



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA**

**MODELOS DE LLENADO VACIADO
EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

INGENIERIA MECANICA - TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A :

ISRAEL OSORIO ASCENCIO

TUTOR:

Dr. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ

Marzo del 2009



JURADO ASIGNADO:

Presidente: DR. CERVANTES DE GORTARI JAIME

Secretario: DR. MÉNDEZ LAVIELLE FEDERICO

Vocal: DR. SOLORIO ORDAZ FRANCISCO JAVIER

1^{er}. Suplente: DR. AGUILLÓN MARTÍNEZ JAVIER EDUARDO

2^{do}. Suplente: M.I. ZEPEDA SÁNCHEZ ANTONIO

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

C.U. UNAM MÉXICO, D.F.

TUTOR DE TESIS:

DR. SOLORIO ORDAZ FRANCISCO JAVIER

FIRMA

**MODELOS DE LLENADO VACIADO
EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

CONTENIDO

Nomenclatura.....	1
Introducción.....	4
Capítulo 1 Motores de combustión interna alternativos y su modelado.....	5
1.1 Aplicaciones de los motores térmicos alternativos.....	5
1.2 Configuración de los motores de combustión interna.....	6
1.2.1 Geometría del pistón-cilindro.....	6
1.2.2 Motores turbocargados o supercargados.....	7
1.2.3 Sistemas fuel inyector y carburadores.....	8
1.2.4 Sistema de enfriamiento.....	8
1.2.5 Tipo de combustible utilizado y combustibles alternativos.....	9
1.3 Consideraciones sobre nuevos diseños de motores de combustión interna....	9
1.4 Futuro de los motores de combustión interna.....	10
1.5 Modelado de motores de combustión interna.....	11
1.6 Tipos de modelos.....	12
1.6.1 Modelos de cuasi-equilibrio.....	12
1.6.2 Modelos de llenado-vaciado.....	12
1.6.3 Modelos de acción de onda.....	13
Capítulo 2 Ecuaciones utilizadas en el modelo de llenado-vaciado.....	15
2.1 Introducción.....	15
2.2 Flujo másico.....	17
2.3 Transferencia de calor.....	17
2.4 Propiedades de los gases.....	17
2.5 Condiciones dentro del volumen de control.....	18
2.6 Ecuación de la energía.....	18
2.7 Propiedades del gas.....	20
2.8 Combustión.....	21
2.9 Transferencia de calor.....	23
2.10 Flujo a través de válvulas.....	24
2.11 Aplicación de las ecuaciones de conservación de la energía al cilindro y conductos.....	27
2.11.1 Cilindro.....	28
2.11.2 Conducto de admisión.....	32
2.11.3 Conducto de escape.....	33

Capítulo 3 Resultados.....	35
3.1 Tablas y gráficas generadas por el programa de modelado.....	35
3.2 Validación del programa.....	37
3.3 Estudio paramétrico.....	40
Conclusiones.....	46
Apéndice A1: Software utilizado en la programación del modelado (engineering equation solver).....	47
Apéndice A2: Diagrama de flujo de los procesos del modelado del motor de combustión interna.....	54
Apéndice A3: Estructura del programa del modelo de llenado-vaciado para motores de combustión interna de encendido por compresión.....	57
Apéndice A4: Resultados de la corrida de prueba.....	89
Referencias.....	105

INTRODUCCIÓN

El objetivo primordial de la tesis consiste en el desarrollo de un software para el análisis de los procesos que se presentan en un motor de combustión interna de encendido por compresión, basado en un modelo de llenado-vaciado. Se eligió este tipo de modelo en virtud de que no requiere de grandes tiempos de cálculo, lo que lo hace una herramienta práctica para su uso en clases y en la industria. El software consiste en un programa estructurado en un lenguaje de programación donde se utilizaron ecuaciones termodinámicas, de dinámica de fluidos y de transferencia de calor, entre otras; todas ellas acopladas entre sí y aplicadas a un volumen de control que encierra al conjunto cilindro-pistón del motor.

Se demuestra que el software en sí es una herramienta útil en la predicción del desempeño de un motor, con lo que se tiene la posibilidad de hacer estudios paramétricos que permitan evaluar cambios y alternativas en su diseño, antes de recurrir a la experimentación, que suele ser costosa, probando solamente los diseños más prometedores. De esta forma se puede llegar a mejores prototipos desde el punto de vista de rendimiento y de emisiones contaminantes.

El software puede ser usado en los cursos de licenciatura y posgrado donde se trate el tema de motores de combustión interna y permitirá a los estudiantes analizar de una manera rápida e ilustrativa el impacto en el desempeño del motor que tendrían ciertos cambios en su diseño o en sus parámetros operativos. También puede ser usado en proyectos de investigación con estos mismos propósitos.

Es posible que existan programas comerciales similares, pero el haber desarrollado uno propio en la presente tesis permite agregar módulos o hacer modificaciones en un futuro de una manera natural, dado el conocimiento profundo del mismo.

La tesis consta de tres capítulos:

Capítulo 1: Motores de combustión interna alternativos y su modelado: se da una breve explicación del funcionamiento de los motores de combustión interna así como sus características; se explica lo que se entiende por modelado y los distintos tipos de modelos que existen y la complejidad que estos conllevan.

Capítulo 2: Ecuaciones utilizadas en el modelo de llenado-vaciado: se presentan las ecuaciones generales y particulares utilizadas en un modelo de llenado-vaciado, donde las últimas se presentan con todo detalle para cada componente del sistema o etapa del ciclo termodinámico del motor.

Capítulo 3: Resultados: muestra los resultados obtenidos del programa de modelado, dando las predicciones del desempeño de un motor en particular, así como las tendencias del estudio paramétrico del mismo.

CAPÍTULO 1

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS Y SU MODELADO

A principios del siglo XIX se construyeron máquinas de combustión interna, antes de que se generalizara el uso del petróleo. Éstas quemaron vapores de trementina o hidrógeno como combustible. Pero esas máquinas no dejaron de ser una curiosidad hasta que empezó a usarse la gasolina, el combustible cuya explotación resulta rentable y abundante.

En 1860, el inventor francés Étienne Lenoir construyó el primer motor práctico de combustión interna y, en 1876, el técnico alemán Nikolaus August Otto diseñó un motor de cuatro tiempos. Un ingeniero escocés llamado Dugald Clerk agregó casi inmediatamente una mejora al motor de combustión interna. Incorporó un segundo cilindro de forma que trabajara un pistón mientras el otro estaba en estado de recuperación: ello dio más equilibrio a la producción de fuerza. Al añadir después otros cilindros (siendo cuatro, seis y ocho los números más generalizados de cilindros), aumentó la armonía y potencia. Un motor así resultaba esencial si los automóviles debían convertirse en una máquina práctica.

El motor térmico permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido a causa de un proceso de combustión. Si el estado térmico se genera en el propio fluido del motor, tendremos un motor de combustión interna (MCI). Cuando la transmisión de trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal de un pistón, el motor se denomina alternativo.

En el motor la admisión y el escape son las fases que llamamos proceso de renovación de la carga, la compresión, combustión y expansión integran lo que podríamos definir como proceso termodinámico básico, que permite transformar el estado térmico generado en el proceso de combustión en trabajo mecánico.

El proceso de combustión juega un papel importante en el rendimiento del motor térmico, ya que cuanto más alta sea la temperatura del fluido que aporta el estado térmico por el proceso de combustión, menos degradante será dicho proceso y consecuentemente mas elevado el rendimiento.

1.1 APLICACIONES DE LOS MOTORES TÉRMICOS ALTERNATIVOS

Las ventajas que tiene un motor de combustión interna son la utilización de combustibles líquidos con un elevado poder calorífico, dando a este una gran autonomía, así como un rendimiento térmico aceptable, un amplio rango de potencias dependiendo de su aplicación y unas disposiciones constructivas muy variadas que permiten adaptar el motor a usos más diversos.

Los MCIA se utilizan como planta motriz entre otros muchos en los campos siguientes:

a) Automoción

- Transporte por carretera (automóviles, camiones, motocicletas, etc.)
- Maquinaria de obras públicas (palas cargadoras, bulldozers, excavadoras, etc.)
- Maquinaria agrícola (tractores, cosechadoras, etc.)
- Propulsión ferroviaria
- Propulsión marina
- Propulsión aérea

b) Estacionarios

- Generadores de energía eléctrica (centrales eléctricas y de emergencia)
- Accionamiento industrial (bombas, compresores, etc.)
- Accionamiento rural (motobombas, cortacéspedes, sierras mecánicas, etc.)

1.2 CONFIGURACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los motores de combustión interna pueden ser construidos en diferentes configuraciones. Estas configuraciones dependen de su ciclo de trabajo, de dos tiempos o cuatro tiempos, ciclo Otto o diesel, la geometría del pistón-cilindro, del uso de turbocargadores, del sistema de inyección de combustible, del tipo de enfriamiento y del combustible utilizado.

1.2.1 GEOMETRÍA DEL PISTÓN-CILINDRO

Desde la invención del motor de combustión interna diferentes geometrías se han diseñado como podemos ver en la Figura 1.1. Escoger un arreglo depende de un número de factores y esfuerzos, tales como el balanceo del motor y el volumen disponible donde se va a colocar. Los motores en línea son los que mas prevalecen por su simple manufactura y mantenimiento.

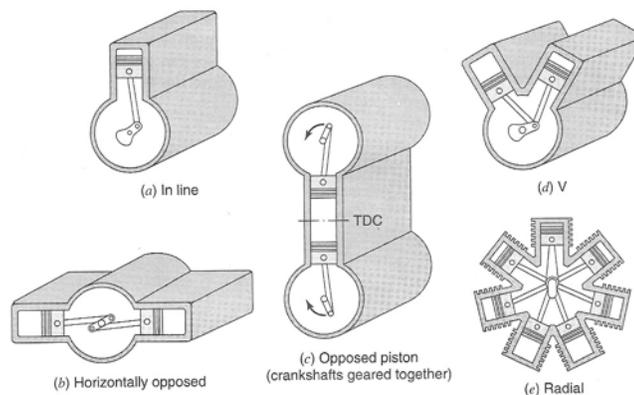


Figura 1.1 Geometrías y arreglo del motor con forme al o los cilindros [Colin R.Ferguson, 2001, p.14]

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

El motor en V está formado por dos bancos de cilindros en línea, con una separación uno con respecto al otro en forma de V. El motor de posición horizontal o motor plano es muy parecido al motor en V pero su ángulo es de 180 grados.

El motor radial tiene todos los cilindros en un plano con igual espacio angular entre cilindros; estos tipos de motores son usados en aeroplanos teniendo este motor su enfriamiento por aire ya que cada cilindro puede ser enfriado por igual.

1.2.2 MOTORES TURBOCARGADOS O SUPERCARGADOS

El supercargador es un mecanismo que comprime el aire de admisión a una presión más alta que la atmósfera estándar; este mecanismo es accionado por el cigüeñal del motor. El compresor aumenta la densidad de la carga, por lo que más combustible y aire pueden ser suministrados a los cilindros incrementando su potencia. En lo que respecta al turbocargador, lo podemos ver en la figura 1.2, los gases de expulsión del cilindro se expanden a través de una turbina la cual mueve un compresor. Este proceso genera dos beneficios.

1.- El motor es más eficiente por que la energía que solía perderse en los gases de expulsión, es recobrada en el turbocargador.

2.- El motor puede ser más pequeño produciendo mayor o igual potencia que otro, siendo más eficiente debido a que la densidad de ingreso de la carga es grande.

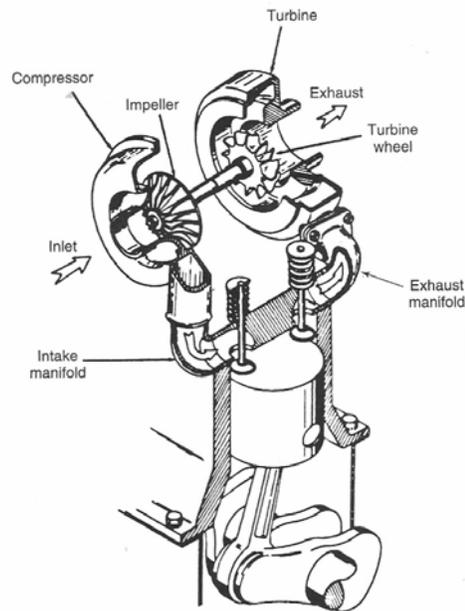


Figura 1.2 Turbocargador [Colin R.Ferguson, 2001, p.15]

1.2.3 SISTEMAS FUEL INYECTOR Y CARBURADORES

La aplicación que ha tenido la computación en el motor en los años recientes se nota sin duda alguna en el sistema de inyección de combustible. El carburador convencional dentro del motor fue remplazado por un cuerpo de inyección de combustible en 1980, que a su vez se reemplazó por un puerto de inyección de combustible en 1990. El cuerpo de inyección está localizado en el múltiple de admisión antes de las ramificaciones que van a cada cilindro, el inyector produce un spray continuo de combustible.

Por otra parte el puerto de inyección está localizado en el puerto de admisión de cada cilindro, aguas arriba de la válvula de entrada. Así hay un inyector por cada cilindro. Este puerto de inyección no necesita mantener un spray continuo de combustible. Con este último sistema el tiempo de retraso de entrega de combustible es mucho menor que con el cuerpo de inyección. Un puerto de inyección lo podemos ver en la Figura 1.3.

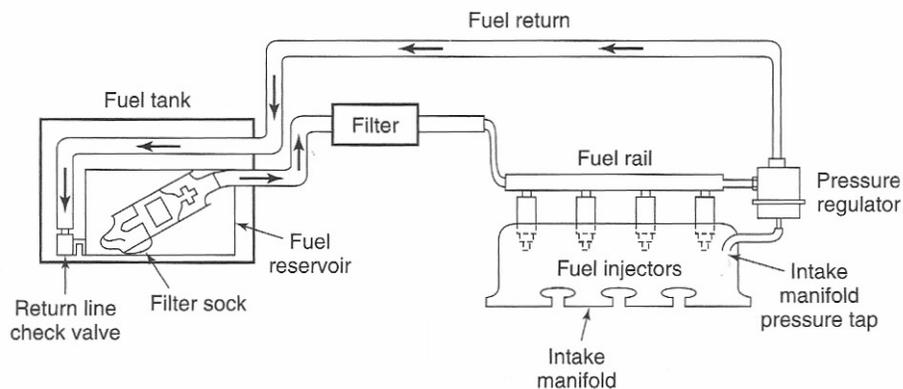


Figura1.3 Puerto de inyección [Colin R.Ferguson, 2001, p.15]

1.2.4 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Hay dos tipos principales de sistemas de enfriamiento: el de enfriamiento por agua y el de enfriamiento por aire.

En el sistema de enfriamiento por agua es usualmente un circuito donde una bomba envía el refrigerante al bloque del motor y después a la culata donde el agua ya caliente pasa por un radiador o un intercambiador de calor, que disipa el calor a la atmósfera. El sistema de enfriamiento por aire es usado por motores de menos de 20 kw de potencia debido a su baja eficiencia de enfriamiento, el cual consiste en pasar aire fresco por toda la superficie del motor.

1.2.5 TIPO DE COMBUSTIBLE UTILIZADO Y COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS

Los combustibles son sustancias que reaccionan con el oxígeno del aire en forma fuertemente exotérmica. Dicho proceso, denominado combustión, permite transformar la energía asociada a la estructura molecular de los reactantes en energía térmica que se aporta a los productos.

Los combustibles líquidos son la fuente de energía por excelencia de los motores de combustión interna, siendo generalmente la gasolina y el diesel. Sus ventajas principales son la gran cantidad de energía por unidad de volumen y su fácil y seguro manejo, almacenamiento y transporte.

Los combustibles alternativos como el metanol, el etanol y el hidrógeno son de gran interés en la industria automotriz porque pueden ser refinados de recursos renovables y el nivel de emisiones de estos puede ser mucho menor que los combustibles derivados del petróleo. Se han adoptado medidas con respecto a las emisiones de los combustibles derivados del petróleo que consisten en tres métodos básicos utilizados en los vehículos:

- Mejoras del proceso de combustión.
- Optimización de los parámetros de operación.
- Dispositivos que tratan los gases de escape.

Una aplicación del modelado, que es de lo que trata esta tesis, se tiene en la búsqueda de parámetros óptimos de operación del motor, contribuyendo de esta manera a disminuir las emisiones contaminantes.

1.3 CONSIDERACIONES SOBRE NUEVOS DISEÑOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Las motivaciones para un nuevo diseño en un motor de combustión interna deben de ser pensadas cuidadosamente, principalmente en las económicas, sin olvidar la experiencia necesaria en la realización de dicho diseño.

Entre los motivos o razones principales para abordar un nuevo diseño podemos citar:

- La finalidad especial; es decir, se necesita un motor de nuevas características con el fin de conseguir un determinado propósito.
- Diseñar un motor más competitivo dentro de servicios ordinarios ya cubiertos por motores existentes, es decir, se intenta conseguir características tales como: menor peso y precio por kw, menor consumo específico, mayor duración, mayor fiabilidad, utilización de combustibles alternativos, mejoras en la calidad de emisiones contaminantes, etc.
- Aparece un nuevo concepto de mercado en el que el fabricante quiere estar presente, lo que implica diseñar un nuevo motor con prestaciones diferentes a las de la gama de motores que en ese momento fabrica.

1.4 FUTURO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los factores que condicionan de forma importante en la actualidad el diseño futuro de los motores de combustión interna son: el consumo específico, la emisión de contaminantes y el ruido.

Estos factores, ciertamente muy complejos, se pueden analizar de la siguiente manera:

Los motores tienen su uso más general en el campo de los vehículos particulares, por su alta potencia específica, funcionamiento silencioso, etc.

Como de cara a un futuro próximo el parámetro que va a predominar en este tipo de motores es el rendimiento, la evolución de estos motores se puede centrar en los siguientes puntos:

a) La reducción de pérdidas mecánicas

Dentro de este aspecto podemos considerar lo siguiente:

-Reducción del régimen de giro de funcionamiento del motor mediante el aumento de la relación carrera-diámetro.

-Reducción de la potencia de accionamiento de auxiliares debida a la fricción.

-Empleo de la turbo sobrealimentación.

-Reducción de las pérdidas de bombeo, dado el alto índice de utilización de este tipo de motores a cargas parciales, así como la necesidad de realizar la regulación cuantitativamente estrangulando la admisión. Este tipo de pérdidas constituyen uno de los puntos a mejorar en los motores de combustión interna, con posibles soluciones:

- El empleo de motores modulares que anulan algunos de sus cilindros a cargas parciales al no accionar sus válvulas en estos casos.
- La adopción de distribuciones variables, de tal forma que la carga se regule fundamentalmente por el tiempo de apertura de la válvula de admisión.

b) Mejora del proceso termodinámico

-Se hace patente la necesidad de quemar mezclas pobres para de esta forma aumentar el rendimiento y reducir la emisión de contaminantes, fundamentalmente en lo que se refiere a NO_x y CO. Para este punto se estudia la turbulencia en la cámara de combustión de forma teórica y experimental.

-Mejoras en el dosado con un mayor número de parámetros que los empleados en el carburador clásico, lo que mejora las condiciones de funcionamiento en cuanto a detonación, mezclas pobres, contaminación, fase de calentamiento, etc. La solución consiste en recurrir a la inyección electrónica con la correspondiente unidad de control.

-Punto de encendido: encendidos electrónicos gobernados por microcomputadores, para de esta forma conseguir ajustes más finos del punto de encendido en función de un mayor número de variables operativas.

-Reducción de pérdidas de calor, con el consiguiente aumento del rendimiento se logra una mayor adiabaticidad del motor y una temperatura mayor de las superficies internas del mismo, por lo que una solución consistirá en el empleo de materiales cerámicos y la mejora de la estabilidad de los aceites con la temperatura.

-Uso del modelado para predecir y optimizar los parámetros de operación, como se verá en la siguiente sección.

1.5 MODELADO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

En ingeniería, modelar un proceso significa emplear las ecuaciones y suposiciones adecuadas que permitan analizar sus características. El modelado de los procesos en los motores de combustión interna contribuye al entendimiento de los fenómenos físicos y químicos básicos permitiendo [Heywood, 1988, p.749]:

1. Identificar las variables de control para dar una guía y así obtener menos costos de experimentación y desarrollo.
2. Predecir el comportamiento del motor en un amplio rango de las variables de diseño y operación.
3. Proveer una base de diseño e innovación racional.

Cada una de estas contribuciones es muy valiosa para fines de ingeniería.

Los modelos describen la termodinámica, el flujo de fluidos, la transferencia de calor y la combustión que gobiernan los aspectos del desempeño del motor. Pero el propósito de los modelos es mostrar como la combinación de la dinámica de fluidos, la transferencia de calor, la termodinámica y la cinética fundamental nos puede predecir, en varios niveles de sofisticación y complejidad, el proceso de la combustión del motor y las emisiones que genera, entre otras cosas, y por lo tanto poder predecir sus características de operación generales o particulares.

Para los procesos que rigen el desempeño del motor y sus emisiones tenemos dos tipos de modelos básicos, que podemos clasificar como termodinámicos y de dinámica de fluidos, dependiendo si las ecuaciones del modelo tienen una estructura predominante basada en la conservación de la energía o en un análisis completo del movimiento de los fluidos.

Muchos de los procesos que se modelan son extremadamente complejos y no se han estudiado a profundidad. Debido a esto, muchos de los modelos usados en motores son incompletos, generalmente con un fuerte ingrediente empírico, dándonos solo las aproximaciones necesarias que requerimos para cierto proceso en particular.

En general se tienen tres tipos de modelos:

- Modelos de cuasi-equilibrio
- Modelos de llenado-vaciado
- Modelos de acción de onda

Su utilización depende de la exactitud que se requiera, del esfuerzo y del tiempo disponible.

1.6 TIPOS DE MODELOS

1.6.1 MODELOS DE CUASI-EQUILIBRIO

Un enfoque simple es el de cuasi-equilibrio, el cual considera al motor y al turbo cargador como una serie de componentes interconectados cuyo desempeño es representado por sus características estacionarias, frecuentemente obtenidas experimentalmente. Estos componentes se conectan y acoplan por el flujo de aire que pasa a través de ellos y por la relación de presiones. No se permite en estos modelos la acumulación de masa entre los componentes del motor, por lo que se asume que los múltiplos de admisión o de escape tienen volúmenes insignificantes.

El flujo de aire y las proporciones de presiones son análogos en un circuito eléctrico a la corriente y las diferencias de potencia respectivamente. Las ecuaciones que componen un modelo de cuasi-equilibrio son todas algebraicas, excepto en los casos de modelos transitorios cuando la dinámica del motor y del turbo cargador están representadas por ecuaciones diferenciales ordinarias, de primer orden, no lineales.

Los modelos de cuasi-equilibrio de diferente complejidad se usan frecuentemente para valorar los efectos de algunos cambios en los diseños de los motores. Proveen una simulación rápida y barata pero se tiene que tener cuidado cuando se extrapolan datos fuera de su rango de aplicación. Las simulaciones con métodos de cuasi-equilibrio son extremadamente dependientes de los conocimientos empíricos detallados de un motor en particular y usualmente emplean coeficientes experimentales para alcanzar un buen rango de aplicación.

1.6.2 MODELOS DE LLENADO-VACIADO

Los modelos de llenado-vaciado son más complejos que los de cuasi-equilibrio. La característica básica de ellos es que los múltiplos entre el motor y el turbo cargador se representan por volúmenes finitos, que pueden acumular masa, por lo que ya no todos los componentes quedan sujetos a un flujo común como en los análisis de cuasi-equilibrio. Están representados por ecuaciones diferenciales ordinarias no-lineales de primer orden, por lo que permiten obtener las condiciones dentro del múltiple, el cilindro y el desempeño del motor en forma instantánea.

Los modelos de llenado-vaciado son usados ampliamente en la industria para el diseño de motores, múltiplos y turbocargadores. Son más realistas que los de cuasi-equilibrio y

requieren menos datos empíricos; sin embargo el tiempo de cómputo necesario para obtener las soluciones es mayor.

En la Figura 1.4 [Heywood, 1988, p.755] se muestran los resultados obtenidos mediante el empleo de un modelo de llenado-vaciado en el caso de un motor monocilíndrico a diesel de inyección directa, de cuatro tiempos. Resalta la exactitud de las predicciones de presión para el caso en que la relación (V_e/V_d) es de 1.18. Si esta relación cambia a 5.2, la predicción falla para el caso de un múltiple de admisión largo, debido principalmente a la influencia de la onda de presión en el flujo.

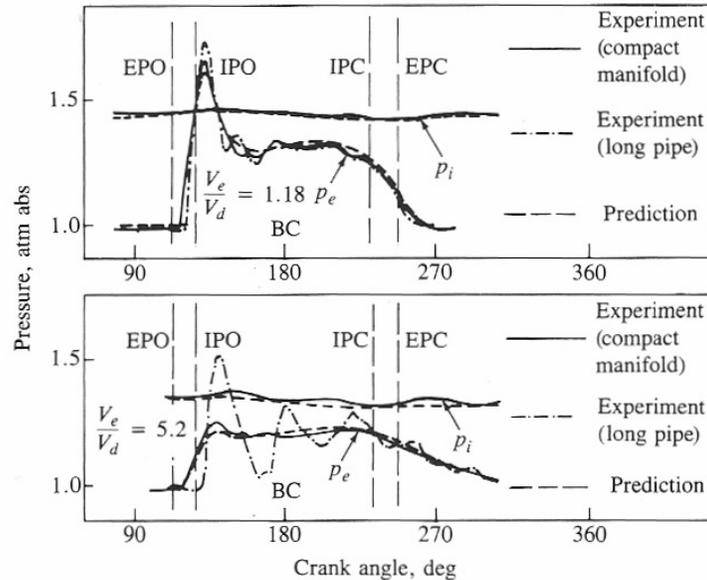


Figura 1.4 Predicción de un modelo de llenado-vaciado en las presiones experimentales del sistema de admisión (p_i) y del de escape (p_e), para diferentes razones del volumen del sistema de escape V_e con respecto al volumen desplazado del cilindro V_d , en un motor a diesel de un solo cilindro de inyección directa. EPO: apertura del puerto de escape, IPO: apertura del puerto de admisión, IPC: cierre del puerto de admisión, EPC: cierre del puerto de escape [Heywood, 1988, p.755]

Con este estudio podemos concluir que los modelos de llenado-vaciado predicen con bastante exactitud los parámetros de operación del motor monocilíndrico siempre y cuando se desprecien las contrapresiones, la fricción y los volúmenes de los múltiples sean relativamente pequeños y de corta longitud.

1.6.3 MODELOS DE ACCIÓN DE ONDA

Los modelos de acción de onda contemplan la solución de las ecuaciones unidimensionales para el flujo compresible en los conductos y permiten obtener las presiones instantáneas en cualquier punto del múltiple de admisión y escape. Están representados por ecuaciones diferenciales parciales hiperbólicas no lineales, que describen la propagación de las perturbaciones de presión en el gas.

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

Debido a que sólo se toma una dimensión espacial, no son capaces de representar efectos en 2 o 3 dimensiones.

Los modelos de acción de onda se aplican para predecir el desempeño de los motores, cuando la longitud de los múltiplos juega un papel importante y los modelos de llenado-vaciado no predicen satisfactoriamente las presiones, como pudimos ver en el ejemplo anterior cuando el conducto de admisión es largo. Las técnicas pueden ser aplicadas para el diseño inicial de cualquier múltiple, tomando en cuenta la resonancia, la carga del motor y el rango de velocidad.

Los métodos de acción de onda pueden ser aplicados tanto en motores de aspiración natural como turbocargados, y toman en cuenta todos los componentes del motor: turbina, compresor, múltiplos, carburador, silenciador, etc.

La gran ventaja de estos modelos es que permiten estudiar la resonancia física de un múltiple, por lo que pueden ser usados para su diseño y análisis, obteniendo las características (principalmente longitudes) requeridas para el desempeño óptimo del motor, o para identificar las razones por la que un múltiple no funciona adecuadamente y corregirlo [J.H Horlock F.R.S, 1986, p.xlii].

Existe otra forma de modelar los flujos dentro de los motores de combustión interna, que hace uso de la simulación numérica directa, en la que se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo tridimensional, incluyendo al proceso de combustión. A menudo se usan modelos de turbulencia para simplificar los cálculos. En general este enfoque conlleva tiempos de cómputo prohibitivos para el estado actual de los equipos, lo que en un futuro tal vez no sea un impedimento.

En la siguiente sección veremos las ecuaciones que se utilizan en el modelo de llenado-vaciado.

CAPÍTULO 2

ECUACIONES UTILIZADAS EN EL MODELO DE LLENADO-VACIADO

2.1 INTRODUCCIÓN

Como se mencionó en el capítulo anterior, los modelos de llenado-vaciado dan buenos resultados en motores monocilíndricos con múltiples de admisión y escapes cortos. En la Figura 2.1 [[J.H Horlock F.R.S, 1986, p.584] se puede ver el enfoque general usado en los modelos de llenado-vaciado, en el que se selecciona un volumen de control, mostrado por las líneas punteadas. Este volumen de control está a su vez conectado por válvulas a dos cámaras que pueden representar múltiples o conductos*, por las cuales entra o sale aire del volumen de control.

