergar el cilindro al inicio de la carrera de compresión (es decir, el denominador de la ecuación 11. Siendo E'_{ch} la eficiencia de carga tentativa y V_6 el volumen disponible al inicio de la carrera de compresión (ver Figura 7), se tiene que:

⁸ HEYWOOD, John B. Op. cit. p. 239.

$$E'_{ch} = 80\% \quad (12)$$

$$V_6 = 69.56 \text{ ml} = 6.956 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (13)$$

Evidentemente, el valor del volumen ha sido medido experimentalmente. Resta el factor densidad, que se calcula por medio de la ecuación de los gases:

$$\rho_6 = \frac{p}{RT} = \frac{154030 \text{ Pa}}{\left(275 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}\right)(324.8 \text{ K})} = 1.724 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (14)$$

De esta manera, según la ecuación 11, la masa de mezcla retenida al inicio de la carrera de compresión m_6 sería:

$$m_6 = E'_{ch} V_6 \rho_6 = 0.8 \left(6.956 \times 10^{-5} \text{ m}^3\right) \left(1.724 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) = 9.59 \times 10^{-5} \text{ kg} \quad (15)$$

Ahora bien, la misma ecuación de los gases permite hallar el valor de la presión correspondiente a esta cantidad de masa, pues se tienen todos los valores que esta involucra. A este nivel de procedimiento, no se tienen aún perfiles de temperatura y presión, por lo que se hace necesario asumir ciertos valores iniciales que luego posteriormente se recalcularán con el fin de iterar y llegar a los resultados finales. Por lo tanto, el valor de la eficiencia de carga se calculará posteriormente teniendo en cuenta las presiones y temperaturas del ciclo, a través del cálculo de los flujos de masa hacia y desde el motor. La presión P_6 será entonces:

$$P_6 = \frac{m_6 RT_6}{V_6} = \frac{(9.59 \times 10^{-5}) \left(275 \frac{J}{kgK} \right) (306.4K)}{6.956 \times 10^{-5} m^3} = 116.2 kPa \quad (16)$$

Ahora, ya pueden calcularse la presión y temperatura finales de la carrera de compresión, es decir, P_7 y T_7 . Como se ha considerado la carrera de compresión como un proceso isentrópico, entonces las ecuaciones que lo definen serán:

$$P_7 = P_6 \left(\frac{V_6}{V_7} \right)^{k_u} \quad (17)$$

$$T_7 = T_6 \left(\frac{V_6}{V_7} \right)^{k_u - 1} \quad (18)$$

Reemplazando con los valores apropiados dados en las ecuaciones 8, 13, 17 y 18, se tiene que:

$$V_7 = 7.81 \text{ ml} \quad (19)$$

$$P_7 = 2482 \text{ kPa} \quad (20)$$

$$T_7 = 734.8 \text{ K} \quad (21)$$

4.2.3. Proceso de combustión. Se había hablado previamente que el proceso de la combustión se analizaría como un proceso a volumen constante, en donde se utilizaría un término de adición de calor Q_{in} de igual valor energético. La expresión matemática de lo anteriormente dicho es entonces:

$$Q_{in} = Q_{7-1} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_1 - T_7) \quad (22)$$

$$T_1 = T_{\max} \quad (23)$$

$$P_1 = P_{\max} = P_7 \left(\frac{T_1}{T_7} \right) \quad (24)$$

donde m_f es la masa de combustible, Q_{HV} el poder calorífico del combustible, η_c es la eficiencia de la combustión, m_m es la masa de la mezcla, c_v es el calor específico a volumen constante y T_1 es la temperatura máxima del ciclo que, teóricamente, es la máxima del mismo.

En primer lugar, es necesario calcular la masa de la mezcla. Esta masa corresponderá a la del gas atrapado dentro del cilindro y que se lleva por los procesos de la compresión, combustión y expansión. Es evidente, pues, que esta masa no es otra sino m_6 . Ahora, sabiendo que el motor opera con gasolina, con mezcla estequiométrica en máximas de 14.6⁹, es posible calcular el valor de la masa del combustible, así:

$$m_f = \frac{1}{AF+1} m_m = \frac{1}{14.6+1} m_6 = 6.15 * 10^{-6} \text{ kg} \quad (25)$$

La proporción que acompaña a la masa de la mezcla en la ecuación 25 es simplemente el porcentaje de combustible en el total de la mezcla aire combustible, es decir, 1 parte de combustible en 15.6 partes de mezcla.

El poder calorífico Q_{HV} tiene dos valores, uno superior y uno inferior. El superior se utiliza cuando el agua presente en los productos de escape está en estado líquido, y el inferior se utiliza cuando esa agua está en estado gaseoso, es decir, vapor. La diferencia entre los dos es, pues, el calor de

⁹ PULKRABEK, Willard W. Op.cit. p.380.

vaporización del agua. Pulkrabek¹⁰ señala que, para el análisis del motor, el valor a utilizar es el inferior, lógicamente. Este valor, para la gasolina, es:

$$LHV = 43000 \frac{kJ}{kg} \quad (26)$$

donde *LHV* significa poder calorífico inferior.

El tiempo disponible para el proceso de la combustión es muy corto, y no todas las moléculas de combustible encontrarán una de oxígeno con la cual combinarse, o simplemente la temperatura local no favorecerá la reacción. En consecuencia, una pequeña fracción de combustible no se quema y escapa como tal en el proceso de escape del motor. Por lo tanto, suele definirse una **eficiencia de combustión** η_c para tener en cuenta solo la fracción del combustible que reacciona. Esta eficiencia típicamente tiene valores entre 0.95 y 0.98¹¹. Se asumirá, por lo tanto, un valor de 0.95.

Finalmente, el valor del calor específico a volumen constante es de¹²:

$$c_v = 821 \frac{J}{kgK} \quad (27)$$

Reemplazando los valores calculados y asumidos en las ecuaciones 25 a 27, en las ecuaciones 22 y 24, se tiene que:

¹⁰ *Ibíd.* p.128.

¹¹ *Ibíd.* p.59.

¹² *Ibíd.* p.71.

$$T_1 = T_{\max} = T_7 + \left(\frac{m_f Q_{HV} \eta_c}{m_m c_v} \right)_7 =$$

$$= \left(\frac{(6.15 * 10^{-6} \text{ kg}) \left(43000 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right) (0.95)}{(9.59 * 10^{-5} \text{ kg}) \left(821 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right)} \right) + 734.8 \text{ K} = \quad (28)$$

$$T_1 = T_{\max} = 3925.6 \text{ K}$$

$$P_1 = P_{\max} = P_7 \left(\frac{T_1}{T_7} \right) = 2482 \text{ kPa} \left(\frac{3925.6 \text{ K}}{734.8 \text{ K}} \right) = 13259.9 \text{ kPa} \quad (29)$$

4.2.4. Carrera de expansión. La continuación del proceso de combustión la brinda la carrera de expansión o potencia. Esta fase se encuentra representada por la curva que nace en el estado termodinámico 1 hasta el 2 de la Figura 7. Al igual que se ha tratado para la carrera de compresión, la fase de expansión se analiza como un proceso isentrópico. Quizá sea este un motivo de gran discordancia puesto que la magnitud de las temperaturas que se maneja en este proceso es quizá la más elevada de todo el ciclo termodinámico, después de la combustión, de lo que deduciría la existencia de quizá una apreciable transferencia de calor a través de las paredes de la cámara de combustión y de las del cilindro. Al respecto es necesario notar nuevamente que el proceso se lleva a cabo en un período de tiempo muy corto de tal manera que el flujo de calor a través de las paredes se ve altamente minimizado¹³. Es decir:

¹³ HEYWOOD, John B. Op. cit. p. 175.

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad (30)$$

$$Q = \dot{Q}t \quad (31)$$

Donde \dot{Q} es el flujo de calor por unidad de tiempo; Q es el calor y t es el tiempo. Si el período de tiempo del proceso es mínimo, de tal manera que $t \rightarrow 0$, entonces el calor disipado será mínimo también, tal como se observa en la ecuación 31.

De esta manera, las ecuaciones correspondientes al perfil de temperatura y presión durante la fase de expansión vendrían a ser las mismas de la fase de compresión pero con una notación diferente, así:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k_b-1} = T_1 \left(\frac{V_c}{V_2} \right)^{k_b-1} = T_1 \left(\frac{V_7}{V_6} \right)^{k_b-1} \quad (32)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k_b} = P_1 \left(\frac{V_c}{V_2} \right)^{k_b} = P_1 \left(\frac{V_7}{V_6} \right)^{k_b} \quad (33)$$

Nótese la presencia de k_b en vez de k_u . El hecho de que los gases que permanecen dentro del cilindro estén compuestos por los productos de la combustión hace necesaria la utilización de las propiedades termoquímicas de dichos productos.

Tanto T_1 como P_1 corresponden a la temperatura y presión máximas del ciclo, las cuales fueron halladas previamente durante el análisis del proceso de combustión. De manera similar, V_1 es el mismo V_7 , determinado al inicio

del presente análisis. Y según la Figura 7, V_2 es el mismo V_6 , el cual fue determinado en la ecuación 13, pues el volumen geométrico del cilindro al iniciarse la compresión es el mismo al terminarse la expansión debido a que ambos procesos se encuentran limitados por las mismas lumbreras de escape.

Según Pulkrabek¹⁴, cuya metodología se ha estado siguiendo, la relación de calores específicos para los gases de combustión equivale a 1.35, así:

$$k_b = 1.35 \quad (34)$$

De esta manera, las ecuaciones 32 y 33 pueden ser ahora resueltas para hallar el estado termodinámico final del sistema. Los resultados de dichos cálculos corresponden a la presión y temperatura al final de la fase de expansión:

$$T_2 = 1826K \quad (35)$$

$$P_2 = 692.5kPa \quad (36)$$

4.2.5. Escape. Es el proceso que va desde el estado termodinámico 2 hasta el 3 de la Figura 7. Como ya se ha descrito, en dicho proceso los gases producto de la combustión son expelidos hacia la atmósfera a través de la recién destapada lumbrera de escape. Los gases son sometidos a una caída alta de presión. Un gran porcentaje de ellos abandonan el cilindro debido a

¹⁴ PULKRABEK, Willard W. Op.cit. p.71.

la gran diferencia de presión que se establece a través de la mencionada lumbrera de escape.

En este proceso, la temperatura de los gases disminuye debido a la expansión a la que se ven sometidos los gases una vez la presión es reducida drásticamente. Aunque se ha mencionado que esta expansión no es reversible, Pulkrabek¹⁵ señala que la relación isentrópica, la cual se ha venido empleando hasta el momento, sirve como un buen modelo para aproximar la temperatura al final de este proceso:

$$T_{3'} = T_2 \left(\frac{P_{ex}}{P_2} \right)^{\frac{k_b-1}{k_b}} = T_2 \left(\frac{P_i}{P_2} \right)^{\frac{k_b-1}{k_b}} \quad (37)$$

Donde P_{ex} corresponde a la presión del sistema de escape. Como el tubo de escape se encuentra en contacto directo con el medio ambiente, se puede afirmar que esta presión es la misma presión atmosférica P_i , de la ecuación 5. Obsérvese que la temperatura al final del proceso ha sido denotada como $T_{3'}$ en vez de simplemente T_3 . Esta notación es con el fin de indicar que esta es la temperatura correspondiente a los gases producto de la combustión que aún permanecen atrapados dentro del cilindro al iniciarse el proceso de barrido. Así pues, en el estado termodinámico 3 de la Figura 7 se puede decir que subsisten dos estados al mismo tiempo: el de los gases producto de la combustión y el de la mezcla que ingresa a expulsar estos gases. Sin embargo, debido a que la mezcla barre rápidamente a los gases, las características termodinámicas predominantes en el estado 3 son las de la mezcla.

¹⁵ *Ibíd.* p.89.

Las variables que participan en la formulación de la ecuación 37 se encuentran calculadas en su totalidad, de manera que esta ecuación puede ser calculada ya. Así, se obtiene que:

$$T_{3'} = 1109K \quad (38)$$

$$P_{ex} = P_i = 101325Pa \quad (39)$$

4.2.6. Trabajo indicado del ciclo. La finalidad del ciclo termodinámico en un motor de combustión interna es la de producir trabajo mecánico a partir de la energía química contenida en el combustible. Este trabajo útil es el que posibilitará el movimiento de los componentes del motor y la generación de potencia y torque utilizables en las aplicaciones propias de la máquina.

Deberán distinguirse varios tipos de trabajo, dependiendo de los parámetros de referencia que se tomen para calcularlos. La siguiente ecuación muestra que:

$$W_b = W_i - W_{losses} \quad (40)$$

donde W_b es denominado como *trabajo "brake" o "al freno"*, W_i es el trabajo indicado y W_{losses} es el trabajo disipado por procesos y mecanismos del motor. El trabajo indicado es el máximo teórico que produce el ciclo termodinámico del motor. Sin embargo, el hecho de que exista transferencia de calor hacia el medio ambiente, de que se pierda entalpía en los gases de combustión que se escapan a través del sistema de escape, de que exista fricción entre los componentes móviles del motor (por ejemplo, entre el pistón y el cilindro, los rodamientos, etc.), de que exista la necesidad de impulsar

bombas, engranes, etc., hace que parte de ese trabajo ideal deba emplearse para accionar estos mecanismos (como en el caso de la bomba), simplemente sea disipado por fuerzas no conservativas (como la fricción) o se pierda por efectos físicos (como la transferencia de calor). Así pues, una cantidad finita de trabajo se pierde por dichas razones y no se utiliza para producir trabajo útil. Esa componente se representa por W_{losses} en la ecuación 40. Evidentemente, cuando al trabajo indicado se le sustrae el disipado se obtiene el real, o *brake*, que es el efectivo entregado al eje. Este último es el trabajo utilizable.

Ahora puede ilustrarse de manera más explícita la metodología a seguir para calcular el efecto de los recubrimientos cerámicos en la producción de trabajo en el motor. A partir del análisis termodinámico ideal del ciclo, como el realizado en esta sección, se puede calcular el trabajo indicado del mismo, que corresponderá al máximo teórico (unidades en [J], según el Sistema Internacional de Unidades). Es decir, bajo estas condiciones de mezcla y geometría, el motor no producirá más trabajo. Luego, se calculará la transferencia de calor en el proceso de la combustión. Esta transferencia de calor tiene unidades de [J/s], en el Sistema Internacional de Unidades. Al conocer el tiempo de duración de la combustión, que se calculará más adelante, es posible obtener el calor perdido, en [J], tanto para la combustión con recubrimientos que sin recubrimientos, que resulta tener las mismas unidades que el trabajo. Al sustraer este calor perdido del trabajo indicado se obtiene el efectivo estandarizado teniendo en cuenta la transferencia de calor, y se puede entonces comparar ambos valores para determinar cuál de los dos disipa menos calor y en qué proporción.

Para calcular el trabajo indicado, se recurre a la construcción del diagrama P-V. El diagrama P-V relaciona la presión con el volumen al interior del cilindro. El área interna de la curva generada equivale al trabajo indicado del ciclo

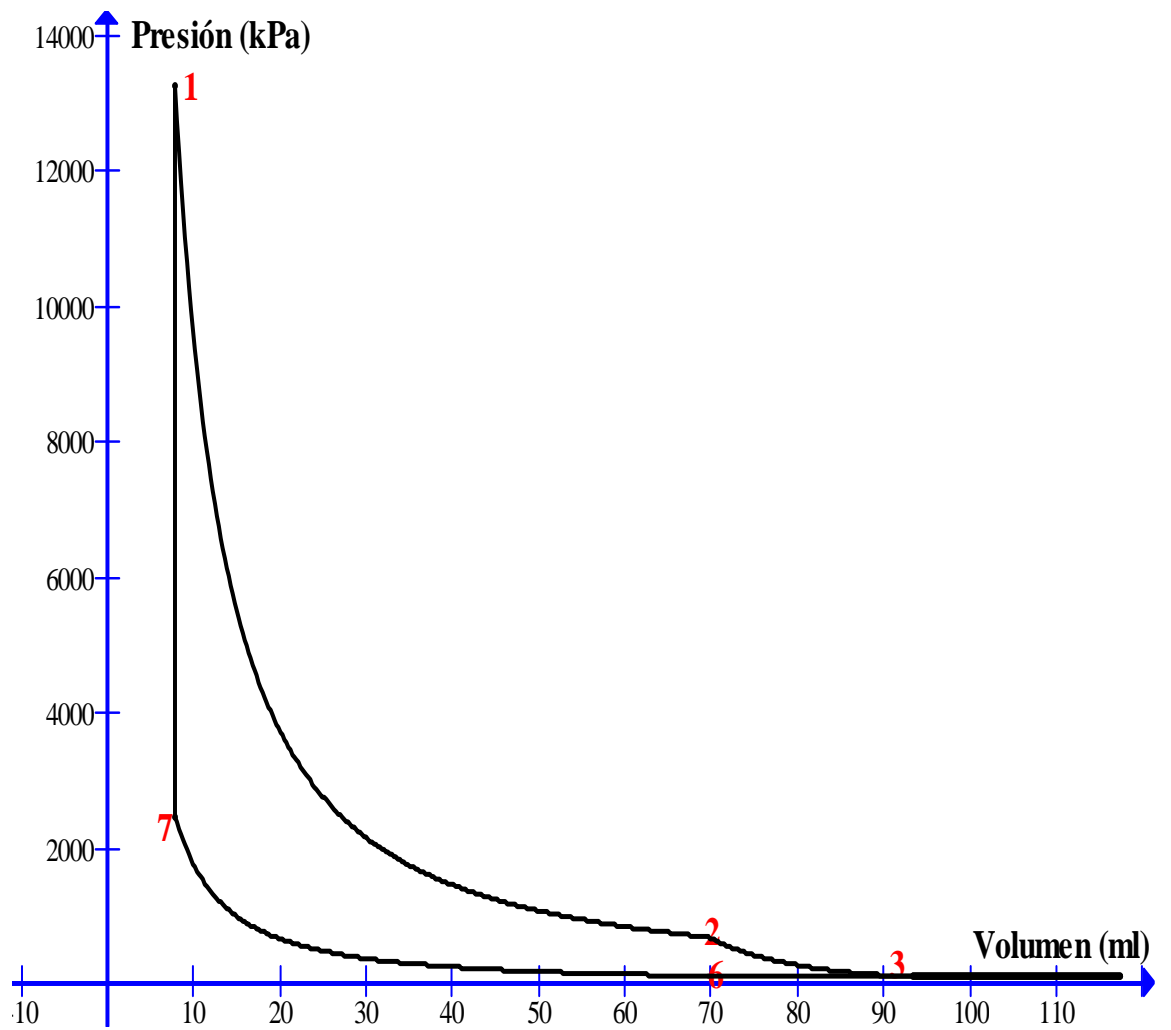
termodinámico. Inicialmente, con el fin de obtener una visión general del comportamiento de las presiones y temperaturas del ciclo, se mostrará el perfil de cada uno de estos factores, tal como se observa en la Tabla 2.