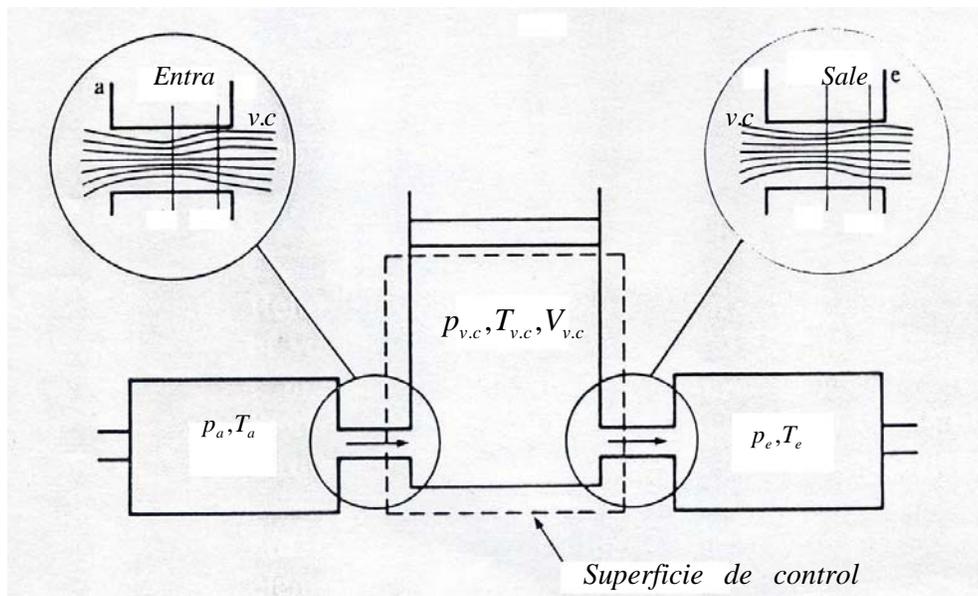


Figura 2.1 Volumen de control seleccionado para el análisis [J.H Horlock F.R.S, 1986, p.584]

En el modelado se desprecian las velocidades en el volumen de control y en las cámaras, pero no así en las válvulas, en las que en el área mínima de flujo pueden alcanzarse valores supersónicos. El efecto de las ondas de presión generadas al abrir y cerrar las válvulas también se desprecia, ya que estas recorren los conductos en tiempos muy cortos comparados con los característicos de los procesos, siempre y cuando tengamos múltiples compactos o Conductos cortos.

*conducto se refiere en esta tesis a la parte inmersa en la culata, que los españoles suelen llamar pipa.

En la Figura 2.2 [J.H Horlock F.R.S, 1986, p.585] el volumen de control mostrado tiene en un tiempo determinado (t), un volumen ($V_{v.c}$), una presión ($P_{v.c}$), una masa ($m_{v.c}$) y una energía interna total $E_{v.c}$.

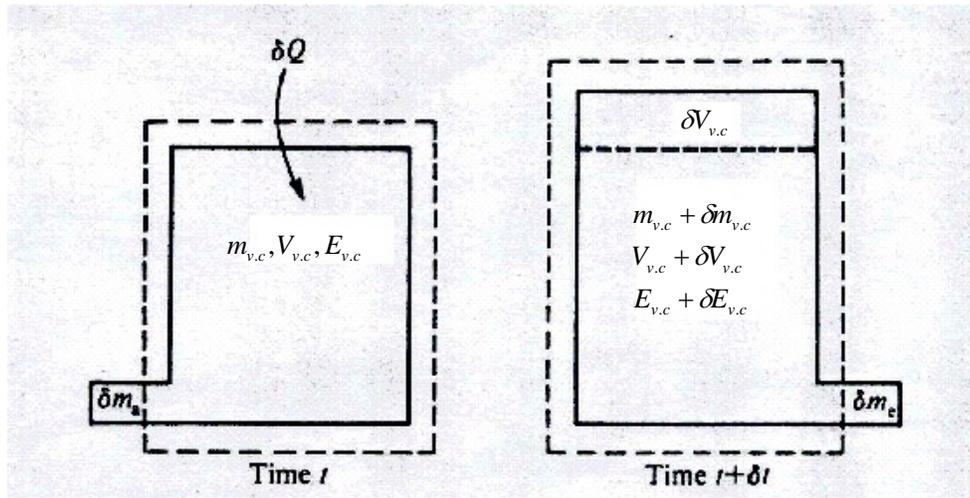


Figura 2.2 Volumen de control con flujos de entrada y salida [J.H Horlock F.R.S, 1986, p.585]

Cuando se presenta un cambio en el volumen ($\delta V_{v.c}$), debido a un movimiento del pistón, y suponiendo que el proceso de carga y descarga del volumen de control ocurre simultáneamente, la ecuación de la conservación de la masa se puede escribir de la siguiente manera:

$$\delta m_{v.c} = \delta m_a - \delta m_e \quad (2.1)$$

donde δm_a y δm_e representan la entrada y salida de masa respectivamente. Al dividir la ecuación. 2.1 entre δt y haciendo que $\delta t \rightarrow 0$, tendremos la ecuación de continuidad:

$$\frac{dm_{v.c}}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_e \quad (2.2)$$

donde \dot{m}_a y \dot{m}_e son los flujos de masa de entrada y salida del volumen de control.

De manera similar podemos plantear en el volumen de control la ecuación para la primera ley de la termodinámica:

$$\delta Q = \delta E_{v.c} + h_e \delta m_e - h_a \delta m_a + p_{v.c} \delta V_{v.c} \quad (2.3)$$

donde h_a y h_e son las entalpías de estancamiento en la admisión y el escape respectivamente. Dividiendo entre δt y haciendo que $\delta t \rightarrow 0$ se tiene:

$$\dot{Q} = \frac{\partial E_{v.c.}}{\partial t} + h_e \dot{m}_e - h_a \dot{m}_a + p_{v.c.} \frac{dV_{v.c.}}{dt} \quad (2.4)$$

Estas ecuaciones generales son la base principal en los modelos de llenado-vaciado.

2.2 FLUJO MÁSIICO

Cuando el aire entra al volumen de control por la válvula, existe una diferencia de presiones entre la sección de entrada a la válvula y el volumen de control, por lo que para calcular el flujo másico de entrada se modela a la válvula como una tobera convergente isoentrópica.

Así, el flujo másico que pasa a través de las válvulas se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{m} = \frac{A_m p_{v.c.}}{a} f\left(\frac{p_{v.c.}}{p_e}\right) \quad (2.5)$$

donde a es la velocidad del sonido en el aire, $P_{v.c.}$ la presión en el volumen de control, A_m el área mínima y P_e es la presión a la entrada de la válvula.

2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor desde el volumen de control se puede calcular de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = hA_w(T_w - T_{v.c.}) \quad (2.6)$$

donde A_w y T_w son los valores del área y la temperatura de la superficie de control (la pared del volumen de control), siendo (h) el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

2.4 PROPIEDADES DE LOS GASES

En el cálculo del calor específico para el aire, ya sea a volumen constante o a presión constante, se supone que:

$$C_{v_a} = C_{v_a}(T) \qquad C_{p_a} = C_{p_a}(T)$$

Para los productos gaseosos de combustión el calor específico toma la siguiente forma:

$$C_{vg} = C_{vg}(T, x_{af}) \qquad C_{pg} = C_{pg}(T, x_{af})$$

donde x_{af} es la proporción combustible-aire, la cual puede ser determinada de la fracción de masa de aire antes de la combustión, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$x_m = \frac{m_{a,v.c}}{m_{v.c}} = \frac{x_{sto} - x_{af}}{(1 + x_{af})x_{sto}} \quad (2.7)$$

El subíndice (af) se refiere a la fracción del aire-combustible en ese instante y el subíndice (sto) a la relación estequiométrica de la mezcla.

2.5 CONDICIONES DENTRO DEL VOLUMEN DE CONTROL

Para casos prácticos, en el modelado de llenado-vaciado se asume que en el volumen de control las variables termodinámicas ($P_{v.c}$, $V_{v.c}$, $T_{v.c}$, etc.) no dependen de la posición dentro del volumen (son uniformes) sino solo del tiempo.

De estas ecuaciones generales, se deducirán en los próximos incisos las ecuaciones particulares para cada proceso: admisión, compresión, combustión y escape.

2.6 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA

El volumen de control correspondiente al cilindro, es el que involucra a más procesos; por ejemplo, transferencia de masa a través de las válvulas, inyección de combustible, transferencia de calor del gas hacia las paredes, trabajo debido al movimiento del pistón, etc., por lo tanto, es fácil entender que se tome la ecuación de la energía para el cilindro como el caso más general, y se particularice para los otros elementos del motor, eliminando los términos que correspondan a los procesos no presentes en la ecuación.

La primera ley de la termodinámica se escribirá en forma diferencial para un volumen de control, despreciando los cambios en la energía potencial, de la siguiente manera:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{oj}}{dt} \quad (2.8)$$

donde dU/dt es la variación con el tiempo de la energía interna dentro del volumen de control, dQ/dt es la rapidez de transferencia de calor, dW/dt es el trabajo por unidad de tiempo y $\sum_j dH_{oj}/dt$ es el flujo total de entalpías de estancamiento desde y hacia el volumen de control.

La ecuación 2.8 también se puede escribir como:

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_{sf} \frac{dQ_{sf}}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} \quad (2.9)$$

Donde el subíndice sf se refiere a la superficie en la que se presenta transferencia de calor, el término $p(dV/dt)$ indica el trabajo realizado sobre el volumen de control —en nuestro caso únicamente tiene valor diferente de cero dentro del cilindro—, h_{oj} es la entalpía específica de estancamiento de la masa que entra o sale del volumen de control y (dm_j/dt) es el flujo másico que entra o sale.

Para tratar con el lado izquierdo de la ecuación 2.9 se tiene que considerar que aunque durante la combustión cambiará la composición de las especies presentes, la masa se conserva, por lo tanto al expresar en una base absoluta a los reactivos y a los productos, la energía química que se transforma en energía térmica durante la combustión no necesita ser incluida como un término separado.

Al desarrollar la derivada del lado izquierdo de la ecuación 2.9 se tiene la siguiente expresión:

$$m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} \quad (2.10)$$

En el cilindro la energía interna del gas variará según el proceso en el que se encuentre, y es función de los valores locales de la presión, de la temperatura y de la relación aire / combustible, (A/C) , o de la relación de equivalencia ϕ (definida como $(A/C)_{\text{estequiométrico}}/(A/C)_{\text{real}}$). Como se mencionó, en el cilindro se hace la suposición de que las diferentes variables no cambian en el espacio (parámetros concentrados).

Lo anterior parece ser una suposición razonable tanto para los conductos como para el cilindro durante la carrera de compresión, pero obviamente no es verdadera durante la combustión, generando un error el cual se discutirá un poco más adelante. Una simplificación adicional es despreciar los efectos de la disociación química; por lo tanto la energía interna sólo es función de la temperatura y de la relación de equivalencia, es decir $u = u(T, \phi)$, por lo que el primer término de la ecuación 2.10 será:

$$m \frac{du}{dt} = m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right) \quad (2.11)$$

Sustituyendo la ecuación 2.11 en la ecuación 2.9 tenemos:

$$m \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -\frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} \quad (2.12)$$

Si se supone que los gases involucrados se comportan como ideales ($pV=mRT$, donde T y R son la temperatura y la constante particular del gas o mezcla de gases, respectivamente), se obtiene lo siguiente:

$$\frac{dT}{dt} = \left[-\frac{RT}{V} \frac{dV}{dt} + \left(\frac{dQ_{sf}}{dt} + \sum_j h_{oj} \frac{dm_j}{dt} - u \frac{dm}{dt} \right) \frac{1}{m} - m \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] \bigg/ \frac{\partial u}{\partial T} \quad (2.13)$$

La ecuación de conservación de la masa se escribe como:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \quad (2.14)$$

La ecuación 2.13 es la forma básica de la ecuación de la energía, la cual se resuelve de manera iterativa junto con la ecuación 2.14.

Una vez que se han calculado el volumen instantáneo, la masa y la temperatura dentro del volumen de control, se puede determinar su presión utilizando la ecuación del gas ideal.

Si el volumen de control es fijo (por ejemplo un conducto), entonces el término dV/dt es cero.

Para el cilindro este término se determina a partir de:

$$\frac{dV}{dt} = A_p \left[r \sin \theta \frac{d\theta}{dt} + (l^2 - r^2 \sin^2 \theta)^{-1/2} r^2 \sin \theta \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \right] \quad (2.15)$$

donde θ es el ángulo del cigüeñal, r el radio del cigüeñal, A_p es el área del pistón y l es la longitud de la biela.

La variación de la relación de equivalencia con el tiempo ($\partial\phi/dt$), dependerá del contenido de combustible en el gas que entra o sale del cilindro y de la velocidad de inyección de éste, por lo que si se conoce al inicio del cálculo la cantidad de combustible o de aire dentro del cilindro, entonces se puede calcular la relación de equivalencia en cualquier tiempo subsiguiente conocidos los flujos de aire y de combustible.

2.7 PROPIEDADES DEL GAS

Para determinar la derivada parcial de la energía interna (u) con respecto a la temperatura y a la relación de equivalencia se necesitan expresiones algebraicas o datos tabulados; de igual forma para determinar la constante del gas. Cuando se derivan las expresiones algebraicas generales de los productos de la combustión en términos de la relación de

equivalencia, se pueden evaluar las propiedades del aire o de los productos de la combustión utilizando un valor promedio de ϕ . Para el aire puro la relación de equivalencia es cero.

En los productos de la combustión se supone mezcla homogénea y propiedades termodinámicas en equilibrio. En general, es más común utilizar expresiones algebraicas que se aproximen a una curva de resultados específica en lugar de llevar a cabo los cálculos termodinámicos completos de los productos de la combustión. Por ejemplo, Krieger y Borman [Krieger y Borman, 1966] determinaron coeficientes polinomiales a partir de la aproximación a una curva de resultados específica para el cálculo de los productos de combustión de una mezcla pobre ($\phi \leq 1$) de un combustible C_nH_{2n} y aire, reportando la siguiente relación para la energía interna:

$$u = K_1(T) - K_2(T)\phi \text{ [kJ/kg de aire original]} \quad (2.16)$$

donde K 's son energías de los productos de la combustión en función de la temperatura y se determinan de las siguientes expresiones:

$$K_1 = 0.692T + 39.17 \times 10^{-6}T^{-2} + 52.9 \times 10^{-9}T^3 - 228.62 \times 10^{-13}T^4 + 277.58 \times 10^{-17}T^5$$
$$K_2 = 3049.39 - 5.7 \times 10^{-2}T - 9.5 \times 10^{-5}T^2 + 21.53 \times 10^{-9}T^3 - 200.26 \times 10^{-14}T^4$$

y la constante del gas R se calcula de la siguiente manera:

$$R = 0.287 + 0.02\phi \text{ [kJ/(kg}_{\text{(de aire original)}} \text{ K)}] \quad (2.17)$$

2.8 COMBUSTIÓN

El proceso de combustión es el aspecto más importante de cualquier motor de combustión interna, desafortunadamente también es el más complejo y menos entendido. Así un modelo matemático completo de combustión generaría un programa injustificadamente grande y laborioso debido a la cantidad de submodelos participantes y por otra parte si se simplificara sería ineficiente, por lo tanto generalmente se adopta una alternativa empírica aproximada.

Los datos experimentales indican que el proceso de combustión en motores de encendido por compresión no se puede modelar siguiendo una curva de liberación de calor definida por un solo parámetro (como lo sugiere Wiebe [Wiebe, 1967]), sino que se tiene que modelar mediante dos parámetros, los cuales están fuertemente relacionados con las fases de quemado premezclado y de quemado difusivo. Watson [Watson, 1982, p.531] sugirió que una curva de éste tipo sería producida combinando dos funciones con un factor de proporcionalidad de fase. De esta manera, la fracción de masa quemada, m_{fb} , se calcula según la ecuación:

$$m_{fq} = \beta f_1(t) + (1 - \beta) f_2(t) \text{ [kg de combustible quemado]} \quad (2.18)$$

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

donde $f_1(t)$ es la función de quemado premezclado, $f_2(t)$ es la función de quemado por difusión y β es el factor de proporcionalidad de cambio de fase total de quemado premezclado, el cual a su vez es función del tiempo de retraso de la combustión, ya que el combustible inyectado durante éste periodo controla la fase interna del quemado premezclado, por lo que Watson [Watson, 1982, p.531] también sugirió que β se calcule de la siguiente manera:

$$\beta = 1 - \frac{a\phi^b}{ID^c} \quad (2.19)$$

donde ID es el tiempo de retraso de la combustión en milisegundos. Los valores para a, b y c se encontraron a partir de datos reportados en correlaciones experimentales hechas en motores de inyección directa [Watson, 1982, p.534] los cuales son:

$$\begin{aligned} 0.80 < a < 0.95 \\ 0.25 < b < 0.45 \\ 0.25 < c < 0.50 \end{aligned}$$

Los valores de las funciones de quemado se obtienen de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} f_1(t) &= 1 - (1 - t^{k_1})^{k_2} \\ f_2(t) &= 1 - \exp(-K_3 t^{k_4}) \end{aligned}$$

Con:

$$\begin{aligned} K_1 &= 2.0 + 1.25 \times 10^{-8} (ID \times N)^{2.4} \\ K_2 &= 5000 \\ K_3 &= \frac{14.2}{\phi^{0.644}} \\ K_4 &= 0.79 K_3^{0.25} \end{aligned}$$

donde N es el número de revoluciones por minuto del cigüeñal, t es el tiempo transcurrido desde la ignición, adimensionalizado con el tiempo total de la combustión (Δt_{comb}), por lo que t se puede calcular de la siguiente relación: ($\Delta t / \Delta t_{comb}$).

El tiempo total de la combustión (Δt_{comb}) puede ser considerado generalmente de 125° del ángulo de giro del cigüeñal, ya que el punto real en el cual termina la combustión tiene poco significado porque la velocidad de quemado disminuye exponencialmente hasta casi cero mucho antes de que la combustión se detenga realmente [Watson, 1982, p.534].

El tiempo de retraso de la combustión ID, indica el tiempo que transcurre desde que se inicia la inyección hasta que se produce la combustión. Se puede calcular a partir de la ecuación de Hardenberg y Hase [Hardenberg y Hase, 1979]:

$$ID = (0.36 + 0.22v_p) \exp \left[E_a \left(\frac{1}{RT_a} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{P - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad [\text{grados de cigüeñal}]$$

$$E_a = \frac{618840}{CN + 25}$$

donde: v_p es la velocidad media del pistón, CN es el numero de cetanos del combustible, E_a es la energía de activación del combustible y R es la constante de los gases.

2.9 TRANSFERENCIA DE CALOR

La predicción de la pérdida de energía debida a la transferencia de calor de la cámara de combustión es también un área donde el conocimiento es escaso; afortunadamente el efecto de la transferencia de calor, aunque importante, no es tan dominante como el de la combustión y por lo tanto los errores en su modelado no son tan serios.

El calor se transfiere por convección y por radiación, desde la llama y partículas de carbón luminoso del gas hacia la pared del cilindro y éste a su vez a la atmósfera mediante el sistema de refrigeración.

Actualmente la predicción de la transferencia de calor se hace mediante correlaciones derivadas de mediciones experimentales. Investigadores, tales como: Woschni [G.Woschni, 1967] y Annand y Ma [Annand y Ma, 1971] entre otros, han propuesto sus propias correlaciones, siendo casi todas ellas una correlación entre los números de Nusselt y de Reynolds. Woschni [G.Woschni, 1967] encontró que el coeficiente convectivo h, podría calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$h = 129.8B^{-0.2}P^{0.8}\bar{u}^{-0.8}T^{-0.55} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.20)$$

donde P (bar) es la presión instantánea en el cilindro y T (k) es la temperatura instantánea del gas, B (m) es el diámetro del cilindro, \bar{u} es una velocidad característica del fluido, la cual se calcula a partir de:

$$\bar{u} = c_1v_p + c_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \quad (2.21)$$

donde V_d es el volumen desplazado del cilindro, V_r , T_r y P_r se evalúan en cualquier condición de referencia, tal como el cierre de las válvulas antes de la combustión, C_1 y C_2 son constantes de proporcionalidad y P_m es la presión en el cilindro sin combustión, P es la presión de estancamiento o en cada grado de giro del cigüeñal. Watson y Janota [Watson,

1982, p.539] recomiendan evaluar la presión del cilindro sin combustión suponiendo un proceso politrópico:

$$P_m = P_r \left(\frac{V_r}{V} \right)^k$$

con k como el índice politrópico, V es el volumen en cada grado de giro del cigüeñal.

Los valores sugeridos por Woschni [G.Woschni, 1967] para las constantes de proporcionalidad mencionadas en el párrafo anterior C1 y C2 son:

Para renovación de la carga: $C_1=6.18$ $C_2=0$

Para compresión: $C_1=2.28$ $C_2=0$

Para combustión y expansión: $C_1=2.28$ $C_2=3.24 \times 10^{-3}$

Una vez conocido el valor del coeficiente convectivo se calcula la rapidez de transferencia de calor a partir de:

$$\dot{Q} = hA (T - T_w) \quad [\text{W}] \quad (2.22)$$

donde A es el área de transferencia de calor y T_w la temperatura de la pared del cilindro, T es la temperatura calculada en ese instante o en cada grado de cigüeñal.

2.10 FLUJO A TRAVÉS DE VÁLVULAS

Para resolver la ecuación de la energía cuando la o las válvulas están abiertas es necesario conocer la masa instantánea en el cilindro y los flujos a través de ellas, por lo que para calcular la energía interna específica a partir de las relaciones apropiadas del gas, se deben conocer la presión, temperatura, flujo másico y relación de equivalencia en ambos lados de la válvula o válvulas. El flujo másico instantáneo será función de la relación de presiones existente en ambos lados de la válvula y del área transversal de su garganta, la cual varía en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Un modelo simple unidimensional para calcular el flujo a través de una válvula utiliza la analogía de una tobera convergente, suponiendo flujo permanente e isentrópico, teniendo en cuenta también que se desprecian los efectos de la temperatura en los materiales de las válvulas.

El flujo másico se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{m} = A_m P_1 \left(\frac{k}{RT_1} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (2.23)$$

donde A_m es el área mínima de flujo de la válvula, P_1 y P_2 las presiones de los lados de la válvula, R la constante de los gases y k el índice adiabático.

Para flujo real, los efectos secundarios de flujo (separación de capa límite, fricción, etc.) resultan en un flujo másico menor al calculado de la ecuación anterior debido a un efecto de vena contracta, sin embargo adoptando un coeficiente de descarga se tienen resultados precisos, por lo que la ecuación 2.23 queda de la forma siguiente:

$$\dot{m} = c_d A_m P_1 \left(\frac{k}{RT_1} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (2.24)$$

y cuando tenemos flujo sónico la ecuación es la siguiente:

$$\dot{m} = c_d A_m P_1 \left(\frac{k}{RT_o} \right)^{\frac{1}{2}} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (2.25)$$

el coeficiente de descarga adoptado para estos casos varía entre 0.7 y 0.6, que son los valores mas comunes obtenidos en corridas experimentales en diferentes formas y tamaños de válvulas [Word, W.A y Khan, 1966, p. 32] [Heywood, 1988, p.227 y 229].

Para calcular el área mínima de flujo A_m se deben conocer el levantamiento de la válvula L_v , el diámetro de la cabeza de la válvula D_v , el ancho del sello de la válvula w , el diámetro del vástago D_s , el ángulo del sello de válvula β .

Conociendo lo anterior podemos mencionar tres estados para calcular el área mínima A_m , los cuales están determinados por la relación del levantamiento de la válvula y el diámetro del sello interno de la misma, como se muestra en la Figura 2.3 [Heywood, 1988, p.223].

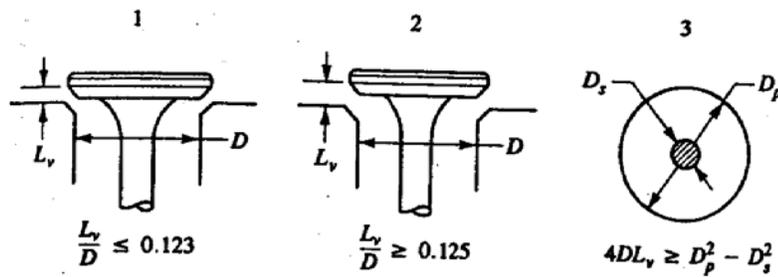


Figura 2.3 Estados de levantamiento de válvula para el calculo del área mínima [Heywood, 1988, p.223].

Para el primer estado tenemos el siguiente criterio

$$\frac{w}{\text{seno}\beta \text{ coseno}\beta} > L_v > 0$$

Si el levantamiento entra en este criterio entonces el área mínima se calcula de la siguiente manera:

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \text{seno}2\beta \right)$$

Para el segundo estado el criterio es:

$$\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \text{gente}\beta \geq L_v > \frac{w}{\text{seno}\beta \text{ coseno}\beta}$$

Si el levantamiento entra en este criterio el área mínima se calculara de la siguiente manera:

$$A_m = \pi D_m \left[(L_v - w \tan \text{gente}\beta)^2 + w^2 \right]^{1/2}$$

donde D_m es el diámetro promedio del sello ($D_v - w$). Finalmente para el tercer estado el levantamiento será:

$$L_v > \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right)^2 - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \text{gente}\beta$$

y el área mínima se calculara de la siguiente manera:

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2)$$

2.11 APLICACIÓN DE LAS ECUACIONES DE CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA AL CILINDRO Y CONDUCTOS

En ésta sección se aplicarán las ecuaciones generales de conservación de la energía (vistas en la sección 4.1) al cilindro y conductos, con las simplificaciones correspondientes para cada caso.

Rescribiendo la ecuación de la energía (ecuación 2.13) para un volumen de control (i) con base en el ángulo de giro del cigüeñal, nos queda:

$$\frac{dT(i)}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf(i)}}{d\theta} + \left(\frac{H_{o(i)}}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{H_{o(i)}}{d\theta} \right)_{out} + \frac{dm_f}{d\theta} h_{for} - u(i) \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m(i)} - \frac{RT(i)}{V(i)} \frac{dV(i)}{d\theta} - \frac{\partial u(i)}{\partial \phi(i)} \frac{d\phi(i)}{d\theta} \right] \bigg/ \frac{\partial u(i)}{\partial T(i)} \quad (2.26)$$

donde h_{for} es la entalpía de formación del combustible, $dm_f/d\theta$ su rapidez de inyección, los subíndices “in” y “out” significan entrada y salida respectivamente.

Adicionalmente, la ecuación de conservación de la masa con base en el ángulo de giro del cigüeñal lleva a la siguiente expresión para la rapidez de cambio de la masa m en el volumen de control:

$$\frac{dm(i)}{d\theta} = \left(\frac{dm(i)}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dm(i)}{d\theta} \right)_{out} + \left(\frac{dm_f}{d\theta} \right) \quad (2.27)$$

Si en la masa total de la carga sólo se toma en cuenta como masa de combustible la fracción de masa quemada, que es la que finalmente contribuye al cambio de las propiedades termodinámicas, es posible escribir una segunda ecuación de conservación de especies que, junto con la ecuación total de conservación de la masa, reemplaza la necesidad de una ecuación de conservación adicional para el aire quedando de la siguiente forma:

$$m(i) = m_a(i) + m_{fb}(i)$$

Por otra parte el término $\partial \phi(i)/d\theta$ se evalúa de:

$$\phi(i) = \frac{f(i)}{f_{sto}} = \frac{m_{fb}(i)}{m_a(i)f_{sto}} = \frac{m_{fb}(i)}{[m(i) - m_{fb}(i)]f_{sto}} \quad (2.28)$$

donde f es la proporción combustible/ aire, ahora:

$$m_a(i) = \frac{m(i)m_{fb}(i)}{m_a(i) + m_{fb}(i)} = \frac{m(i)}{\left[1 + \left(\frac{m_{fb}(i)}{m_a(i)}\right)\right]f_{sto}} = \frac{m(i)}{1 + \phi(i)f_{sto}} \quad (2.29)$$

Reescribiendo $1 + \phi(i)f_{sto} = \phi1(i)$

$$m_a(i) = \frac{m(i)}{\phi1(i)}$$

También:

$$m_{fb}(i) = \frac{m(i)m_{fb}(i)}{m_a(i) + m_{fb}(i)} = \frac{m(i)m_{fb}(i)}{m_a(i)\left[1 + \left(\frac{m_{fb}(i)}{m_a(i)}\right)\right]} = \frac{m(i)\phi(i)f_{sto}}{1 + \phi(i)f_{sto}} \quad (2.30)$$

Al diferenciar y ordenar la ecuación 2.28 y sustituir en esta la ecuación 2.29 y 2.30 obtenemos:

$$\frac{d\phi(i)}{d\theta} = \frac{\phi1(i)}{m(i)} \left(\frac{\phi1(i)}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}(i)}{d\theta} - \phi(i) \frac{dm(i)}{d\phi} \right) \quad (2.31)$$

Las ecuaciones 2.26, 2.27 y 2.31 se aplican a cada volumen de control (cilindro y conductos) y su solución permite encontrar nuevos valores para $T(i)$, $m(i)$, $\phi(i)$ y con la ecuación de gas ideal se calcula $p(i)$, con lo cual se completa la solución al final de cada paso o grado de giro del cigüeñal ya que el programa de modelado resuelve de grado en grado. En todos los casos es necesario que se conozcan las condiciones al inicio de cada paso, por lo que al inicio se deben de dar las condiciones que el programador crea convenientes.

Ahora veremos la aplicación de las ecuaciones anteriores al cilindro y conductos con sus respectivas simplificaciones, en los diferentes procesos del ciclo de trabajo del motor y así poder hallar la solución para $dT/d\theta$ en cada proceso.

2.11.1 CILINDRO

2.11.1.1 Ciclo cerrado (desde cierre de la válvula de admisión IVC, hasta apertura de la válvula de escape EVO) en este caso tendremos:

(b) Sin combustión:

$$\frac{d\phi}{d\theta} = 0; \frac{dm}{d\theta} = 0; \frac{dH_0}{d\theta_{in_or_out}} = 0; \frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

(b) con combustión:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{fb}}{d\theta}; \frac{dH_0}{d\theta_{in_or_out}} = 0$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\phi 1}{m} \left(\frac{\phi 1}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}}{d\theta} - \phi \frac{dm}{d\theta} \right) = \frac{\phi 1}{m_{fb}} \frac{dm_f}{d\theta}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} h_{for} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

Note que las relaciones de las propiedades del gas y el término de entalpía de formación, toman en cuenta la energía liberada por la combustión de la masa del combustible dm_f .

2.11.1.2 Periodo de escape (desde apertura de la válvula de escape EVO hasta IVO apertura de la válvula de admisión).

Durante éste periodo se supone que la combustión no ha terminado y el gas, con una relación de equivalencia constante, fluye hacia el conducto de escape. Sin embargo, instantáneamente puede presentarse reflujó desde el conducto de escape hacia el cilindro veamos estos puntos:

(b) Flujo Normal. ($P_c > P_e$):

$$\frac{d\phi}{d\theta} = 0; \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} = 0; \frac{dH_0}{d\theta_{in_or_out}} = 0; \frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

donde $(dm/d\theta)_{out}$, se evalúa del modelo de flujo a través de válvulas, ecuaciones 2.24 y 2.25. En la válvula de escape la relación de presiones se encuentra a partir de los valores de

presión en los dos lados de la válvula (la del cilindro y el conducto de escape) al inicio del paso.

El flujo de entalpía de salida es $(dH_0/d\theta)_{out}$ y se evalúa de:

$$\left(\frac{dH_0}{d\theta}\right)_{out} = h_0 \left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{out}$$

donde $h_0 = u + pV = u + RT$, “u” se calcula de la ecuación de propiedades del gas ecuación 2.16.

(b) Reflujo desde el múltiple al cilindro ($P_e > P_c$):

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{in}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] \bigg/ \frac{\partial u}{\partial T}$$

donde $(dH_0/d\theta)_{in}$ se calcula utilizando la relación de equivalencia y temperatura del conducto de escape.

2.11.1.3 Traslape (desde apertura de la válvula de admisión IVO hasta EVC cierre de la válvula de escape).

Durante éste periodo ambas válvulas están abiertas y el aire fluye del conducto de admisión hacia el cilindro por lo que una mezcla de aire y productos de combustión fluirán hacia el conducto de escape, también se deberá considerar el caso de reflujo en ésta etapa, veamos los casos que se presentan.

(b) Flujo normal ($P_a > P_c > P_e$):

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{in} - \left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{out}; \frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\phi 1}{m} \left(\frac{\phi 1}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}}{d\theta} - \phi \frac{dm}{d\theta} \right)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

Las entalpías de estancamiento se calculan a partir de las temperaturas y las relaciones de equivalencia al inicio y al final de cada paso para el conducto de admisión (h_{0in}) y para el cilindro (h_{0out}). El flujo másico del combustible quemado se obtiene a partir del flujo másico total y de la relación de equivalencia del gas, es decir:

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = \frac{\phi_{in} f_{sto}}{\phi_{1in}} \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \frac{\phi_{out} f_{sto}}{\phi_{1out}} \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

(b) Reflujo hacia el cilindro ($P_c > P_c < P_a$).

Durante éste periodo $(dm_f/d\theta) = 0$ y $(dm/d\theta) = 0$ $(dm/d\theta)_{in}$ es el flujo másico que entran al cilindro desde el conducto de admisión y escape con su particular relación de equivalencia.

(c) Reflujo hacia el conducto de admisión ($P_a > P_c < P_a$) durante éste periodo $(dm_f/d\theta) = 0$.

Los flujos másicos se calculan de el conducto de escape al cilindro y del cilindro hacia el conducto de admisión, con las relaciones de equivalencia correspondientes del escape y el cilindro respectivamente.

2.11.1.4 Periodo de admisión (desde cierre de la válvula de escape EVC hasta IVC cierre de la válvula de admisión) en este caso tendremos:

(b) Flujo normal. Durante éste periodo $dm_f/d\theta = 0$ y $(dm/d\theta)_{out} = 0$. Las ecuaciones se reducen a:

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in}$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\phi_{1in}}{m} \left(\frac{\phi_{1in}}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}}{d\theta} - \phi \frac{dm}{d\theta} \right)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

donde $dm_f/d\theta$ se tiene que calcular de la relación de equivalencia en el conducto de admisión. Comúnmente es cero, pero también puede tener un valor positivo debido a reflujo previo del cilindro hacia el conducto de admisión.

(b) Reflujo. Durante éste régimen de flujo la relación de equivalencia no cambiará en el cilindro, por lo tanto $d\phi/d\theta = 0$; $dm_f/d\theta = 0$ y $(dm/d\theta)_{in} = 0$. Las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{RT}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

2.11.2 CONDUCTO DE ADMISIÓN

Probablemente en este volumen de control se presenten dos diferentes regímenes de flujo: flujo normal que será del conducto hacia el cilindro y reflujo del cilindro hacia el conducto.

Veamos estos casos:

(b) Flujo normal ($P_a > P_c$). En caso de que no haya un reflujo previo se tiene:

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0; \frac{d\phi}{d\theta} = 0; \frac{dV}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dQ_{sf}}{d\theta} \approx 0$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left[\left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right] \frac{1}{m} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

El flujo másico de salida se calcula de las ecuaciones de flujo en las válvulas de admisión.

(b) Reflujo. ($P_c > P_m$) Si se presenta reflujo desde el cilindro, entonces se ve afectada la relación de equivalencia en el múltiple de admisión, durante éste periodo de reflujo se tiene:

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = 0; \frac{dV}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dQ_{sf}}{d\theta} \approx 0$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

2.11.3 CONDUCTO DE ESCAPE

En el conducto de escape también se pueden identificar dos regímenes de flujo: el flujo normal desde el cilindro hacia el conducto de escape y reflujo hacia el cilindro. La relación de equivalencia no será constante cuando entre gas desde el cilindro en su periodo de traslape, veamos estos dos casos:

(b) Para flujo normal ($P_c > P_e$) se tiene:

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}; \frac{dV}{d\theta} = 0$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\phi 1}{m} \left(\frac{\phi 1}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}}{d\theta} - \phi \frac{dm}{d\phi} \right)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

El cambio de masa del combustible quemado se calcula de la relación de equivalencia del flujo másico que entran al conducto desde el cilindro, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = \left(\frac{\phi_{in} f_{sto}}{\phi 1_{in}} \right)_{in} \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{\phi_{out} f_{sto}}{\phi 1_{out}} \right) \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

(b) Para reflujo ($P_e > P_c$) se tiene:

$$\frac{dm}{d\theta} = \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}; \frac{dV}{d\theta} = 0$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{\phi 1}{m} \left(\frac{\phi 1}{f_{sto}} \frac{dm_{fb}}{d\theta} - \phi \frac{dm}{d\phi} \right)$$

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = \left(\frac{\phi_{in} f_{sto}}{\phi 1_{in}} \right)_{in} \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{\phi_{out} f_{sto}}{\phi 1_{out}} \right) \left(\frac{dm}{d\theta} \right)_{out}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[\left(\frac{dQ_{sf}}{d\theta} + \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{in} - \left(\frac{dH_0}{d\theta} \right)_{out} - u \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}$$

Con las formulas aplicadas a el cilindro y conductos junto con sus respectivos procesos, se realizo el programa de modelado a un motor a diesel, el cual podemos ver en el apéndice A3; en el siguiente capitulo veremos sus cualidades y resultados.

CAPITULO 3

RESULTADOS

3.1 TABLAS Y GRÁFICAS GENERADAS POR EL PROGRAMA DE MODELADO

Después de haber desarrollado el programa con el software Engineering Equation Solver (EES), en este capítulo se explicaran los resultados que genera, teniendo en cuenta que éstos deben estar validados con datos experimentales de un motor en particular.

El diagrama de módulos que se muestra en la Figura 3.1 representa la organización general del programa, que consta de un modulo principal (Diesel), que es el que manda llamar a los módulos primarios, que son procedimientos, y estos a su vez mandan llamar a los módulos secundarios, también procedimientos.

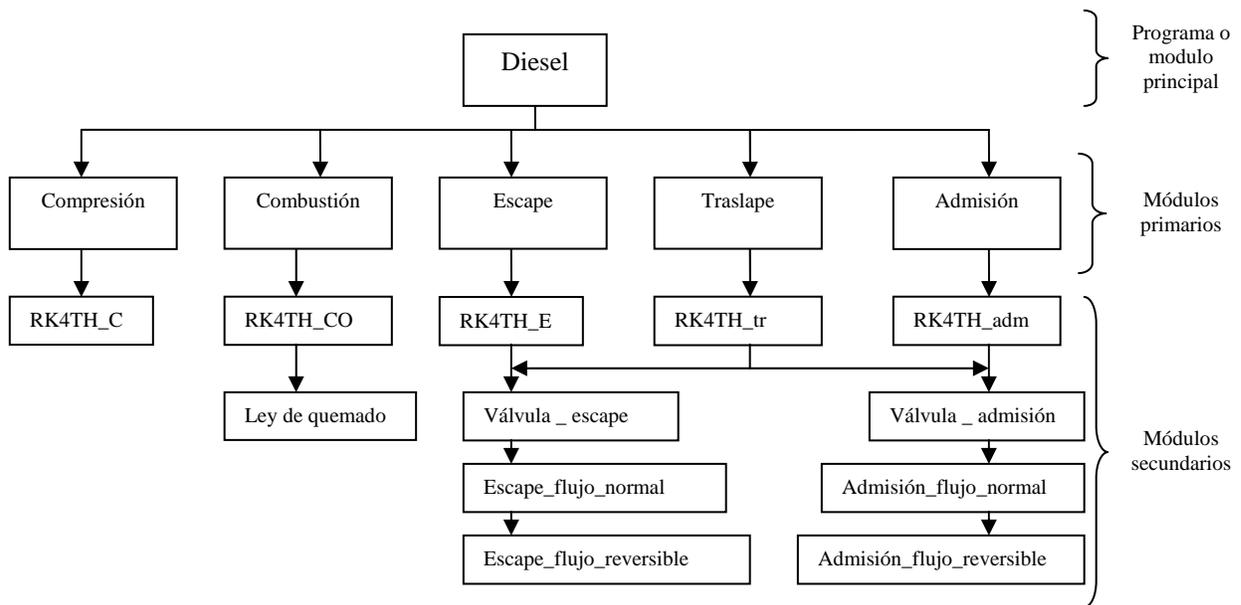


Figura 3.1 Organización general del programa

La estructura del programa puede ser consultada más ampliamente en el Apéndice A3.

El programa al ser ejecutado o corrido genera la Tabla 3.2 que se muestra abajo, esta tabla contiene 721 renglones (los Run), que representan los 720 grados de giro del cigüeñal más uno, del ciclo de trabajo del motor. En las columnas están las variables que son en su mayoría termodinámicas y sus correspondientes valores para cada grado.

Tabla 3.2 Resultados generados por el programa

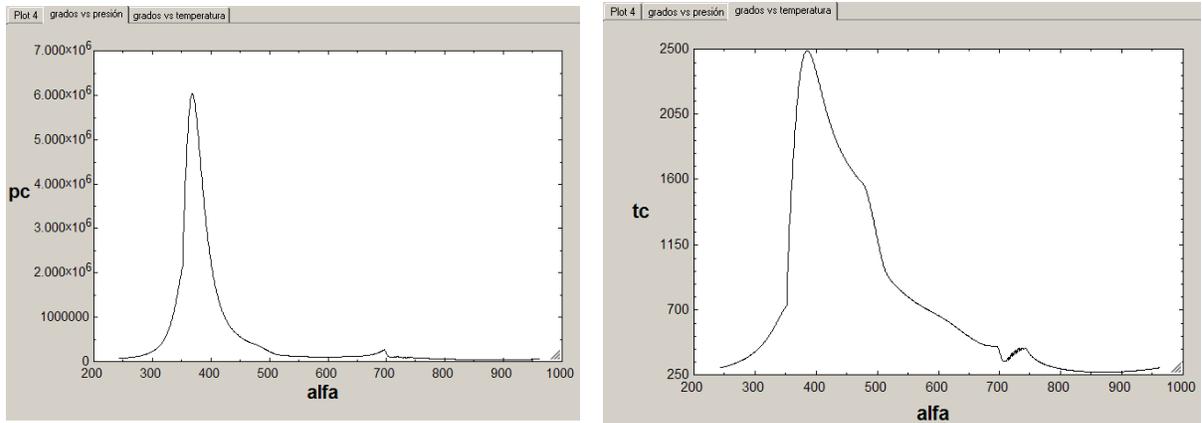
Run	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	alfa	proceso\$	pc	tc	vc	Qacum _A	wn _A	masa _{cil}	h _{conv}	Qsf
Run 1	243	compresion	70000	298	0.0005704	0	0	0.0004669	0	0
Run 2	244	compresion	71372	298.9	0.0005612	104.8	-0.6499	0.0004669	52.85	0.009733
Run 3	245	compresion	72207	299.9	0.0005566	208.7	-0.9867	0.0004669	53.59	0.00964
Run 4	246	compresion	73071	300.9	0.0005518	310.7	-1.332	0.0004669	53.99	0.009479
Run 5	247	compresion	73964	301.9	0.000547	411	-1.686	0.0004669	54.41	0.009312
Run 6	248	compresion	74886	303	0.0005421	509.5	-2.049	0.0004669	54.84	0.009141
Run 7	249	compresion	75840	304	0.0005372	606	-2.42	0.0004669	55.28	0.008965
Run 8	250	compresion	76827	305.1	0.0005322	700.7	-2.801	0.0004669	55.73	0.008785
Run 9	251	compresion	77847	306.3	0.0005271	793.3	-3.192	0.0004669	56.2	0.008599
Run 10	252	compresion	78902	307.4	0.000522	883.8	-3.592	0.0004669	56.68	0.008407
Run 11	253	compresion	79993	308.6	0.0005169	972.2	-4.002	0.0004669	57.18	0.00821
Run 12	254	compresion	81122	309.8	0.0005117	1058	-4.422	0.0004669	57.69	0.008008
Run 13	255	compresion	82290	311	0.0005064	1142	-4.852	0.0004669	58.22	0.007799

Las primeras ocho columnas son las más importantes, por lo que explicaremos cada una de ellas:

- alfa: grados de giro del cigüeñal dentro del ciclo de trabajo.
- proceso\$: proceso dentro del ciclo de trabajo.
- pc: presión en el cilindro en pascales.
- tc: temperatura en el cilindro en grados Kelvin.
- vc: volumen del cilindro en metros cúbicos.
- Qacum_A: calor acumulado en el cilindro en watts.
- wn_A: trabajo producido o requerido por el pistón en joules.
- masa_{cil}: masa total dentro del cilindro en kilogramos.

Las columnas de h_{conv} y Qsf son el coeficiente convectivo y la transferencia de calor del gas hacia las paredes del cilindro respectivamente. Las demás columnas son de uso exclusivo del programa o no son tan relevantes. También el programa calcula la potencia y la eficiencia volumétrica por ciclo.

El EES con sus herramientas puede graficar las columnas que le indiquemos por lo que con los datos de la tabla podemos realizar dos gráficas importantes: grados de giro del cigüeñal contra la presión y grados de giro del cigüeñal contra la temperatura respectivamente (ver Figura 3.3). A estas gráficas corresponden las columnas de alfa, pc y tc.



Figuras 3.3 Gráficas de resultados generadas por el EES

Con estas gráficas podemos ver los cambios de presión y temperatura en cada grado de evolución del cigüeñal, así como analizar los efectos producidos por un cambio en el diagrama de distribución de las válvulas, como pueden ser caídas de presión indeseables en el ciclo de trabajo y con ello proponer un diagrama adecuado. También se pueden encontrar los valores máximos de presión y temperatura, que pueden servir para verificar si el motor está trabajando con valores aceptables o críticos, y con ello evitar un sobrecalentamiento si se presenta el caso.

3.2 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

Para la validación y prueba del programa se hará una corrida con un motor a diesel Deutz 210 [fulano, 1990] ya que se tiene una gráfica experimental de éste. Los datos de entrada del programa son las características del motor, medidas en el sistema internacional (SI), que llevan el orden siguiente:

Cierre a la admisión en grados:	243°
Inicio de la combustión en grado:	353°
Apertura al escape en grados:	477°
Cierre al escape en grados:	743°
Duración de la combustión en grados:	140°
Apertura a la admisión en grados:	697°
Fin del ciclo (cierre a la admisión + 720°):	963°
Temperatura de pared (limite del volumen de control):	350.0 grados Kelvin
Diámetro del pistón:	0.095 m
Área de la cabeza del cilindro:	0.009 m ²
Relación de compresión:	17
Carrera:	0.095 m
Revoluciones por minuto:	1795.0
Numero de cetanos del combustible:	52.0
Presión inicial del cilindro:	0.7e5 pascales
Temperatura inicial del cilindro:	298.0 grados Kelvin

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

Radio del cigüeñal:	0.0457 m
Longitud de la biela:	0.16 m
Relación aire/combustible:	20.0
Diámetro del vástago de la válvula de escape:	6.56e-3 m
Ángulo del asiento de escape:	0.785398°
Diámetro de la cabeza de válvula de escape:	36.1e-3 m
Ancho del asiento:	2.3e-3 m
Diámetro del sello interno:	26.3e-3 m
Diámetro del conducto de escape.	0.035 m
Presión atmosférica:	1.013e5 pascales
Diámetro del vástago de la válvula de admisión:	7.25e-3 m
Ángulo del asiento de admisión:	0.785398°
Diámetro de la cabeza de la válvula de admisión:	39.9e-3 m
Ancho del asiento:	2.5e-3 m
Diámetro del sello interno:	29.0e-3 m
Diámetro del conducto de admisión:	0.035 m

Para la corrida se propusieron los siguientes valores para las constantes de la ley de quemado (ecuación 2.19): $a=0.926$, $b= 0.37$, $c= 0.26$, ya que con éstas los resultados del modelo en cierta medida se aproximan a los datos experimentales.

Se debe mencionar que los datos del combustible, como el número de cetanos, no se tenían por lo que fue propuesto en base a estándares en motores a diesel.

Al hacer la corrida se generó una tabla la cual podemos consultar en el Apéndice A4. Con los datos de ésta se realizaron las gráficas mostradas en la Figura 3.4, las cuales corresponden a los grados de giro del cigüeñal contra presión y temperatura del cilindro respectivamente.

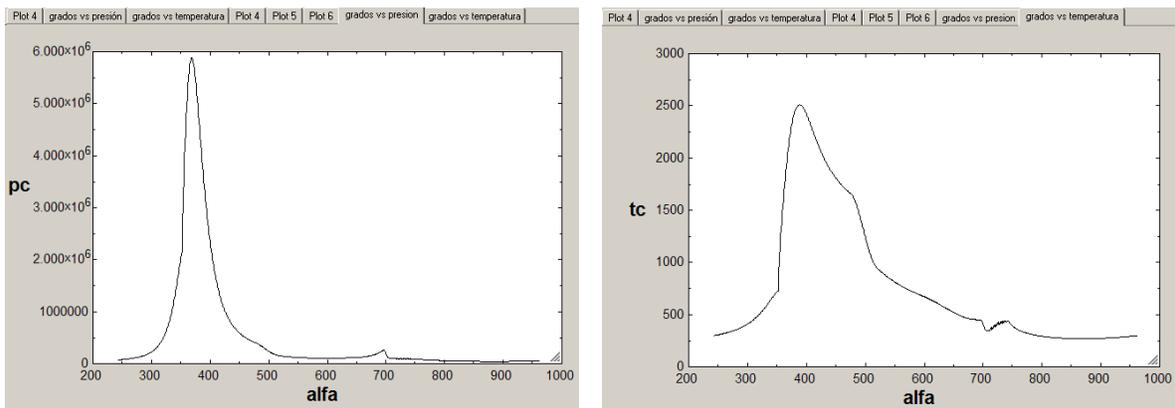


Figura 3.4 Gráficas generadas de presión y temperatura contra grados de giro del cigüeñal

Con la gráfica de presión de la Figura 3.4 podemos hacer una comparación cualitativa con la mostrada en la Figura 3.5 [H.Q.Liu, et al. 2001, p.122] la cual corresponde a datos de

presión experimentales y los simulados por dichos autores para el mismo motor. Se ve que la concordancia es aceptable. Para hacer una validación cuantitativa, en la Figura 3.6 se comparan los resultados de presión obtenidos en la presente tesis con los experimentales obtenidos por dichos autores, donde se pueden ver que los puntos calculados tienen una buena aproximación en la compresión (243°-353°) y admisión (697°-963°), pero en parte de la combustión (353°-477°) y el escape (477°-743°) se tienen diferencias, que se consideran aceptables.

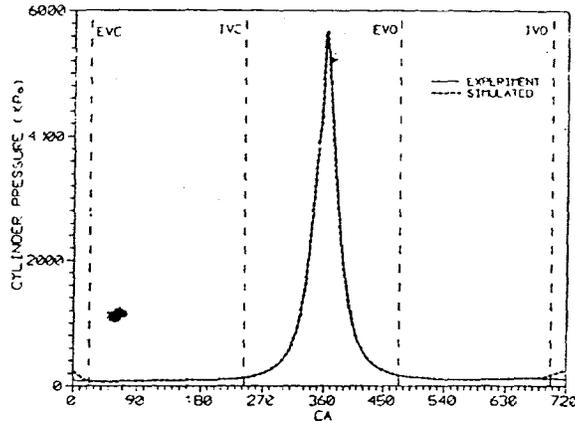


Figura 3.5 Datos experimentales de la presión contra grados de giro del cigüeñal del motor a diesel Deutz 210 [H.Q.Liu, 2001, p.122]

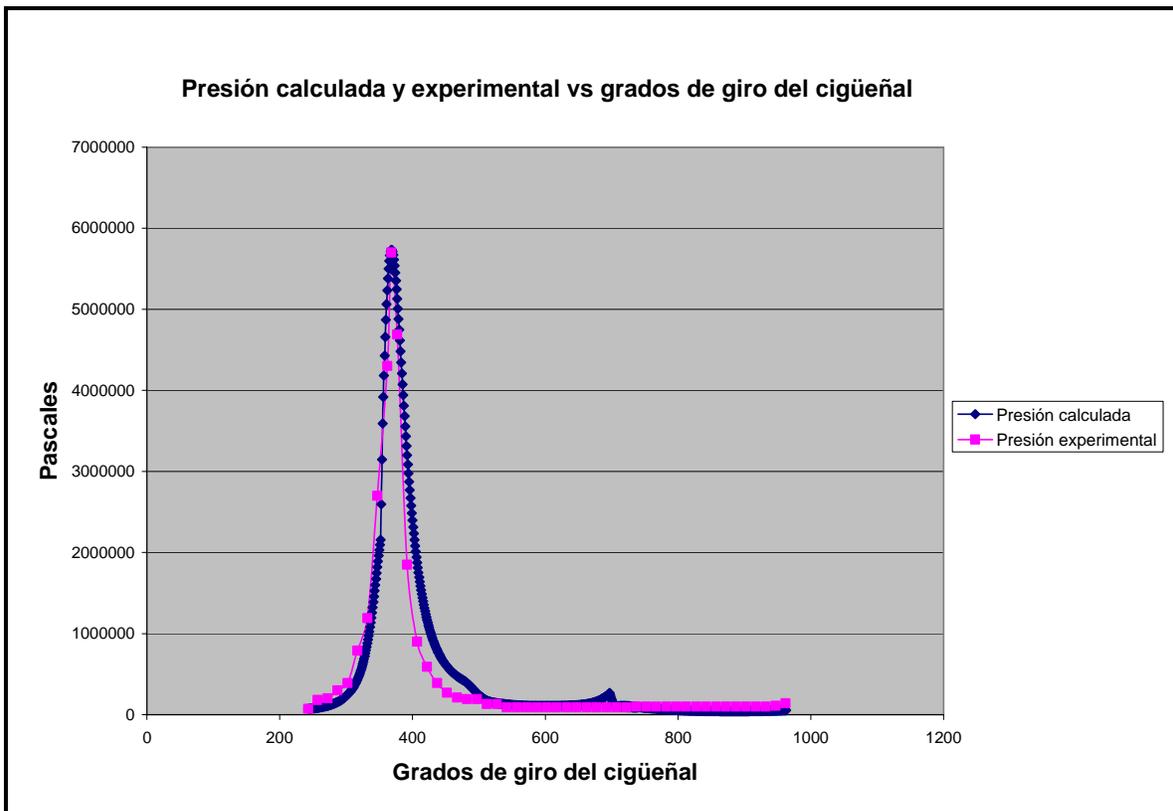


Figura 3.6 Gráfica de presión calculada y experimental contra grados de giro del cigüeñal

En las gráficas calculadas (Figura 3.4) se observan unas oscilaciones las cuales se pueden apreciar mejor en la Figura 3.7, donde a) corresponde a la presión y b) a la temperatura.

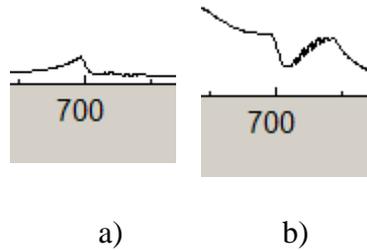


Figura 3.7 oscilaciones de las presiones a) y temperaturas b) de la corrida calculada para el motor a diesel Deutz 210 [H.Q.Liu, 2001, p.122]

Dichas oscilaciones se deben al traslape de válvulas ya que en esta parte del proceso interactúan ambas válvulas, con diferencias de presiones que cambian muy rápidamente en cada grado de evolución del cigüeñal, provocando reflujos en ellas.

Una alternativa para solucionar este problema sería reducir el paso de integración en el método numérico, para que éste avance en fracciones de grado y con ello reducir la oscilación, pero esta medida provocaría que el tiempo de cómputo sea más largo, por lo que para fines prácticos se considera aceptable el error.

3.3 ESTUDIO PARAMÉTRICO

En esta sección se variarán tres datos de entrada al programa: revoluciones por minuto, relación de compresión y duración de la combustión, con el fin de ver los efectos que dichas variaciones producen en la potencia y eficiencia volumétrica, y con ello poder dar un panorama del desempeño del motor. Se usa el mismo motor de la sección 3.2.

Las primeras corridas consistieron en variar las rpm obteniendo los siguientes resultados.

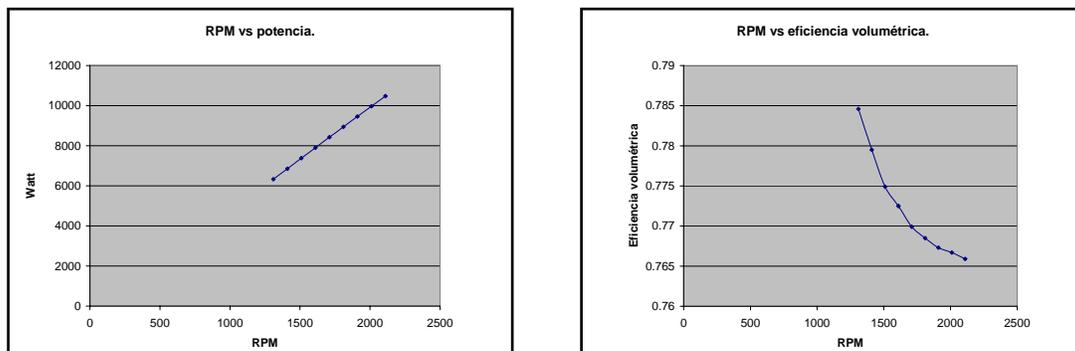


Figura 3.8 Resultados de potencia y eficiencia volumétrica contra rpm

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

En las gráficas podemos apreciar un aumento de la potencia al aumentar las rpm, pero esto conlleva a un decremento en la eficiencia volumétrica, que implica un mayor consumo de combustible, por lo que debemos de tener en cuenta ambos factores para un buen desempeño.