Tabla 3. Perfil de presiones y temperaturas.

Presiones (kPa)		Temperaturas (K)	
P_f	154,0	T_f	324,8
P₆	116,2	T₆	306,4
P₇	2.482,0	T₇	734,8
P₁	13.259,9	T₁	3.925,6
P₂	692,5	T₂	1.826,0
P_{3'}	101,3	T_{3'}	1.109,0

La Figura 9 muestra el diagrama P-V calculado para el ciclo termodinámico ideal analizado en esta sección.

Figura 9. Diagrama P-V ideal para el motor Mc-92.



Para calcular el trabajo indicado del ciclo se puede recurrir a la fórmula de la termodinámica, que expresa que el trabajo realizado por o sobre un gas equivale a la integral definida de la presión por el volumen, o:

$$W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (41)$$

Como toda integral, esta equivale al área bajo la curva de la función contenida en ella. En este caso, al representar la presión una función del volumen, en la cual se muestra como una curva cerrada, la integral de la ecuación 41 se puede evaluar como el área encerrada dentro de la curva generada en el diagrama P-V de la Figura 9. De igual forma, es posible calcular la integral mediante integración directa de las curvas apropiadas en el diagrama P-V.

En primer lugar, se observa en la Figura 9 que las curvas que aportan a la generación de trabajo son las que van del estado 6 al 7 (compresión), del 1 al 2 (expansión) y, en menor medida, la curva que va del estado 2 al 3 (escape). Como se conocen las expresiones matemáticas que definen a la presión como función del volumen del cilindro, es posible integrarlas para obtener el trabajo en cada proceso. Se sabe que la expresión que define la variación de la presión para la compresión está dada por la ecuación 17:

$$P_7 = P_6 \left(\frac{V_6}{V_7} \right)^{k_u} \quad (17)$$

Esta ecuación se puede expresar como:

$$P_{6-7} = 116.2 [kPa] \left(\frac{6.956 * 10^{-5} [m^3]}{V_{6-7}} \right)^{1.4} \quad (42)$$

Ahora bien, la ecuación 42 es válida entre los estados 6 y 7. Por lo que se pueden definir dos límites, uno superior y uno inferior, de volumen para los cuales es válida esta expresión. Dichos límites vendrían siendo el volumen V_6 y el V_7 , definidos en las ecuaciones 13 y 19. Ya con estos datos, es posible integrar la ecuación 42 para obtener el trabajo durante la carrera de compresión:

$$W_{6-7} = \int_{V_6=6.956*10^{-5}}^{V_7=7.81*10^{-6}} 116.2 \left(\frac{6.956 * 10^{-5}}{V} \right)^{1.4} dV = -28.253J \quad (43)$$

Por otra parte, se conoce que la expresión que define la variación de la presión para la carrera de expansión o potencia está dada por la ecuación 33:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_7}{V_6} \right)^{k_b} \quad (33)$$

Esta ecuación se puede expresar como:

$$P_{1-2} = 13259.9 [kPa] \left(\frac{7.81 * 10^{-6} [m^3]}{V_{1-2}} \right)^{1.35} \quad (44)$$

Ahora bien, la ecuación 44 es válida entre los estados 1 y 2. Por lo que se pueden definir dos límites, uno superior y uno inferior, de volumen para los cuales es válida esta expresión. Dichos límites vendrían siendo el volumen $V_1 = V_7$ y el $V_2 = V_6$, definidos en las ecuaciones 13 y 19. Ya con estos datos, es posible integrar la ecuación 44 para obtener el trabajo durante la carrera de expansión:

$$W_{1-2} = \int_{V_1=7.81*10^{-6}}^{V_2=6.956*10^{-5}} 13259.9 \left(\frac{7.81*10^{-6}}{V} \right)^{1.35} dV = 158.25J \quad (45)$$

Finalmente, deberá calcularse el trabajo entregado por la fase de escape del motor. Aunque este trabajo es mínimo, se calcula pues existe una pequeña área bajo la curva encerrada por este proceso, tal como se aprecia en la Figura 9. De acuerdo a la sección 4.2.5, el método utilizado para aproximar la temperatura final de la escape fue siguiendo una curva de expansión isentrópica, que a efectos prácticos, se aproxima bastante bien al valor real¹⁶. En la Figura 9 puede apreciarse que en este proceso (2-3), la curva es similar a la isentrópica pero con una caída más pronunciada. A fin de modelar este comportamiento, puede utilizarse la ecuación de presión isentrópica pero con un coeficiente k que suavice e incluya los valores de las presiones calculadas para este proceso. Dicha ecuación sería, de manera general:

$$P_3 = P_2 \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^k \quad (46)$$

¹⁶ *Ibíd.*

Por las ecuaciones 13, 36 y 39, se conocen los valores correspondientes a P_2 , P_3 y $V_2 = V_6$. El volumen V_3 es el que tiene el cilindro cuando la cara de pistón se encuentra posicionada a la altura de las lumbreras de transferencia. Dado que (mediciones experimentales):

$$h_{l,t} = 3.6 \text{ cm} \quad (47)$$

$$B = 5.5 \text{ cm} \quad (48)$$

donde $h_{l,t}$ y B son la distancia entre el punto muerto superior y la lumbrera de transferencia, y el diámetro interno del cilindro, respectivamente, se tiene que el volumen 3 equivale a:

$$V_3 = \left(\frac{\pi B^2}{4} h_{l,t} \right) + V_7 = 93.31 \text{ ml} \quad (49)$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 46 y despejando k se obtiene que:

$$k = 6.543 \quad (50)$$

Ahora, ya se puede integrar la ecuación 46, con los valores apropiados, para obtener el trabajo de este proceso, así:

$$W_{2-3} = \int_{V_2=6.956*10^{-5}}^{V_3=9.331*10^{-5}} 692.5 [kPa] \left(\frac{6.956*10^{-5} [m^3]}{V} \right)^{6.543} dV = 6.985J \quad (51)$$

Como este trabajo representa el área bajo la curva 2-3 hasta el eje de las abscisas, y lo que se requiere es el área comprendida entre las curvas 2-3 y 6-3, debe calcularse el trabajo generado en la curva 6-3. Este es el proceso

de *exhaust blowdown*, donde la presión de entrada de la mezcla disminuye por efecto de la apertura de las lumbreras de transferencia. El proceso se aproxima a una línea recta, que se puede representar mediante la siguiente ecuación general:

$$P - P_6 = \left(\frac{P_6 - P_3}{V_6 - V_3} \right) (V - V_6) \quad (52)$$

donde P y V son la presión y el volumen, y los subíndices representan los estados evaluados. De acuerdo a la Tabla 2 y las ecuaciones 13 y 49, la ecuación 52 queda de la siguiente forma:

$$P_{3-6} = \left(\frac{116.2[kPa] - 101.3[kPa]}{6.956 * 10^{-5} [m^3] - 9.331 * 10^{-5} [m^3]} \right) (V_{3-6} - 6.956 * 10^{-5} [m^3]) + 116.2[kPa] =$$

$$-627368421.1 (V_{3-6} - 6.956 * 10^{-5} [m^3]) + 116.2[kPa] \quad (53)$$

Integrando la ecuación 53 se obtiene entonces:

$$W_{3-6} = \int -627368421.1 (V_{3-6} - 6.956 * 10^{-5}) + 116.2 = -2.583J \quad (54)$$

El trabajo indicado del ciclo será la suma de todos los trabajos calculados anteriormente, así:

$$W_i = W_{3-6} + W_{6-7} + W_{1-2} + W_{2-3} \quad (55)$$

pues este representará el área encerrada por dichas curvas. Reemplazando los valores de la ecuaciones 43, 45, 51 y 54 se obtiene que:

$$W_i = -28.256J + 158.25J + 6.985J - 2.583J = 134.4J \quad (56)$$

El valor dado en la ecuación 56 es el guarismo correspondiente al trabajo indicado del ciclo, es decir, al máximo teórico que dicho ciclo termodinámico puede alcanzar. Este será el valor base sobre el cual se descontarán las pérdidas de calor (ecuación 40) para comparar el rendimiento asociado al motor con y sin recubrimientos cerámicos.

4.3 RECUBRIMIENTOS CERÁMICOS DE BARRERA TÉRMICA (TBC)

El flujo de calor hacia las paredes de la cámara de combustión varía con el diseño del motor y las condiciones de operación. También, este flujo no es el mismo. Como resultado de esta no-uniformidad del flujo de calor y de las diferentes impedancias térmicas entre puntos específicos de la superficie de la cámara de combustión y el fluido refrigerante, la distribución de temperaturas en los componentes del motor no es uniforme.

Los materiales más usados en la construcción de los componentes del motor suelen ser los metales, en particular el hierro, acero y aluminio. Aunque estos materiales tienen propiedades térmicas substancialmente diferentes, todos ellos operan con temperaturas de la superficie de la cámara de combustión (200 – 400°C) que son bajas en relación con la temperatura de los gases de la combustión. Existe un interés sustancial en utilizar materiales que puedan operar a temperaturas mucho más elevadas de manera que las pérdidas de calor del ciclo se puedan reducir. Los materiales cerámicos, como el Nitruro de Silicio y la Zirconia, que tienen conductividades térmicas más bajas que el hierro, podrían operar a temperaturas más elevadas y, por lo tanto, aislar el motor. Las propiedades térmicas de algunos de estos materiales se muestran en la Tabla 4.

Este enfoque es el más viable para el caso de los motores diesel donde existe la posibilidad de eliminar el sistema de refrigeración convencional del motor y mejorar la eficiencia del mismo. Debido a que la transferencia de calor del lado del refrigerante es esencialmente estable durante cada ciclo de operación, una elevada resistencia térmica en el material de la pared puede ser suficiente para anular prácticamente la transferencia de calor neta. Sin embargo, existe una substancial transferencia de calor entre el fluido (gases)

en el cilindro y las paredes de la cámara de combustión. De cualquier forma, en un motor convencional, la transferencia neta de calor con materiales cerámicos se reduce bastante comparada con su contraparte metálica¹⁷.

Tabla 4. Propiedades térmicas de algunos materiales del motor.

Material	Conductividad Térmica (W/mK)	Densidad (kg/m ³) (x10 ³)	Calor Especifico (J/kgK)	Difusividad Térmica (m ² /s)	Profundidad del
					Recubrimiento (mm)
Hierro Fundido	54	7,2	480	1,57E-05	2,8
Aluminio	155	2,75	915	6,20E-05	5,4
Nitrito de silicona	5 a 10	2,5	710	2,80E-06	1,2
Zirconia	1,2	5,2	732	3,20E-07	0,39

Fuente: HEYWOOD, John. Internal combustion engine fundamentals.

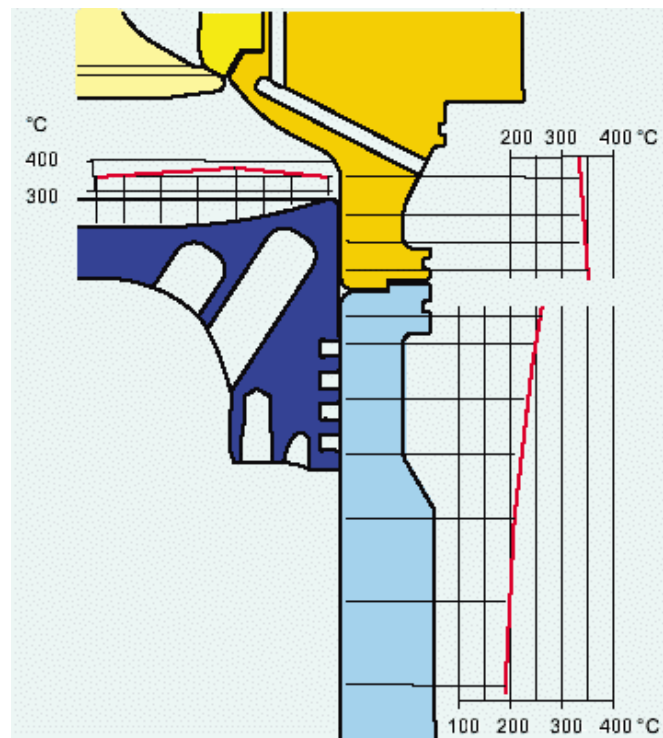
Sin embargo, hay presencia de un valor significativo de transferencia de calor durante la admisión (lo cual reduce la eficiencia volumétrica) y la compresión (lo cual incrementa el trabajo negativo de esta carrera), y aún alguna transferencia durante la combustión y la expansión.

La variación de la temperatura en la superficie de los materiales cerámicos, tal como se observa en la Figura 10, indica la naturaleza inherentemente

¹⁷ ASSANIS, D.N. and HEYWOOD, J. Development and use of computer simulation of the turbocompounded diesel system for engine performance components heat transfer studies. SAE Paper 860329, 1986.

inestable de la interacción de la transferencia de calor con la pared. Durante la combustión y la expansión, la energía térmica transferida del gas a la pared se almacena en una delgada capa de material adyacente a la superficie. Aunque alguna de esta energía se difunde a través de la pared, durante la admisión y la compresión gran parte de esta se devuelve hacia la mezcla que tiene ahora una baja temperatura.

Figura 10. Temperatura superficial de algunos materiales en el ciclo de operación de un motor genérico



Fuente: www.diesel-rk.bmstu.ru; Fecha de actualización: Octubre 1 de 2007

4.3.1. Algunas generalidades. En aeronáutica, los motores se someten a altas temperaturas que pueden alcanzar 1500°C. El hecho de conseguir

disminuir el impacto de la temperatura en los materiales que constituyen los motores permite ventajas importantes. Es así posible aumentar la temperatura de funcionamiento para aumentar los rendimientos, o disminuir el enfriamiento para disminuir el consumo de energía. También es posible no modificar nada y así ganar en tiempo de vida.

Una de las soluciones es proteger estos materiales con recubrimientos de barreras térmicas (en inglés: thermal barrier coatings, TBC).

Las barreras térmicas (TBC) son recubrimientos que se depositan sobre el material que se quiere proteger. El objetivo es reducir la temperatura en la superficie del material. Las TBC tienen una conductividad térmica baja, debida a la baja conductividad intrínseca de la circonita y a la porosidad presente en la capa, que permite una buena disipación del calor. Cuando se trata de "barreras térmicas", se trata de un sistema de 3 capas distintas depositadas sobre el material a proteger:

- **La capa de la junta (*bond coat*):** Esta capa va a garantizar la adherencia de la barrera a la súper-aleación. Ésta va a ser entonces un elemento determinante. Hay dos tipos de "*bond coat*", que tienen una composición diferente:
 - "*Pt-modified diffusion aluminide*": hecha con una capa delgada de platino (Pt) electrochapada sobre la súper-aleación que después es aluminizada por cementación o por deposición química en fase vapor. Esta capa tiene una única fase β .
 - La segunda se compone de un sistema de NiCoCrAlY (intermetálico): depositada por "*low pressure plasma spraying*", esta capa tiene 2 fases (β -NiAl y γ -Ni o γ' -Ni₃Al). Las fases γ/γ' tienen varios elementos

en solución. El itrio (Y) es añadido a bajas concentraciones para mejorar la adherencia de la “TGO”, sobre todo creando zonas de agrupamientos para el sulfuro (S).

- **El “Oxido Térmico Creciente” (Thermally Grown Oxide - TGO):** Esta capa resulta de la oxidación de la superficie del “bond coat” durante su exposición a una alta temperatura. Es sobre esta capa que se va a depositar el aislante. Tiene también el papel de proteger el sustrato de la oxidación. En la mayoría de los estudios que tratan del mecanismo de delaminación de las barreras, se evidenció que ésta aparece entre esta capa y la *top coat*. Significa que esta capa de unos 3 a 10 μm de grosor va a ser determinante para el tiempo de vida del sistema completo.
- **La capa de recubrimiento de barrera térmica (TBC):** Para esta capa se utiliza una cerámica de Circona estabilizada en sus formas cúbicas y tetragonales con la adición de Ytria en solución sólida. Las características de este material se encuentran en la Tabla 5.

Tabla 5. Características mecánicas del TBC

Nombre (símbolo)	Ytria Stabilized Zirconia (Y-SZ)
Composición	ZrO ₂ -8 wt %Y ₂ O ₃
Coefficiente de Poisson	0,29
Módulo de Young	200 - 220 GPa
Dureza	12 - 13 GPa
Conductividad térmica	~ 1 W/m ² K.

Fuente: www.biblioteca.universia.net; Fecha de actualización: Agosto 23 de 2007

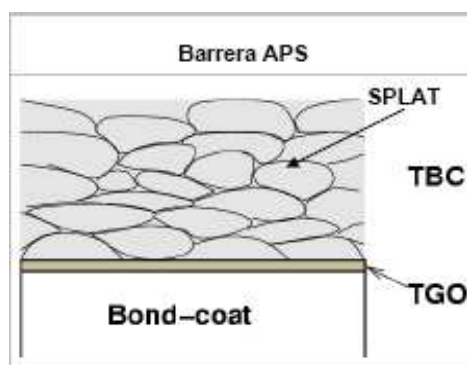
Para depositar esta capa, se utilizan 2 métodos de los cuales resultan 2 tipos de estructuras.

Los 2 métodos son:

- Pistola de plasma (Air plasma spray - APS): En la Figura 11, se puede ver un esquema representando un corte transversal de la barrera térmica generada por este método. La TBC se compone de *splats*.
- Deposición física de electrones (Electron beam physical vapour deposition EBPVD): En la Figura 12, se ve que con este método va a resultar una estructura dicha "columnar". Las columnas están orientadas en el sentido del crecimiento.

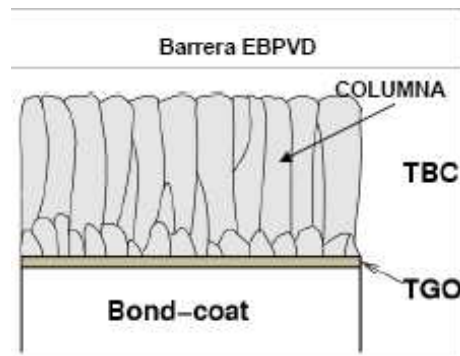
En estas dos estructuras, se encuentran espacios *inter-splats* o intercolumnas que confiere su porosidad a esta capa. Las columnas y los *splats* también contienen porosidades microscópicas. Todas estas porosidades hacen que la disipación térmica sea alta.

Figura 11. Pistola de plasma (Air plasma spray - APS)



Fuente: www.biblioteca.universia.net; fecha de actualización: agosto 23 de 2007

Figura 12. Deposición de electrones vaporizados (*Electron beam physical vapour deposition - EBPVD*)

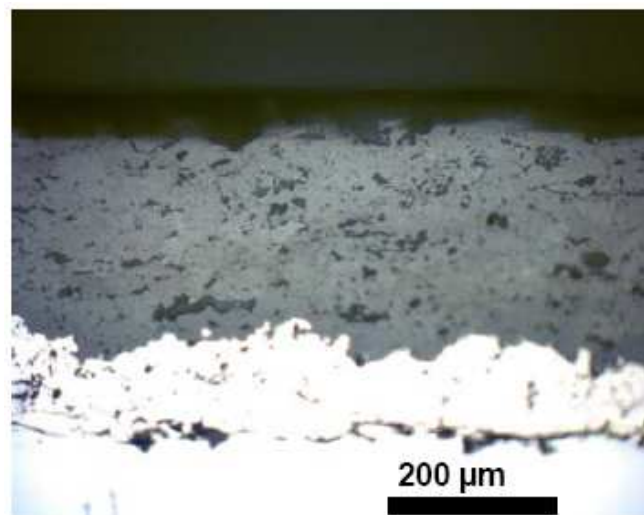


Fuente: www.biblioteca.universia.net; fecha de actualización: Agosto 23 de 2007

4.3.2. Estructuras de los dos tipos de barreras. Para conseguir una buena observación transversa de estas capas normalmente es preciso pulirlas con discos de varias granulometrías, luego con pasta diamante y sílice coloidal. Así, en las Figuras 13 y 14 que son micrografías ópticas, se pueden ver las dos estructuras posibles. La primera es la barrera *APS*, que aquí no fue pulida en superficie. Se ve el apilamiento de las capas de *bond coat* (100 μm) y de *TBC* (250 μm) mientras que la *TGO* es demasiado fina para poder ser observada. El límite entre estas dos capas no es una superficie plana, al revés de la barrera *EBPVD*. Se ve en la Figura 12, que las columnas se apoyan sobre una capa de *bond coat* con una superficie relativamente plana. La capa *EBPVD*, hace aquí unos 150 μm . Para estas dos capas, las partes negras son las porosidades. Comparándolas, la *APS* tiene más porosidades que la *EBPVD*. Para observar los *splats* y las columnas, es preciso utilizar un microscopio electrónico de barrido (*MEB*). La Figura 15 es el resultado de la observación con este microscopio. Se ven más en detalle los granos y las porosidades (grietas y espacios). Un *splat*

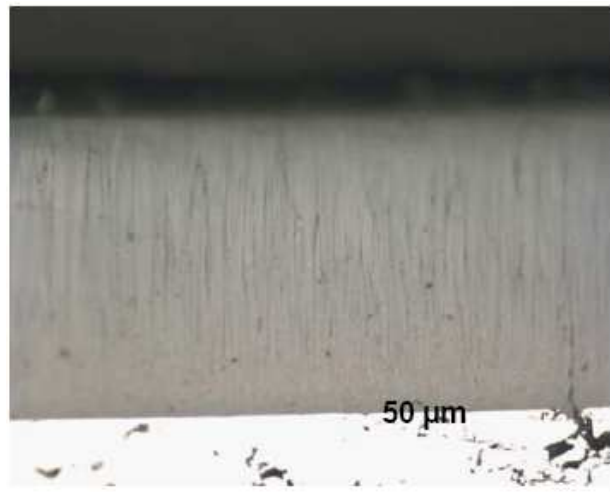
mide entre 30 y 40 μm de largo y entre 5 y 15 de altura. La Figura 13, también fue obtenida por *MEB*. Se ve el aspecto de las columnas y como están unidas unas con las otras. Durante la deposición, crecen todas en el mismo sentido. El diámetro de una columna puede ir de 5 a 20 μm . Según las fases los granos “elementales” que constituyen las columnas o los *splats* pueden medir de 80 nm a 200 nm.

Figura 13. Micrografía óptica de un corte transversal del APS



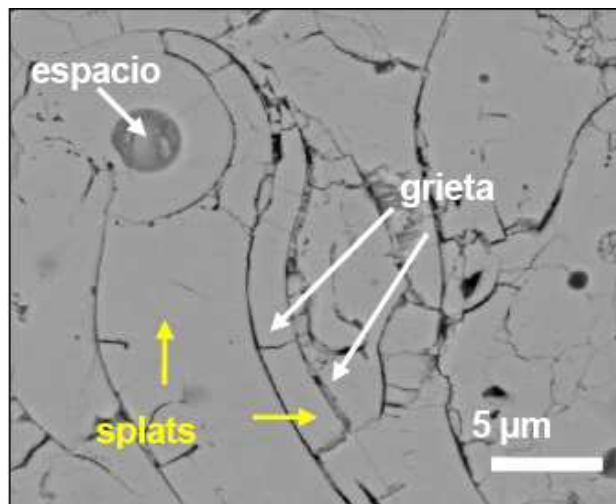
Fuente: www.biblioteca.universia.net; fecha de actualización: Agosto 23 de 2007

Figura 14. Micrografía óptica de un corte transversal del EBPVD



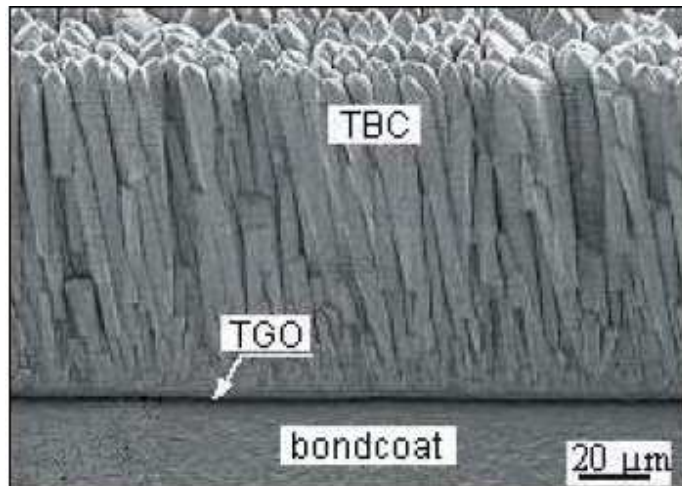
Fuente: www.biblioteca.universia.net; fecha de actualización: agosto 23 de 2007

Figura 15. Huellas de la aplicación del APS



Fuente: SICMAC (Sheffield University, UK)

Figura 16. Capa de Y-SZ depositada por EBPVD



Fuente: Institute of Materials Research de Colonia, Alemania

4.3.3. El reto de la conductividad térmica. Las barreras o recubrimientos cerámicos (Yttria – Zirconia) son vistos hoy en día como la nueva generación de recubrimientos que permitirán avanzar hacia el incremento en el rendimiento de los motores a reacción, sin tener que pagar el precio de reemplazar las superaleaciones de base de Níquel por otro tipo de material¹⁸. También son considerados por los fabricantes de motores diesel para incrementar la eficiencia de estos motores. Estos recubrimientos han sido estudiados y desarrollados por más de 20 años en los países occidentales y aún más años en la antigua Unión Soviética.

Se puede decir que una de las primeras preocupaciones en el área de los recubrimientos de barrera térmica (TBC) fue la de optimizar los recubrimientos desde el punto de vista de la ciencia de los materiales. En las

¹⁸ MILLER R.A. Thermal barrier coatings – History and directions, in G Thermal Barrier Coating Workshop, NASA CP3312, 1995, pp 17-34.

etapas iniciales se realizaron estudios importantes para determinar, por ejemplo, cuál era el agente de Zirconia más adecuado para cierta aplicación, y en qué cantidad¹⁹. En tanto que se empezó a tratar temperaturas muy altas en varias aplicaciones (la mayoría aeronáuticas y aeroespaciales), hubo una rápida tendencia general hacia 6-8 wt. % Yttria *partially stabilized* Zirconia (Y-PSZ) porque estos recubrimientos mostraron el mayor grado de resistencia a la espalación (desmoronamiento) en situaciones de fatiga térmica²⁰ y una excelente estabilidad térmica. Más tarde, las explicaciones del fenómeno aparecieron a través de la identificación de la bien conocida *fase t²¹*, y sus mecanismos de endurecimiento²². También se han dedicado estudios importantes de materiales a encontrar un *bond coating* metálico que soporte el *ceramic topcoat*²³. El desarrollo del TBC también ha estado íntimamente ligado al de los métodos de deposición: *plasma spraying* y el *electron beam vapour deposition (EBPVD)*. Así, un número de estudios se han dedicado a la optimización de los parámetros de los procesos de deposición para obtener estructuras favorables de manera que se puedan alcanzar mayores ciclos de vida. La idea general era la de tratar de relacionar la micro estructura de los recubrimientos con su resistencia termomecánica.

Esta necesidad de direccionar inicialmente los problemas de viabilidad y confiabilidad de tales recubrimientos ha, en cierta medida, impedido (hasta

¹⁹ STECURA S. Optimisation of NiCrAl/ZrO₂-Y₂O₃-Thermal barrier system, NASA TM 86905, 1985.

²⁰ BOSE S., DeMasi-Marcin J. Thermal barrier coating experience in the gas turbine engine at Pratt & Whitney, in NASA CP 3312, 1995, pp 63-78.

²¹ MILLER R.A., Garlick R.G., Smialek J.L. Phase stability in plasma-sprayed zirconia-yttria Am.Ceram Soc. Bull., 62, 1983, pp 1355-135

²² LELAIT L. (1991) : Etude microstructurale tme de revetements ceramiques de type barriere thennique ; incidence sur la resistance thermomecanique de ces revetements. These de l'Universite, de ParisSud (Orsay).

²³ ALPERINE S., LELAIT L. Microstructural investigations of plasma-sprayed yttria partially stabilized zirconia TBC, in relation with thermomechanical resistance and high temperature oxidation mechanisms, in Proc. 37th ASME international Gas Turbine & Aeroengine Congress (Kdln) 92-GT-3 17 (1992).

recientemente) el alcance de las actividades de investigación que tratan directamente con su conductividad térmica (K). La noción implícita era que utilizar Zirconia estabilizado como TBC llevaría a un valor de K para el recubrimiento que no sería significativamente diferente de uno a otro, más bajo en cualquier caso que aquel del material más denso que tenga la misma composición.

El disminuir la conductividad térmica de los recubrimientos cerámicos TBC representa un reto importante para el diseño de sistemas de rendimiento mejorados en motores, tanto a reacción como a pistón. Finalmente, la conductividad térmica es solo uno de varios aspectos a tener en cuenta en cualquier diseño con recubrimientos cerámicos y al cambiar la composición para disminuir, por ejemplo, la conductividad intrínseca puede ocasionar repercusiones importantes en otras propiedades. El diseño del recubrimiento final tendrá que explotar al máximo la flexibilidad y capacidades ofrecidas por los métodos actuales de recubrimiento desarrollando recubrimientos de múltiples capas, con cada capa cumpliendo una función específica.

4.3.4. Conductividad térmica en recubrimientos de base Zirconia.

Aunque la conductividad térmica de TBC no ha sido uno de los mayores temas de investigación y desarrollo comparado con trabajos como de comportamiento termomecánico, por ejemplo, se han publicado un número de caracterizaciones, en particular para proveer a los diseñadores con datos para la elaboración de modelos de predicción de tiempo de vida. Algunos de estos datos se pueden observar en la Tabla 6.

Se aprecia que la conductividad térmica de los recubrimientos base Zirconia es relativamente baja (dentro del rango de 0.5 a 2 W/(mK)). Esto es significativamente más bajo que los valores determinados para la Zirconia en

masa (o aislada)²⁴, típicamente entre 2 a 4 W/(mK), dependiendo de la composición y estructura cristalográfica. Estos valores yacen en el rango bajo de conductividad térmica para óxidos.

Tabla 6. Valores típicos de conductividad térmica de recubrimientos base Zirconia

System	Thermal conductivity	
	300K	1300 K
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ EBPVD	1.7	2
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ APS	0.9	
ZrO ₂ -7-9%Y ₂ O ₃ APS	0.9 to 1.1	
ZrO ₂ -20%Y ₂ O ₃ APS	0.4	0.55
ZrO ₂ -20%Y ₂ O ₃ APS	1.5	1.7
ZrO ₂ -6%Y ₂ O ₃ APS	1.1	
ZrO ₂ -8%Y ₂ O ₃ APS	1.	
ZrO ₂ -12%Y ₂ O ₃ APS	0.6	
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ EBPVD	1.3	1.3
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ APS	0.8	0.8
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ APS	0.8	0.8
ZrO ₂ -8%Y ₂ O ₃ EBPVD as coated	1.5	1.3
ZrO ₂ -8%Y ₂ O ₃ EBPVD	1.9	1.5
ZrO ₂ -7%Y ₂ O ₃ bulk	2.9	2.7

Fuente: BRINDLEY W.J. Properties of plasma sprayed bond coats, in TBCorkshop, March 27-29,1995, NASA CP3312, pp 189-202.

²⁴ HASSEHNAN D.P.H., JOHNSON L.F., BENTSEN L.D., SYED R., LEE H.L., Swain M.V. Thermal difusivuy and conductivity of dense polycrystalline ZrO₂, ceramics : a survey. Am.Ceram. Sot. bull. 66(5), 1987, 799-806.

Las conductividades térmicas de los recubrimientos por EBPVD son significativamente más altas que valores medidos para *plasma sprayed coatings* que tengan la misma composición. Esto se puede explicar por la estructura de los recubrimientos. Los recubrimientos en *plasma sprayed* exhiben una red de micro ranuras, con básicamente dos poblaciones de ranuras: una orientada perpendicular a la superficie del recubrimiento y originándose del agrietamiento de *splats* individuales durante el enfriamiento, como resultado de la limitada capacidad de deformación elastoplástica de la cerámica. La otra está principalmente orientada de manera paralela a la superficie y corresponde a contactos pobres entre los diferentes *splats*. Con respecto a lo último, el ser perpendicular al flujo de calor es particularmente efectivo en reducir la conductividad térmica del recubrimiento. Adicionalmente, una porosidad dispersa y esférica contribuye a reducir la conductividad.

En el caso de los recubrimientos EBPVD, la reducción en la conductividad térmica viene principalmente de la fina porosidad intracolumnar, siendo esta menos efectiva cuando esta organizada perpendicularmente a la superficie. Esquemáticamente, el recubrimiento columnar puede ser considerado, haciendo una analogía eléctrica, más como un juego de resistencias paralelas que uno en serie el cual da un imagen más cercana del *sprayed coating*.

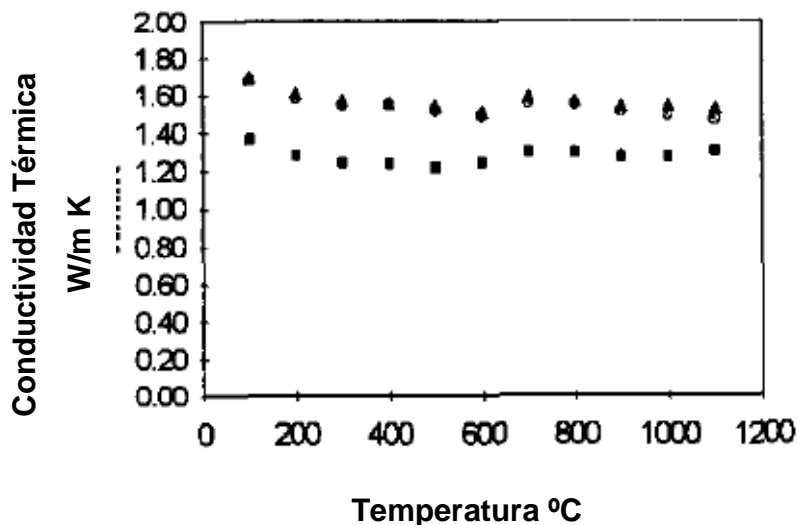
Tabla 7. Conductividad térmica de compuestos de Zirconia

System	ZrO ₂ -Y ₂ O ₃	ZrO ₂ -MgO
Phase	K, W/m.K	K, W/m.K
Cubic	2.3	1.8
Tetragonal	3.5	4.8
Monoclinic	4.2	5.2

Fuente: BRINDLEY W.J. Properties of plasma sprayed bond coats, in TBC orkshop, March 27-29,1995, NASA CP3312, pp 189-202.

La conductividad térmica de recubrimientos *EBPVD* permanece aproximadamente constante como una función de la temperatura hasta cerca de 1100°C, tal como se ilustra el la Figura 17.

Figura 17. Conductividad térmica como función de la temperatura



Fuente: PORTAL R. Etude de la conductivité thermique de couches minces de ZrO₂-Y₂O₃ déposées par EBPVD, Rapport de stage SNECMA, 1997.

A temperaturas más elevadas una evolución de la estructura que incluye una transformación de fase puede resultar en un incremento de la conductividad térmica. La misma tendencia se observa para recubrimientos *plasma sprayed*, en general con una transición a temperaturas más bajas.

Dado el hecho de que la Zirconia es translúcida en el infrarrojo, una contribución de radiación a la conductividad térmica medida resultaría en un aumento a altas temperaturas. Tal efecto ha sido reportado por Youngblood y colaboradores²⁵, en el caso de un solo cristal $ZrO_2-20wt.\%Y_2O_3$ (la difusividad térmica incrementa rápidamente en función de la temperatura por encima de 600°C). Sin embargo, en el caso de poli cristales, los mismos autores han señalado una tendencia opuesta y es muy factible que el caso de los recubrimientos (para los cuales la dependencia en temperatura es mucho menos importante que la T^3 predicha en la teoría) así como en los poli cristales mencionados, las numerosas interfaces presentes (gas/sólido, fronteras de granos) dispersen los fotones penetrantes y entonces disminuyan la contribución de la radiación al flujo de calor.

Un tratamiento con calor afecta la conductividad térmica de los recubrimientos (la incrementa). Después de uno de estos tratamientos, la conductividad térmica de los TBCs se incrementa, tanto para el EBPVD²⁶ como para el *plasma sprayed*²⁷. Este efecto se atribuye a la evolución de la porosidad (incluidos los *cracks*) durante el tratamiento térmico. Por ejemplo, en recubrimientos *plasma sprayed*, los pobres contactos internos con posibles zonas nanocristalinas (amorfos) correspondientes a regiones

²⁵ YOUNGBLOOD GE., RICE R.W., INGEL RP. Thermal diffusivity of partially and fully stabilised (yttria) zirconia single crystals, J. Am.Ceram. Soc. 71(4), 1988, 255-260

²⁶ HE. Eaton, J.R. Linsey, R.B. Dinwiddie (1994):The effect of thermal aging on the thermal conductivity of plasma sprayed fully stabilized zirconia. Thermal Conductivity 22, 289-300. 14b. Dinwiddie R.B., Beecher S.C., Porter W.D., Nagaraj B.A., The effect of thermal aging on the thermal conductivity of plasma-sprayed and EBPVD thermal barrier coatings), ASME 96- GT-982, pp 1-7.