En las siguientes corridas se varió la relación de compresión obteniendo las siguientes gráficas:

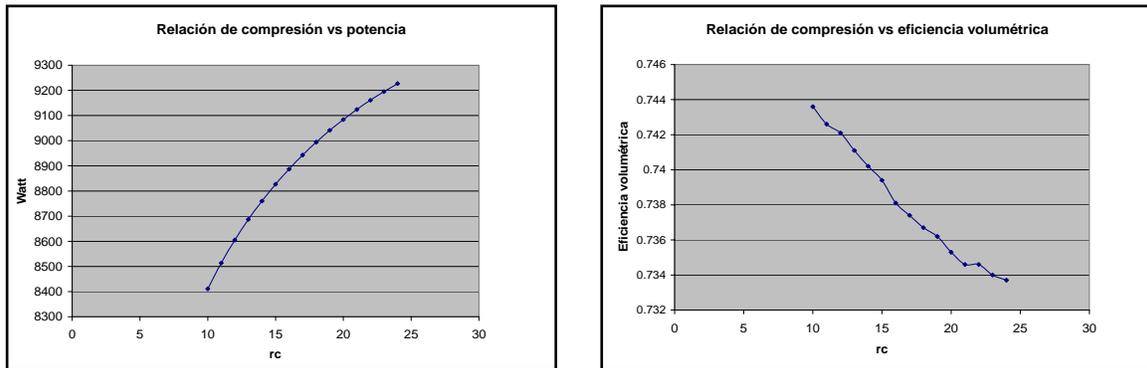


Figura 3.9 Resultados de potencia y eficiencia volumétrica contra la relación de compresión Como en las gráficas anteriores podemos apreciar un aumento de la potencia al aumentar la relación de compresión, pero de nuevo esto conlleva un decremento en la eficiencia volumétrica.

Por último se varió la duración de la combustión (grados de giro del cigüeñal que dura ésta) en la ley de quemado obteniéndose los siguientes resultados:

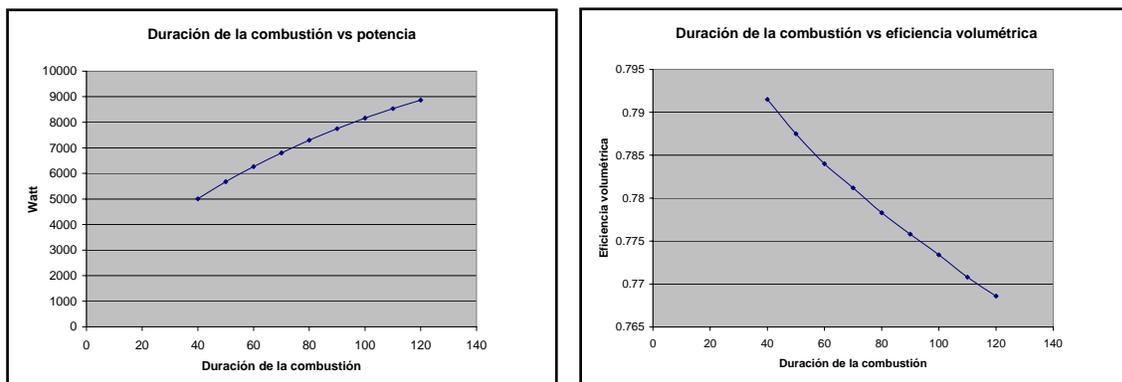


Figura 3.10 Resultados de potencia y eficiencia volumétrica contra la duración de la combustión

Al igual que las gráficas anteriores podemos apreciar un aumento de la potencia al aumentar la duración de la combustión pero esto conlleva un decremento en la eficiencia volumétrica. En estos estudios se debe de tener cuidado de no sobrepasar los 2500 grados Kelvin en el cilindro, ya que el programa puede calcularlo sin problema pero como se mencionó antes un motor no puede trabajar con tales temperaturas.

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

Una observación que debemos mencionar es que al variar los valores de las constantes a, b y c de la ley de quemado (ecuación 2.19) no tenemos grandes cambios en las gráficas de la Figura 3.4, por lo que con estos valores solo podemos hacer ajustes mínimos.

El ejemplo que veremos a continuación será un caso de aplicación directa, en el que se compara la potencia calculada por el programa y la reportada por el fabricante. Con esto se tendría un análisis más de aplicación del programa.

Se tiene un motor Perkins 402D-05 Tier 4 Diesel Engines [Perkins Engines Company] como el que se muestra en la Figura 3.11 de las siguientes características:

Potencia:	10.2 kW ó 13.7 bhp.
Revoluciones por minuto:	3600 rpm
Volumen desplazado:	0.51 litros
Numero y disposición de los cilindros:	2 cilindros en línea
Diámetro del pistón:	67 mm.
Carrera:	72 mm
aspiración natural.	
Cuatro tiempos a diesel de inyección directa.	
Relación de compresión:	23.5
Capacidad de aceite:	3 litros.
Peso:	59 Kg.
Dimensiones:	
Largo:	407 mm
Alto:	523 mm
Ancho:	371mm



Figura 3.11 Perkins 402D-05 Tier 4 Diesel Engines [Perkins Engines Company]

Datos de Estrada al programa:

cierre_adm=243	"cierre a la admisión en grados"
comb_ini=353	"inicio de la combustión en grados"
ap_escape=477	"apertura al escape en grados"

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

cierre_escape=743	"cierre al escape en grados"
durac_comb=75	"duración de la combustión en grados"
ap_adm=697	"apertura a la admisión en grados"
adm_close=963	" Fin del ciclo (cierre a la admisión + 720°):"
Tw=350.0 [K]	"temperatura de pared (limite del volumen de control)"
Dp=0.067 [m]	"diámetro del pistón"
Asc=pi*Dp**2/4 [m^2]	"área de la cabeza del cilindro"
rc=23.5	"relación de compresión"
s=0.072 [m]	"carrera"
rpm=3600.0	"revoluciones por minuto"
CN=52.0	"Numero de cetanos del combustible"
h_for=1.126e6 [J/kgc]	"por defecto es diesel" "poder calorífico del combustible"
p1=0.7e5 [pa]	"Presión inicial del cilindro"
T1=298.0 [K]	"Temperatura inicial del cilindro"
r_cig=0.03704 [m]	"radio del cigüeñal"
l_biela=0.16108 [m]	"longitud de la biela"
Rel_Ac=20.0	"relación aire/combustible"
Ds=7.61e-3 [m]	"diámetro del vástago de la válvula de escape"
B=0.785398 [deg]	"ángulo del asiento de escape"
Dv=24.12e-3 [m]	"diámetro de la cabeza de válvula de escape"
W=2.3e-3 [m]	"ancho del asiento"
D_i=21.55e-3 [m]	"diámetro del sello interno"
D_e=0.035[m]	"diámetro del conducto de escape"
P_atm=1.013e5 [pa]	"presión atmosférica"
Dsa=8.0e-3 [m]	"diámetro del vástago de la válvula de admisión"
B_a=0.785398 [deg]	"ángulo del asiento de admisión"
Dva=29.48e-3 [m]	"diámetro de la cabeza de la válvula de admisión"
W_a=2.5e-3 [m]	"ancho del asiento"
D_ia=26.62e-3 [m]	"diámetro del sello interno"
D_a=0.035 [m]	"diámetro del conducto de admisión"

En la Tabla 3.12 se muestra la potencia calculada y experimental, para distintos regímenes de giro del motor, así como el error calculado dividiendo la diferencia en las potencias entre la experimental. Se ve que este error tiene valores aceptables para fines prácticos, también se muestra la duración en grados de la combustión que se utilizó en cada régimen.

Tabla 3.12 Datos y resultados de potencia a distintas revoluciones del motor

Duración de la combustión	Revoluciones	Potencia calculada	Potencia experimental	error %
grados	RPM	kW	kW	
70	3600	10.0	10.2	1.8
72	3400	9.6	10	4.0
74	3200	9.1	9.7	5.7
76	3000	8.7	9.2	5.7
78	2800	8.2	8.7	6
80	2600	7.7	8	4.3
82	2400	7.1	7.4	3.8
84	2200	6.6	6.9	4.9
86	2000	5.9	6.1	1.8
88	1800	5.4	5.2	-3.6
90	1600	4.8	4.4	-8.4

En la Figura 3.13 se muestran los datos de la Tabla 3.12 en forma gráfica. Se puede observar una buena concordancia de la potencia modelada y la reportada por el fabricante; es necesario mencionar que no se tuvieron todos los datos de entrada al programa para este motor, por lo que se debieron de suponer algunos (como las medidas de las válvulas, la distribución de válvulas y el número de cetanos), dentro de los rangos razonables. De esta manera se puede concluir que el modelo funciona de manera satisfactoria y se encuentra listo o calibrado para ser utilizado en predicciones del desempeño de un motor bajo diversas condiciones de operación, o para ser integrado a otro modelo más completo, que tome en cuenta otros elementos o accesorios no considerados en la tesis (turbocargador, múltiples, etc.).

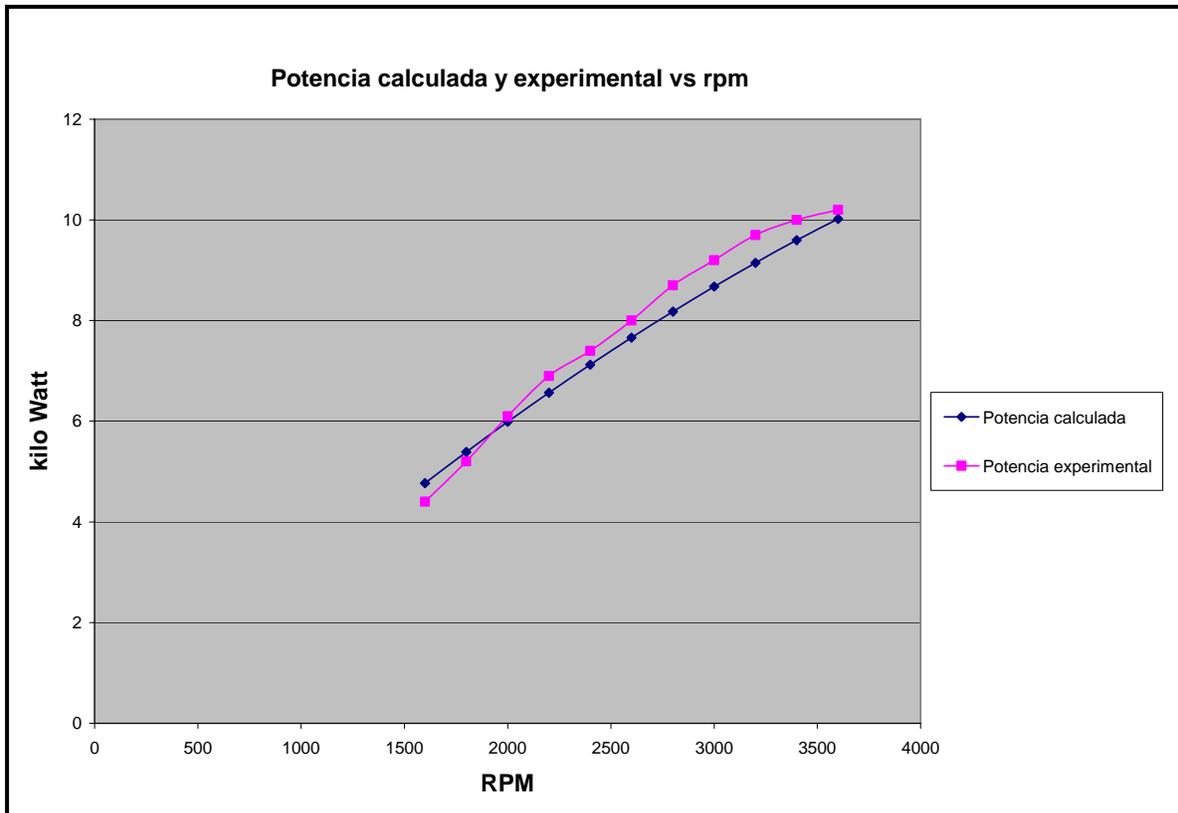


Figura 3.13 Gráfica de potencia calculada y experimental contra rpm.

CONCLUSIONES

El software desarrollado en la tesis, basado en un modelo de llenado-vaciado, resultó ser una herramienta computacional muy útil, ya que da un panorama del desempeño del motor de una manera rápida y con una exactitud aceptable.

Los resultados generados por el programa fueron las gráficas de presión y temperatura del conjunto cilindro-pistón a lo largo de su ciclo de trabajo, así como también la potencia y la eficiencia volumétrica. Con tales gráficas se pudieron valorar los procesos del ciclo de trabajo (admisión, compresión, combustión, escape y traslape), observando que el traslape es el más crítico. Las gráficas deben de ser comparadas con datos experimentales del mismo motor para la validación del programa. Las gráficas dan la posibilidad de encontrar los puntos máximos de presión y temperatura y verificar que estos estén dentro de los rangos aceptables de operación.

Otra cualidad del programa fue su aplicación para hacer un estudio paramétrico donde se realizaron variaciones de tres importantes parámetros de operación (revoluciones por minuto, relación de compresión y duración de la combustión), con el fin de observar la repercusión que tienen en la potencia y eficiencia volumétrica. Aunque no se haya llevado a cabo, se debe mencionar que el programa no solo puede hacer estudios paramétricos con las variables mencionadas, sino también con otras del conjunto de datos de entrada, debiendo tener cuidado con los datos geométricos ya que resultan ser los más críticos, por los efectos de compresibilidad del fluido.

Un punto que se debe mencionar es que con el estudio paramétrico se tiene la posibilidad de proponer un nuevo diseño de motor, con el que se mejoren sus prestaciones (eficiencia, potencia).

Otra cualidad que se debe mencionar es que el programa puede ser ampliado, ya que fue desarrollado en programación modular, por lo que se pueden agregar nuevos módulos para otros accesorios del motor como los múltiples de admisión y escape, turbocargador, filtros, por citar algunos.

El programa también puede ser utilizado en los cursos de motores de combustión interna, permitiendo a los alumnos hacer estudios paramétricos de una manera rápida, sencilla y didáctica, para estudiar diversas alternativas de cambios en el diseño o parámetros de operación de un motor.

APÉNDICE A1

SOFTWARE UTILIZADO EN LA PROGRAMACIÓN DEL MODELADO (ENGINEERING EQUATION SOLVER)

En este apéndice se da una introducción al software EES (Engineering Equation Solver) el cual fue el utilizado para el desarrollo del programa de cómputo empleado en el modelo de llenado-vaciado. Se presenta una explicación breve de las cualidades de dicho software, así como los alcances que tiene para la resolución de problemas de ingeniería.

El programa fue desarrollado por la universidad de Wisconsin, y es uno más entre los cientos de medios interactivos que pueden ser utilizados para resolver ejercicios prácticos de cualquier área; sin embargo, éste presenta una ventaja adicional cuando se aplica al estudio de maquinas y motores térmicos. Este software tiene incorporadas las principales propiedades físicas de los fluidos utilizados en la ingeniería térmica (gases reales, aire húmedo, refrigerantes, agua,...).

El beneficio que aporta la utilización de este programa a la docencia de cualquier asignatura del área de ingeniería térmica es básicamente permitir al alumno obtener conclusiones derivadas de la modificación de algunos parámetros de problemas, sin tener que recurrir a resolverlos a mano, lo que implicaría invertir muchas horas de tiempo. Así pues son muchas las variantes del problema que se pueden analizar y por tanto múltiples las conclusiones que los alumnos pueden con la ayuda del EES.

También es una ventaja para el alumno el hecho de que para poder manejar este programa tiene que conocer el desarrollo del problema, sin el cual no seria capaz de introducir las ecuaciones que el programa necesita para su resolución, es decir, no funciona como “caja negra”.

A1.1 POSIBILIDADES QUE OFRECE EL PROGRAMA PARA LA RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA

Para empezar se va a comentar como es la interfaz entre el usuario y el programa. Cuando se ejecuta el EES la pantalla que se despliega es la siguiente:

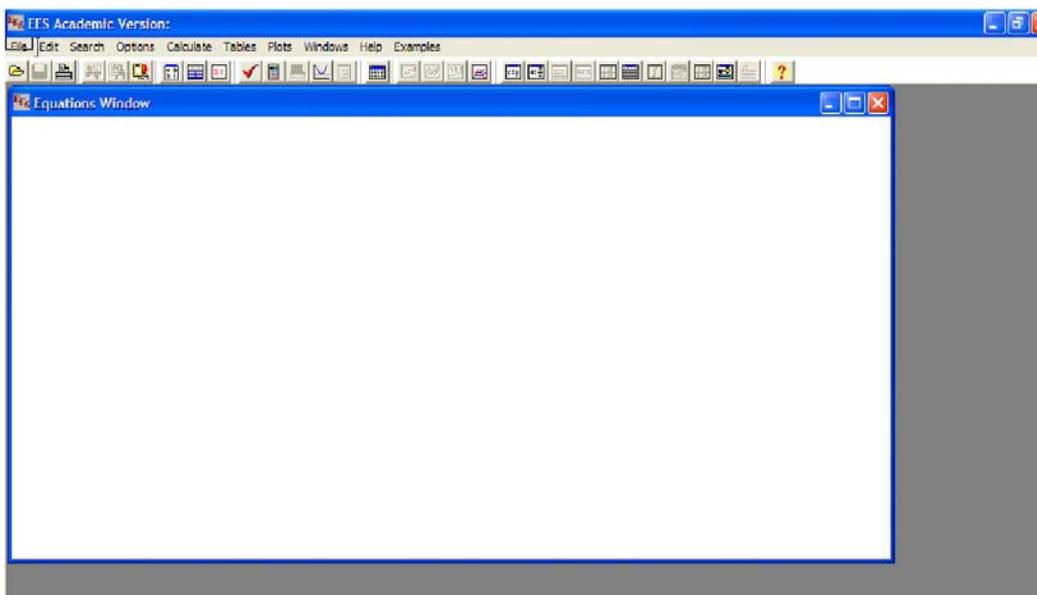


Figura A.1.1 Ventana de ecuaciones del EES

Como se puede observar aparece una ventana en la que pone “Equations window”. Esta es la ventana donde se introducen las ecuaciones necesarias para la resolución del problema en cuestión. A la hora de escribir las ecuaciones nos encontraremos con que en ellas intervendrán funciones características de la termodinámica, como puede ser la entalpía, entropía, etc. Si se quiere saber como se deben introducir dichas funciones basta con consultar el apartado “Funtions info”. Este se encuentra dentro del menú opciones o bien entrando directamente desde la barra de herramientas:

Esta opción por tanto permite saber que variables son necesarias introducir para definir una determinada función termodinámica.

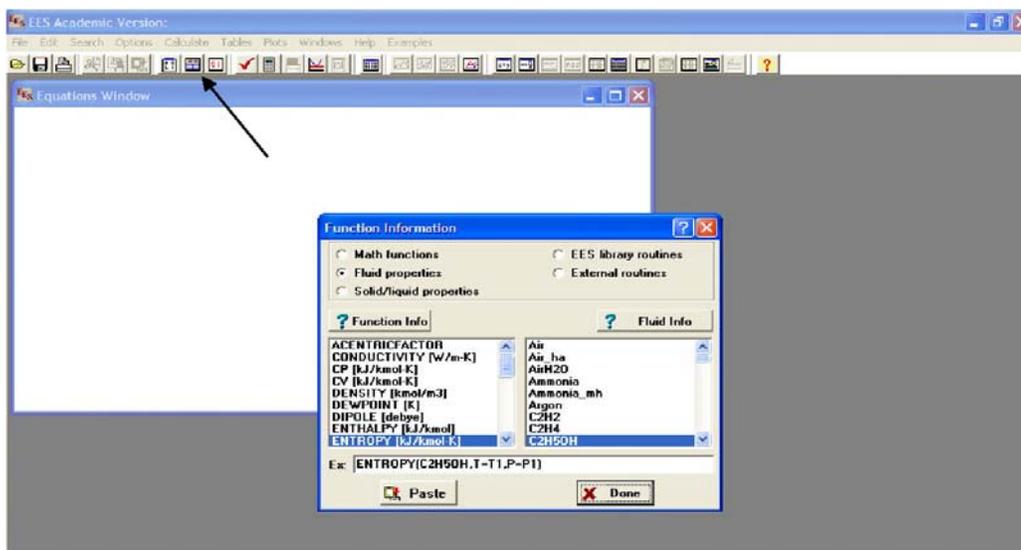


Figura A.1.2 Ventana Funtions info

A1.2 DEFINICIÓN DE LAS ECUACIONES DEL SISTEMA TERMODINÁMICO

El alumno con este programa puede resolver cualquier problema termodinámico. El programa resuelve el sistema de ecuaciones que el alumno haya introducido y devuelve la solución para las distintas incógnitas existentes.

Para poder utilizar el programa es necesario conocer cuales son las ecuaciones que conforman el problema y los valores de determinadas variables. Una vez conocidas las ecuaciones se deben introducir en la ventana de ecuaciones (Equations window). En la Figura A.1.3 se puede ver como sería la ventana de ecuaciones para un ejemplo de ciclo ranking simple.

```

EES Equations Window

"[1]+[2] Proceso de compresión líquida"
P[1]=Pbaja
P[2]=Palta
CALL Pump(P[1],P[2],eta_pump:h[1],h[2],Wb)
T[1]=Temperature(STEAM,p=p[1],h=h[1])
T[2]=Temperature(STEAM,p=p[2],h=h[2])

"[3] Condiciones de entrada a la turbina"
T[3]=Talta
P[3]=Palta
h[3]=enthalpy(STEAM,T=T[3],P=P[3])

"[4] Condiciones de salida de la turbina"
P[4]=Pbaja
CALL Turbine(h[3],P[3],P[4],eta_turb:h[4],Wt)
T[4]=Temperature(STEAM,p=p[4],h=h[4])

duplicate i=1,4
Ex[i]=Exergia(h[i],P[i],0,0) "[kJ/kg]"
S[i]=Entropy(STEAM,t=T[i],p=P[i]) "[kJ/kg*K]"
    
```

Figura A.1.3 Ejemplo de ecuaciones introducidas en el EES

Ordenando al programa que las resuelva, este encontrará el valor de las distintas incógnitas.

Por tanto, una vez resuelto el problema, el programa permite consultar los resultados desde dos puntos de vista distintos:

- Vectores de los distintos puntos que intervienen en el ciclo. Los valores de estos vectores aparecen en la “Arrays table” de la siguiente forma:

	1	2	3	4	5
	P_i [bar]	T_i [C]	Ex_i [kJ/kg]	h_i [kJ/kg]	S_i [kJ/kg*K]
[1]	0.5	81	15.19	340.4	1.091
[2]	60	82	21.85	349.9	1.1
[3]	60	500	1371	3422	6.881
[4]	0.5	81	357.6	2496	1.091

Figura A.1.4 Tabla de vectores

- Total de incógnitas calculadas y datos introducidos. Para ello basta con que entremos en la opción “solutions window” en la barra de herramientas. Para este caso la ventana de soluciones tendría el siguiente aspecto:

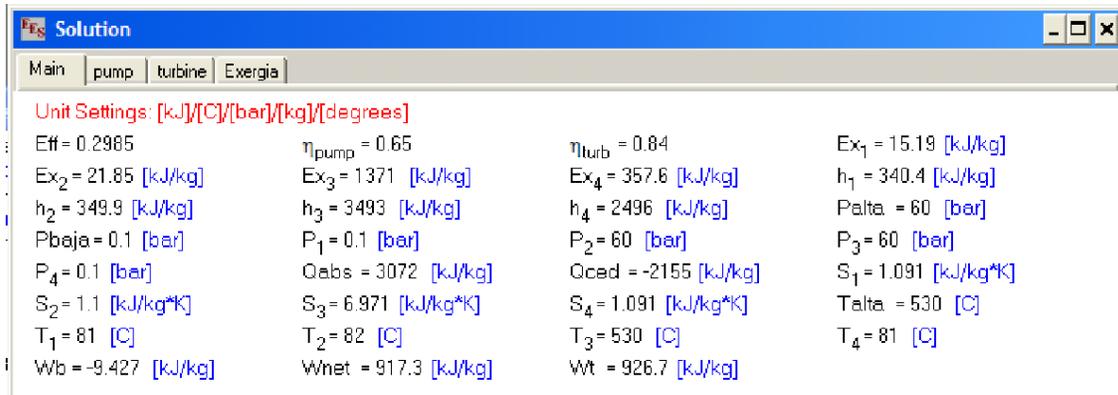


Figura A.1.5 Ventana de soluciones

A1.4 OBTENCIÓN DE CURVAS PARAMÉTRICAS

El programa también permite optar por dejar una variable sin definir de manera que el número de incógnitas se vea aumentado en uno. El usuario podrá decidir que variable quiere que sea paramétrica, y observar como varían otras variables en función de ésta.

La variación de variables en función de la paramétrica se puede reportar de dos maneras:

- Con una tabla paramétrica
- Con curvas paramétricas

A 1.4.1 TABLA PARAMÉTRICA

El programa permite generar una tabla paramétrica bien pulsando el botón “New parametric table” de la barra de herramientas o bien entrando dentro del menú tables.

La ventana que aparece permite elegir la variable paramétrica y las que el programa tiene que calcular a partir de ésta. Recurriendo a un ejemplo de un ciclo ranking con extracción, se elige la P_{ext} como variable paramétrica, y el Q_{abs} , W_{net} y Eff (rendimiento térmico del ciclo) como variable en función de la P_{ext} . Ordenando al programa que genere la tabla paramétrica pulsando el botón “Solve table” de la barra de herramientas se obtiene la siguiente ventana:



	1	2	3	4
	Pext [bar]	Qabs [kJ/kg]	Wnet [kJ/kg]	Eff
Run 1	0.1	3292	1089	0.3308
Run 2	6.756	2793	1014	0.3632
Run 3	13.41	2664	961.4	0.3609
Run 4	20.07	2577	919.8	0.3569
Run 5	26.72	2509	884.7	0.3526
Run 6	33.38	2452	853.8	0.3482
Run 7	40.03	2402	826	0.3438
Run 8	46.69	2358	800.4	0.3395
Run 9	53.34	2317	776.6	0.3351
Run 10	60	2280	754.2	0.3308

Figura A.1.7 Tabla paramétrica completa

Se puede ver como la opción de la tabla paramétrica permite observar la variación de determinadas variables en función de cómo varía una sola.

A1.4.2 CURVAS PARAMÉTRICAS

Como ya se ha dicho, el EES permite observar esta variación también en forma de gráfica. Por tanto, si el usuario quiere representar los valores de la tabla paramétrica en una curva le basta con elegir la opción “New plot window” de la barra de herramientas e indicarle cuales son las variables que quiere representar en la curva.

Siguiendo con el mismo ejemplo si se decide representar las curvas paramétricas de las variables que aparecen en la tabla el resultado será:

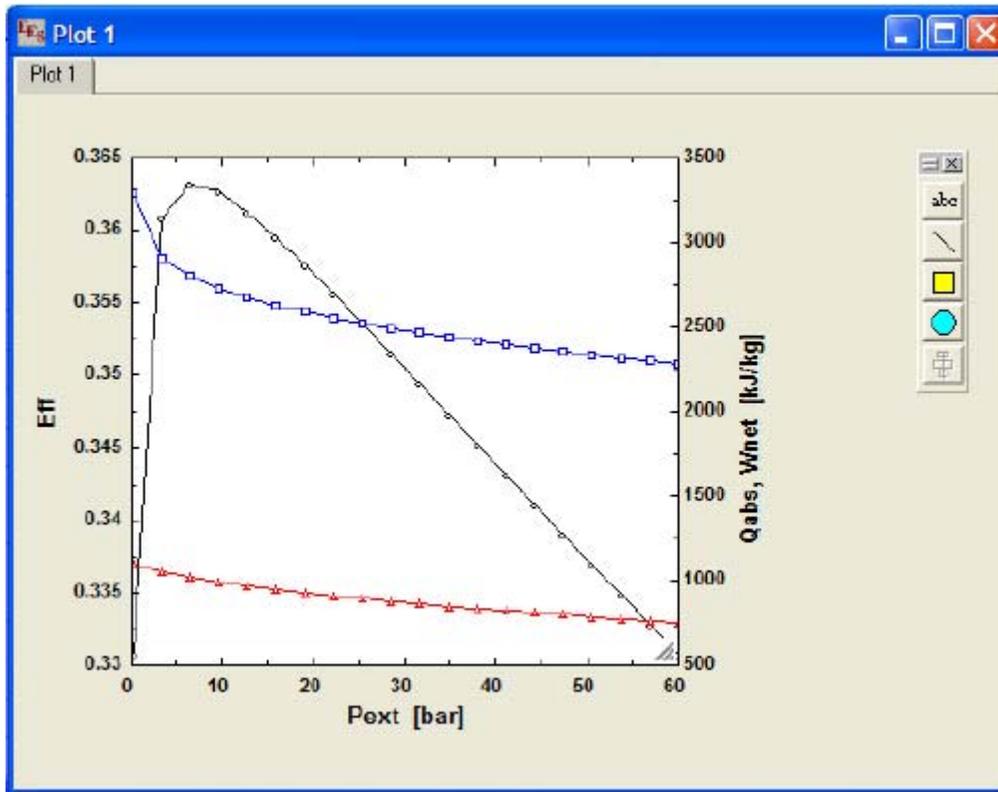


Figura A.1.8 Curvas paramétricas

A1.5 OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS

Por último se comenta otra de las posibilidades que esta herramienta informática ofrece al usuario. Esta es la de permitir optimizar una variable en función de otra. Para ello, al igual que para el caso de curvas paramétricas, el programa debe detectar que haya una incógnita de más. Esto permite al usuario elegir una de ellas como variable independiente y otra como variable a optimizar.