²⁷ *Ibíd.*

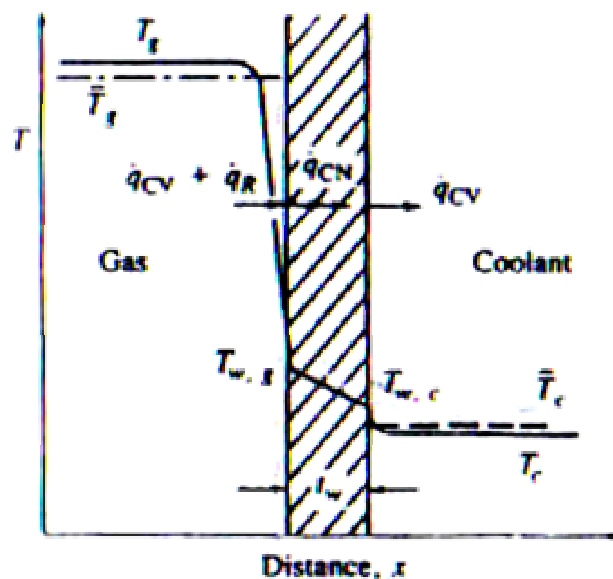
rápidamente solidificadas, son factibles de evolucionar hacia estructuras en equilibrio, asistidas por procesos de difusión a alta temperatura.

Una consecuencia es que la conductividad térmica debería determinarse después de haberse llevado a cabo un tratamiento térmico. Otra consecuencia es que a medida que las temperaturas de la superficie tiendan a subir como un resultado de disminución de la conductividad térmica, este efecto tiene que tenerse en cuenta si se requiere que el beneficio de una conductividad térmica baja se mantenga en servicio.

4.4. ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La Figura 18 muestra esquemáticamente el proceso global de la transferencia de calor de los gases que se encuentran dentro del cilindro, a través de la pared de la cámara de combustión, hasta el fluido refrigerante. En el caso del motor Mc-92, este fluido refrigerante es el aire. Además, este motor posee aletas refrigerantes que permiten la disipación de calor para evitar el sobrecalentamiento de los componentes.

Figura 18. Proceso esquemático de transferencia de calor



Fuente: HEYWOOD, John. Internal combustion engine fundamentals.

El flujo de calor en la pared tiene en general una componente convectiva y de radiación. El flujo de calor se conduce a través de la pared y luego, por

convección, de la pared al medio refrigerante. En la Figura 18 se indica también los perfiles de temperaturas, así como sus valores medios.

En los motores combustión interna, a lo largo de cada uno de los ciclos de operación, la transferencia de calor ocurre bajo condiciones de presión y temperatura del gas variable, y con velocidades locales que varían más o menos rápido, dependiendo de la configuración del puerto de entrada y de la cámara de combustión. Adicionalmente, el flujo de calor dentro del motor cambia constantemente de un valor negativo muy pequeño durante el proceso de admisión hasta uno positivo, muy elevado, en la combustión y la carrera de expansión. La variación del flujo se retrasa detrás del cambio de temperatura. Este retraso entre el flujo de calor y la temperatura es claramente perceptible pero la precisión de las mediciones hechas hasta la fecha solamente ofrece un estimado aproximado de su magnitud²⁸. Generalmente, los investigadores han concluido que la suposición que el proceso de transferencia de calor es *cuasi estable* es lo suficientemente preciso para la mayoría de los cálculos de diseño. Sin embargo, la temperatura y velocidades del gas varían significativamente a través de la cámara de combustión. La distribución del flujo de calor sobre la pared de la cámara es, por lo tanto, no uniforme.

De cualquier forma, trabajando el modelo cuasi estable y unidimensional de transferencia de calor, y analizando nuevamente la Figura 18, se puede descomponer el proceso general de transferencia de calor en tres etapas bien definidas, para el motor sin recubrimientos cerámicos. En este caso, se tiene el gas en contacto con la pared interna de la cámara de combustión del motor. Entre estos dos medios, la transferencia de calor se lleva a cabo por dos métodos: convección y radiación. En la convección, el calor es

²⁸ OVERBY, V.D. Unsteady heat transfer in engines. SAE Paper 201C. SAE Trans, vol.69. pg. 461-494. 1961.

transferido del fluido en movimiento a una superficie sólida en movimiento relativo. Cuando este movimiento es producido por otras fuerzas diferentes a la de la gravedad, se conoce entonces con el nombre de *convección forzada*. En flujo estable con convección forzada, el flujo de calor transferido hacia la superficie sólida (cámara de combustión) a la temperatura $T_{w,g}$ desde los gases en movimiento a una temperatura de T_g se determina por medio de la siguiente relación:

$$\dot{q} = h_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (57)$$

donde \dot{q} es el flujo de calor (\dot{Q}/A , siendo \dot{Q} la tasa de transferencia de calor y A el área de contacto), \bar{T}_g la temperatura media instantánea del gas, $T_{w,g}$ la temperatura en la pared interna del cilindro y $h_{c,g}$ el coeficiente de transferencia de calor del gas. Además de esto, se disipa calor, pero en una muchísima menor cantidad, por radiación. Este intercambio de calor ocurre a través de la emisión y absorción de ondas electromagnéticas. Las longitudes de onda a las que la energía se transforma en energía eléctrica son el rango visible (0.4 a 0.7 μm) y el infrarrojo (0.7 a 40 μm). La teoría de la transferencia de calor por radiación parte del concepto del *cuerpo negro*, es decir, un cuerpo que tiene una superficie que emite o absorbe ecuánimemente radiación de todas las longitudes de onda y que no refleja ninguna de ellas. El flujo de calor de un plano del cuerpo negro, a una temperatura T_1 a otro plano con temperatura T_2 , se expresa como:

$$\dot{q} = \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (58)$$

donde σ representa a la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$). Para el esquema mostrado en la Figura 18, la ecuación 58 sería:

$$\dot{q} = \sigma \varepsilon (\bar{T}_g^4 - T_{w,g}^4) \quad (59)$$

donde debe utilizarse ε , que se conoce como *emisividad*, y que actúa como factor que permite aplicar la teoría del cuerpo negro a sistemas reales. Sin embargo, Heywood²⁹ señala que esta componente es muy pequeña comparada con la convección, y luego con la conducción, por lo que suele despreciarse en los cálculos unidimensionales.

Retornando a la Figura 18, el calor continúa siendo conducido a través la pared de la cámara de combustión, mediante un proceso denominado conducción, mediante el cual el calor se transfiere por movimiento molecular a través de sólidos y fluidos en reposo, debido a un gradiente de temperatura. El calor transferido por conducción, para el caso del motor, se expresa como:

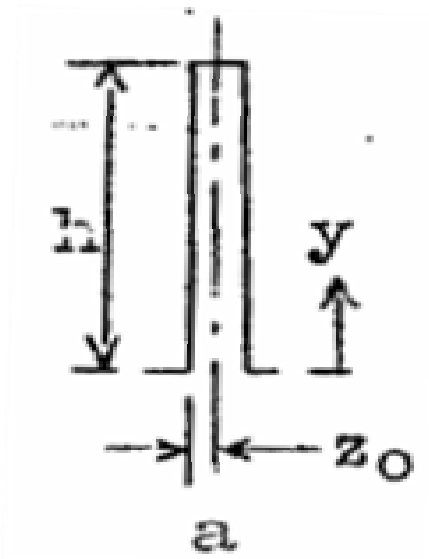
$$\dot{q} = \frac{k(T_{w,g} - T_{w,c})}{t_w} \quad (60)$$

donde $T_{w,c}$ es la temperatura de la base de la aleta refrigerante, t_w el espesor de la pared de la cámara de combustión y k la conductividad térmica del material.

Finalmente, es necesario determinar una expresión para el flujo de calor de la aleta refrigerante hacia el medio ambiente, que actúa como fluido refrigerante. En primer lugar, ha de considerarse la geometría de la aleta del motor, tal como se muestra esquemáticamente a continuación:

²⁹ HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Op.cit. p.672.

Figura 19. Esquema de aleta refrigerante



Fuente: NACA Technical Memorandum N°763.

La ecuación diferencial para esta aleta es:

$$\frac{d}{dy} \left(\lambda z_0 \frac{dv}{dy} \right) = \alpha v \quad (61)$$
$$\frac{d^2v}{dy^2} - \frac{\alpha}{\lambda z_0} v = 0$$

donde α es el coeficiente de transferencia de calor del fluido refrigerante (aire), λ es la conductividad térmica del material de la aleta y v es la diferencia de temperatura entre la pared externa de la aleta y el fluido refrigerante.

La solución general para v es:

$$v = Ae^{\sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} y} + Be^{-\sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} y} \quad (62)$$

Las condiciones de frontera son:

$$\begin{aligned} v &= v_0, \text{ para } : y = 0; \\ \frac{dv}{dy} &= 0, \text{ para } : y = h \end{aligned} \quad (63)$$

Con $m = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}}$, se tiene que:

$$A = v_0 \frac{e^{-mh}}{e^{mh} + e^{-mh}}; B = v_0 \frac{e^{mh}}{e^{mh} + e^{-mh}}; v = v_0 \frac{\cosh m(y-h)}{\cosh mh} \quad (64)$$

La temperatura en la punta de la aleta, para $y = h$, es:

$$v_{RS} = \frac{v_0}{\cosh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h} \quad (65)$$

El calor removido por metro de aleta es entonces:

$$Q = \alpha \int_0^h v dy \quad (66)$$

La introducción del término para v seguida de la integración da:

$$\frac{Q}{v_0} = \sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h, \left[\frac{kcal}{mh^\circ C} \right] \quad (67)$$

donde v_0 representa la diferencia de temperatura entre la base de la aleta y el refrigerante. Por lo que el flujo unidimensional de calor en la aleta refrigerante con el medio viene a ser:

$$\dot{q} = \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (68)$$

Con los análisis anteriores, puede formarse un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, con las ecuaciones 57, 60 y 68, que representan la transferencia de calor general para el motor operando con una cámara de combustión sin recubrimientos cerámicos. Dado que, para las ecuaciones 57 y 60, $\dot{q} = \dot{Q}/A$ y para 58 es \dot{q}/x , donde x es el "fin side", y n es el número de aletas, el sistema de ecuaciones se puede expresar de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (57)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k(T_{w,g} - T_{w,c})}{t_w} \quad (60)$$

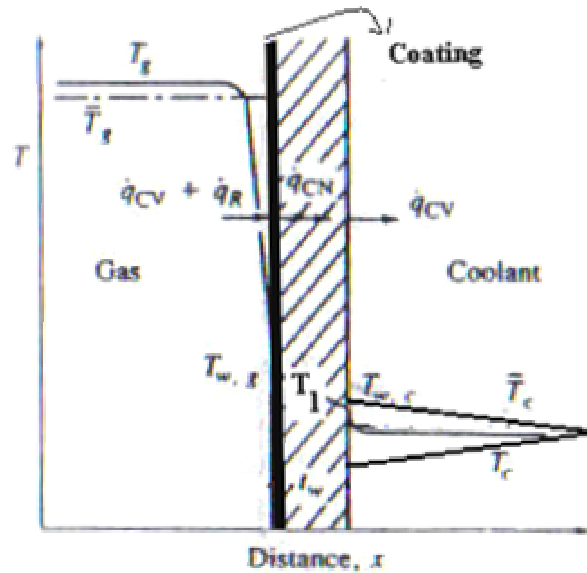
$$\dot{Q} = nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (68)$$

Las incógnitas de este sistema corresponden a Q , $T_{w,g}$ y $T_{w,c}$. Los coeficientes de transferencia de calor se pueden calcular mediante correlaciones experimentales existentes para motores de combustión interna. La conductividad térmica es un valor que depende directamente del material que se esté analizando. La temperatura media del gas se conoce del análisis termodinámico realizado al inicio del presente informe. Y la temperatura del refrigerante es función de las propiedades atmosféricas del aire en la altura que se esté analizando. Además, todos los datos geométricos involucrados en este sistema de ecuaciones se conocen plenamente del motor Mc-92. La resolución de este sistema de ecuaciones dará como resultado el valor de la tasa de transferencia de calor \dot{Q} , que no es más que la cantidad de calor liberada por unidad de tiempo.

Para evaluar el motor con recubrimientos cerámicos, se debe tener en cuenta un aspecto en la transferencia de calor que ocurre en el modo por conducción. Como se analizó anteriormente, el recubrimiento cerámico se aplica como una capa muy delgada del compuesto sobre el metal. Ello implica que la pared de la cámara de combustión deberá analizarse como dos componentes continuos: el primero será el espesor de la capa de recubrimiento, seguido del espesor del metal de la cámara de combustión.

Esto puede apreciarse con mayor claridad en la Figura 20.

Figura 20. Transferencia de calor con el recubrimiento cerámico



Es decir, hay que analizar la conducción que se presenta a través del recubrimiento y, luego, analizar la conducción a través del metal propio de la cámara de combustión. Los modos restantes de transferencia de calor permanecen iguales en estructura, salvo un cambio en la notación de los subíndices. De esta manera, el sistema de ecuaciones para el motor con recubrimiento cerámico es:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (69)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k_{rc} (T_{w,g} - T_1)}{t_{w,r}} \quad (70)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k (T_1 - T_{w,c})}{t_w} \quad (71)$$

$$\dot{Q} = nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (72)$$

Este es un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas, a saber: Q , $T_{w,g}$, T_1 y $T_{w,c}$. En la ecuación 70, $t_{w,r}$ representa el espesor de la capa de recubrimiento cerámico. Los demás valores pueden calcularse, como se explicó anteriormente.

4.4.1. Transferencia de calor sin recubrimiento cerámico. Teniendo los sistemas de ecuaciones desarrollados en la sección previa, es posible determinar el valor de la transferencia de calor asociada a la operación del motor sin recubrimientos cerámicos. El sistema de ecuaciones que aplica, este caso, se reproduce nuevamente a continuación:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (57)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k (T_{w,g} - T_{w,c})}{t_w} \quad (60)$$

$$\dot{Q} = nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (68)$$

Para resolverlo, es necesario calcular los valores correspondientes mencionados en el apartado anterior. Una vez se obtengan, el sistema se resolverá para las variables indicadas.

En primer lugar, se requiere calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor del gas, $h_{c,g}$. Este coeficiente depende de la geometría del motor, tal como el área expuesta del cilindro y su diámetro, y la velocidad del pistón. Debido al complejo flujo de gas dentro del cilindro, este coeficiente varía con

la localización en el cilindro y con el tiempo con la posición del pistón. El valor del coeficiente de transferencia de calor del gas se puede estimar de una correlación existente entre el número de Nusselt (Nu) y el número de Reynolds (Re), así:

$$Nu = a Re^m \Rightarrow \frac{h_{c,g} b}{k} = a \left(\frac{U b}{\kappa} \right)^m \quad (73)$$

donde b es la distancia característica del cilindro, que usualmente se escoge como el diámetro del mismo; k es la conductividad térmica de los gases, cuyo valor típico para motores que operan con gasolina es de 0.06 W/mK^{30} ; κ es la viscosidad cinemática del gas, cuyo valor típico es de $100 \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}^{31}$; y U es la velocidad característica del gas.

La velocidad característica del gas U es típicamente la velocidad media del pistón:

$$U = U_{piston} = 2 \left(\frac{RPM}{60} \right) S \quad (74)$$

donde S es la carrera del cilindro. Una correlación frecuentemente utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor promediado en el espacio y el tiempo, $h(x,t)$, es una que utiliza la velocidad media del pistón como velocidad características y $a = 10.4$ y $m = \frac{3}{4}^{32}$.

Utilizando la ecuación 74, se puede hallar la velocidad característica del pistón, con la ayuda de la Tabla 1, así:

³⁰ *Ibíd.* p.681.

³¹ *Ibíd.* p.681.

³² TAYLOR, C.F. The internal combustion engine in theory and practice. MIT Press. 1985.

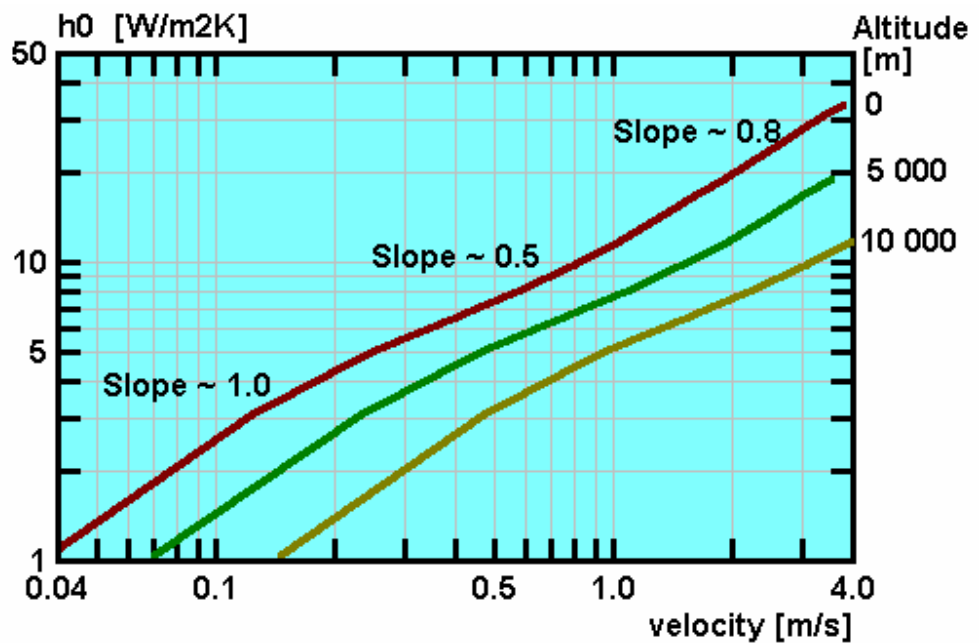
$$U = 2 \left(\frac{RPM}{60} \right) S = 2 \left(\frac{10000}{60} \right) (0.046m) = 15.3 \frac{m}{s} \quad (75)$$

Luego, mediante el empleo de la ecuación 73, y teniendo en cuenta los valores anteriores mencionados, puede hallarse el coeficiente de transferencia de calor del gas:

$$h_{c,g} = \frac{k \cdot a}{b} \left(\frac{Ub}{\kappa} \right)^m = \left(\frac{\left(0.06 \frac{W}{mK} \right) (10.4)}{(0.055m)} \right) \left(\frac{\left(15.3 \frac{m}{s} \right) (0.055m)}{100 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \right)^{3/4} = 9968 \frac{W}{m^2 K} \quad (76)$$

El coeficiente de transferencia de calor del refrigerante suele ser más sencillo de calcular pues se asume que el aire circundante posee una velocidad estable determinada a una determinada altura, lo que permite la comparación con datos experimentales. La Figura 21 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor para el aire con la velocidad y la temperatura.