A lo largo de este apéndice se ha puesto de manifiesto la multitud de opciones que ofrece el EES para el desarrollo de problemas dentro del área de ingeniería térmica, y como permite al usuario hacerse de un mayor conocimiento de la materia, debido a que éste por si solo puede probar distintas posibilidades y llegar a determinadas conclusiones, que si tuviese que hacerlo sin la ayuda de esta herramienta informática, se perdería en la cantidad de cálculos manuales que tendría que llevar a cabo y las horas necesarias serían demasiadas para poder hacer viable esta forma de “autoaprendizaje”.

APÉNDICE A2

DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS PROCESOS DEL MODELADO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

En esta sección se presenta un diagrama de flujo con el que se muestra la estructura principal del algoritmo del programa y algunas formulas relevantes usadas en los procesos. Antes daremos una explicación del concepto de algoritmo, su representación grafica y el diagrama de flujo.

A2.1 CONCEPTO DE ALGORITMO

La resolución de un problema exige el diseño de un algoritmo que resuelva el problema propuesto. Un algoritmo es un método paso a paso que conduce a la solución de un problema (Figura A2.1). Los pasos para la resolución de un problema son:

1. Diseñar el algoritmo, que describe la secuencia ordenada de pasos -sin ambigüedades- que conducen a la solución de un problema dado. (Análisis del problema y desarrollo del algoritmo.)
2. Expresar el algoritmo como un programa en un lenguaje de programación adecuado. (Fase de codificación.)
3. Ejecución y validación del programa por la computadora.

Para llegar a la realización de un programa es necesario el diseño previo de un algoritmo, de modo que sin algoritmo no puede existir un programa.

Los algoritmos son independientes tanto del lenguaje de programación en que se expresan como de la computadora que los ejecuta. En cada problema el algoritmo se puede expresar en un lenguaje diferente de programación y ejecutarse en una computadora distinta; sin embargo, el algoritmo será siempre el mismo.

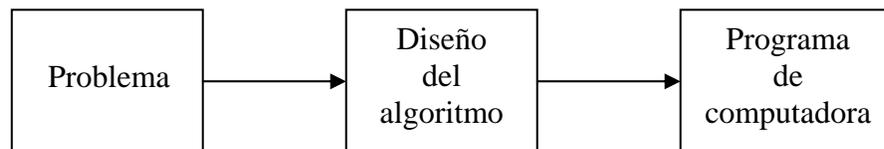


Figura A2.1 Método paso a paso que conduce a la solución de un problema

A2.2 REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LOS ALGORITMOS

Para representar un algoritmo se debe utilizar algún método que permita independizar dicho algoritmo del lenguaje de programación elegido. Ello permitirá que un algoritmo pueda ser codificado indistintamente en cualquier lenguaje. Para conseguir este objetivo se precisa que el algoritmo sea representado gráfica o numéricamente, de modo que las sucesivas acciones no dependan de la sintaxis de ningún lenguaje de programación, sino que la descripción pueda servir fácilmente para su transformación en un programa, es decir, su *codificación*.

Los métodos (herramientas) usuales para representar un algoritmo son:

1. *Diagramas de flujo*.
2. *Diagrama N-S* (Nassi-Schneiderman).
3. Lenguaje de especificación de algoritmos: *pseudocódigo*.
4. Lenguaje español.
5. Fórmulas.

A2.3 DIAGRAMA DE FLUJO

Un **diagrama de flujo** (*flowchart*) es una de las técnicas de representación de algoritmos más antigua y a la vez más utilizada, aunque su empleo ha disminuido considerablemente, sobre todo desde la aparición de lenguajes estructurados. Un diagrama de flujo es un diagrama que utiliza símbolos estándar, algunos de ellos mostrados en la Figura A2.2.

En un diagrama de flujo:

- a) existe una caja etiquetada "inicio", que es de tipo elíptico.
- b) existe otra caja etiquetada "fin" de igual forma que en a.
- c) si existen otras cajas, normalmente son rectangulares, tipo rombo o paralelogramo (el resto de las figuras se utilizan sólo en diagramas de flujo generales o de detalle y no siempre son imprescindibles).

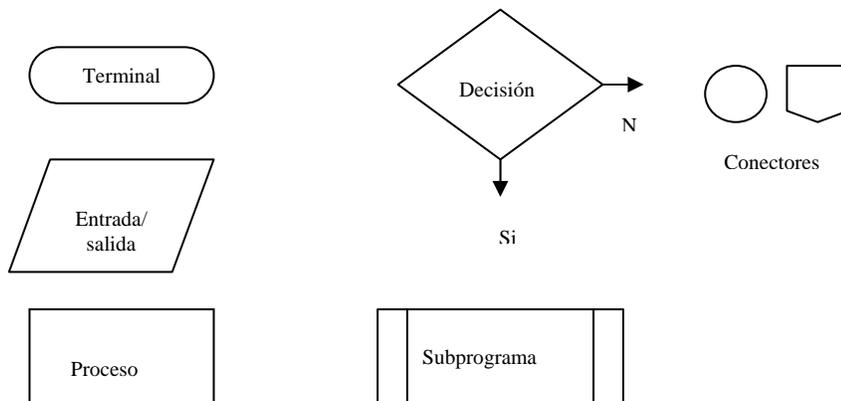
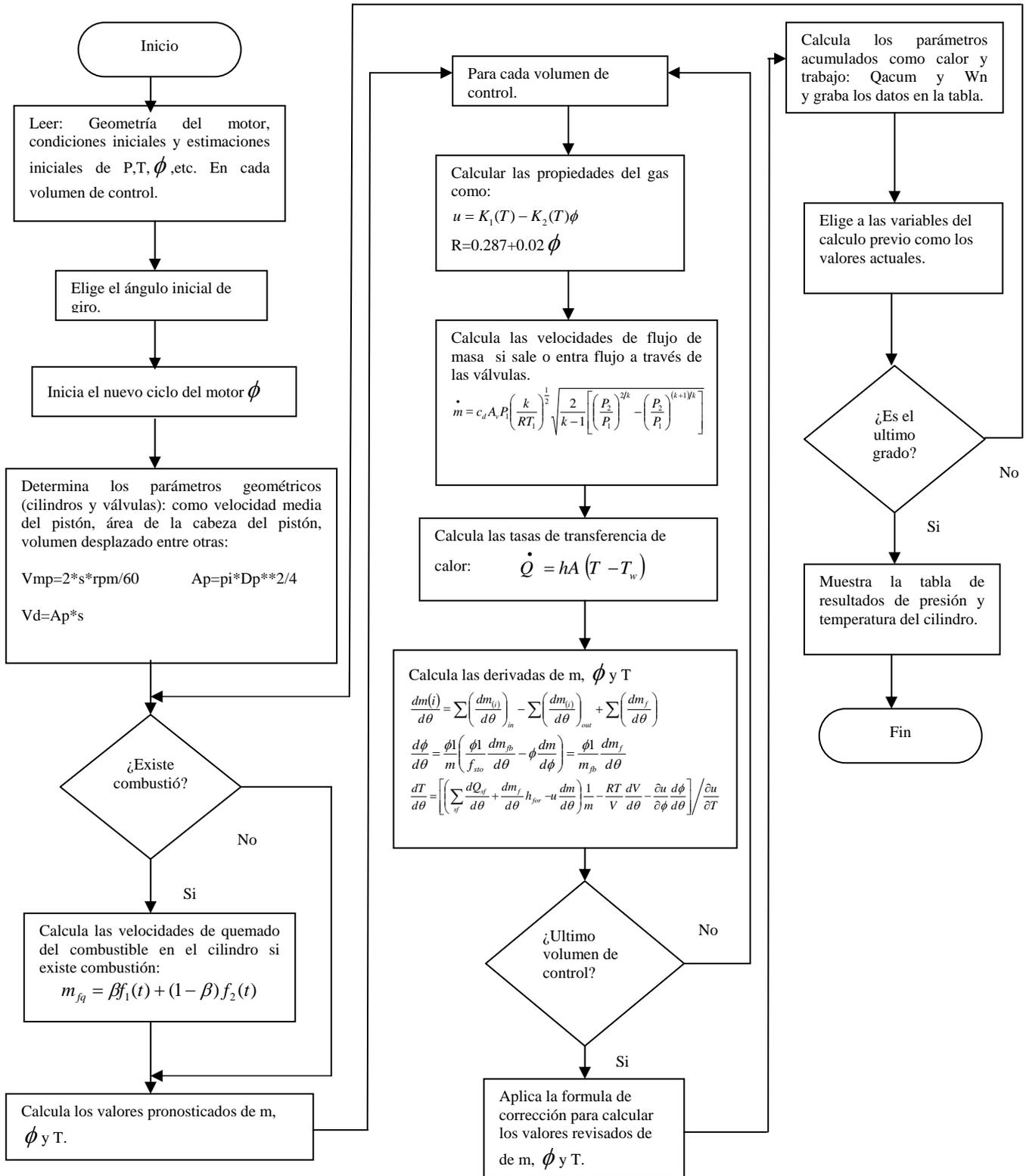


Figura A2.2 Símbolos estándar utilizados en los diagramas de flujo

Se puede escribir más de un paso del algoritmo en una sola caja rectangular. El uso de flechas significa que la caja no necesita ser escrita debajo de su predecesora. Sin embargo, abusar demasiado de esta flexibilidad conduce a diagramas de flujos complicados e ininteligibles.

A2.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DEL MODELO DE LLENADO-VACIADO.

En este diagrama de flujo se muestra la lógica de desarrollo del modelo de llenado-vaciado.



APÉNDICE A3

ESTRUCTURA DEL PROGRAMA DEL MODELO DE LLENADO-VACIADO PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

En este apéndice se describirá cada uno de los módulos del programa explicando su función dentro del programa principal. Previamente se explica que es la programación modular y sus características más importantes.

A3.1 PROGRAMACIÓN MODULAR

La *programación modular* es uno de los métodos de diseño más flexibles y potentes para mejorar la productividad de un programa. En programación modular, el programa se divide en *módulos* (partes independientes), cada una de las cuales ejecuta una única actividad o tarea y se codifican independientemente de otros módulos. Cada uno de estos módulos se analiza, codifica y se prueba por separado (Figura A3.1).

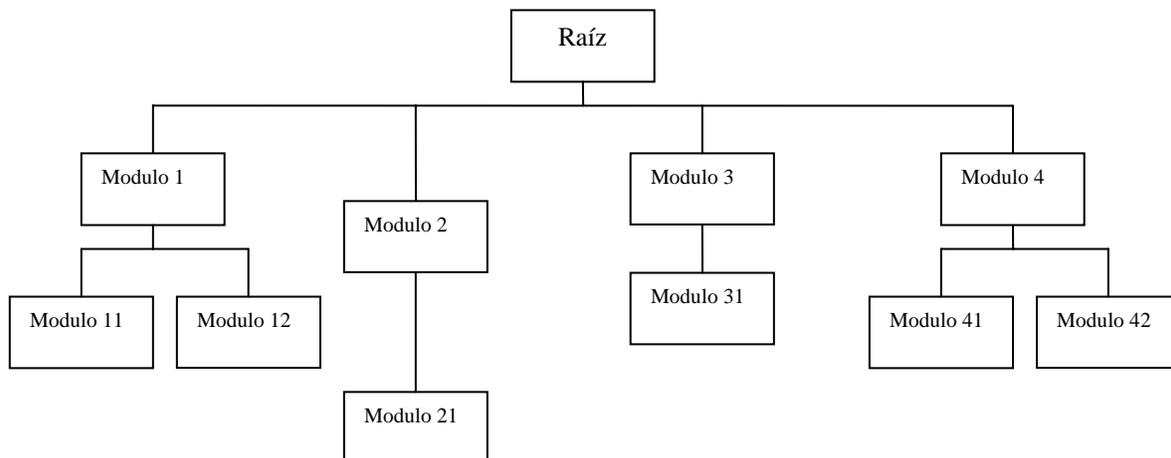


Figura A3.1 Diagrama de módulos

Cada programa contiene un módulo, denominado *programa principal*, que controla todo lo que sucede; se transfiere el control a *submódulos* (posteriormente se denominarán *subprogramas*), de modo que ellos puedan ejecutar sus funciones; sin embargo, cada submódulo devuelve el control al módulo principal cuando se haya completado su tarea. Si la tarea asignada a cada submódulo es demasiado compleja, éste deberá dividirse en otros módulos más pequeños. El proceso sucesivo de subdivisión de módulos continúa hasta que cada módulo tenga solamente una tarea específica que ejecutar. Esta tarea puede ser *entrada, salida, manipulación de datos, control de otros módulos o alguna combinación de éstos*. Un módulo puede transferir temporalmente (*bifurcación*) el control a otro módulo; sin embargo, cada módulo debe eventualmente devolver el control al módulo del cual se recibe originalmente el control.

Los módulos son independientes en el sentido en que ninguno puede tener acceso directo a cualquier otro, excepto el módulo al que llama y sus propios submódulos. Sin embargo, los resultados producidos por un módulo pueden ser utilizados por cualquier otro módulo cuando se transfiera a ellos el control.

Dado que los módulos son independientes, diferentes programadores pueden trabajar simultáneamente en diferentes partes del mismo programa. Esto reducirá el tiempo del diseño del algoritmo y posterior codificación del programa. Además, un módulo se puede modificar radicalmente sin afectar a otros módulos, incluso sin alterar su función principal. Se diseña cada módulo con independencia de los demás, y siguiendo un método ascendente o descendente se llegará hasta la descomposición final del problema en módulos en forma jerárquica.

A3.2 TAMAÑO DE LOS MÓDULOS

Una dificultad en la programación modular reside en la determinación del tamaño de un módulo. Aunque no exista una regla fija que permita definir el tamaño estándar del módulo, una buena aproximación es considerar módulos del tamaño de una página (30 ó 40 líneas de instrucciones). Evidentemente no siempre se conseguirá descomponer un problema en módulos de este tamaño, pero el programador deberá realizar esfuerzos para su diseño.

Puede no ser *claro* lo que debe incluirse dentro de un módulo. Desafortunadamente, no hay reglas, pero tal como se ha dicho antes, un módulo de una o dos líneas probablemente serán demasiado corto y será mejor incorporarlo en otro módulo; los módulos grandes de 30 o más líneas probablemente ejecutarán tareas múltiples y se deberán romper en unidades más pequeñas.

A3.3 ESTRUCTURA Y ORGANIZACIÓN DE LOS MÓDULOS DEL PROGRAMA

En el apartado anterior se explica que es un modulo y su importancia en la programación, por lo que ahora pasaremos a explicar cada modulo y así como la estructura principal del programa.

El diagrama de bloques que se ve abajo es la estructura principal del programa desde el punto de vista de organización de todo el programa y sus módulos aunque esto no quiere decir que esta sea la forma exacta de las sentencias de programación ya que estas se mostraran después de explicar la estructura principal de programación.

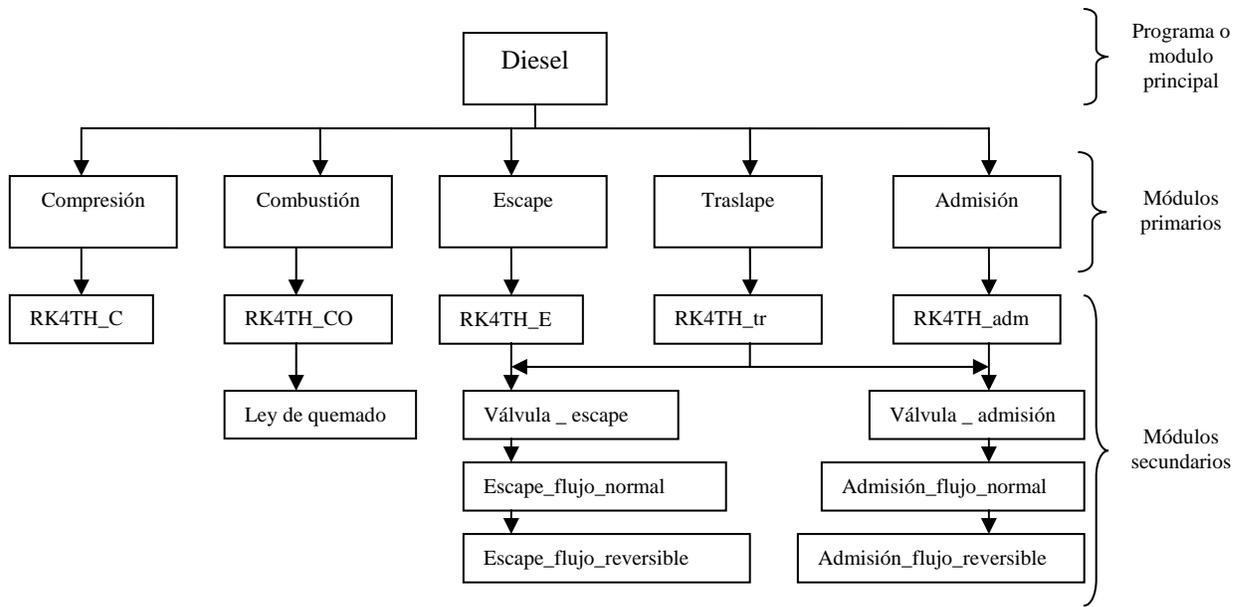


Figura A3.2 Organización general del programa

En la estructura que vemos arriba Figura A3.2, es la organización general del programa, se puede clasificar en el programa o modulo principal (Diesel) que es el que manda a llamar a los módulos primarios, que son procedimientos y estos a su vez mandan a llamar a los módulos secundarios, también procedimientos.

Los módulos primarios: combustión, escape, traslape y admisión utilizan mas de un modulo secundario a la vez y es traslape el modulo primario que mas módulos secundarios utiliza, ya que es el único modulo primario que utiliza módulos secundarios de el escape y la admisión, y por lo tanto el modulo primario que mas tiempo de proceso utiliza.

A3.4 PROGRAMA ESCRITO EN EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN DEL EES

En esta sección se expone todo el programa en general y el orden correcto de programación ya que el EES tiene un estilo de programación el cual consiste en orden descendente de jerarquía, esto quiere decir que los módulos secundarios tienen que ir antes de el modulo primario que lo utiliza y así también con los módulos primarios con respecto al programa o modulo principal.

A continuación veremos el programa total modulo por modulo con una explicación de cada uno de ellos:

Procedimiento secundario el cual resuelve la ecuación 2.26 por el método de Runge-Kutta, dando la variación de la temperatura con respecto al ángulo de giro del cigüeñal, para el caso particular de la compresión.

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
procedure RK4TH_C(T1,V1,dV_dteta,Q_sf,Rgas,m_cil:dT_dteta)
```

```
du_dT=1000*(0.692+7.834*10^(-5)*T1+1.587*10^(-7)*T1**2-9.145*10^(-11)*T1**3+1.388*10^(-14)*T1**4)
```

```
dT_dteta=(Q_sf/m_cil-Rgas*T1*dV_dteta/V1)/du_dT
```

```
end
```

Procedimiento primario de la compresión el cual calcula la presión, temperatura, volumen, calor trasferido y trabajo en la compresión del cilindro, ésta a su vez llama al procedimiento RK4TH_C.

```
Procedure compresion(alfa,p1,v1,t1,Qacum,wn,masa_cil,rpm,Asc,Ap,Dp,R,h,u_g,s,r_cig,rc,Tw,l_biela,Vfc,R_gas:p2,v2,t2,Qacum_A,wn_A,Qsf,h_conv)
```

```
alfai=alfa
```

```
rad=alfai*pi/180
```

```
rad_1=(alfai+1)*pi/180
```

```
Ai=Asc+Ap+(pi*Dp*s/2)*(R+1-cos(rad)-sqrt(R^2-(sin(rad))^2))
```

```
h_conv=129.8*(p1*1e-5)^0.8*u_g^0.8/(Dp^(0.2)*T1^(0.55)) "w/m2 k"
```

```
Qsf=Ai*h_conv*(Tw-T1)/(6*rpm) "J/grado"
```

```
dV_dteta=(Ap*pi/180)*(r_cig*sin(rad)+((r_cig^2*sin(rad)*cos(rad))/sqrt(l_biela^2-r_cig^2*(sin(rad))^2)))
```

```
Call RK4TH_C(T1,V1,dV_dteta,Qsf,R_gas,masa_cil:dT_dteta)
```

```
k1=h*dT_dteta
```

```
Call RK4TH_C(T1+(K1/2),V1,dV_dteta,Qsf,R_gas,masa_cil:dT_dteta)2
```

```
k2=h*dT_dteta2
```

```
Call RK4TH_C(T1+(K2/2),V1,dV_dteta,Qsf,R_gas,masa_cil:dT_dteta)3
```

```
k3=h*dT_dteta3
```

```
Call RK4TH_C(T1+K3,V1,dV_dteta,Qsf,R_gas,masa_cil:dT_dteta)4
```

```
k4=h*dT_dteta4
```

```
T2=T1+((k1+2*(k2+k3)+k4)/6)
```

```
V2=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(rad_1)-sqrt(R^2-sin(rad_1)^2)))
```

```
P2=(masa_cil*R_gas*T2)/V2
```

```
Qacum_A=Qacum+(Qsf*6*rpm) "J"
```

```
Delta_Wn=0.5*(p1+p2)*(V2-V1)
```

```
Wn_A=Wn+Delta_Wn
```

```
end
```

Procedimiento secundario de la ley de quemado la cual calcula la cantidad de combustible quemado por cada grado de giro del cigüeñal y el total de combustible quemado para cada grado de giro.

```
procedure ley_de_quemado(ang,comb_ini,durac_comb,T_ret,rpm,mti:mfq_punto,FB)
```

```
if (ang>=(comb_ini+durac_comb)) then
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
FB=1.0
mfq_punto=0.0

else

thetai=ang+1
theta0=comb_ini
duracion=durac_comb+1
theta=(thetai-theta0)/duracion
a=0.926
be=0.37
c=0.26

tiempo_de_retr=T_ret/(0.006*rpm)      "tiempo de retraso [ms]"
beta=1-(a*0.5784^be/tiempo_de_retr^c)

C1=2.0+1.25e-8*(tiempo_de_retr*rpm)^2.4
C2=5000.0
C3=14.2/0.5784^0.644
C4=0.79*C3^0.25

f1=1-(1-theta^C1)^C2
f2=1-exp(-C3*theta^C4)
FB=beta*f1+(1-beta)*f2

Mp= C1*C2*theta^(C1-1)*(1-theta^C1)^(C2-1)
Md=C3*C4*(theta^(C4-1))*exp(-C3*theta^C4)
mfq_punto=mti*(beta*Mp+(1-beta)*Md)

if (FB>=0.99989) then
  FB=1.0
  mfq_punto=0.0
else
endif

endif

end
```

Al igual que el primer procedimiento, este es un procedimiento secundario el cual resuelve principalmente la ecuación 2.26 por el método de Runge-Kutta que es la variación de temperatura con respecto a cada ángulo de giro del cigüeñal, dicha ecuación es solo para el caso particular de la combustión.

procedure RK4TH_Co(theta,V1,T1,Q_sf,Rgas,m_cil,mfq_punto,fi_i,dv_dteta,dfi_dteta,h_for:dT_dteta)

k1=0.692*T1+39.17e-6*T1^2+52.9e-9*T1^3-228.62e-13*T1^4+277.58e-17*T1^5

dk1_dt=0.692+78.34e-6*T1+158.7e-9*T1^2-914.48e-13*T1^3+1387.9e-17*T1^4

k2=3049.39-5.7e-2*T1-9.5e-5*T1^2+21.53e-9*T1^3-200.26e-14*T1^4

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
dk2_dt=-5.7e-2-19.0e-5*T1+64.59e-9*T1^2-801.4e-14*T1^3

u=1000*(k1-fi_i*k2)/(1+0.0692*fi_i)
du_dt=1000*(dk1_dt-fi_i*dk2_dt)/(1+0.0692*fi_i)
du_dfi=1000*(-0.0692*k1-k2)/(1+0.0692*fi_i)^2

dT_dteta=((Q_sf+mfq_punto*(h_for-u))/m_cil-(Rgas*T1*dv_dteta)/V1-du_dfi*dfi_dteta)/du_dt

end
```

Este procedimiento primario es de la combustión el cual calcula al igual que en la compresión la presión, temperatura, volumen, calor trasferido y trabajo en la combustión del cilindro, éste a su vez llama a los procedimientos: RK4TH_Co y ley_de_quemado.

procedure combustion(alfa,p1,v1,t1,pr,tr,vr,Qacum,wn,masa_cil,durac_comb,comb_ini,T_ret,rpm,mti,m_a,Asc,Ap,Dp,R,vd,h,u_g,s,r_cig,rc,Tw,l_biela,Vfc,h_for:p2,v2,t2,Qacum_A,wn_A,masa_cil2,fi_i,mfq_punto,FB,R_gas,Qsf,h_conv)

```
alfai=alfa
rad=alfai*pi/180
rad_1=(alfai+1)*pi/180
duracion=durac_comb+alfa

if(alfa<=duracion) then

call ley_de_quemado(alfa,comb_ini,durac_comb,T_ret,rpm,mti:mfq_punto,FB)

endif

mq=FB*mti
fi_i=14.46*mq/m_a

if(mq<mti) then
    masa_cil2=mq+m_a
else
    masa_cil2=masa_cil
endif

p_mot=pr*(vr/v1)^1.32
Ai=Asc+Ap+(pi*Dp*s/2)*(R+1-cos(rad)-sqrt(R^2-(sin(rad))^2))

dfi_dteta=fi_i/(6*rpm)

h_conv=(129.8*(p1*1e-5)^0.8/(Dp^(0.2)*t1^(0.53)))*(u_g+3.24e-3*vd*tr*(p1-p_mot)/(pr*vr))^0.8

Qsf=Ai*h_conv*(Tw-T1)/(6*rpm) "j/grado"

R_gas=1000*((0.287+0.02*fi_i)/(1+0.0692*fi_i))

dv_dteta=(Ap*pi/180)*(r_cig*sin(rad)+((r_cig^2*sin(rad)*cos(rad))/sqrt(l_biela^2-r_cig^2*(sin(rad))^2)))

Call RK4TH_Co(alfai,v1,t1,Qsf,R_gas,masa_cil2,mfq_punto,fi_i,dv_dteta,dfi_dteta,h_for:dT_dteta)
k1=h*dT_dteta
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
Call RK4TH_Co(alfai+(h/2),v1,t1+(k1/2),Qsf,R_gas,masa_cil2,mfq_punto,fi_i,dv_dteta,dfi_dteta
,h_for:dT_dteta2)
```

```
k2=h*dT_dteta2
```

```
Call RK4TH_Co(alfai+(h/2),v1,t1+(k2/2),Qsf,R_gas,masa_cil2,mfq_punto,fi_i,dv_dteta,dfi_dteta
,h_for:dT_dteta3)
```

```
k3=h*dT_dteta3
```

```
Call RK4TH_Co(alfai+h,v1,t1+k3,Qsf,R_gas,masa_cil2,mfq_punto,fi_i,dv_dteta,dfi_dteta
,h_for:dT_dteta4)
```

```
k4=h*dT_dteta4
```

```
t2=T1+((k1+2*(k2+k3)+k4)/6)
```

```
v2=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(rad_1)-sqrt(R^2-sin(rad_1)^2)))
p2=(masa_cil2*R_gas*t2)/V2
```

```
Qacum_A=Qacum+(Qsf*(6*rpm))
```

```
Delta_Wn=0.5*(p1+p2)*(V2-V1)
Wn_A=Wn+Delta_Wn
```

```
end
```

Este procedimiento secundario es de la ley de levantamiento de la válvula de escape y calcula la distancia de levantamiento de dicha válvula.

```
procedure VALVULA_ESCAPE(Dv,gamma,eta,gamma_1:Lv,gammaB,gamma_1B)
```

```
Lv_max=0.25*Dv
```

```
if(gamma<=eta) then
```

```
    Lv=Lv_max*((gamma/eta)+(1/pi)*sin(pi*(gamma/eta)))
    gammaB=gamma+1
    gamma_1B=gamma_1
```

```
else
```

```
    Lv=Lv_max*(1-((gamma_1/eta)+(1/pi)*sin(pi*(gamma_1/eta))))
    gamma_1B=gamma_1+1
    gammaB=gamma
```

```
endif
```

```
end
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

Este procedimiento secundario calcula el flujo másico que sale del cilindro a través de la válvula de escape.

```
procedure ESCAPE_FLUJO_NORMAL(p_c,t_c,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:dm_dteta)
```

```
"calculo del area de la válvula y del flujo másico a través de ella"
```

```
y=1.4 "indice politrópico"
```

```
R_gas=287.0
```

```
Dm=Dv-w
```

```
lim_1=w/(sin(B)*cos(B))
```

```
lim_2=w*tan(B)+sqrt(((D_i^2-Ds^2)/(4*Dm))^2-w^2)
```

```
rp=p_c/p_e
```

```
if(Lv_esc<=lim_1) then
```

```
    A_min=pi*Lv_esc*cos(B)*(Dv-2*w+Lv_esc*sin(2*B)/2)
```

```
else
```

```
    if(Lv_esc>lim_1) and (Lv_esc<=lim_2) then
```

```
        A_min=pi*Dm*sqrt((Lv_esc-w*tan(B))^2+w^2)
```

```
    endif
```

```
    if(Lv_esc>lim_2) then
```

```
        A_min=(pi/4)*(D_i^2-Ds^2)
```

```
    endif
```

```
endif
```

```
if(rp>=1.83) then
```

```
    dm_dteta=(0.7*A_min*p_c*sqrt((y/(R_gas*t_c))*(2/(y+1))^(y+1)/(y-1))))/(6*rpm)
```

```
else
```

```
    dm_dteta=(0.6*A_min*p_c*sqrt((2*y/(y-1))*(1/(R_gas*t_c))*((p_e/p_c)^(2/y)-  
(p_e/p_c)^(y+1)/y))))/(6*rpm)
```

```
endif
```

```
end
```

Este procedimiento secundario calcula el flujo másico que entra al cilindro a través de la válvula de escape cuando se tiene un flujo en reversa.

```
procedure ESCAPE_FLUJO_REVERSIBLE(p_c,t_e,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:dm_dteta)
```

```
"calculo del area de la válvula y del flujo másico a través de ella"
```

```
y=1.4 "indice politrópico"
```

```
R_gas=287.0
```

```
Dm=Dv-w
```

```
lim_1=w/(sin(B)*cos(B))
```

```
lim_2=w*tan(B)+sqrt(((D_i^2-Ds^2)/(4*Dm))^2-w^2)
```

```
rp=p_c/p_e
```

```
if(Lv_esc<=lim_1) then
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
A_min=pi*Lv_esc*cos(B)*(Dv-2*w+Lv_esc*sin(2*B)/2)
else
  if(Lv_esc>lim_1) and (Lv_esc<=lim_2) then
    A_min=pi*Dm*sqrt((Lv_esc-w*tan(B))^2+w^2)
  endif
  if(Lv_esc>lim_2) then
    A_min=(pi/4)*(D_i^2-Ds^2)
  endif
endif

dm_dteta=(0.6*A_min*p_e*sqrt((2*y/(y-1))*(1/(R_gas*t_e))*((p_c/p_e)^(2/y)-
(p_c/p_e)^((y+1)/y))))/(6*rpm)

end
```

Este procedimiento secundario es de la ley de levantamiento de la válvula de admisión y calcula el levantamiento de dicha válvula.

```
procedure VALVULA_ADMISION(Dv,omega,tao,omega_1:Lv,omegaB,omega_1B)
```

```
Lv_max=0.3*Dv

if(omega<=tao) then
  Lv=Lv_max*((omega/tao)+(1/pi)*sin(pi*(omega/tao)))
  omegaB=omega+1
  omega_1B=omega_1
else
  Lv=Lv_max*(1-((omega_1/tao)+(1/pi)*sin(pi*(omega_1/tao))))
  omega_1B=omega_1+1
  omegaB=omega
endif

end
```

Este procedimiento secundario calcula el flujo másico que entra al cilindro a través de la válvula de admisión.

```
procedure ADMISION_FLUJO_NORMAL(p_c,t_a,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia,rpm:min_va)
```

```
"calcula del area de la válvula y del flujo másico a través de ella"
y=1.3 "indice politrópico"
R_gas=287.0
Dm=Dva-w_a
lim_1=w_a/(sin(B_a)*cos(B_a))
lim_2=w_a*tan(B_a)+sqrt(((D_ia^2-Dsa^2)/(4*Dm))^2-w_a^2)
rp=p_a/p_c
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
if(Lv_adm<=lim_1) then
    A_min=pi*Lv_adm*cos(B_a)*(Dva-2*w_a+Lv_adm*sin(2*B_a)/2)
else
    if(Lv_adm>lim_1) and (Lv_adm<=lim_2) then
        A_min=pi*Dm*sqrt((Lv_adm-w_a*tan(B_a))^2+w_a^2)
    endif
    if(Lv_adm>lim_2) then
        A_min=(pi/4)*(D_ia^2-Dsa^2)
    endif
endif

if(rp>=1.83) then
    min_va=(0.7*A_min*p_a*sqrt((y/(R_gas*t_a))^(2/(y+1))^(y+1)/(y-1))))/(6*rpm)
else
    min_va=(0.6*A_min*p_a*sqrt((2*y/(y-1))*(1/(R_gas*t_a))*((p_c/p_a)^(2/y)-
(p_c/p_a)^((y+1)/y))))/(6*rpm)
endif
end
```

Este procedimiento secundario calcula el flujo másico que sale del cilindro a través de la válvula de admisión cuando se tiene un flujo en reversa.

procedure ADMISION_FLUJO_REVERSIBLE(p_c,t_c,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa
,D_ia,rpm:mout_va)

"calcula del area de la válvula y del flujo másico a través de ella"

y=1.4 "índice politrópico"

R_gas=287.0

Dm=Dva-w_a

lim_1=w_a/(sin(B_a)*cos(B_a))

lim_2=w_a*tan(B_a)+sqrt(((D_ia^2-Dsa^2)/(4*Dm))^2-w_a^2)

```
if(Lv_adm<=lim_1) then
    A_min=pi*Lv_adm*cos(B_a)*(Dva-2*w_a+Lv_adm*sin(2*B_a)/2)
else
    if(Lv_adm>lim_1) and (Lv_adm<=lim_2) then
        A_min=pi*Dm*sqrt((Lv_adm-w_a*tan(B_a))^2+w_a^2)
    endif
    if(Lv_adm>lim_2) then
        A_min=(pi/4)*(D_ia^2-Dsa^2)
    endif
endif
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
mout_va=(0.6*A_min*p_c*sqrt((2*y/(y-1))*(1/(R_gas*t_c))*((p_a/p_c)^(2/y)-  
(p_a/p_c)^((y+1)/y))))/(6*rpm)  
end
```

Este es un procedimiento secundario el cual resuelve la ecuación 2.26 por el método de Runge-Kutta que es la variación de temperatura con respecto a cada ángulo de cigüeñal, dicha ecuación es solo para el caso particular del escape.

```
procedure RK4TH_E(theta,pc,pe,Vc,Y1,Y2,Qsf,Q_e,Rgas,m_cil,m_e,dv_dteta,mout_ve  
,mout_tur,fi_ie,dfi,min_ve,ap_escape:dT_dteta1,dT_dteta2)
```

```
RAD=THETA*PI/180  
alfa=THETA  
AAA=ap_escape+360
```

```
if(alfa<AAA) then
```

```
"cilindro"  
"calculo de la energía interna del cilindro"
```

```
k1_c=0.692*Y1+39.17e-6*Y1^2+52.9e-9*Y1^3-228.62e-13*Y1^4+277.58e-17*Y1^5  
dk1c_dT=0.692+7.834e-5*Y1+1.587e-7*Y1^2-9.145e-11*Y1^3+1.388e-14*Y1^4
```

```
k2_c=304.939-5.7e-2*Y1-9.5e-5*Y1^2+21.53e-9*Y1^3-200.26e-14*Y1^4  
dk2c_dT=-5.7e-2-1.9e-4*Y1+6.459e-8*Y1^2-8.01e-12*Y1^3
```

```
u=1000*(k1_c-0.6*k2_c)/(1+0.0692*0.6)  
du_dT=1000*(dk1c_dT-0.6*dk2c_dT)/(1+0.0692*0.6)
```

```
"escape"
```

```
k1_e=0.692*Y2+39.17e-6*Y2^2+52.9e-9*Y2^3-228.62e-13*Y2^4+277.58e-17*Y2^5  
dk1e_dT=0.692+7.834e-5*Y2+1.587e-7*Y2^2-9.145e-11*Y2^3+1.388e-14*Y2^4
```

```
k2_e=304.939-5.7e-2*Y2-9.5e-5*Y2^2+21.53e-9*Y2^3-200.26e-14*Y2^4  
dk2e_dT=-5.7e-2-1.9e-4*Y2+6.459e-8*Y2^2-8.01e-12*Y2^3
```

```
u_e=1000*(k1_e-fi_ie*k2_e)/(1+0.0692*fi_ie)  
due_dT=1000*(dk1e_dT-fi_ie*dk2e_dT)/(1+0.0692*fi_ie)  
du_dfi=-1000*(0.0692*k1_e+k2_e)/(1+0.0692*fi_ie)^2
```

```
if(pc>pe) then
```

```
    dH0_in=(u+Rgas*Y1)*mout_ve  
    dH0_out=(u_e+Rgas*Y2)*mout_tur  
    me_tot=mout_ve-mout_tur
```

```
    dT_dteta1=((Qsf-dH0_in-u*mout_ve)/m_cil-Rgas*Y1*dv_dteta/Vc)/du_dT  
    dT_dteta2=((Q_e+dH0_in-dH0_out-u_e*me_tot)/m_e)-dfi*du_dfi/due_dT
```

```
else  
    "reflujo"
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
dH0_in=0
dH0_out=(u_e+Rgas*Y2)*(mout_tur+min_ve)
me_tot=-(min_ve+mout_tur)

dT_dteta1=((Qsf+(u_e-u+Rgas*Y1)*min_ve)/m_e-(Rgas*Y1*dv_dteta)/Vc)/du_dT
"dT_dteta1=((Qsf+(u+Rgas*Y1)*min_ve-u*min_ve)/m_cil-(Rgas*Y1*dv_dteta)/Vc)/du_dT"

dT_dteta2=(((Q_e+dH0_in-dH0_out-u_e*me_tot)/m_e)-dfi*du_dfi)/due_dT

endif
else
endif
end
```

Este procedimiento primario es del escape el cual calcula la presión, temperatura, volumen, calor transferido y trabajo en el cilindro en su proceso de escape, a su vez llama a los procedimientos: RK4TH_E, VALVULA_ESCAPE, ESCAPE_FLUJO_NORMAL y ESCAPE__FLUJO_REVERSIBLE.

```
procedure escape(alfa,pr,vr,p_c,v_c,T_c,Qacum,wn,masa_cil,Asc,Ap,Dp,s,R,u_g,Tw,rpm,r_cig
,l_biela,p_e,D_e,R_gas,T_e,Tg,Tamb,g,fi_ie,Y1,Y2,h,rc,eta,Dv,gamma,gamma_1,w,B,Ds,D_i,p_at
m,ap_escape,Vfc,T_e2,p_e2,Lv_esc,m_e2,masa_cil2,T_c2,v_c2,p_c2,Qacum_A,wn_A,fi_ie2,gam
maB,gamma_1B,Qsf,h_conv,tiempo$)
```

```
alfai=alfa
rad=alfai*pi/180
rad_1=(alfai+1)*pi/180
```

```
p_mot=pr*(vr/V_c)^1.32
Ai=Asc+Ap+(pi*Dp*s/2)*(R+1-cos(rad)-sqrt(R^2-(sin(rad))^2))
h_conv=1.6*3.26*(p_c*1e-3)^0.8*Dp^(-0.2)*T_c^(-0.53)*u_g^0.8
Qsf=Ai*h_conv*(Tw-T_c)/(6*rpm) "j"
R_gas=287.0
dv_dteta=(Ap*pi/180)*(r_cig*sin(rad))+((r_cig^2*sin(rad)*cos(rad))/sqrt(l_biela^2-
r_cig^2*(sin(rad))^2))
```

```
call VALVULA_ESCAPE(Dv,gamma,eta,gamma_1:Lv_esc,gammaB,gamma_1B)
```

```
if(p_c>p_e) then
```

```
    call ESCAPE_FLUJO_NORMAL(p_c,T_c,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:mout_ve)
    min_ve=0
```

```
else
```

```
    call ESCAPE__FLUJO_REVERSIBLE(p_c,T_e,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:min_ve)
    mout_ve=0
```

```
endif
```

```
"tubo de escape"
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
A_e=(pi*D_e^2)/4
V_e=0.6*A_e
dens_e=p_e/(R_gas*T_e)
m_e=dens_e*V_e
u_med=(0.6*mout_ve*6*rpm)/(m_e)
Q_long=(1.3361*Tg-82.86)*((Tg-Tamb)/(Tg-
30.0))*((D_e/0.04)^0.7541)*(u_med/15)^(0.05234+1.872e-4*Tg)
Q_es=(4*Q_long*masa_cil)/(6*rpm*pi*dens_e*D_e^2) "J"
a=sqrt(1.4*R_gas*T_e)
p_0=p_e*(1+(0.4/2)*(u_med/a)^2)^(1.4/0.4)
T_0=T_e*(1+(0.4/2)*(u_med/a)^2)
D_tobe=20.0e-3
A_tobe=(pi*D_tobe^2)/4
r_p=p_0/p_atm

if(r_p<=1.83) then

    mout_tur=(0.75*A_tobe*p_0*sqrt((2*g/(g-1))*(1/(R_gas*T_0))*((p_atm/p_0)^(2/g)-
(p_atm/p_0)^((g+1)/g))))/(6*rpm)

else

    mout_tur= (0.75*A_tobe*p_0*sqrt((g/(R_gas*T_0))*(2/(g+1))^((g+1)/(g-1))))/(6*rpm)

endif

if(p_c>p_e) then

    mtot_esc=mout_ve-mout_tur "en el escape"

else

    mtot_esc=-(min_ve+mout_tur)

endif

dmfb_dteta=0.0399*mout_ve-(0.0692*fi_ie/(1+0.0692*fi_ie))*mout_tur

dfie_dteta=((1+0.0692*fi_ie)/m_e)*(((1+0.0692*fi_ie)/0.0692)*dmfb_dteta-fi_ie*mtot_esc)
fi_ie2=fi_ie+dfie_dteta

call RK4TH_E(alfai,p_c,p_e,v_c,Y1,Y2,Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil,m_e,dv_dteta,mout_ve
,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ap_escape:dT1,dT2)

k1_1=h*dT1
k1_2=h*dT2

call RK4TH_E(alfai+(h/2),p_c,p_e,v_c,Y1+(k1_1/2),Y2+(k1_2/2),Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil
,m_e,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ap_escape:dT1B,dT2B)

k2_1=h*dT1B
k2_2=h*dT2B

call RK4TH_E(alfai+(h/2),p_c,p_e,v_c,Y1+(k2_1/2),Y2+(k2_2/2),Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
,m_e,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ap_escape:dT1C,dT2C)
```

```
k3_1=h*dT1C
```

```
k3_2=h*dT2C
```

```
call RK4TH_E(alfai+h,p_c,p_e,v_c,Y1+k3_1,Y2+k3_2,Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil,m_e  
,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ap_escape:dT1D,dT2D)
```

```
k4_1=h*dT1D
```

```
k4_2=h*dT2D
```

```
Y1_1=Y1+(k1_1+2*(k2_1+k3_1)+k4_1)/6.0
```

```
Y1_2=Y2+(k1_2+2*(k2_2+k3_2)+k4_2)/6.0
```

```
T_c2=Y1_1
```

```
T_e2=Y1_2
```

```
m_e2=m_e+mtot_esc
```

```
if(p_c>p_e) then
```

```
    masa_cil2=masa_cil-mout_ve
```

```
else
```

```
    masa_cil2=masa_cil+min_ve
```

```
endif
```

```
p_e2=m_e2*R_gas*T_e2/V_e
```

```
v_c2=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(rad_1)-sqrt(R^2-sin(rad_1)^2)))
```

```
p_c2=(masa_cil2*R_gas*T_c2)/V_c2
```

```
Qacum_A=Qacum+(Qsf*6*rpm) "J"
```

```
Delta_Wn=0.5*(p_c2+p_c)*(v_c2-v_c)
```

```
wn_A=wn+Delta_Wn
```

```
if(p_e<p_atm) then
```

```
    "salir del programa por inconsistencia"
```

```
    tiempo$='mala distribución'
```

```
endif
```

```
end
```

Este es un procedimiento secundario el cual resuelve la ecuación 2.26 por el método de Runge-Kutta de el caso particular del traslape, dicho procedimiento calcula la variación de temperatura con respecto a cada ángulo de giro del cigüeñal.

```
procedure RK4TH_tr(theta,pc,pe,pa,vc,Y1,Y2,Y3,Qsf,Q_e,Rgas,m_cil,m_a,m_e,dv_dteta,mout_ve  
,mout_tur,fi_ie,dfie,min_ve,ma_in,min_va,mout_va,fi,dfi,T_atm:dt_dteta1,dt_dteta2,dt_dteta3)
```

```
RAD=theta*pi/180
```

```
alfa=theta
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

"cilindro"

"calculo de la energía interna del cilindro"

$$k1_c=0.692*Y2+39.17e-6*Y2^2+52.9e-9*Y2^3-228.62e-13*Y2^4+277.58e-17*Y2^5$$
$$dk1c_dT=0.692+7.834e-5*Y2+1.587e-7*Y2^2-9.145e-11*Y2^3+1.388e-14*Y2^4$$

$$k2_c=304.939-5.7e-2*Y2-9.5e-5*Y2^2+21.53e-9*Y2^3-200.26e-14*Y2^4$$
$$dk2c_dT=-5.7e-2-1.9e-4*Y2+6.459e-8*Y2^2-8.01e-12*Y2^3$$

$$u=1000*(k1_c-0.6*k2_c)/(1+0.0692*0.6)$$
$$du_dT=1000*(dk1c_dT-0.6*dk2c_dT)/(1+0.0692*0.6)$$
$$du_dfi=-1000*(0.0692*k1_c+k2_c)/(1+0.0692*fi)^2$$

"admision"

$$k1_a=0.692*Y1+39.17e-6*Y1^2+52.9e-9*Y1^3-228.62e-13*Y1^4+277.58e-17*Y1^5$$
$$dk1a_dT=0.692+7.834e-5*Y1+1.587e-7*Y1^2-9.145e-11*Y1^3+1.388e-14*Y1^4$$
$$u_a=1000*k1_a$$
$$dua_dT=1000*dk1a_dT$$

"escape"

$$k1_e=0.692*Y3+39.17e-6*Y3^2+52.9e-9*Y3^3-228.62e-13*Y3^4+277.58e-17*Y3^5$$
$$dk1e_dT=0.692+7.834e-5*Y3+1.587e-7*Y3^2-9.145e-11*Y3^3+1.388e-14*Y3^4$$

$$k2_e=304.939-5.7e-2*Y3-9.5e-5*Y3^2+21.53e-9*Y3^3-200.26e-14*Y3^4$$
$$dk2e_dT=-5.7e-2-1.9e-4*Y3+6.459e-8*Y3^2-8.01e-12*Y3^3$$

$$u_e=1000*(k1_e-fi_ie*k2_e)/(1+0.0692*fi_ie)$$
$$due_dT=1000*(dk1e_dT-fi_ie*dk2e_dT)/(1+0.0692*fi_ie)$$
$$due_dfi=-1000*(0.0692*k1_e+k2_e)/(1+0.0692*fi_ie)^2$$

if(pa>pc) and (pc>pe) then

$$dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in$$
$$dH0_out_ad=(u_a+Rgas*Y1)*min_va$$
$$dm_ad=ma_in-min_va$$

$$dH0_in_es=(u+Rgas*Y2)*mout_ve$$
$$dH0_out_es=(u_e+Rgas*Y3)*mout_tur$$
$$dm_es=mout_ve-mout_tur$$

$$dm=min_va-mout_ve$$

$$dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT$$
$$dT_dteta2=((Qsf+dH0_out_ad-dH0_in_es-u*dm)/m_cil-(Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc-dfi*du_dfi)/du_dT$$
$$dT_dteta3=((Q_e+dH0_in_es-dH0_out_es-u_e*dm_es)/m_e)-dfie*due_dfi)/due_dT$$

else

if(pa<pc) and (pc>pe) then

$$dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in+(u+Rgas*Y2)*mout_va$$
$$dH0_out_ad=0$$
$$dm_ad=ma_in+mout_va$$

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
dH0_in_es=(u+Rgas*Y2)*mout_ve
dH0_out_es=(u_e+Rgas*Y3)*mout_tur
dm_es=mout_ve-mout_tur

    dm=- (mout_va+mout_ve)

dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT
dT_dteta2=((Qsf+dH0_out_ad-(dH0_in_es+(u+Rgas*Y2)*mout_va)-u*dm)/m_cil-
(Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc-dfi*du_dfi)/du_dT
dT_dteta3=((Q_e+dH0_in_es-dH0_out_es-u_e*dm_es)/m_e)-dfie*due_dfi)/due_dT

endif

    if(pa<pc) and (pc<pe) then

        dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in+(u+Rgas*Y2)*mout_va
        dH0_out_ad=0
        dm_ad=ma_in+mout_va

        dH0_in_es=0
        dH0_out_es=(u_e+Rgas*Y3)*(mout_tur+min_ve)
        dm_es=- (min_ve+mout_tur)

        dm=min_ve-mout_va

        dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT
        dT_dteta2=((Qsf+(u_e+Rgas*Y3)*min_ve-(u+Rgas*Y2)*mout_va-u*dm)/m_cil-
        (Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc-dfi*du_dfi)/du_dT
        dT_dteta3=((Q_e+dH0_in_es-dH0_out_es-u_e*dm_es)/m_e)-
        dfie*due_dfi)/due_dT

    endif

        if(pa>pc) and (pc<pe) then

            dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in
            dH0_out_ad=(u_a+Rgas*Y1)*min_va
            dm_ad=ma_in-min_va

            dH0_in_es=0
            dH0_out_es=(u_e+Rgas*Y3)*(mout_tur+min_ve)
            dm_es=- (min_ve+mout_tur)

            dm=min_va-min_ve

            dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT
            dT_dteta2=((Qsf+dH0_out_ad+(u_e+Rgas*Y3)*min_ve-u*dm)/m_cil-
            (Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc-dfi*du_dfi)/du_dT
            dT_dteta3=((Q_e+dH0_in_es-dH0_out_es-u_e*dm_es)/m_e)-
            dfie*due_dfi)/due_dT

        endif

    endif

endif
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

end

Este procedimiento primario es del traslape el cual calcula la presión, temperatura, volumen, calor trasferido y trabajo en el cilindro en su proceso de traslape, a su vez llama a los procedimientos: RK4TH_tr, VALVULA_ESCAPE, ESCAPE_FLUJO_NORMAL y ESCAPE_FLUJO_REVERSIBLE, VALVULA_ADMISION, ADMISION_FLUJO_NORMAL y ADMISION_FLUJO_REVERSIBLE.

```
procedure traslape(alfa,p_c,v_c,T_c,pr,vr,Qacum,Wn,masa_cil,T_e,p_e,m_e,fi_i,Asc,Ap,Dp,s,R
,u_g,h,Tw,rpm,T_a,p_a,Dva,omega,tao,omega_1,r_cig,l_biela,w_a,B_a,D_ia,Dsa,Dv,gamma,eta,ga
mma_1,w,B,Ds,D_i,fi_ie,D_a,p_atm,g,T_atm,D_e,Tg,Tamb,Y1,Y2,Y3,Vfc,rc,omegaB,omega_1B,ga
mmaB,gamma_1B,T_a2,T_c2,T_e2,m_e2,m_a2,masa_cil2,P_a2,P_e2,V_c2,P_c2,Qacum_A,Wn_
A,Lv_esc,Lv_adm,fi_i2,fi_ie2,Qsf,h_conv,tiempo$)
```

```
alfai=alfa
rad=alfai*pi/180
rad_1=(alfai+1)*pi/180
```

"cilindro"

```
p_mot=pr*(vr/v_c)^1.32
Ai=Asc+Ap+(pi*Dp*s/2)*(R+1-cos(rad)-sqrt(R^2-(sin(rad))^2))
h_conv=1.6*3.26*(p_c*1e-3)^0.8*Dp^(-0.2)*T_c^(-0.53)*u_g^0.8
Qsf=Ai*h_conv*(Tw-T_c)/(6*rpm) "j/o"
R_gas=287.0
dv_dteta=(Ap*pi/180)*(r_cig*sin(rad)+((r_cig^2*sin(rad)*cos(rad))/sqrt(l_biela^2-
r_cig^2*(sin(rad))^2)))
```

```
call VALVULA_ADMISION(Dva,omega,tao,omega_1:Lv_adm,omegaB,omega_1B)
```

```
if(p_a>p_c) then
```

```
    call ADMISION_FLUJO_NORMAL(p_c,t_a,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia
    rpm:min_va)
    mout_va=0
```

```
else
```

```
    call ADMISION_FLUJO_REVERSIBLE(p_c,t_c,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa,
    D_ia,rpm:mout_va)
    min_va=0
```

```
endif
```

```
call VALVULA_ESCAPE(Dv,gamma,eta,gamma_1:Lv_esc,gammaB,gamma_1B)
```

```
if(p_c>p_e) then
```

```
    call ESCAPE_FLUJO_NORMAL(p_c,T_c,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:mout_ve)
    min_ve=0
```

```
else
```

```
    call ESCAPE__FLUJO_REVERSIBLE(p_c,T_e,p_e,Lv_esc,Dv,w,B,Ds,D_i,rpm:min_ve)
    mout_ve=0
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
endif

if(p_a>p_c) and (p_c>p_e) then
    mtot_cil=min_va-mout_ve
else
    if(p_a<p_c) and (p_c>p_e) then
        mtot_cil=-mout_va-mout_ve
    endif
    if(p_a<p_c) and (p_c<p_e) then
        mtot_cil=-mout_va+min_ve
    endif
    if(p_a>p_c) and (p_c<p_e) then
        mtot_cil=min_va+min_ve
    endif
endif

dmfbc_dteta=-(0.0692*fi_i/(1+0.0692*fi_i))*mout_ve
dfic_dteta=((1+0.0692*fi_i)/masa_cil)*(((1+0.0692*fi_i)/0.0692)*dmfbc_dteta-fi_i*mtot_cil)
fi_i2=fi_i+dfic_dteta

"admission"

A_a=(pi*D_a^2)/4
V_a=0.6*A_a
dens_a=p_a/(R_gas*T_a)
m_a=dens_a*V_a

D_to=5.e-3
A_to=(pi*D_to^2)/4
r_pa=p_atm/p_a

u_mad=(0.6*mout_va*6*rpm)/(m_a)
a=sqrt(1.4*R_gas*T_a)
p_0=p_a*(1+(0.4/2)*(u_mad/a)^2)^(1.4/0.4)

if(r_pa<=1.83) then
    ma_in=(0.6*A_to*p_atm*sqrt((2*g/(g-1))*(1/(R_gas*T_atm))*((p_a/p_atm)^(2/g)-
    (p_a/p_atm)^((g+1)/g))))/(6*rpm)
else
    ma_in=(0.7*A_to*p_atm*sqrt((g/(R_gas*T_atm))*(2/(g+1))^(g+1)/(g-1))))/(6*rpm)
endif
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
if(p_a>p_c) then
    mtot_adm=ma_in-min_va "en el escape"
else
    mtot_adm=ma_in+mout_va
endif

"escape"

A_e=(pi*D_e^2)/4
V_e=0.6*A_e
dens_e=p_e/(R_gas*T_e)
m_e=dens_e*V_e
u_med=(0.6*mout_ve*6*rpm)/(m_e)
Q_long=(1.3361*Tg-82.86)*((Tg-Tamb)/(Tg-
30.0))*((D_e/0.04)^0.7541)*(u_med/15)^(0.05234+1.872e-4*Tg)
Q_es=(4*Q_long*masa_cil)/(6*rpm*pi*dens_e*D_e^2) "J"
a=sqrt(1.4*R_gas*T_e)
p_0=p_e*(1+(0.4/2)*(u_med/a)^2)^(1.4/0.4)
T_0=T_e*(1+(0.4/2)*(u_med/a)^2)
D_tobe=5.e-3
A_tobe=(pi*D_tobe^2)/4
r_p=p_0/p_atm

if(r_p<=1.83) then
    mout_tur=(0.6*A_tobe*p_0*sqrt(((2*g/(g-1))*(1/(R_gas*T_0))*((p_atm/p_0)^(2/g)-
(p_atm/p_0)^((g+1)/g))))/(6*rpm)
else
    mout_tur=(0.7*A_tobe*p_0*sqrt((g/(R_gas*T_0))*(2/(g+1))^((g+1)/(g-1))))/(6*rpm)
endif

if(p_c>p_e) then
    mtot_esc=mout_ve-mout_tur "en el escape"
else
    mtot_esc=-(min_ve+mout_tur)
endif

dmfb_dteta=0.0399*mout_ve-(0.0692*fi_ie/(1+0.0692*fi_ie))*mout_tur
dfie_dteta=((1+0.0692*fi_ie)/m_e)*(((1+0.0692*fi_ie)/0.0692)*dmfb_dteta-fi_ie*mtot_esc)
fi_ie2=fi_ie+dfie_dteta

"inicio de runge-kutta"
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
call RK4TH_tr(alfai,p_c,p_e,p_a,v_c,Y1,Y2,Y3,Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil,m_a,m_e,  
dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ma_in,min_va,mout_va,fi_i2,dfic_dteta,T_atm:  
dT1,dT2,dT3)
```

```
k1_1=h*dT1  
k1_2=h*dT2  
k1_3=h*dT3
```

```
call RK4TH_tr(alfai+(h/2),p_c,p_e,p_a,v_c,Y1+(k1_1/2),Y2+(k1_2/2),Y3+(k1_3/2),Qsf,Q_es,  
R_gas,masa_cil,m_a,m_e,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ma_in,min_va,mout  
_va,fi_i2,dfic_dteta,T_atm:dT1B,dT2B,dT3B)
```

```
k2_1=h*dT1B  
k2_2=h*dT2B  
k2_3=h*dT3B
```

```
call RK4TH_tr(alfai+(h/2),p_c,p_e,p_a,v_c,Y1+(k2_1/2),Y2+(k2_2/2),Y3+(k2_3/2),Qsf,Q_es,  
R_gas,masa_cil,m_a,m_e,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ma_in,min_va,mout  
_va,fi_i2,dfic_dteta,T_atm:dT1C,dT2C,dT3C)
```

```
k3_1=h*dT1C  
k3_2=h*dT2C  
k3_3=h*dT3C
```

```
call RK4TH_tr(alfai,p_c,p_e,p_a,v_c,Y1+k3_1,Y2+k3_2,Y3+k3_3,Qsf,Q_es,R_gas,masa_cil,  
m_a,m_e,dv_dteta,mout_ve,mout_tur,fi_ie2,dfie_dteta,min_ve,ma_in,min_va,mout_va,fi_i2,dfic_dte  
ta,T_atm:dT1D,dT2D,dT3D)
```

```
k4_1=h*dT1D  
k4_2=h*dT2D  
k4_3=h*dT3D
```

```
Y1_1=Y1+(k1_1+2*(k2_1+k3_1)+k4_1)/6.0  
Y1_2=Y2+(k1_2+2*(k2_2+k3_2)+k4_2)/6.0  
Y1_3=Y3+(k1_3+2*(k2_3+k3_3)+k4_3)/6.0
```

```
T_a2=Y1_1  
T_c2=Y1_2  
T_e2=Y1_3
```

```
m_e2=m_e+mtot_esc  
m_a2=m_a+mtot_adm
```

```
if(p_a>p_c) and (p_c>p_e) then
```

```
    masa_cil2=masa_cil+min_va-mout_ve
```

```
else
```

```
    if(p_a<p_c) and (p_c>p_e) then
```

```
        masa_cil2=masa_cil-mout_va-mout_ve
```

```
    endif
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
if(p_a<p_c) and (p_c<p_e) then
    masa_cil2=masa_cil-mout_va+min_ve
endif

if(p_a>p_c) and (p_c<p_e) then
    masa_cil2=masa_cil+min_va+min_ve
endif
endif

p_a2=m_a2*R_gas*T_a2/V_a
p_e2=m_e2*R_gas*T_e2/V_e
v_c2=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(rad_1)-sqrt(R^2-sin(rad_1)^2)))
p_c2=(masa_cil2*R_gas*T_c2)/V_c2
Qacum_A=Qacum+(Qsf*6*rpm) "J"
Delta_Wn=0.5*(p_c2+p_c)*(v_c2-v_c)
wn_A=wn+Delta_Wn

if(p_a2>p_atm) then
    "salir del programa por inconsistencia"
    tiempo$='mala distribución'
endif

if(p_e<p_atm) then
    "salir del programa por inconsistencia"
    tiempo$='mala distribución'
endif

end
end
```