Figura 21. Coeficientes de transferencia de calor del aire



Fuente: www.engineeringtoolbox.com; Fecha de actualización: Septiembre 23 de 2007

Para seleccionar el valor más apropiado, se establece que la altura de análisis será a nivel del mar, es decir, a 0 metros. Esto se debe a que aquí se presentan las temperaturas ambiente más elevadas y en donde se requiere una buena refrigeración. También se considerará el motor cuando está operando en reposo, por ser otra condición crítica. Para esta condición de operación, se escogerá un valor de 4 m/s para la velocidad de aire. De esta manera:

$$\alpha = 48.7 \frac{W}{m^2 K} \quad (77)$$

De este análisis se deduce que la temperatura del refrigerante adoptará el valor correspondiente a la atmosférica al nivel del mar. De esta manera:

$$\bar{T}_c = 288K \quad (78)$$

La conductividad térmica de la pared de la cámara de combustión así como de la aleta resulta ser la misma, puesto que el material de ambas es el Aluminio, para el motor Mc-92. La conductividad térmica del Aluminio es, para este caso:

$$k = \lambda = 237 \frac{W}{mK} \quad (79)$$

Resta asignar los valores correspondientes a los datos geométricos presentes en el sistema de ecuaciones. Estos valores se han obtenido de mediciones directas en el motor:

$$t_w = 4mm = 0.004m \quad (80)$$

$$z_0 = 1mm = 0.001m \quad (81)$$

$$\bar{h} = 5.4cm = 0.054m \quad (82)$$

$$\bar{x} = 13cm = 0.13 \quad (83)$$

Para hallar los dos últimos valores geométricos, a saber, área A y número de aletas en esa área n , es necesario referirse a las Figuras 22 y 23.

Figura 22. Cabeza del cilindro – vista superior

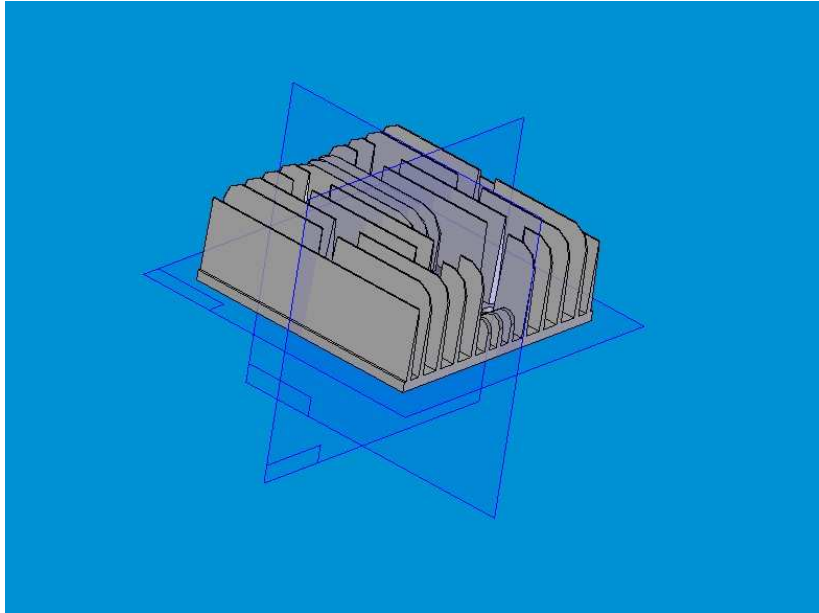
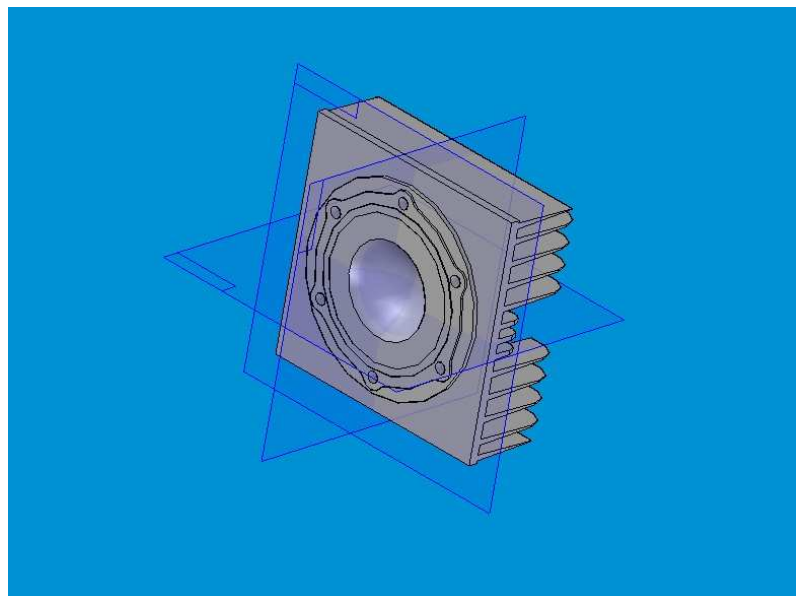


Figura 23. Cabeza del cilindro – vista inferior



En la Figura 23, se aprecia un pequeño volumen delimitado por una semiesfera. Esta es la cámara de combustión del motor. Sin embargo, bien se sabe que el proceso de combustión inicia unos grados de rotación del cigüeñal antes del punto muerto superior y finaliza unos grados después. Ello implica que un área mayor a la de aquella semiesfera estará en contacto directo con los gases de combustión. Esa área abarca el círculo que posee las ranuras de sujeción y el área de la semiesfera. Esta será el área A . A esta área A le corresponden, según la Figura 22, 11 aletas de refrigeración. Entonces:

$$n = 11 \quad (84)$$

$$A = 0.0025m^2 \quad (85)$$

Reemplazando los valores hallados en el sistema de ecuaciones, se tiene que:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) = (0.0025m^2) \left(9968 \frac{W}{m^2K} \right) (\bar{T}_g - T_{w,g}) = 24.92 (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (86)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k(T_{w,g} - T_{w,c})}{t_w} = (0.0025m^2) \frac{237 \frac{W}{mK} (T_{w,g} - T_{w,c})}{0.004m} = 148.13 (T_{w,g} - T_{w,c}) \quad (87)$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) = \\
&11(0.13m) \left[\sqrt{\left(48.7 \frac{W}{m^2 K} \right) \left(237 \frac{W}{mK} \right) (0.001m)} \tanh \sqrt{\frac{\left(48.7 \frac{W}{m^2 K} \right) (0.054m)}{\left(237 \frac{W}{mK} \right) (0.001m)}} \right] = \\
&= 3.15(T_{w,c} - 288)
\end{aligned} \tag{88}$$

Organizando el sistema:

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= 24.92(\bar{T}_g - T_{w,g}) = 24.92\bar{T}_g - 24.92T_{w,g} \\
\Rightarrow \dot{Q} + 24.92T_{w,g} + 0T_{w,c} &= 24.92\bar{T}_g
\end{aligned} \tag{89}$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= 148.13(T_{w,g} - T_{w,c}) = 148.13T_{w,g} - 148.13T_{w,c} \\
\Rightarrow \dot{Q} - 148.13T_{w,g} + 148.13T_{w,c} &= 0
\end{aligned} \tag{90}$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= 3.15(T_{w,c} - 288) = 3.15T_{w,c} - 907.2 \\
\Rightarrow \dot{Q} + 0T_{w,g} - 3.15T_{w,c} &= -907.2
\end{aligned} \tag{91}$$

Resolviendo el sistema con ayuda de programa informático:

$$\dot{Q} [W] = 2.745\bar{T}_g - 790.5 \tag{92}$$

$$T_{w,g} [K] = 0.89\bar{T}_g + 31.72 \tag{93}$$

$$T_{w,c} [K] = 0.871(\bar{T}_g + 42.53) \quad (94)$$

Debido que el interés del presente trabajo se enfoca a la determinación de la transferencia de calor, la ecuación de incumbencia es la 92. Esta ecuación, como se aprecia, es función de la temperatura. La temperatura dentro del cilindro variará durante el proceso de combustión: esta inicia en un ángulo determinado antes del punto muerto superior (llamado ángulo de avance, α_{aa}) y termina un ángulo después. Esto significa que, durante la combustión, la temperatura es función del ángulo de rotación del cigüeñal y, por lo tanto, debe hallarse primero esta dependencia para poder encontrar la transferencia de calor total del proceso.

Para evaluar \bar{T}_g puede utilizarse la ecuación de los gases, de la siguiente forma:

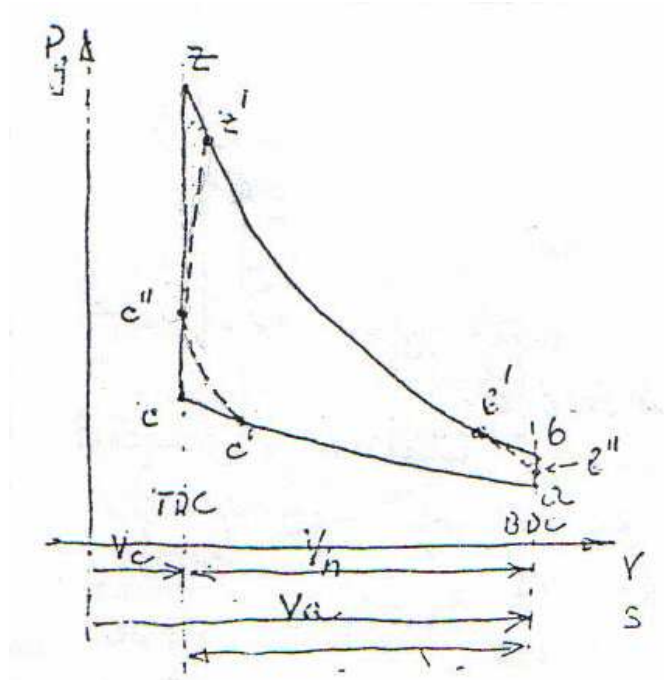
$$\bar{T}_g = \frac{pV}{mR} \quad (95)$$

donde p es la presión instantánea del proceso, V el volumen instantáneo, m la masa contenida en el cilindro y R la constante de los gases. Nótese que la presión varía en función del volumen que, a su vez, depende del ángulo de rotación del cigüeñal. Al encontrar una función que relacione las presiones durante el proceso de combustión con el ángulo de rotación del cigüeñal entonces es posible determinar una relación de la temperatura con el ángulo de rotación del cigüeñal.

Doroshko³³ desarrolló un método, basado en la experiencia, para determinar el perfil de presiones con respecto al volumen del cilindro.

³³ DOROSHKO, Sergey. Construction and strenght of aircraft engines II. Lecture notes. University of San Buenaventura.

Figura 24. Método Doroshko para presión de combustión



Fuente: DOROSHKO, Sergey. Construction and strenght of aircraft engines II. Lecture notes.

Tal como se aprecia en la Figura 24, el método se basa en el diagrama ideal P-V, o denominado también diagrama indicador, que se ha calculado en la Figura 9. Se han de estimar tres puntos importantes en el diagrama:

1. El punto c' , que corresponde al volumen equivalente al ángulo de avance del motor.
2. El punto c'' , que corresponde a la presión del punto c más 5 kg/cm^2 .
3. El punto z' , que equivale al 0.85 de la presión en el punto z .

Luego, se realiza una regresión polinomial que se ajuste al perfil de presiones del ciclo. Examinando la Figura 9, se pueden estimar los puntos anteriores para el motor Mc-92:

1. El ángulo de avance del motor es de 12° . Entonces, para hallar el punto c' , es necesario calcular el volumen del cilindro cuando el ángulo de rotación del cigüeñal es de 348° . El volumen instantáneo del cilindro como función del ángulo de rotación del cigüeñal se halla con la siguiente fórmula³⁴:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + 0.5(r_c - 1) \left[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{1/2} \right], R = \frac{l}{a}, a = \frac{S}{2} \quad (96)$$

donde todos los valores han sido proporcionados a lo largo del presente trabajo. El volumen correspondiente a 348° es:

$$V_{348^\circ} = 5.987 \cdot 10^{-6} m^3 = 10.1 ml \quad (97)$$

2. El punto c de la Figura 25 corresponde al punto "7" de la Figura 9. 5 kg/cm^2 equivalen a 498.5 kPa . Por lo tanto, la presión correspondiente al punto c'' será de:

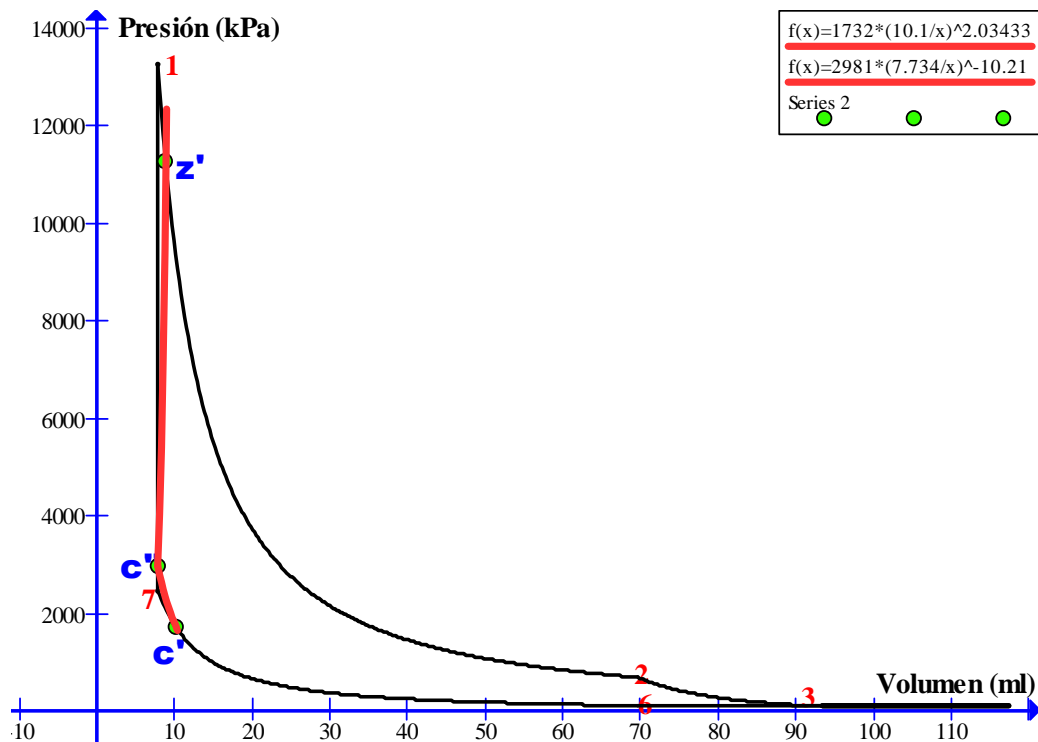
$$p_{c''} = p_7 + 498.5 Pa = 2482 kPa + 498.5 kPa = 2980.5 kPa \quad (98)$$

3. El punto z de la Figura 25 corresponde al punto "1" de la Figura 9. Por lo tanto, el punto z'' equivale a la presión en el punto "1" multiplicada por 0.85, así:

$$p_{z''} = 0.85 p_1 = 0.85 (13259.9 kPa) = 11270.92 kPa \quad (99)$$

³⁴ HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Op.cit. p.44.

Figura 25. Método Doroshko en el motor Mc-92



Nótese lo siguiente: la curva que une los puntos c' y c'' coincide con la propia del diagrama P-V y, de c'' a z' hay una muy ligera desviación hacia la derecha de la presión, que evidentemente es menor que la máxima.

Para los puntos c' y c'' , la curva puede ajustarse con la forma de la ecuación isentrópica, para la presión, pero con un coeficiente adiabático igual a 2.03433, así:

$$p_{c''} = p_{c'} \left(\frac{V_{c''}}{V_{c'}} \right)^{2.03433} = 1732 [kPa] \left(\frac{10.1}{V} \right)^{2.03433}, \quad (100)$$

$$7.734 \text{ ml} \leq V \leq 10.1$$

Para los puntos c'' y z', se puede realizar lo mismo:

$$p_{z'} = p_{c''} \left(\frac{V_{c''}}{V_{z'}} \right)^{-10.2087} = 2981 [kPa] \left(\frac{7.734}{V} \right)^{-10.2087}, \quad (101)$$

$$7.734ml \leq V \leq 8.81ml$$

A continuación, y con ayuda de las ecuaciones 92, 95, 100 y 101, se procede a tabular, para los rangos indicados de volúmenes, la presión, temperatura y transferencia de calor. Los resultados arrojados pueden observarse en la Tabla 8.

Se concluye que en promedio, para el funcionamiento del motor sin recubrimientos cerámicos en la cámara de combustión, la tasa de transferencia de calor hacia al medio es:

$$\dot{Q} = 2.7kW = 3.62hp \quad (102)$$

4.4.2. Transferencia de calor con recubrimiento cerámico. En esta sección se procederá a calcular la tasa de transferencia de calor hacia el medio cuando se reviste la cámara de combustión con compuestos cerámicos a base de Zirconia. El procedimiento es el mismo que se llevó a cabo en la sección anterior, con ciertas variantes:

Tabla 8. Transferencia instantánea de calor en la combustión sin recubrimiento

<u>V (m3)</u>	<u>p (kPa)</u>	<u>T (K)</u>	<u>Q (W)</u>
1,01E-05	1.732,0	635,6	954,2
9,73E-06	1.867,1	660,3	1.022,1
9,53E-06	1.947,6	674,6	1.061,4
9,33E-06	2.033,4	689,6	1.102,5
9,13E-06	2.125,0	705,2	1.145,3
8,93E-06	2.222,9	721,6	1.190,2
8,73E-06	2.327,7	738,7	1.237,1
8,53E-06	2.440,0	756,6	1.286,3
8,33E-06	2.560,6	775,4	1.337,9
8,13E-06	2.690,4	795,1	1.392,0
7,93E-06	2.830,1	815,8	1.448,9
7,73E-06	2.981,0	837,7	1.508,9
7,93E-06	3.868,6	1.115,2	2.270,7
8,13E-06	4.988,1	1.474,1	3.256,0
8,33E-06	6.391,9	1.935,4	4.522,3
8,53E-06	8.142,7	2.524,8	6.140,0
8,73E-06	10.315,1	3.273,3	8.194,7
8,81E-06	11.269,0	3.607,1	9.111,1

1. El sistema de ecuaciones difiere del anterior en que ahora se tienen cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas. Dos de ellas son idénticas al sistema anterior, en tanto que dos varían.
2. Deberá seleccionarse y utilizarse las propiedades térmicas del recubrimiento cerámico a base Zirconia que se quiera analizar.