Este es un procedimiento secundario el cual resuelve la ecuación 2.26 por el método de Runge-Kutta de el caso particular de la admisión, dicho procedimiento calcula la variación de temperatura con respecto a cada ángulo de giro del cigüeñal.

```
procedure RK4TH_adm(theta,pc,pa,Vc,Y1,Y2,Qsf,Rgas,m_cil,m_a,dv_dteta,ma_in,min_va,
mout_va,T_atm:dT_dteta1,dT_dteta2)
```

```
rad=theta*pi/180
alfa=theta
```

```
"cilindro"
"calculo de la energía interna del cilindro"
```

```
k1_c=0.692*Y2+39.17e-6*Y2^2+52.9e-9*Y2^3-228.62e-13*Y2^4+277.58e-17*Y2^5
dk1c_dT=0.692+7.834e-5*Y2+1.587e-7*Y2^2-9.145e-11*Y2^3+1.388e-14*Y2^4
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
u=1000*k1_c  
du_dT=1000*dk1c_dT
```

"admisión"

```
k1_a=0.692*Y1+39.17e-6*Y1^2+52.9e-9*Y1^3-228.62e-13*Y1^4+277.58e-17*Y1^5  
dk1a_dT=0.692+7.834e-5*Y1+1.587e-7*Y1^2-9.145e-11*Y1^3+1.388e-14*Y1^4
```

```
u_a=1000*k1_a  
dua_dT=1000*dk1a_dT
```

```
if(pa>pc) then
```

```
    dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in  
    dH0_out_ad=(u_a+Rgas*Y1)*min_va  
    dm_ad=ma_in-min_va
```

```
    dm=min_va
```

```
    dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT  
    dT_dteta2=((Qsf+dH0_out_ad-u*dm)/m_cil-(Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc)/du_dT
```

```
else
```

```
    dH0_in_ad=(u_a+Rgas*T_atm)*ma_in+(u+Rgas*Y2)*mout_va  
    dH0_out_ad=0  
    dm_ad=-ma_in+mout_va
```

```
    dm=-mout_va
```

```
    dT_dteta1=((dH0_in_ad-dH0_out_ad-u_a*dm_ad)/m_a)/dua_dT  
    dT_dteta2=((Qsf+dH0_out_ad-(u+Rgas*Y2)*mout_va-u*dm)/m_cil-  
    (Rgas*Y2*dv_dteta)/Vc)/du_dT
```

```
endif
```

```
end
```

Este procedimiento primario es de la admisión el cual calcula la presión, temperatura, volumen, calor trasferido y trabajo en el cilindro en su proceso de admisión, a su vez llama a los procedimientos: RK4TH_adm, VALVULA_ADMISION, ADMISION_FLUJO_NORMAL y ADMISION_FLUJO_REVERSIBLE.

procedure admision(alfa,p_c,v_c,T_c,pr,vr,Qacum,wn,masa_cil,T_a,p_a,Asc,Ap,Dp,s,R,u_g,Tw,rpm,r_cig,l_biela,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia,omega,omega_1,D_a,D_e,h,Y1,Y2,T_atm,tao,P_atm,g,vfc,rc,m_a,masa_cil2,T_c2,v_c2,p_c2,Qacum_A,wn_A,T_a2,p_a2,m_a2,omegaB,omega_1B,Qsf,h_cornv,tiempo\$)

```
alfai=alfa  
rad=alfai*pi/180  
rad_1=(alfai+1)*pi/180
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

"cilindro"

$$p_{\text{mot}} = p_r \cdot (v_r/v_c)^{1.32}$$

$$A_i = A_{\text{sc}} + A_p + (\pi \cdot D_p \cdot s/2) \cdot (R + 1 - \cos(\text{rad}) - \sqrt{R^2 - (\sin(\text{rad}))^2})$$

$$h_{\text{conv}} = 1.8 \cdot 3.26 \cdot (p_c \cdot 10^{-3})^{0.8} \cdot D_p^{(-0.2)} \cdot T_c^{(-0.53)} \cdot u_g^{0.8}$$

$$Q_{\text{sf}} = A_i \cdot h_{\text{conv}} \cdot (T_w - T_c) / (6 \cdot \text{rpm}) \quad \text{"j/grado"}$$

$$R_{\text{gas}} = 287.0$$

$$dv_{\text{dteta}} = (A_p \cdot \pi / 180) \cdot (r_{\text{cig}} \cdot \sin(\text{rad}) + ((r_{\text{cig}}^2 \cdot \sin(\text{rad}) \cdot \cos(\text{rad})) / \sqrt{(l_{\text{biela}}^2 - r_{\text{cig}}^2 \cdot (\sin(\text{rad}))^2)}))$$

call VALVULA_ADMISION(Dva,omega,tao,omega_1:Lv_adm,omegaB,omega_1B)

if(p_a>p_c) then

call ADMISION_FLUJO_NORMAL(p_c,t_a,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia,
rpm:min_va)
mout_va=0

else

call ADMISION_FLUJO_REVERSIBLE(p_c,t_c,p_a,Lv_adm,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia,
rpm:mout_va)
min_va=0

endif

if(p_a>p_c) then

$$m_{\text{tot_cil}} = \text{min_va}$$

else

$$m_{\text{tot_cil}} = -\text{mout_va}$$

endif

"admission"

$$A_a = (\pi \cdot D_a^2) / 4$$

$$V_a = 0.6 \cdot A_a$$

$$r_{\text{pa}} = p_{\text{atm}} / p_a$$

$$A_e = (\pi \cdot D_e^2) / 4$$

$$V_e = 0.6 \cdot A_e$$

$$D_{\text{to}} = 5 \cdot 10^{-3}$$

$$A_{\text{to}} = (\pi \cdot D_{\text{to}}^2) / 4$$

if(r_pa<=1.83) then

$$m_{\text{a_in}} = (0.6 \cdot A_{\text{to}} \cdot p_{\text{atm}} \cdot \sqrt{((2 \cdot g / (g-1)) \cdot (1 / (R_{\text{gas}} \cdot T_{\text{atm}}))) \cdot ((p_a / p_{\text{atm}})^{(2/g)} - (p_a / p_{\text{atm}})^{((g+1)/g))}}) / (6 \cdot \text{rpm})$$

else

$$m_{\text{a_in}} = (0.7 \cdot A_{\text{to}} \cdot p_{\text{atm}} \cdot \sqrt{(g / (R_{\text{gas}} \cdot T_{\text{atm}})) \cdot (2 / (g+1))^{(g+1)/(g-1)}}) / (6 \cdot \text{rpm})$$

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
endif

if(p_a>p_c) then
    mtot_adm=ma_in-min_va
else
    mtot_adm=ma_in+mout_va
endif

"inicio de runge-kutta"

call RK4TH_adm(alfai,p_c,p_a,V_c,Y1,Y2,Qsf,R_gas,masa_cil,m_a,dv_dteta,ma_in,min_va,
mout_va,T_atm:dT1,dT2)

k1_1=h*dT1
k1_2=h*dT2

call RK4TH_adm(alfai+(h/2),p_c,p_a,V_c,Y1+(k1_1/2),Y2+(k1_2/2),Qsf,R_gas,masa_cil,m_a,
dv_dteta,ma_in,min_va,mout_va,T_atm:dT1B,dT2B)

k2_1=h*dT1B
k2_2=h*dT2B

call RK4TH_adm(alfai+(h/2),p_c,p_a,V_c,Y1+(k2_1/2),Y2+(k2_2/2),Qsf,R_gas,masa_cil,m_a,
dv_dteta,ma_in,min_va,mout_va,T_atm:dT1C,dT2C)

k3_1=h*dT1C
k3_2=h*dT2C

call RK4TH_adm(alfai+h,p_c,p_a,V_c,Y1+(k3_1),Y2+(k3_2),Qsf,R_gas,masa_cil,m_a,dv_dteta,
ma_in,min_va,mout_va,T_atm:dT1D,dT2D)

k4_1=h*dT1D
k4_2=h*dT2D

Y1_1=Y1+(k1_1+2*(k2_1+k3_1)+k4_1)/6.0
Y1_2=Y2+(k1_2+2*(k2_2+k3_2)+k4_2)/6.0

T_a2=Y1_1
T_c2=Y1_2
m_a2=m_a+mtot_adm

if(p_a>p_c) then
    masa_cil2=masa_cil+min_va
else
    masa_cil2=masa_cil-mout_va
endif

p_a2=m_a2*R_gas*T_a2/V_a
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
v_c2=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(rad_1)-sqrt(R^2-sin(rad_1)^2)))
p_c2=(masa_cil2*R_gas*T_c2)/V_c2
Qacum_A=Qacum+(Qsf*6*rpm) "J"
Delta_Wn=0.5*(p_c2+p_c)*(v_c2-v_c)
wn_A=wn+Delta_Wn
```

```
if(p_a>p_atm) then
```

```
    "salir del programa por inconsistencia"
    tiempo$='mala distribución'
```

```
endif
```

```
end
```

Este es el programa o modulo principal que manda llamar a los módulos primarios, es un procedimiento también pero de aquí parte todo, ya que en el entran todos los datos solicitados por el programa y tiene una serie de condiciones que dependiendo de los grados de avance del cigüeñal determinará que proceso se realizara y dependiendo de el proceso que se realice arrojará la presión, temperatura, volumen, calor trasferido y trabajo que se almacenara en una tabla de resultados.

```
procedure Diesel(alfa,run,cierre_adm,comb_ini,ap_escape,cierre_escape,durac_comb,ap_adm,
adm_close,Tw,Dp,Asc,rc,s,rpm,CN,p1,T1,r_cig,l_biel,Rel_Ac,Ds,B,Dv,W,D_i,D_e,P_atm,Dsa,B_a,
Dva,W_a,D_ia,D_a,pc_ini,Tc_ini,Tamb,T_atm,pi,Vmp,Ap,Vd,Vfc,R,T_ret,h_for,tiempo$,pc,vc,tc,Qa
cum_A,wn_A,masa_cil,T_e,p_e,Lv_esc,m_e2,fi_ie2,gammaB,gamma_1B,fi_i2,p_a,T_a,omegaB,o
mega_1B,m_a2,Lv_adm,R_gas,Qsf,h_conv,power,n_volumetrica)
```

```
h=1
```

```
p_e=101300
T_e=300 "K"
Lv_esc=0
m_e2=0
fi_ie2=0
gammaB=1.0
gamma_1B=1.0
```

```
fi_i2=0
p_a=0.8e5
T_a=298.0 "K"
omegaB=1.0
omega_1B=1.0
m_a2=0
Lv_adm=0
R_gas=287
Qsf=0
h_conv=0
power=0
n_volumetrica=0
```

```
if(alfa>=cierre_adm) and (alfa<=(comb_ini-1)) then
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
tiempo$='compresion'  
if (alfa=cierre_adm) then  
  
    Qacum_A=0.0  
    Wn_A=0  
    ang_a_ca=cierre_adm-1  
    radini=cierre_adm*pi/180  
    ang_ainicomb=comb_ini-1  
    u_g=2.28*Vmp  
    R_gas=287 [J/Kg k]  
    v1=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos(radini)-sqrt(R^2-sin(radini)^2)))  
    vc=v1  
    masa_cil=p1*v1/(T1*287)  
    mti=masa_cil/Rel_Ac  
    pc=p1  
    tc=t1  
  
else  
  
    u_g=2.28*Vmp  
    R_gas=287 [J/Kg k]  
  
    p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')  
    t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')  
    v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')  
    Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')  
    Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')  
  
    masa_cil=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')  
  
    call compresion(alfa,p1,v1,t1,Qacum,wn,masa_cil,rpm,Asc,Ap,Dp,R,h,u_g,s,r_cig,rc,  
    Tw,l_biel,a,Vfc,R_gas:pc,vc,tc,Qacum_A,wn_A,Qsf,h_conv)  
  
endif  
  
endif  
  
if(alfa>=comb_ini) and (alfa<=ap_escape) then  
  
    tiempo$='combustion'  
  
    p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')  
    t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')  
    v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')  
  
    pr=TableValue('Diesel',1,'pc')  
    tr=TableValue('Diesel',1,'tc')  
    vr=TableValue('Diesel',1,'vc')  
    Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')  
    Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')  
    masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
m_a= TableValue('Diesel',1,'masa_cil')
mti=m_a/Rel_Ac
u_g=2.28*Vmp
```

```
call combustion(alfa,p1,v1,t1,pr,tr,vr,Qacum,wn,masa_cil1,durac_comb,comb_ini,T_ret,rpm,mti,
m_a,Asc,Ap,Dp,R,vd,h,u_g,s,r_cig,rc,Tw,l_biela,Vfc,h_for,pc,vc,tc,Qacum_A,wn_A,masa_cil,fi_i2,m
fq_punto,FB,R_gas,Qsf,h_conv)
```

```
endif
```

```
if(alfa>ap_escape) and (alfa<=(ap_adm)) then
```

```
tiempo$='escape'
```

```
R_gas=287
```

```
if (alfa=(ap_escape+1)) then
```

```
p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')
t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')
v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')

pr=TableValue('Diesel',1,'pc')
tr=TableValue('Diesel',1,'tc')
vr=TableValue('Diesel',1,'vc')
Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')
Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')
masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')
```

```
p_e1=101330
T_e1=300 "K"
Tg=T_e1-273.15 "C"
g=1.4 "indice adiabatico"
fi_ie=0
Y1=t1
Y2=T_e1
eta=(cierre_escape-ap_escape)/2
gamma=1.0
gamma_1=1.0
u_g=6.18*Vmp
```

```
else
```

```
p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')
t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')
v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')

pr=TableValue('Diesel',1,'pc')
tr=TableValue('Diesel',1,'tc')
vr=TableValue('Diesel',1,'vc')
Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')
Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')
masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
p_e1=TableValue('Diesel',run-1,'p_e')
T_e1=TableValue('Diesel',run-1,'T_e') "K"

Tg=300-273.15 "C""T_e1"
g=1.4 "indice adiabatico"
fi_ie=TableValue('Diesel',run-1,'fi_ie2')
Y1=TableValue('Diesel',run-1,'Tc')
Y2=TableValue('Diesel',run-1,'T_e')
eta=(cierre_escape-ap_escape)/2
gamma=TableValue('Diesel',run-1,'gammaB')
gamma_1=TableValue('Diesel',run-1,'gamma_1B')
u_g=6.18*Vmp

endif
fi_i2=TableValue('Diesel',run-1,'fi_i2')
```

```
call escape(alfa,pr,vr,p1,v1,T1,Qacum,wn,masa_cil1,Asc,Ap,Dp,s,R,u_g,Tw,rpm,r_cig,l_biela,
p_e1,D_e,R_gas,T_e1,Tg,Tamb,g,fi_ie,Y1,Y2,h,rc,eta,Dv,gamma,gamma_1,w,B,Ds,D_i,p_atm,ap_
escape,Vfc:T_e,p_e,Lv_esc,m_e2,masa_cil,Tc,vc,pc,Qacum_A,wn_A,fi_ie2,gammaB,gamma_1B,
Qsf,h_conv,tiempo$)
```

endif

```
if(alfa>ap_adm) and (alfa<=(cierre_escape)) then
```

```
tiempo$='traslape'
```

```
R_gas=287
```

```
Tg=TableValue('Diesel',run-1,'T_e')-273.15 "C"
```

```
if (alfa=ap_adm+1) then
```

```
p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')
t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')
v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')
```

```
pr=TableValue('Diesel',1,'pc')
tr=TableValue('Diesel',1,'tc')
vr=TableValue('Diesel',1,'vc')
Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')
Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')
masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')
```

```
p_e1=TableValue('Diesel',run-1,'p_e')
T_e1=TableValue('Diesel',run-1,'T_e') "K"
```

```
p_a1=0.8e5
T_a1=298.0 "K"
```

```
Y1=T_a
Y2=t1
Y3=TableValue('Diesel',run-1,'T_e')
```

```
g=1.4 "indice adiabatico"
u_g=6.18*Vmp
```

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

```
fi_ie=TableValue('Diesel',run-1,'fi_ie2')
eta=(cierre_escape-ap_escape)/2
gamma=TableValue('Diesel',run-1,'gammaB')
gamma_1=TableValue('Diesel',run-1,'gamma_1B')
tao=(cierre_adm-ap_adm)/2
omega=1.0
omega_1=1.0
m_e1=TableValue('Diesel',run-1,'m_e2')
fi_i=0
```

else

```
p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')
t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')
v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')
```

```
pr=TableValue('Diesel',1,'pc')
tr=TableValue('Diesel',1,'tc')
vr=TableValue('Diesel',1,'vc')
Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')
Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')
masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')
```

```
p_e1=TableValue('Diesel',run-1,'p_e')
T_e1=TableValue('Diesel',run-1,'T_e') "K"
```

```
p_a1=TableValue('Diesel',run-1,'p_a')
T_a1=TableValue('Diesel',run-1,'T_a') "K"
```

```
Y1=TableValue('Diesel',run-1,'T_a')
Y2=TableValue('Diesel',run-1,'Tc')
Y3=TableValue('Diesel',run-1,'T_e')
```

```
u_g=6.18*Vmp
g=1.4 "indice adiabatico"
```

```
eta=(cierre_escape-ap_escape)/2
gamma=TableValue('Diesel',run-1,'gammaB')
gamma_1=TableValue('Diesel',run-1,'gamma_1B')
tao=(cierre_adm-ap_adm)/2
omega=TableValue('Diesel',run-1,'omegaB')
omega_1=TableValue('Diesel',run-1,'omega_1B')
fi_ie=TableValue('Diesel',run-1,'fi_ie2')
m_e1=TableValue('Diesel',run-1,'m_e2')
fi_i=TableValue('Diesel',run-1,'fi_i2')
```

endif

```
call traslape(alfa,p1,v1,T1,pr,vr,Qacum,Wn,masa_cil1,T_e1,p_e1,m_e1,fi_i,Asc,Ap,Dp,s,R,u_g,h,
Tw,rpm,T_a1,p_a1,Dva,omega,tao,omega_1,r_cig,l_biela,w_a,B_a,D_ia,Dsa,Dv,gamma,eta,gamm
a_1,w,B,Ds,D_i,fi_ie,D_a,p_atm,g,T_atm,D_e,Tg,Tamb,Y1,Y2,Y3,Vfc,rc,omegaB,omega_1B,gamm
aB,gamma_1B,T_a,Tc,T_e,m_e2,m_a2,masa_cil,P_a,P_e,Vc,Pc,Qacum_A,Wn_A,Lv_esc,Lv_adm,
fi_i2,fi_ie2,Qsf,h_conv,tiempo$)
```

endif

if(alfa>cierre_escape) and (alfa<=(adm_close)) then

tiempo\$='admisión'

R_gas=287

p1=TableValue('Diesel',run-1,'pc')

t1=TableValue('Diesel',run-1,'tc')

v1=TableValue('Diesel',run-1,'vc')

pr=TableValue('Diesel',1,'pc')

tr=TableValue('Diesel',1,'tc')

vr=TableValue('Diesel',1,'vc')

Qacum=TableValue('Diesel',run-1,'Qacum_A')

Wn=TableValue('Diesel',run-1,'Wn_A')

masa_cil1=TableValue('Diesel',run-1,'masa_cil')

p_a1=TableValue('Diesel',run-1,'p_a')

T_a1=TableValue('Diesel',run-1,'T_a') "K"

u_g=6.18*Vmp

omega=TableValue('Diesel',run-1,'omegaB')

omega_1=TableValue('Diesel',run-1,'omega_1B')

Y1=TableValue('Diesel',run-1,'T_a')

Y2=TableValue('Diesel',run-1,'Tc')

tao=(cierre_adm-ap_adm)/2

g=1.4 "índice adiabático"

m_a1=TableValue('Diesel',run-1,'m_a2')

call admisión(alfa,p1,v1,T1,pr,vr,Qacum,wn,masa_cil1,T_a1,p_a1,Asc,Ap,Dp,s,R,u_g,Tw,rpm,r_cig,l_biela,Dva,w_a,B_a,Dsa,D_ia,omega,omega_1,D_a,D_e,h,Y1,Y2,T_atm,tao,P_atm,g,vfc,rc,m_a1,masa_cil,Tc,vc,pc,Qacum_A,wn_A,T_a,p_a,m_a2,omegaB,omega_1B,Qsf,h_conv,tiempo\$)

endif

if(run=721) then

densi_aire=1.181 "kg/m3"

v1=Vfc*(1+0.5*(rc-1)*(R+1-cos((TableValue('Diesel',1,'alfa'))*pi/180)-sqrt(R^2-sin((TableValue('Diesel',1,'alfa'))*pi/180)^2)))

power=wn_A*((rpm/60)/2)

n_volumetrica=masa_cil/(TableValue('Diesel',1,'masa_cil'))

endif

end

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

Datos de entrada para la corrida del modelado para un motor específico.

cierre_adm=243	"cierre a la admisión en grados"
comb_ini=353	"inicio de la combustión en grados"
ap_escape=477	"apertura al escape en grados"
cierre_escape=743	"cierre al escape en grados"
durac_comb=120	"duración de la combustión en grados"
ap_adm=697	"apertura a la admisión en grados"
adm_close=963	"cierre a la admisión final en grados"
Tw=350.0 "K"	"temperatura de pared (limite del volumen de control)"
Dp=0.095 [m]	"diámetro del pistón"
Asc=0.009	"área de la cabeza del cilindro"
rc=17	"relación de compresión"
s=0.095 [m]	"carrera"
rpm=1795.0	"revoluciones por minuto"
CN=52.0	"Numero de cetanos del combustible"
p1=0.7e5 [pa]	"presión del cilindro inicial"
T1=298.0 [k]	"Temperatura del cilindro inicial"
r_cig=0.0457[m]	"radio del cigüeñal"
l_biela=0.16 [m]	"longitud de la biela"
Rel_Ac=20.0	"relación aire/combustible"
Ds=6.56e-3 [m]	"diámetro del vástago de la válvula de escape"
B=0.785398 [deg]	"ángulo del asiento de escape"
Dv=36.1e-3 [m]	"diámetro de la cabeza de válvula de escape"
W=2.3e-3 [m]	"ancho del asiento"
D_i=26.3e-3 [m]	"diámetro del sello interno"
D_e=0.035[m]	"diámetro del conducto de escape"
P_atm=1.013e5 [pa]	"presión atmosférica"
Dsa=7.25e-3 [m]	"diámetro del vástago de la válvula de admisión"
B_a=0.785398 [deg]	"ángulo del asiento de admisión"
Dva=39.9e-3 [m]	"diámetro de la cabeza de válvula de admisión"
W_a=2.5e-3 [m]	"ancho del asiento"
D_ia=29.0e-3 [m]	"diámetro del sello interno"
D_a=0.035 [m]	"diámetro del conducto de admisión"
pc_ini =p1	
Tc_ini=T1	
Tamb=T1-273.15	
T_atm=T1	
pi=4*arcTan(X)	
Vmp=2*s*rpm/60	
Ap=pi*Dp**2/4	
Vd=Ap*s	
Vfc=Vd/(rc-1)	
R=l_biela/r_cig	

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

"tiempo de retraso"

Esta ecuación calcula el tiempo de retraso del motor.

$$T_{ret} = (0.36 + 0.22 * V_{mp}) * \exp\left(\frac{618840}{(CN + 25)} * \left(\frac{1}{(8.3143 * 697.0)} - \frac{1}{17190}\right) * \left(\frac{21.2}{(28 - 12.4)}\right)^{0.63}\right)$$

Aquí se manda a llamar al programa o modulo principal con todos los datos de entrada cargados.

call Diesel(alfa,tablerun#,cierre_adm,comb_ini,ap_escape,cierre_escape,durac_comb,ap_adm,adm_close,Tw,Dp,Asc,rc,s,rpm,CN,p1,T1,r_cig,l_biel,Rel_Ac,Ds,B,Dv,W,D_i,D_e,P_atm,Dsa,B_a,Dva,W_a,D_ia,D_a,pc_ini,Tc_ini,Tamb,T_atm,pi,Vmp,Ap,Vd,Vfc,R,T_ret,h_for,proceso\$,pc,vc,tc,Qacum_A,wn_A,masa_cil,T_e,p_e,Lv_esc,m_e2,fi_ie2,gammaB,gamma_1B,fi_i2,p_a,T_a,omegaB,omega_1B,m_a2,Lv_adm,R_gas,Qsf,h_conv,power,n_volumetrica)