En primer lugar, se describirán a continuación el sistema de ecuaciones pertinente:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (69)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k_{rc} (T_{w,g} - T_1)}{t_{w,r}} \quad (70)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k (T_1 - T_{w,c})}{t_w} \quad (71)$$

$$\dot{Q} = nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (72)$$

Como se está tratando el mismo sistema de gases dentro del cilindro, el mismo motor y el mismo sistema de refrigeración (aletas), con las mismas dimensiones, todos los datos que se calcularon para el sistema de ecuaciones concerniente al motor sin recubrimiento se aplican a este sistema también. Los dos únicos valores que hay que seleccionar son el de k_1 , la conductividad térmica del recubrimiento cerámico y $t_{w,r}$, el espesor de la película del recubrimiento. La mayoría de los aspectos térmicos y mecánicos de los recubrimientos cerámicos base Zirconia has sido mencionado en el estado del arte de los mismo. En esta sección solo se seleccionará el tipo de recubrimiento a utilizar como ejemplo y su profundidad de aplicación, y se evaluarán los resultados obtenidos.

Entre las opciones de recubrimientos abordadas, se escoge la utilización del **Zirconia MgO-PSZ** (*Partially Stabilized Zirconia*), pues esta es una de las más demandadas para piezas de los motores de automoción. Los usos procuran explotar su conductividad térmica baja y/o las características de resistencia. Un aprovechamiento son los trazadores de líneas o los rellenos de cerámica (por ejemplo: las coronas del pistón, las placas de cara principales, y los trazadores de líneas del pistón) unidos a los elementos del motor del metal. PSZ es un material favorecido para este aprovechamiento,

no solamente porque tiene conductividad térmica baja y es un buen aislador, porque su alto coeficiente de la expansión térmica está cerca del hierro fundido. Esta compatibilidad facilita el accesorio y reduce la posibilidad de fallo al completar un ciclo del motor. Otros usos del motor para el zirconio incluyen los componentes que están limitados por el desgaste, particularmente en el tren de válvula, tal como levas, seguidores de leva, varillas de levantamiento, y válvulas de escape. Para este compuesto en particular, el coeficiente de conductividad térmica es:

$$k_{rc} = 2 \frac{W}{mK} \quad (103)$$

La sola inspección cualitativa conlleva a observar la ventaja inherente a este tipo de compuestos cerámicos. Esta conductividad térmica es aproximadamente 118 veces menor que la del aluminio, según la ecuación 78.

Según los datos aportados por la Tabla 4, un valor que se puede adoptar para la profundidad de aplicación de la Zirconia es:

$$t_{w,r} = 0.39mm = 0.00039m \quad (104)$$

Reemplazando todos los valores en el sistema de ecuaciones correspondiente al motor con el recubrimiento, se tiene que:

$$\dot{Q} = Ah_{c,g} (\bar{T}_g - T_{w,g}) = (0.0025m^2) \left(9968 \frac{W}{m^2K} \right) (\bar{T}_g - T_{w,g}) = 24.92 (\bar{T}_g - T_{w,g}) \quad (105)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k_{rc} (T_{w,g} - T_1)}{t_{w,r}} = (0.0025m^2) \frac{2 \frac{W}{mK} (T_{w,g} - T_1)}{0.00039m} = 12.82 (T_{w,g} - T_1) \quad (106)$$

$$\dot{Q} = A \frac{k (T_1 - T_{w,c})}{t_w} = (0.0025m^2) \frac{237 \frac{W}{mK} (T_1 - T_{w,c})}{0.004m} = 148.13 (T_1 - T_{w,c}) \quad (107)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= nx \left(\sqrt{\alpha \lambda z_0} \tanh \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda z_0}} h \right) (T_{w,c} - \bar{T}_c) = \\ &11(0.13m) \left(\sqrt{\left(48.7 \frac{W}{m^2 K} \right) \left(237 \frac{W}{mK} \right) (0.001m)} \tanh \sqrt{\frac{\left(48.7 \frac{W}{m^2 K} \right) (0.054m)}{\left(237 \frac{W}{mK} \right) (0.001m)}} \right) = \\ &= 3.15 (T_{w,c} - 288) \end{aligned} \quad (108)$$

Organizando el sistema:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 24.92 (\bar{T}_g - T_{w,g}) = 24.92 \bar{T}_g - 24.92 T_{w,g} \\ \Rightarrow \dot{Q} + 24.92 T_{w,g} + 0 T_{w,c} + 0 T_1 &= 24.92 \bar{T}_g \end{aligned} \quad (105)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 12.82 (T_{w,g} - T_1) = 12.82 T_{w,g} - 12.82 T_1 \\ \Rightarrow \dot{Q} - 12.82 T_{w,g} + 0 T_{w,c} + 12.82 T_1 &= 0 \end{aligned} \quad (106)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 148.13 (T_1 - T_{w,c}) = 148.13 T_1 - 148.13 T_{w,c} \\ \Rightarrow \dot{Q} + 0 T_{w,g} + 148.13 T_{w,c} - 148.13 T_1 &= 0 \end{aligned} \quad (107)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 3.15(T_{w,c} - 288) = 3.15T_{w,c} - 907.2 \\ \Rightarrow \dot{Q} + 0T_{w,g} - 3.15T_{w,c} + 0T_1 &= -907.2\end{aligned}\tag{108}$$

Resolviendo el sistema con ayuda de programa informático:

$$\dot{Q}[W] = 2.26\bar{T}_g - 651.1\tag{110}$$

Se toma esta ecuación pues es la de mayor interés, como se explicó en la sección anterior. La Tabla 8 muestra la tasa de transferencia de calor durante el proceso de combustión.

Tabla 9. Transferencia instantánea de calor en la combustión con recubrimiento

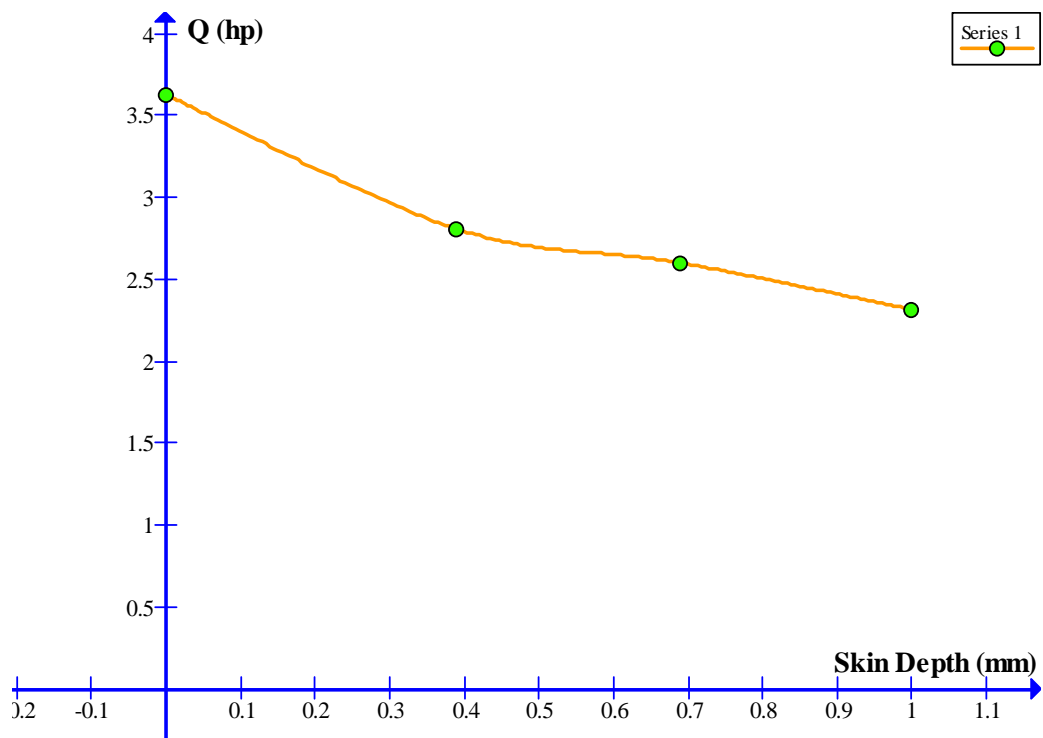
<u>V (m3)</u>	<u>p (kPa)</u>	<u>T (K)</u>	<u>Q (W)</u>
1,01E-05	1.732,0	635,6	785,3
9,73E-06	1.867,1	660,3	841,2
9,53E-06	1.947,6	674,6	873,6
9,33E-06	2.033,4	689,6	907,4
9,13E-06	2.125,0	705,2	942,7
8,93E-06	2.222,9	721,6	979,6
8,73E-06	2.327,7	738,7	1.018,3
8,53E-06	2.440,0	756,6	1.058,7
8,33E-06	2.560,6	775,4	1.101,2
8,13E-06	2.690,4	795,1	1.145,8
7,93E-06	2.830,1	815,8	1.192,7
7,73E-06	2.981,0	837,7	1.242,0
7,93E-06	3.868,6	1.115,2	1.869,2
8,13E-06	4.988,1	1.474,1	2.680,4
8,33E-06	6.391,9	1.935,4	3.723,0
8,53E-06	8.142,7	2.524,8	5.054,9
8,73E-06	10.315,1	3.273,3	6.746,6
8,81E-06	11.269,0	3.607,1	7.501,0

Se concluye que en promedio, para el funcionamiento del motor con recubrimientos cerámicos en la cámara de combustión, la tasa de transferencia de calor hacia al medio es:

$$\dot{Q} = 2.1kW = 2.8hp \quad (111)$$

La siguiente Figura muestra la tendencia de reducción de tasa de transferencia de calor cuando se aumenta progresivamente la profundidad del recubrimiento Zirconia MgO-PSZ. Se han tabulado valores máximos comunes en la industria.

Figura 26. Variación de la tasa de transferencia de calor con la profundidad del recubrimiento



4.5 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

4.5.1. Generalidades. Resulta evidente, del análisis de la Figura 26, los beneficios energéticos que representa la utilización de recubrimientos cerámicos en las paredes de la cámara de combustión del motor. La utilización de los mismos siempre presenta un considerable ahorro energético y la posibilidad de utilizar más trabajo para la producción de potencia útil. Por ejemplo, el ahorro de potencia entre el motor funcionando sin recubrimientos y con un recubrimiento de 0.39 mm de profundidad es de casi del 30%, lo que equivale a prácticamente 1 hp. El objetivo de esta sección es el de analizar los efectos de este ahorro energético en las principales características de operación del motor, a saber, potencia, torque, consumo de combustible y emisión de contaminantes.

Las principales relaciones a tener en cuenta son:

$$\dot{W}_i = W_i N \quad (112)$$

donde \dot{W}_i es la potencia indicada, W_i es el trabajo indicado del ciclo y N es la velocidad angular del cigüeñal.

$$\tau_i = \frac{\dot{W}_i}{2\pi N} \quad (113)$$

donde τ_i es el torque indicado.

$$isfc = \frac{m_f N}{\dot{W}_i} \quad (114)$$

donde $isfc$ es el consumo específico de combustible y m_f es la masa de combustible por ciclo.

4.5.2 Potencia y torque. En primer lugar, se analizará la potencia. Retomando la ecuación 112, la Tabla 1 y la ecuación 56, se tiene que:

$$\dot{W}_i = W_i N = \left(134.4 \frac{J}{rev} \right) \left(\frac{10000}{60} RPS \right) = 22.4 kW = 30.04 hp \quad (115)$$

Este valor difiere del señalado en la Tabla 1. En efecto, la ecuación 115 no está considerando ni las pérdidas de potencia por disipación de calor ni la eficiencia mecánica del motor, que en máximas, puede incluso alcanzar valores de 0.75. Ello implica que la potencia sería de $0.75 * 30.04 hp = 22.5 hp$, un valor más cercano al real del motor. Sin embargo, nótese que para un mismo régimen de operación, como en este caso, esta eficiencia es constante y no altera los resultados de los análisis.

La potencia indicada efectiva es la que puede realmente usar el motor después de haber descontado la potencia perdida por la transferencia de calor al medio ambiente. La potencia indicada efectiva del motor que opera sin el recubrimiento cerámico es:

$$\dot{W}_{i-efc}^{sr} = \dot{W}_i - \dot{Q}_{sr} = 30.04 hp - 3.62 hp = 26.42 hp \quad (116)$$

donde \dot{Q}_{sr} fue definida en la ecuación 102.

La potencia indicada efectiva del motor con el recubrimiento es:

$$\dot{W}_{i-efc}^{sr} = \dot{W}_i - \dot{Q}_{cr} = 30.04hp - 2.8hp = 27.24hp \quad (117)$$

donde \dot{Q}_{cr} fue definida en la ecuación 111.

El aumento relativo de potencia sería:

$$\Delta W = \left(\frac{\dot{W}_{i-efc}^{cr}}{\dot{W}_{i-efc}^{sr}} - 1 \right) * 100 = \left(\frac{27.24hp}{26.42hp} - 1 \right) * 100 = 3.1\% \quad (118)$$

Aunque parezca un aumento muy nominal pequeño, esto se debe en gran medida a las reducidas dimensiones del motor, que hacen que el efecto de pérdida de potencia por transferencia sea menor. Por otra parte, resulta interesante observar que el ahorro de potencia por transferencia de calor fue bastante significativo:

$$\Delta \dot{Q} = \left(\frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{Q}_{cr}} - 1 \right) * 100 = \left(\frac{3.62hp}{2.8hp} - 1 \right) * 100 = 29.3\% \quad (119)$$

lo que claramente prueba que la utilización de recubrimientos cerámicos si aporta al mejoramiento de las características de operación del motor y, efectivamente, a su rendimiento.

Siguiendo la misma lógica planteada con la potencia, el torque indicado sería:

$$\tau = \frac{\dot{W}_i}{2\pi N} = \frac{22.4kW}{2\pi \left(\frac{10000}{60} RPS \right)} = 21.4N \cdot m \quad (119)$$

El torque indicado efectivo sin recubrimientos es:

$$\tau_{i-efc}^{sr} = \frac{\dot{W}_{i-efc}^{sr}}{2\pi N} = \frac{19.7kW}{2\pi(166.7RPS)} = 18.8N \cdot m \quad (120)$$

El torque indicado efectivo con recubrimientos es:

$$\tau_{i-efc}^{sr} = \frac{\dot{W}_{i-efc}^{sr}}{2\pi N} = \frac{20.313kW}{2\pi(166.7RPS)} = 19.4N \cdot m \quad (120)$$

El aumento relativo del torque sería:

$$\Delta \tau_i = \left(\frac{\tau_{i-efc}^{cr}}{\tau_{i-efc}^{sr}} - 1 \right) \times 100 = \left(\frac{19.4N \cdot m}{18.8N \cdot m} - 1 \right) \times 100 = 3.2\% \quad (121)$$

Este resultado era previsible pues, según la ecuación 113, el torque dependía directamente de la potencia indicada del motor. De igual forma, se aprecia un incremento tanto en la potencia como en el torque, lo que refuerza el concepto de que la utilización de recubrimientos aumenta el rendimiento del motor. También, según la ecuación 114, se prevé una reducción del

3.2% en el consumo indicado de combustible, como se detalla a continuación:

$$\Delta isfc = \frac{\frac{m_f N}{\dot{W}_{i-efc}^{sr}}}{\frac{m_f N}{\dot{W}_{i-efc}^{cr}}} = \frac{\dot{W}_{i-efc}^{cr}}{\dot{W}_{i-efc}^{sr}} = \frac{27.24hp}{26.42hp} = 3.2\% \quad (122)$$

5. CONCLUSIONES

A través de todo el documento se ha desarrollado un modelo de metodología que ha permitido estimar las pérdidas de calor en un motor de combustión interna refrigerado con aire, para cuando utiliza un recubrimiento cerámico en su cámara de combustión, en especial para aquellos compuestos a base de Zirconia.

Se ha simulado el comportamiento termodinámico ideal del motor, determinándose así los perfiles de temperatura y presión para el fluido accionante al interior del cilindro. Dentro de este proceso se han utilizado datos geométricos del motor y también se ha tenido que determinar las propiedades de la mezcla de aire-combustible, gases de combustión y aceite, con el fin de poder realizar los cálculos físico-químicos de cada uno de los procesos del ciclo de dos tiempos. El resultado, aparte de los perfiles mencionados, ha sido la obtención del trabajo indicado del ciclo, que ha servido de base para la estimación de los incrementos en el rendimiento de la planta motriz.

Ha sido importante la medición de datos directamente e indirectamente del motor que fue objeto de estudio, especialmente algunas distancias críticas (como por ejemplo: carrera, diámetro, distancia de las lumbreras al punto muerto superior, etc.) y áreas importantes (cámara de combustión). Para ello, se ha valido de piezas directas del motor así como de simulaciones del motor realizadas en CAD.

Se ha elaborado un estado del arte acerca de los recubrimientos cerámicos tipo TBC (de barrera térmica), en el que se ha discutido acerca de los aspectos básicos de los recubrimientos, como sus propiedades y

composición, además de tratar temas concernientes a la estructura de los TBC y sus métodos de fabricación y aplicación. Se ha hecho un énfasis especial en sus propiedades térmicas, por ser las más importantes para el desarrollo del presente trabajo.

Se desarrolló y evaluó un modelo y una metodología para calcular la tasa de pérdida de calor a través de la pared de la cámara de combustión del motor. Para ello, se recurrieron a sub-modelos algebraicos y diferenciales que representaban el comportamiento del flujo de calor a través de fluidos y sólidos, y que a su vez dependían de las características físicas del gas del cilindro, del material de la pared y por supuesto, del refrigerante, así como de la geometría de las aletas refrigerantes de la planta motriz. Se aplicó el modelo tanto al motor sin recubrimiento como al motor con el recubrimiento a base de Zirconia y se determinó la pérdida total de calor en el motor.

Resultó evidente que el recubrimiento cerámico resiste más al calor y disminuyen considerablemente su pérdida. El compuesto en particular usado en este trabajo (Zirconia MgO PSZ) disipa 30% menos calor que el motor sin el recubrimiento. Este ahorro de calor permite mejorar las principales características de operación del motor (potencia, torque y consumo de combustible) en aproximadamente un 3.2%. Utilizando una mayor profundidad del recubrimiento, puede lograrse casi un 8% de aumento en estas características de operación. Este resultado era de esperarse, debido a los bajos valores de la conductividad térmica del recubrimiento, además que confirma el aumento de las características de operación, hipótesis implícita planteada en la formulación de la presente investigación.

Puede afirmarse que se cumplió a cabalidad con el objetivo general planteado al inicio de este proyecto de grado, alcanzando un resultado bastante satisfactorio.

BIBLIOGRAFÍA

BORMAN, Gary y RAGLAND, Kenneth. Combustion Engineering. Estados Unidos de América: McGrawHill, 1990. 640 p.

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Estados Unidos de América: McGraw Hill, 1988. 954 p.

HOLMAN, J. P. Heat Transfer. Singapore: McGraw Hill, 1986. 674 p.

KROES, Michael J y WILD, Thomas W. Aircraft Power plants. Estados Unidos de América: McGraw Hill, 1988. 699 p.

MOTT, Robert L. Resistencia de Materiales Aplicada. Dayton: Prentice Hall, 1995. 640 p.

MUNSON, Bruce R y YOUNG, Donald F. y OKIISHI, Theodore H. Fundamentos de Mecanica de Fluidos. Estados Unidos de America: Limusa, 1978. 867 p

NACA. Technical memorandum N°763

PULKRABEK, Willard W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines. Estados Unidos de América: Prentice Hall, 1997. 430 p.

RIVKIN, S.L. Propiedades Termodinámicas de los Gases. URSS: Mir, 1979. 286 p.

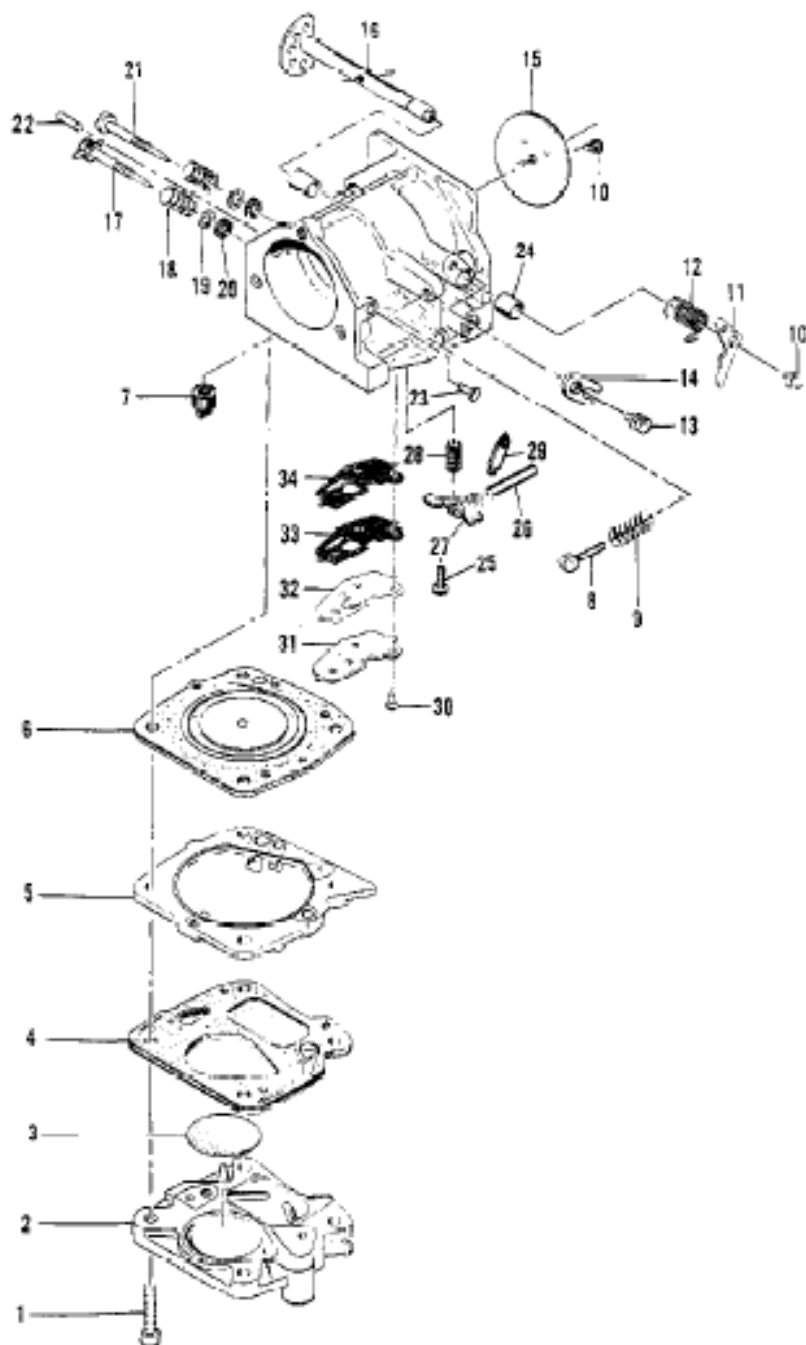
ANEXO A. MC-92 – CATÁLOGO ILUSTRADO DE PARTES

15-400165 MC 92 04/77 to 07/77 IPL 91077
Accessories

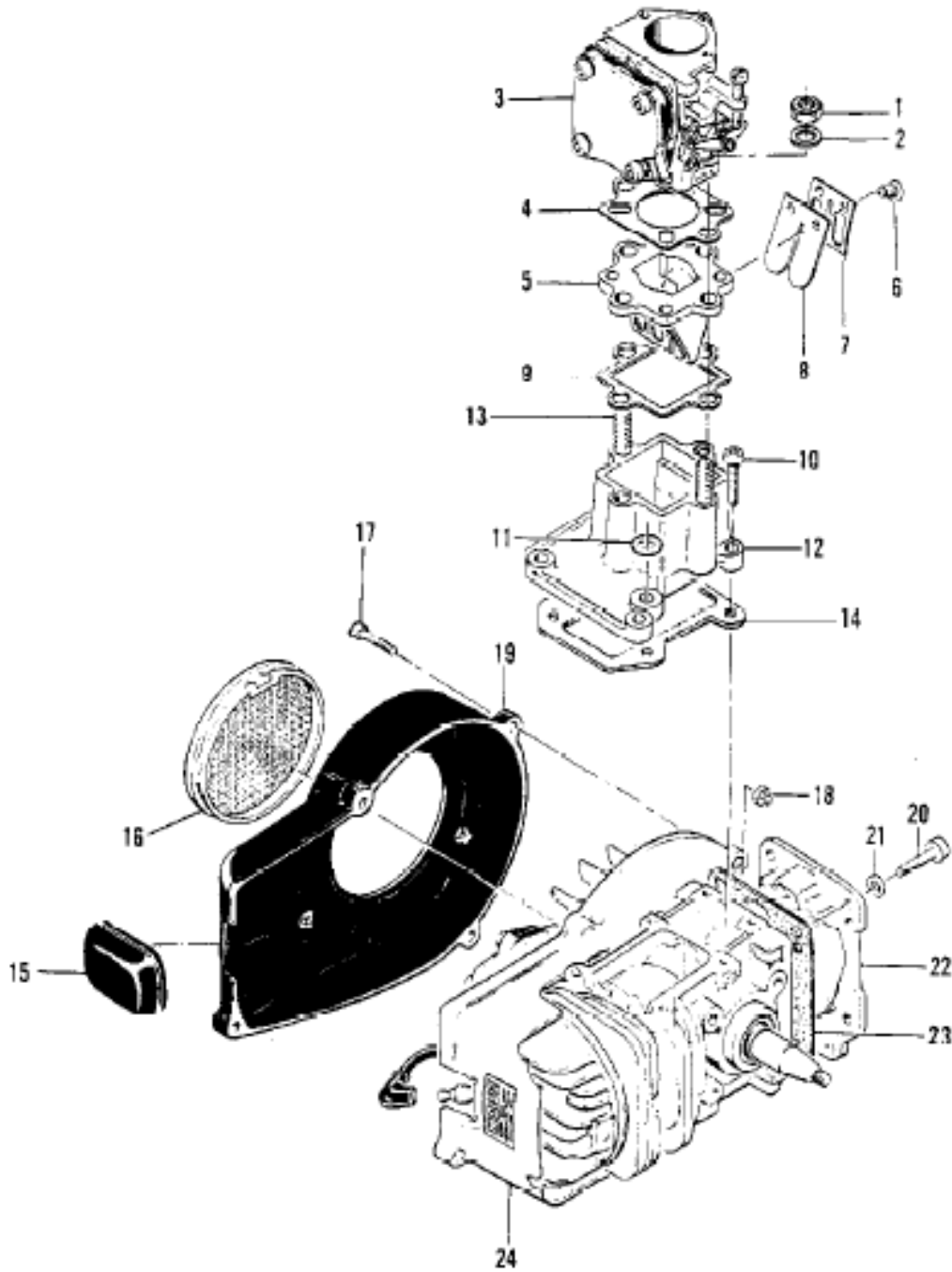
www.ktoutdoor.com
Page 2 of 9

Ref #	Part Number	Qty	Description
	68899		Piston Assy, 2.170
	68897		Piston Assy, 2.175
	87940		Piston Assy, 2.185
	87938		Piston Assy, 2.195
	68790		Ring Set - Piston, chrome, 2.170
	47768		Ring Set - Piston, chrome, 2.175
	87935		Ring Set - Piston, chrome, 2.185
	87934		Ring Set - Piston, chrome, 2.195
	89288		Ring Set - Piston, steel, 2.185
	89132		Ring Set - Piston, steel, 2.170
	89133		Ring Set - Piston, steel, 2.175
	89134		Ring Set - Piston, steel, 2.185
	89135		Ring Set - Piston, steel, 2.195
	90390		Rod Assy - Con, shot peened
	84498		Head - Cyl. high compression
	84916		Sparkplug - Champion, L87R
	84917		Sparkplug - Champion, L84R
	88137		Manifold Assy - Sloper
	86358		Kit - Carburetor choke
	48809		Header - Exhaust
	68959		Kit - Tuned exhaust (vertical)
	68960		Kit - Tuned exhaust (horizontal)
	86419		Guide - Timing
	48711D		Kit - Rewind starter
	48662		Kit - Engine mounting stud
	83205		Kit - Piston pin & bearing tool
	13639A		Clutch, Drum, Bearing & Sprocket Assy - 10 tooth
	60315		Clutch Assy
	48738A		Drum, Bearing, & Sprocket Assy - 10 tooth
	104460		Bearing - Needle
	48737		Spacer - Sprocket
	13638A		Clutch, Drum, Bearing, & Sprocket Assy - 11 tooth
	60315		Clutch Assy
	48734A		Drum, Bearing, & Sprocket Assy - 11 tooth
	104460		Bearing - Needle
	48737		Spacer - Sprocket
	13637A		Clutch, Drum, Bearing, & Sprocket Assy - 12 tooth
	60315		Clutch Assy
	48714A		Drum, Bearing & Sprocket Assy - 12 tooth
	104460		Bearing - Needle
	48737		Spacer - Sprocket
	48637		Sprocket - 10 tooth
	48638		Sprocket - 11 tooth
	48639		Sprocket - 12 tooth
	66793		Decal - McCulloch powered
	66794		Decal - McCulloch
	85205		Manual - Kart engine

K&T Saw Shop 606-678-9623 or 606-561-4983

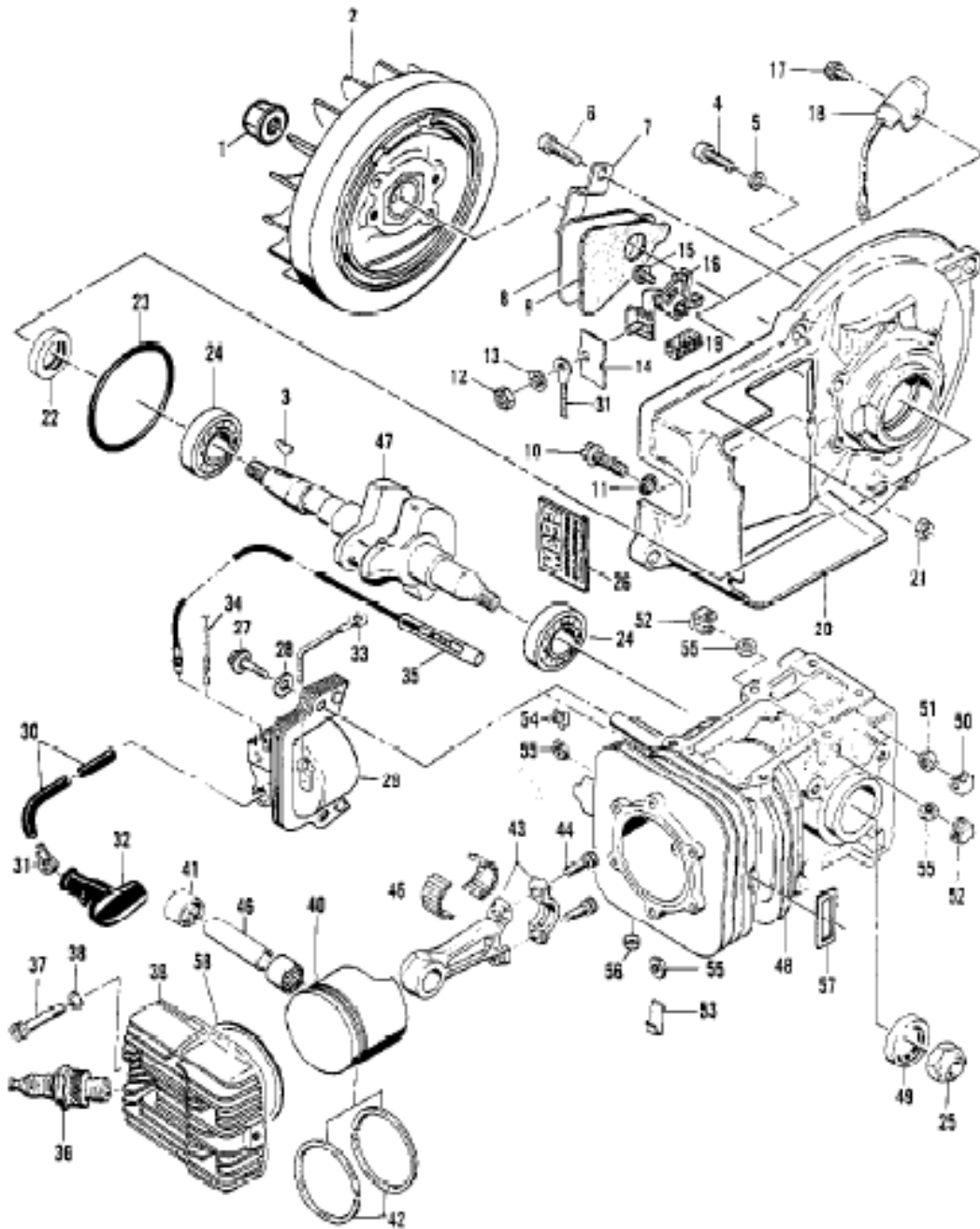


Ref #	Part Number	Qty	Description
	91044	1	Carburetor Assy
1	91167	4	Screw - Slt hd 10-24 x 1
2	84941	1	Body - Fuel pump
3	48911	1	Filter - Fuel
4	57274B	1	Diaphragm Assy - Fuel pump
5	89170	1	Plate - Diaphragm
6	89888	1	Diaphragm - Carburetor
7	53766A	1	Valve - Check
8	55397	1	Screw - Idle speed
9	51705	1	Spring - Idle screw
10	104814	2	Screw - Pan hd 4-40 x 1/4
11	50701A	1	Arm - Throttle Shaft
12	65935	1	Spring - Throttle return
13	110055	1	Screw - Fil hd 8-32 x 3/8
14	55082	1	Clip - Throttle shaft
15	65934	1	Plate - Throttle
16	65932	1	Shaft Assy - Throttle
17	84940	1	Needle Assy - High speed adjustment
18	67502	2	Spring - Needle
19	52937	2	Washer - Packing
20	88106	2	Ring - Packing
21	84939	1	Needle - Idle adjustment
22	101796	1	Pin - Choke plate
23	48827	2	Plug - Choke shaft bore
24	55082A	2	Bushing - Body
25	104728	1	Screw - Lever pin
26	104305	1	Pin - Lever
27	84317	1	Lever - Inlet
28	57172	1	Spring - Lever
29	83753	1	Needle - Inlet valve
30	84942	3	Screw - Circuit plate
31	84938	1	Plate - Circuit
32	84944	1	Diaphragm - Check valve
33	84945	1	Gasket - Circuit plate
34	84946	1	Gasket - Circuit plate



K&T Saw Shop 606-678-9623 or 606-561-4983

Ref #	Part Number	Qty	Description
1	100248	2	Nut - Hex 1/4-28
2	100153	2	Lockwasher - 1/4
3		1	Carburetor Assy See "Carburetor Assembly" illustration and parts list.
4	65939	1	Gasket - Carburetor
5	68091	1	Valve Assy - Reed block
6	101987	4	Screw - Rd hd 8-32 x 1/4
7	65904	2	Plate - Clamp
8	68074	2	Valve - Reed
9	68894	1	Gasket - Reed block
10	110439	4	Screw - Slt hd 10-24 x 1
11	103744	1	Washer - Sealing
12	68889	1	Adapter Assy - Carburetor
13	47868	2	Stud - Adapter
14	69526	1	Gasket - Adapter
15	86387	1	Cover Assy - Sparkplug
16	87249	1	Guard - Flywheel
17	110439	4	Screw - Slt hd 10-24 x 1
18	101326	2	Nut - Hex 10-24
19	88674	1	Fan Housing
20	105187	4	Screw - Slt hd 1/4-20 x 1
21	13643	4	Washer - Special
22	67254	1	Cover - Crankcase bottom
23	65654	1	Gasket - Cover
24			Power Unit Assy See "Powerhead Assembly" illustration and parts list



Ref #	Part Number	Qty	Description
1	110655	1	Nut - Hex 7/16-20
2	68280	1	Flywheel Assy
3	103879	1	Key - Woodruff
4	110713	3	Screw - Skt hd 10-24 x 3/4
5	24236	3	Washer - Special
6	110713	1	Screw - Skt hd 10-24 x 7/8
7	50671	1	Retainer - Breaker box cover
8	50588A	1	Cover - Breaker box
9	65584	1	Gasket - Breaker box
10	55494	2	Screw - Assy - Sealing
11	55492	2	Washer - Sealing
12	100251	1	Nut - Hex 8-32
13	100057	1	Lockwasher - #8
14	50381A	1	Insulator - Breaker terminal
15	103672	1	Screw - Fil hd 8-32 x 1/2 (SEMS)
16	88806	1	Breaker Assy
17	103672	1	Screw - Fil hd 8-32 x 1/2 (SEMS)
18	85358	1	Condenser
19	50664	1	Felt - Breaker box
20	57126A	1	Cover - Crankcase
21	101326	2	Nut - Hex 10-24
22	89335	1	Seal - Oil
23	104523	1	O-Ring
24	100824	2	Bearing - Ball
25	86113	1	Locknut - Hex 3/8-24 (LH)
26	91078	1	Nameplate
27	110713	2	Screw - Skt hd 10-24 x 7/8
28	83745	2	Washer - Special
29	86413	1	Coil & Lamination Assy
30	50120	1	Wire Assy - Sparkplug
31	55061	1	Connector
32	55060	1	Boot
33	101883	1	Wire Assy - Ground
34	57225	1	Wire Assy - Primary
35	86131	1	Wire Assy - Kill switch
36	84536	1	Sparkplug - 14mm - 0.472 reach
37	104534	6	Screw - Skt hd 10-24 x 1-13/32
38	24236	6	Washer - Special
39	89743	1	Head - Cylinder
40	68898	1	Piston Assy
41	104519	2	Bearing - Needle
42	47767	1	Ring Set - Piston, 2.165 chrome
43	47903	1	Connecting Rod Assy
44	60210A	1	Screw - Skt hd spcl
45	69891	24	Roller - Needle
46	69408	1	Pin - Piston
47	91085	1	Crankshaft
48	91040	1	Crankcase Assy
49	104432	1	Seal - Oil
50	18556A	4	Retainer - Nut
51	101143	4	Nut - Hex 1/4-20
52	28053	2	Retainer - Nut
53	57063	4	Retainer - Nut
54	104255	2	Retainer - Nut
55	101326	8	Nut - Hex 10-24

Ref #	Part Number	Qty	Description
56	110685	3	Plug - Cup
57	83379	1	Gasket - Muffler
58	91073	1	Gasket - Cylinder head

ANEXO B. MC-92 – PROPIEDADES ESPECÍFICAS DEL COMBUSTIBLE

Material Safety Data Sheet



GASOLINE, UNLEADED (SPANISH)

1. PRODUCTO QUÍMICO/IDENTIFICACIÓN DE LA COMPAÑÍA

GASOLINA, SIN PLOMO

Código MEDE: SGAS0001

Revisado: 09 mayo 2002

Sinónimos: Gasolina, grado medio sin plomo
Gasolina, Prémium sin plomo
Gasolina, Regular sin plomo
Gasolina, Súper sin plomo
Gasolina, Prémium reformulada
Gasolina, Regular reformulada
Gasolina, Súper reformulada
Gasolina, programa oxigenado reformulada
Blend Stock, Prémium reformulada
Blend Stock, Regular reformulada

Uso del producto: Gasolina para automóviles

FABRICANTE/DISTRIBUIDOR

Conoco Inc.
P.O. Box 2197
Houston, TX 77252

NÚMEROS DE TELÉFONO

Información de productos: 1-281-293-5550
Emergencia en transporte: CHEMTREC 1-800-424-9300 (EE.UU. y Canadá)
1-703-527-3887 (de otros lugares,
llame por cobrar)
Emergencia médica: 1-800-342-5119 ó 1-281-293-5119

2. COMPOSICIÓN / INFORMACIÓN SOBRE INGREDIENTES

COMPONENTES	Número CAS	%
Gasolina		100
que incluye:		
Benceno	71-43-2	0.1-4.9
Etil-benceno	100-41-4	2
Cumeno	98-82-8	1
Hexano	110-54-3	1-2
Pseudocumeno	95-63-6	2
Xilenos	1330-20-7	~12
Tolueno	108-88-3	~15
MTBE (metil terbutil éter)	1634-04-4	0-15

3. IDENTIFICACIÓN DE RIESGOS

--- ASPECTOS GENERALES SOBRE EMERGENCIAS ---

DETERMINACIÓN DE RIESGOS DE OSHA

Este material es clasificado como peligroso de acuerdo con los reglamentos de la OSHA.

Altamente inflamable.

Las emanaciones pueden causar efectos en el sistema nervioso, como dolores de cabeza, mareos, somnolencia, inconsciencia.

Puede causar irritación en los ojos, la nariz, la garganta, los pulmones y la piel luego de exposición prolongada o reiterada.

Dañino o mortal si se ingiere; puede ingresar a los pulmones y causar la muerte.

Riesgo de cáncer; contiene benceno, etilbenceno.

ASPECTO / OLOR

De color entre blanco transparente y amarillo paja o rojo / olor de gasolina.

CLASIFICACIÓN HMIS: Salud *2; Inflamabilidad 3; Riesgo Físico 0.

CLASIFICACIÓN NFPA: Salud 2; Inflamabilidad 3; Inestabilidad 0.

EFFECTOS POTENCIALES SOBRE LA SALUD

Vías primarias de entrada: piel, inhalación

Los estudios con empleados de la industria han indicado que los trabajadores expuestos durante muchos años a altas concentraciones de benceno presentan una incidencia mayor de leucemia mielógena aguda. El benceno puede también ser tóxico para la sangre y los tejidos que producen la sangre.

El producto puede causar irritación en los ojos, la nariz, la garganta, los pulmones y la piel después de exposición prolongada o reiterada. La exposición extrema o la inhalación a los pulmones puede causar daños a los pulmones o la muerte.

La sobre-exposición puede causar debilidad, dolor de cabeza, náuseas, confusión, visión borrosa, somnolencia y otros efectos al sistema nervioso; una sobre-exposición aún mayor puede causar mareos, dificultad para hablar, enrojecimiento de la cara, inconsciencia y convulsiones.

La inhalación del xileno puede causar náuseas, dolor de cabeza, debilidad, mareos, confusión, descoordinación y pérdida del conocimiento; en ocasiones se ha producido sensibilidad cutánea. La ingestión puede producir irritación gastrointestinal y síntomas de depresión del sistema nervioso central; la inhalación a los pulmones puede resultar mortal. La alta exposición puede causar irritación de la piel, los ojos, la nariz y la garganta; tensión cardíaca; anemia; dificultades para respirar; sangramiento de superficies mucosas; efectos hepáticos y renales; y la muerte.

La sobre-exposición crónica al n-hexano puede causar daños nerviosos que se caracterizan mediante progresiva debilidad e insensibilidad en los brazos y en las piernas. Los niveles de recuperación variaron de ausencia de recuperación a recuperación total según la gravedad del daño nervioso.

El metil terbutil éter (MTBE) puede causar irritación de los ojos, de la piel y de los pulmones después de exposición prolongada o reiterada. El olor del MTBE puede resultar repulsivo y posiblemente causar dolor de cabeza, dificultades para respirar, irritación de la piel y de los ojos, mareos e indigestión.

PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN - MONÓXIDO DE CARBONO:

El monóxido de carbono disminuye la capacidad de la sangre para transportar el oxígeno. Su inhalación puede causar dolor de cabeza, náuseas, respiración agitada, vómitos, mareos, confusión, dificultad para pensar, cambios de personalidad, deterioro de la memoria, debilidad, falta de aire, inconsciencia, convulsiones y muerte si no se obtiene tratamiento. Puede causar dolores de pecho en personas con afecciones cardíacas. La intoxicación con monóxido de carbono puede causar palidez o cianosis (color azulado) de la piel y las extremidades. La alta exposición al monóxido de carbono puede causar irregularidades cardíacas. El monóxido de carbono puede tener efectos adversos sobre los bebés en gestación de mujeres embarazadas.

INFORMACIÓN SOBRE CARCINOGENICIDAD

Los siguientes componentes son enlistados como carcinógenos por las organizaciones IARC, NTP, OSHA o ACGIH.

Material	IARC	NTP	OSHA	ACGIH
Benceno	1	X	X	A1
Etil-benceno	2B	X	X	A3

4. PROCEDIMIENTOS DE PRIMEROS AUXILIOS

INHALACIÓN

Si se produce inhalación, lleve al sujeto a un lugar con aire fresco. Si el sujeto no respira, administre respiración artificial. Si la respiración es dificultosa, administre oxígeno. Llame a un médico.

CONTACTO CON LA PIEL

Lávese la piel minuciosamente con agua y jabón. Si se produce irritación y ésta persiste, consulte a un médico.

CONTACTO CON LOS OJOS

En caso de contacto, lávese inmediatamente los ojos con abundante agua durante al menos 15 minutos. Llame a un médico.

INGESTIÓN

Si la persona tragara algo, no la provoque el vómito. Dé inmediatamente a beber 2 vasos de agua. Nunca administre nada por vía oral a una persona que esté inconsciente. Llame a un médico.

NOTAS PARA MÉDICOS

Puede ser beneficiosa la mezcla de carbón activado. Suspendeda 50 g de carbón activado en 400 mL de agua y mezcle bien. Administre 5 mL/kg, o 350 mL para un adulto promedio.

ESTE MATERIAL PUEDE AUMENTAR LA SUSCEPTIBILIDAD DEL CORAZÓN A LAS ARRITMIAS.

Las catecolaminas, como la adrenalina, y otros compuestos que tienen efectos similares deben reservarse para emergencias y usarse sólo con especial cuidado.

5. PROCEDIMIENTOS PARA EL COMBATE CONTRA INCENDIOS

PROPIEDADES DE INFLAMACIÓN

Punto de inflamación : Desde los -45.6 C

Método : TCC

Límites inflamables en aire, % por volumen

LEL : < 1
UEL : 8
Autoignición : 280-456 C

Las emanaciones forman una mezcla explosiva con el aire. Las emanaciones los gases pueden recorrer distancias considerables hasta la fuente de ignición e inflamarse hasta el punto de origen.

MEDIOS DE EXTINCIÓN

Espuma, sustancias químicas secas, CO2.

INSTRUCCIONES PARA EL COMBATE CONTRA INCENDIOS

Es posible que el agua no sea efectiva contra incendios, pero debe usarse agua para mantener fríos los contenedores expuestos al fuego. Si una filtración o un derrame no se ha encendido, use agua nebulizada para dispersar las emanaciones y para proteger al personal que intente detener la filtración. El agua nebulizada puede usarse para alejar los derrames de fuentes de ignición potencial.

Altamente inflamable. Los productos de la combustión pueden contener monóxido de carbono, dióxido de carbono y otros materiales tóxicos. No ingrese a espacios cerrados o confinados sin llevar puesto un equipo de protección adecuado que incluya protección respiratoria.

6. PROCEDIMIENTOS ANTE EMISIONES ACCIDENTALES

MEDIDAS DE SEGURIDAD (PERSONAL)

NOTA: Revise las secciones de PROCEDIMIENTOS PARA EL COMBATE CONTRA INCENDIOS y MANIPULACIÓN (PERSONAL) antes de proceder con la limpieza. Use un EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL adecuado durante la limpieza.

Elimine las fuentes de calor, chispas, llamas, impacto, fricción y electricidad, lo que incluye los motores de combustión interna y las herramientas eléctricas. Si el equipo se usa para la limpieza de derrames, debe ser a prueba de explosiones y adecuado para líquidos y emanaciones inflamables.

NOTA: Las emanaciones de los derrames pueden crear una atmósfera explosiva.

CONTENCIÓN INICIAL

Instale un medio de contención del derrame. Impida que el material entre a alcantarillados, cursos de agua o áreas bajas.

LIMPIEZA DE DERRAMES

Absorba el material con aserrín, arena, oil dry u otro material absorbente.

7. MANIPULACIÓN Y ALMACENAMIENTO:

MANIPULACIÓN (PERSONAL)

Evite inhalar emanaciones o neblinas. Evite el contacto con los ojos, la piel o la ropa. Lávese por completo después de efectuar la manipulación. Lave la ropa después de su uso.

MANIPULACIÓN (ASPECTOS FÍSICOS)

Puede ser necesario el uso de equipos a prueba de explosiones y no generadores de chispas dependiendo del tipo de operación. Mantenga alejado del calor, las chispas y las llamas. Cierre el contenedor después de cada uso.

ALMACENAMIENTO

Almacene de acuerdo con las recomendaciones de la Asociación Nacional de Protección contra el Fuego.

9. CONTROLES CONTRA LA EXPOSICIÓN/PROTECCIÓN PERSONAL

CONTROLES DE INGENIERÍA

Mantenga el contenedor herméticamente cerrado.

VENTILACIÓN

Las áreas de almacenamiento y uso deben estar bien ventiladas. Debe usarse ventilación mecánica a prueba de explosiones en áreas cerradas.

EQUIPOS DE PROTECCIÓN PERSONAL

PROTECCIÓN RESPIRATORIA

Puede permitirse un respirador con purificador de aire aprobado por la NIOSH con un cartucho de vapor orgánico en ciertas circunstancias en que se espere que las concentraciones aéreas excedan los límites de exposición. La protección que brindan los respiradores con purificador de aire es limitada. Use un respirador de presión positiva y con provisión de aire si existe el potencial de una emanación no controlada, niveles desconocidos o cualquier otra circunstancia en que los respiradores purificadores puedan no brindar la protección adecuada. La selección del respirador apropiado debe ser determinada por personal adecuadamente capacitado y debe basarse en el o los contaminantes, el nivel de exposición potencial y los factores de protección publicados de los respiradores.

GUANTES DE PROTECCIÓN

Deben usarse cuando exista el potencial de exposición prolongada o reiterada. Se recomiendan de hule de butironitrilo.

PROTECCIÓN DE LOS OJOS

Gafas de protección contra salpicaduras de sustancias químicas o mascarillas faciales para nebulizaciones/neblinas o si pueden producirse salpicaduras.

OTROS EQUIPOS DE PROTECCIÓN

Ropa de protección suficiente para minimizar la exposición de la piel.

LÍMITES DE EXPOSICIÓN CORRESPONDIENTES

Gasolina

PEL (OSHA) : No establecido.
TLV (ACGIH) : 300 ppm, 8 Hr. TWA
STEL 500 ppm, A4

Benzeno

PEL (OSHA) : 1 ppm, 8 Hr. TWA
5 ppm, STEL
0.5 ppm, Nivel de acción
TLV (ACGIH) : 0,5 ppm, 1,6 mg/m³, 8 Hr. TWA, piel, A1
STEL 2,5 ppm, 8 mg/m³, piel, A1

Etil-benzeno

PEL (OSHA) : 100 ppm, 435 mg/m³, 8 Hr. TWA
TLV (ACGIH) : 100 ppm, 8 Hr. TWA
STEL 125 ppm; A3

Cumeno

PEL (OSHA) : 50 ppm, 245 mg/m³, 8 Hr. TWA, piel
TLV (ACGIH) : 50 ppm, 8 Hr. TWA

n-hexano

PEL (OSHA) : 500 ppm, 1800 mg/m³, 8 Hr. TWA,
TLV (ACGIH) : 50 ppm, 8 Hr. TWA, piel

Pseudocumeno

PEL (OSHA) : 25 ppm, 125 mg/m³, 8 Hr. TWA
TLV (ACGIH) : 25 ppm, 123 mg/m³, 8 Hr. TWA

Xilenos

PEL (OSHA) : 100 ppm, 435 mg/m³, 8 Hr. TWA
TLV (ACGIH) : 100 ppm, 434 mg/m³, 8 Hr. TWA, A4
STEL 150 ppm, 651 mg/m³, A4

Tolueno

PEL (OSHA) : 200 ppm, 8 Hr. TWA
300 ppm, techo
500 ppm - 10 min. máx.
TLV (ACGIH) : 50 ppm, 188 mg/m³, 8 Hr. TWA, piel, A4

MTBE (metil terbutil éter)

PEL (OSHA) : Ninguno establecido
TLV (ACGIH) : 40 ppm, 144 mg/m³, 8 Hr. TWA, A3

9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

DATOS FÍSICOS

Punto de ebullición : 29-225 C
Presión de vapor : 200-475 mm Hg a 20 C
Densidad de vapor : >1 (AIRE = 1)
Porcentaje de volátiles : 100 (por volumen)
Solubilidad en agua : Puede ser levemente soluble
Olor : Gasolina
Forma : Líquida
Color : Blanco transparente a amarillo paja
Súper/prémium puede tener tinte rojo.
Gravedad específica : 0,7-0,77

10. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

ESTABILIDAD QUÍMICA

Estable.

CONDICIONES A EVITAR

Evite la exposición indebida al aire. Evite el calor, las chispas y las llamas.

INCOMPATIBILIDAD CON OTROS MATERIALES.

Es incompatible o puede reaccionar con oxidizantes fuertes.

DESCOMPOSICIÓN

Puede formarse monóxido de carbono a partir de la combustión incompleta.

POLIMERIZACIÓN

No se producirá polimerización.

11. INFORMACIÓN TOXICOLÓGICA

12. INFORMACIÓN ECOLÓGICA

INFORMACIÓN ECOTOXICOLÓGICA

TOXICIDAD ACUÁTICA

Tolueno

Moderadamente tóxico.

96 horas LCSO - Fathead minnows (*Pimephales promelas*): 31.7 mg/L.

Xilenos

Moderadamente tóxico.

96 horas LCSO - Fathead minnows (*Pimephales promelas*): 24-42 mg/L.

MTBE (metil terbutil éter)

Baja toxicidad.

96 horas LCSO - Fathead minnows (*Pimephales promelas*): 706 mg/L

13. CONSIDERACIONES PARA LA ELIMINACIÓN DE MATERIALES

ELIMINACIÓN DE DESECHOS

El tratamiento, el almacenamiento, el transporte y la eliminación de los materiales debe efectuarse de acuerdo con los reglamentos federales, estatales/provinciales y locales correspondientes. No deseches hacia aguas superficiales o sistemas de alcantarillados sanitarios.

Se espera que el líquido sea en sí un desecho peligroso inflamable, de acuerdo con la ley RCRA.

14. INFORMACIÓN DE TRANSPORTE

INFORMACIÓN DE ENVÍO

DOT

Nombre apropiado de envío : Gasolina

Clase de riesgo : 3

No. de ID. (UN/NA) : UN1203

Grupo de empaque : II

Etiqueta(s) DOT : Líquido inflamable

Rótulo DOT : Inflamable

15. INFORMACIÓN REGLAMENTARIA

REGLAMENTOS FEDERALES DE LOS EE.UU.

DETERMINACIÓN DE RIESGOS DE LA OSHA, 29 CFR 1910.1200

Este material es peligroso según lo definido por la Norma de Comunicación de Riesgos de la OSHA, 29 CFR 1910.1200.

CERCLA/SUPERFONDO, 40 CFR 302

No corresponde; este material está regido por la exclusión del petróleo de CERCLA.

SARA, TÍTULO III, 302/304, 40 CFR 355

Se sabe que este material no contiene sustancias extremadamente peligrosas.

SARA, TÍTULO III, 311/312, 40 CFR 370

Agudo : Sí

Crónico : Sí

Puede ser : Sí

16. OTRA INFORMACIÓN

Información adicional: Ninguna.

La información de esta Hoja de datos de seguridad de materiales tiene relación solamente con el material designado en este documento y no tiene ninguna relación con su uso en combinación con cualquier otro material o en cualquier proceso.

Responsabilidad sobre MSDS : DNA - SHE
Dirección : Conoco Inc.
: PO Box 2197
: Houston, TX 77252
Teléfono : 1-281-293-5550
Sitio Site : www.conoco.com

Indica sección actualizada.

Fin de MSDS