APÉNDICE A4

RESULTADOS DE LA CORRIDA DE PRUEBA

alfa	proceso\$	pc	tc	vc	wn_A	masa_cil
243	compresion	70000	298	0.0005704	0	0.0004669
244	compresion	71372	298.9	0.0005612	-0.6499	0.0004669
245	compresion	72207	299.9	0.0005566	-0.9867	0.0004669
246	compresion	73071	300.9	0.0005518	-1.332	0.0004669
247	compresion	73964	301.9	0.000547	-1.686	0.0004669
248	compresion	74886	303	0.0005421	-2.049	0.0004669
249	compresion	75840	304	0.0005372	-2.42	0.0004669
250	compresion	76827	305.1	0.0005322	-2.801	0.0004669
251	compresion	77847	306.3	0.0005271	-3.192	0.0004669
252	compresion	78902	307.4	0.000522	-3.592	0.0004669
253	compresion	79993	308.6	0.0005169	-4.002	0.0004669
254	compresion	81122	309.8	0.0005117	-4.422	0.0004669
255	compresion	82290	311	0.0005064	-4.852	0.0004669
256	compresion	83499	312.2	0.0005011	-5.293	0.0004669
257	compresion	84750	313.5	0.0004957	-5.744	0.0004669
258	compresion	86046	314.8	0.0004903	-6.207	0.0004669
259	compresion	87387	316.2	0.0004848	-6.681	0.0004669
260	compresion	88777	317.6	0.0004793	-7.166	0.0004669
261	compresion	90216	319	0.0004738	-7.663	0.0004669
262	compresion	91708	320.4	0.0004682	-8.173	0.0004669
263	compresion	93253	321.9	0.0004625	-8.694	0.0004669
264	compresion	94856	323.4	0.0004568	-9.229	0.0004669
265	compresion	96517	324.9	0.0004511	-9.776	0.0004669
266	compresion	98241	326.5	0.0004454	-10.34	0.0004669
267	compresion	100028	328.1	0.0004396	-10.91	0.0004669
268	compresion	101883	329.8	0.0004337	-11.5	0.0004669
269	compresion	103809	331.5	0.0004279	-12.1	0.0004669
270	compresion	105808	333.2	0.000422	-12.72	0.0004669
271	compresion	107885	335	0.0004161	-13.35	0.0004669
272	compresion	110042	336.8	0.0004101	-14	0.0004669
273	compresion	112283	338.7	0.0004042	-14.66	0.0004669
274	compresion	114613	340.6	0.0003982	-15.34	0.0004669
275	compresion	117036	342.5	0.0003921	-16.04	0.0004669
276	compresion	119556	344.5	0.0003861	-16.76	0.0004669
277	compresion	122178	346.5	0.0003801	-17.49	0.0004669
278	compresion	124907	348.6	0.000374	-18.24	0.0004669
279	compresion	127749	350.8	0.0003679	-19	0.0004669
280	compresion	130709	352.9	0.0003618	-19.79	0.0004669
281	compresion	133793	355.2	0.0003557	-20.6	0.0004669
282	compresion	137007	357.5	0.0003496	-21.43	0.0004669
283	compresion	140359	359.8	0.0003435	-22.27	0.0004669
284	compresion	143855	362.2	0.0003374	-23.14	0.0004669

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

285	compresion	147504	364.7	0.0003313	-24.03	0.0004669
286	compresion	151313	367.2	0.0003252	-24.94	0.0004669
287	compresion	155290	369.8	0.0003191	-25.88	0.0004669
288	compresion	159446	372.4	0.000313	-26.84	0.0004669
289	compresion	163790	375.1	0.0003069	-27.82	0.0004669
290	compresion	168332	377.9	0.0003008	-28.83	0.0004669
291	compresion	173083	380.7	0.0002947	-29.87	0.0004669
292	compresion	178056	383.6	0.0002887	-30.93	0.0004669
293	compresion	183263	386.6	0.0002827	-32.02	0.0004669
294	compresion	188717	389.6	0.0002767	-33.13	0.0004669
295	compresion	194432	392.8	0.0002707	-34.28	0.0004669
296	compresion	200425	396	0.0002647	-35.45	0.0004669
297	compresion	206711	399.3	0.0002588	-36.66	0.0004669
298	compresion	213308	402.6	0.0002529	-37.9	0.0004669
299	compresion	220234	406.1	0.0002471	-39.17	0.0004669
300	compresion	227511	409.6	0.0002412	-40.47	0.0004669
301	compresion	235158	413.2	0.0002355	-41.81	0.0004669
302	compresion	243199	416.9	0.0002297	-43.18	0.0004669
303	compresion	251658	420.7	0.000224	-44.59	0.0004669
304	compresion	260562	424.6	0.0002184	-46.04	0.0004669
305	compresion	269939	428.6	0.0002128	-47.52	0.0004669
306	compresion	279818	432.7	0.0002072	-49.05	0.0004669
307	compresion	290232	437	0.0002017	-50.61	0.0004669
308	compresion	301215	441.3	0.0001963	-52.22	0.0004669
309	compresion	312804	445.7	0.0001909	-53.87	0.0004669
310	compresion	325038	450.2	0.0001856	-55.57	0.0004669
311	compresion	337960	454.9	0.0001803	-57.31	0.0004669
312	compresion	351615	459.6	0.0001752	-59.1	0.0004669
313	compresion	366050	464.5	0.00017	-60.93	0.0004669
314	compresion	381318	469.5	0.000165	-62.82	0.0004669
315	compresion	397474	474.7	0.00016	-64.76	0.0004669
316	compresion	414576	479.9	0.0001551	-66.75	0.0004669
317	compresion	432687	485.3	0.0001503	-68.79	0.0004669
318	compresion	451873	490.8	0.0001456	-70.89	0.0004669
319	compresion	472205	496.5	0.0001409	-73.04	0.0004669
320	compresion	493759	502.3	0.0001363	-75.25	0.0004669
321	compresion	516613	508.3	0.0001318	-77.52	0.0004669
322	compresion	540851	514.3	0.0001274	-79.84	0.0004669
323	compresion	566561	520.6	0.0001231	-82.23	0.0004669
324	compresion	593836	526.9	0.0001189	-84.68	0.0004669
325	compresion	622770	533.5	0.0001148	-87.19	0.0004669
326	compresion	653464	540.1	0.0001108	-89.75	0.0004669
327	compresion	686019	546.9	0.0001068	-92.38	0.0004669
328	compresion	720541	553.9	0.000103	-95.08	0.0004669
329	compresion	757133	561	0.00009928	-97.83	0.0004669
330	compresion	795900	568.2	0.00009566	-100.6	0.0004669
331	compresion	836946	575.5	0.00009214	-103.5	0.0004669
332	compresion	880366	583	0.00008874	-106.4	0.0004669

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

333	compresion	926253	590.6	0.00008544	-109.4	0.0004669
334	compresion	974686	598.3	0.00008225	-112.4	0.0004669
335	compresion	1.03E+06	606.1	0.00007918	-115.5	0.0004669
336	compresion	1.08E+06	614	0.00007622	-118.6	0.0004669
337	compresion	1.14E+06	621.9	0.00007337	-121.8	0.0004669
338	compresion	1.20E+06	629.9	0.00007064	-125	0.0004669
339	compresion	1.26E+06	637.9	0.00006803	-128.2	0.0004669
340	compresion	1.32E+06	645.9	0.00006554	-131.4	0.0004669
341	compresion	1.39E+06	653.9	0.00006317	-134.6	0.0004669
342	compresion	1.46E+06	661.9	0.00006092	-137.8	0.0004669
343	compresion	1.53E+06	669.7	0.00005879	-141	0.0004669
344	compresion	1.60E+06	677.4	0.00005678	-144.1	0.0004669
345	compresion	1.67E+06	685	0.0000549	-147.2	0.0004669
346	compresion	1.75E+06	692.3	0.00005315	-150.2	0.0004669
347	compresion	1.82E+06	699.4	0.00005152	-153.1	0.0004669
348	compresion	1.89E+06	706.1	0.00005002	-155.8	0.0004669
349	compresion	1.96E+06	712.5	0.00004865	-158.5	0.0004669
350	compresion	2.03E+06	718.5	0.00004741	-161	0.0004669
351	compresion	2.10E+06	723.9	0.00004629	-163.3	0.0004669
352	compresion	2.16E+06	728.8	0.00004531	-165.4	0.0004669
353	combustion	2.62E+06	868.2	0.00004446	-167.4	0.0004673
354	combustion	3.18E+06	1033	0.00004373	-169.5	0.0004681
355	combustion	3.61E+06	1156	0.00004314	-171.5	0.000469
356	combustion	3.93E+06	1244	0.00004268	-173.2	0.0004697
357	combustion	4.20E+06	1319	0.00004235	-174.6	0.0004703
358	combustion	4.46E+06	1392	0.00004215	-175.4	0.0004709
359	combustion	4.71E+06	1464	0.00004209	-175.7	0.0004716
360	combustion	4.94E+06	1536	0.00004215	-175.4	0.0004723
361	combustion	5.15E+06	1606	0.00004235	-174.4	0.000473
362	combustion	5.33E+06	1674	0.00004268	-172.7	0.0004737
363	combustion	5.49E+06	1740	0.00004314	-170.2	0.0004745
364	combustion	5.62E+06	1803	0.00004373	-166.9	0.0004753
365	combustion	5.73E+06	1864	0.00004446	-162.8	0.000476
366	combustion	5.81E+06	1922	0.00004531	-157.9	0.0004768
367	combustion	5.86E+06	1977	0.00004629	-152.1	0.0004776
368	combustion	5.88E+06	2030	0.00004741	-145.6	0.0004783
369	combustion	5.88E+06	2079	0.00004865	-138.3	0.0004791
370	combustion	5.85E+06	2126	0.00005002	-130.2	0.0004798
371	combustion	5.81E+06	2170	0.00005152	-121.5	0.0004805
372	combustion	5.75E+06	2211	0.00005315	-112.1	0.0004811
373	combustion	5.67E+06	2249	0.0000549	-102.1	0.0004818
374	combustion	5.57E+06	2285	0.00005678	-91.53	0.0004824
375	combustion	5.47E+06	2317	0.00005879	-80.47	0.000483
376	combustion	5.35E+06	2347	0.00006092	-68.97	0.0004836
377	combustion	5.22E+06	2374	0.00006317	-57.08	0.0004841
378	combustion	5.09E+06	2398	0.00006554	-44.85	0.0004846
379	combustion	4.95E+06	2419	0.00006803	-32.34	0.0004851
380	combustion	4.81E+06	2438	0.00007064	-19.59	0.0004855

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

381	combustion	4.67E+06	2455	0.00007337	-6.658	0.0004859
382	combustion	4.52E+06	2469	0.00007622	6.418	0.0004863
383	combustion	4.38E+06	2481	0.00007918	19.59	0.0004867
384	combustion	4.23E+06	2490	0.00008225	32.83	0.000487
385	combustion	4.09E+06	2497	0.00008544	46.09	0.0004873
386	combustion	3.95E+06	2503	0.00008874	59.34	0.0004876
387	combustion	3.81E+06	2506	0.00009214	72.56	0.0004879
388	combustion	3.67E+06	2508	0.00009566	85.71	0.0004881
389	combustion	3.54E+06	2508	0.00009928	98.77	0.0004883
390	combustion	3.41E+06	2506	0.000103	111.7	0.0004885
391	combustion	3.29E+06	2503	0.0001068	124.5	0.0004887
392	combustion	3.17E+06	2499	0.0001108	137.2	0.0004889
393	combustion	3.05E+06	2493	0.0001148	149.7	0.000489
394	combustion	2.94E+06	2486	0.0001189	162.1	0.0004892
395	combustion	2.83E+06	2477	0.0001231	174.2	0.0004893
396	combustion	2.72E+06	2468	0.0001274	186.2	0.0004894
397	combustion	2.62E+06	2458	0.0001318	197.9	0.0004895
398	combustion	2.52E+06	2447	0.0001363	209.5	0.0004896
399	combustion	2.43E+06	2435	0.0001409	220.8	0.0004897
400	combustion	2.34E+06	2423	0.0001456	231.9	0.0004897
401	combustion	2.26E+06	2410	0.0001503	242.8	0.0004898
402	combustion	2.17E+06	2397	0.0001551	253.5	0.0004898
403	combustion	2.09E+06	2383	0.00016	263.9	0.0004899
404	combustion	2.02E+06	2368	0.000165	274.2	0.0004899
405	combustion	1.95E+06	2354	0.00017	284.2	0.00049
406	combustion	1.88E+06	2339	0.0001752	294	0.00049
407	combustion	1.81E+06	2324	0.0001803	303.5	0.00049
408	combustion	1.75E+06	2308	0.0001856	312.9	0.0004901
409	combustion	1.69E+06	2293	0.0001909	322	0.0004901
410	combustion	1.63E+06	2278	0.0001963	331	0.0004901
411	combustion	1.58E+06	2262	0.0002017	339.7	0.0004901
412	combustion	1.53E+06	2247	0.0002072	348.2	0.0004901
413	combustion	1.48E+06	2232	0.0002128	356.6	0.0004902
414	combustion	1.43E+06	2217	0.0002184	364.7	0.0004902
415	combustion	1.38E+06	2202	0.000224	372.6	0.0004902
416	combustion	1.34E+06	2187	0.0002297	380.4	0.0004902
417	combustion	1.30E+06	2172	0.0002355	388	0.0004902
418	combustion	1.26E+06	2157	0.0002412	395.3	0.0004902
419	combustion	1.22E+06	2143	0.0002471	402.6	0.0004902
420	combustion	1.18E+06	2129	0.0002529	409.6	0.0004902
421	combustion	1.15E+06	2115	0.0002588	416.5	0.0004902
422	combustion	1.12E+06	2101	0.0002647	423.2	0.0004902
423	combustion	1.09E+06	2087	0.0002707	429.7	0.0004902
424	combustion	1.06E+06	2074	0.0002767	436.1	0.0004902
425	combustion	1.03E+06	2061	0.0002827	442.4	0.0004902
426	combustion	998426	2048	0.0002887	448.5	0.0004902
427	combustion	971941	2035	0.0002947	454.4	0.0004902
428	combustion	946582	2023	0.0003008	460.3	0.0004902

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

429	combustion	922291	2011	0.0003069	465.9	0.0004902
430	combustion	899018	1999	0.000313	471.5	0.0004902
431	combustion	876712	1987	0.0003191	476.9	0.0004902
432	combustion	855326	1976	0.0003252	482.2	0.0004902
433	combustion	834815	1965	0.0003313	487.3	0.0004902
434	combustion	815079	1954	0.0003374	492.4	0.0004902
435	combustion	796147	1943	0.0003435	497.3	0.0004902
436	combustion	777979	1933	0.0003496	502.1	0.0004902
437	combustion	760539	1922	0.0003557	506.8	0.0004902
438	combustion	743790	1912	0.0003618	511.4	0.0004902
439	combustion	727700	1902	0.0003679	515.9	0.0004902
440	combustion	712237	1893	0.000374	520.3	0.0004902
441	combustion	697370	1883	0.0003801	524.5	0.0004902
442	combustion	683073	1874	0.0003861	528.7	0.0004902
443	combustion	669319	1865	0.0003921	532.8	0.0004902
444	combustion	656082	1856	0.0003982	536.8	0.0004902
445	combustion	643340	1847	0.0004042	540.7	0.0004902
446	combustion	631069	1839	0.0004101	544.5	0.0004902
447	combustion	619249	1831	0.0004161	548.2	0.0004902
448	combustion	607860	1823	0.000422	551.8	0.0004902
449	combustion	596883	1815	0.0004279	555.4	0.0004902
450	combustion	586300	1807	0.0004337	558.9	0.0004902
451	combustion	576094	1799	0.0004396	562.2	0.0004902
452	combustion	566250	1792	0.0004454	565.5	0.0004902
453	combustion	556751	1785	0.0004511	568.8	0.0004902
454	combustion	547583	1777	0.0004568	571.9	0.0004902
455	combustion	538732	1770	0.0004625	575	0.0004902
456	combustion	530187	1764	0.0004682	578	0.0004902
457	combustion	521933	1757	0.0004738	581	0.0004902
458	combustion	513960	1750	0.0004793	583.9	0.0004902
459	combustion	506255	1744	0.0004848	586.7	0.0004902
460	combustion	498810	1738	0.0004903	589.4	0.0004902
461	combustion	491612	1732	0.0004957	592.1	0.0004902
462	combustion	484654	1726	0.0005011	594.7	0.0004902
463	combustion	477924	1720	0.0005064	597.3	0.0004902
464	combustion	471416	1714	0.0005117	599.8	0.0004902
465	combustion	465120	1708	0.0005169	602.2	0.0004902
466	combustion	459028	1703	0.000522	604.6	0.0004902
467	combustion	453133	1697	0.0005271	606.9	0.0004902
468	combustion	447428	1692	0.0005322	609.2	0.0004902
469	combustion	441906	1687	0.0005372	611.4	0.0004902
470	combustion	436560	1682	0.0005421	613.6	0.0004902
471	combustion	431383	1677	0.000547	615.7	0.0004902
472	combustion	426371	1672	0.0005518	617.8	0.0004902
473	combustion	421516	1667	0.0005566	619.8	0.0004902
474	combustion	416815	1662	0.0005612	621.8	0.0004902
475	combustion	412260	1658	0.0005659	623.7	0.0004902
476	combustion	407848	1653	0.0005704	625.5	0.0004902

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

477	combustion	403574	1649	0.0005749	627.4	0.0004902
478	escape	398202	1641	0.0005794	629.2	0.00049
479	escape	392579	1631	0.0005838	630.9	0.0004895
480	escape	386595	1621	0.0005881	632.6	0.0004888
481	escape	380279	1609	0.0005923	634.2	0.0004878
482	escape	373659	1596	0.0005965	635.8	0.0004866
483	escape	366763	1582	0.0006006	637.3	0.0004852
484	escape	359622	1567	0.0006046	638.7	0.0004835
485	escape	352263	1551	0.0006086	640.2	0.0004817
486	escape	344715	1534	0.0006125	641.5	0.0004797
487	escape	337008	1516	0.0006163	642.8	0.0004774
488	escape	329169	1497	0.0006201	644.1	0.000475
489	escape	321224	1478	0.0006238	645.3	0.0004724
490	escape	313201	1458	0.0006274	646.4	0.0004697
491	escape	305124	1437	0.0006309	647.5	0.0004667
492	escape	297016	1416	0.0006344	648.6	0.0004637
493	escape	288902	1394	0.0006378	649.6	0.0004604
494	escape	280801	1372	0.0006411	650.5	0.0004571
495	escape	272735	1350	0.0006444	651.4	0.0004536
496	escape	264721	1327	0.0006476	652.3	0.00045
497	escape	256778	1304	0.0006507	653.1	0.0004463
498	escape	248920	1281	0.0006538	653.9	0.0004425
499	escape	242002	1261	0.0006567	654.6	0.0004391
500	escape	235182	1241	0.0006596	655.3	0.0004357
501	escape	228484	1220	0.0006625	655.9	0.0004323
502	escape	221928	1200	0.0006652	656.6	0.0004288
503	escape	215536	1180	0.0006679	657.1	0.0004252
504	escape	209330	1160	0.0006705	657.7	0.0004217
505	escape	203329	1140	0.000673	658.2	0.0004182
506	escape	197555	1121	0.0006755	658.7	0.0004148
507	escape	192024	1103	0.0006779	659.2	0.0004114
508	escape	186756	1085	0.0006802	659.6	0.000408
509	escape	181766	1068	0.0006824	660	0.0004048
510	escape	177069	1051	0.0006846	660.4	0.0004018
511	escape	172679	1036	0.0006867	660.8	0.0003989
512	escape	168605	1021	0.0006887	661.1	0.0003961
513	escape	164857	1008	0.0006907	661.4	0.0003936
514	escape	161443	995.7	0.0006925	661.8	0.0003913
515	escape	158362	984.5	0.0006943	662	0.0003892
516	escape	155608	974.4	0.0006961	662.3	0.0003873
517	escape	153171	965.4	0.0006977	662.6	0.0003857
518	escape	151030	957.5	0.0006993	662.8	0.0003843
519	escape	149154	950.6	0.0007008	663	0.0003831
520	escape	147497	944.4	0.0007022	663.2	0.0003821
521	escape	146001	938.8	0.0007036	663.4	0.0003813
522	escape	144609	933.5	0.0007049	663.6	0.0003805
523	escape	143281	928.4	0.0007061	663.8	0.0003797
524	escape	141995	923.5	0.0007072	664	0.0003789

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

525	escape	140740	918.5	0.0007083	664.1	0.0003781
526	escape	139513	913.7	0.0007093	664.3	0.0003774
527	escape	138314	908.9	0.0007102	664.4	0.0003766
528	escape	137141	904.1	0.000711	664.5	0.0003758
529	escape	135994	899.3	0.0007118	664.6	0.000375
530	escape	134872	894.7	0.0007125	664.7	0.0003743
531	escape	133776	890	0.0007131	664.8	0.0003735
532	escape	132704	885.4	0.0007137	664.9	0.0003727
533	escape	131667	880.9	0.0007141	664.9	0.0003719
534	escape	130657	876.5	0.0007146	665	0.0003711
535	escape	129671	872.1	0.0007149	665	0.0003704
536	escape	128708	867.7	0.0007151	665	0.0003696
537	escape	127768	863.4	0.0007153	665.1	0.0003688
538	escape	126851	859.2	0.0007154	665.1	0.000368
539	escape	125957	855	0.0007155	665.1	0.0003673
540	escape	125085	850.8	0.0007154	665.1	0.0003665
541	escape	124234	846.7	0.0007153	665.1	0.0003657
542	escape	123406	842.6	0.0007151	665.1	0.0003649
543	escape	122599	838.6	0.0007149	665	0.0003642
544	escape	121814	834.6	0.0007146	665	0.0003634
545	escape	121050	830.7	0.0007141	664.9	0.0003626
546	escape	120306	826.8	0.0007137	664.9	0.0003618
547	escape	119584	822.9	0.0007131	664.8	0.0003611
548	escape	118882	819.2	0.0007125	664.7	0.0003603
549	escape	118200	815.4	0.0007118	664.6	0.0003595
550	escape	117538	811.7	0.000711	664.6	0.0003587
551	escape	116897	808.1	0.0007102	664.5	0.000358
552	escape	116275	804.5	0.0007093	664.4	0.0003572
553	escape	115672	800.9	0.0007083	664.2	0.0003564
554	escape	115089	797.4	0.0007072	664.1	0.0003557
555	escape	114525	793.9	0.0007061	664	0.0003549
556	escape	113981	790.5	0.0007049	663.8	0.0003541
557	escape	113455	787.1	0.0007036	663.7	0.0003534
558	escape	112947	783.8	0.0007022	663.5	0.0003526
559	escape	112458	780.5	0.0007008	663.4	0.0003518
560	escape	111987	777.3	0.0006993	663.2	0.0003511
561	escape	111534	774.1	0.0006977	663	0.0003503
562	escape	111099	770.9	0.0006961	662.9	0.0003495
563	escape	110682	767.8	0.0006943	662.7	0.0003488
564	escape	110282	764.7	0.0006925	662.5	0.000348
565	escape	109900	761.7	0.0006907	662.3	0.0003472
566	escape	109534	758.7	0.0006887	662	0.0003465
567	escape	109186	755.7	0.0006867	661.8	0.0003457
568	escape	108854	752.8	0.0006846	661.6	0.0003449
569	escape	108538	749.9	0.0006824	661.4	0.0003442
570	escape	108239	747	0.0006802	661.1	0.0003434
571	escape	107955	744.2	0.0006779	660.9	0.0003426
572	escape	107687	741.4	0.0006755	660.6	0.0003419

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

573	escape	107435	738.6	0.000673	660.3	0.0003411
574	escape	107198	735.9	0.0006705	660.1	0.0003403
575	escape	106976	733.2	0.0006679	659.8	0.0003395
576	escape	106768	730.5	0.0006652	659.5	0.0003388
577	escape	106575	727.9	0.0006625	659.2	0.000338
578	escape	106396	725.3	0.0006596	658.9	0.0003372
579	escape	106231	722.7	0.0006567	658.6	0.0003364
580	escape	106080	720.1	0.0006538	658.3	0.0003356
581	escape	105941	717.5	0.0006507	658	0.0003348
582	escape	105816	715	0.0006476	657.6	0.000334
583	escape	105703	712.4	0.0006444	657.3	0.0003331
584	escape	105602	709.9	0.0006411	657	0.0003323
585	escape	105513	707.4	0.0006378	656.6	0.0003315
586	escape	105436	704.9	0.0006344	656.2	0.0003306
587	escape	105370	702.4	0.0006309	655.9	0.0003298
588	escape	105315	699.9	0.0006274	655.5	0.0003289
589	escape	105270	697.5	0.0006238	655.1	0.000328
590	escape	105235	695	0.0006201	654.7	0.0003271
591	escape	105211	692.5	0.0006163	654.3	0.0003262
592	escape	105195	690	0.0006125	653.9	0.0003253
593	escape	105189	687.6	0.0006086	653.5	0.0003244
594	escape	105192	685.1	0.0006046	653.1	0.0003235
595	escape	105203	682.6	0.0006006	652.7	0.0003225
596	escape	105223	680.1	0.0005965	652.3	0.0003215
597	escape	105250	677.6	0.0005923	651.8	0.0003206
598	escape	105285	675.1	0.0005881	651.4	0.0003196
599	escape	105328	672.5	0.0005838	650.9	0.0003185
600	escape	105377	670	0.0005794	650.5	0.0003175
601	escape	105433	667.4	0.0005749	650	0.0003165
602	escape	105496	664.9	0.0005704	649.5	0.0003154
603	escape	105565	662.3	0.0005659	649	0.0003143
604	escape	105640	659.7	0.0005612	648.5	0.0003132
605	escape	105721	657	0.0005566	648	0.000312
606	escape	105808	654.4	0.0005518	647.5	0.0003109
607	escape	105900	651.7	0.000547	647	0.0003097
608	escape	105997	649	0.0005421	646.5	0.0003085
609	escape	106100	646.2	0.0005372	646	0.0003073
610	escape	106207	643.5	0.0005322	645.5	0.0003061
611	escape	106319	640.7	0.0005271	644.9	0.0003048
612	escape	106436	637.9	0.000522	644.4	0.0003035
613	escape	106557	635.1	0.0005169	643.8	0.0003022
614	escape	106683	632.2	0.0005117	643.3	0.0003009
615	escape	106812	629.3	0.0005064	642.7	0.0002995
616	escape	106946	626.4	0.0005011	642.1	0.0002981
617	escape	107083	623.4	0.0004957	641.6	0.0002967
618	escape	107225	620.4	0.0004903	641	0.0002953
619	escape	107370	617.4	0.0004848	640.4	0.0002938
620	escape	107518	614.3	0.0004793	639.8	0.0002923

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

621	escape	107670	611.2	0.0004738	639.2	0.0002908
622	escape	107825	608.1	0.0004682	638.6	0.0002892
623	escape	107983	605	0.0004625	638	0.0002877
624	escape	108144	601.8	0.0004568	637.4	0.0002861
625	escape	108308	598.5	0.0004511	636.8	0.0002844
626	escape	108474	595.3	0.0004454	636.1	0.0002828
627	escape	108644	592	0.0004396	635.5	0.0002811
628	escape	108815	588.7	0.0004337	634.9	0.0002794
629	escape	108996	585.3	0.0004279	634.2	0.0002776
630	escape	109217	582	0.000422	633.6	0.0002759
631	escape	109466	578.8	0.0004161	633	0.0002742
632	escape	109737	575.6	0.0004101	632.3	0.0002724
633	escape	110028	572.4	0.0004042	631.6	0.0002707
634	escape	110337	569.3	0.0003982	631	0.0002689
635	escape	110663	566.1	0.0003921	630.3	0.0002671
636	escape	111006	562.9	0.0003861	629.7	0.0002653
637	escape	111368	559.7	0.0003801	629	0.0002635
638	escape	111747	556.6	0.000374	628.3	0.0002616
639	escape	112145	553.4	0.0003679	627.6	0.0002598
640	escape	112563	550.3	0.0003618	626.9	0.0002579
641	escape	113001	547.1	0.0003557	626.3	0.000256
642	escape	113459	543.9	0.0003496	625.6	0.0002541
643	escape	113939	540.8	0.0003435	624.9	0.0002522
644	escape	114441	537.7	0.0003374	624.2	0.0002502
645	escape	114967	534.5	0.0003313	623.5	0.0002483
646	escape	115521	531.4	0.0003252	622.8	0.0002463
647	escape	116105	528.3	0.0003191	622.1	0.0002443
648	escape	116719	525.3	0.000313	621.3	0.0002423
649	escape	117367	522.2	0.0003069	620.6	0.0002403
650	escape	118048	519.2	0.0003008	619.9	0.0002383
651	escape	118767	516.2	0.0002947	619.2	0.0002363
652	escape	119524	513.3	0.0002887	618.5	0.0002342
653	escape	120322	510.3	0.0002827	617.8	0.0002322
654	escape	121163	507.5	0.0002767	617	0.0002302
655	escape	122051	504.6	0.0002707	616.3	0.0002281
656	escape	122988	501.8	0.0002647	615.6	0.0002261
657	escape	123976	499	0.0002588	614.8	0.000224
658	escape	125020	496.3	0.0002529	614.1	0.000222
659	escape	126122	493.7	0.0002471	613.4	0.0002199
660	escape	127286	491.1	0.0002412	612.6	0.0002179
661	escape	128516	488.5	0.0002355	611.9	0.0002158
662	escape	129815	486.1	0.0002297	611.2	0.0002138
663	escape	131189	483.6	0.000224	610.4	0.0002117
664	escape	132641	481.3	0.0002184	609.7	0.0002097
665	escape	134178	479	0.0002128	608.9	0.0002077
666	escape	135802	476.8	0.0002072	608.2	0.0002057
667	escape	137522	474.7	0.0002017	607.4	0.0002037
668	escape	139341	472.6	0.0001963	606.7	0.0002017

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

669	escape	141267	470.6	0.0001909	605.9	0.0001997
670	escape	143306	468.7	0.0001856	605.2	0.0001977
671	escape	145465	466.9	0.0001803	604.4	0.0001958
672	escape	147752	465.2	0.0001752	603.6	0.0001938
673	escape	150175	463.6	0.00017	602.9	0.0001919
674	escape	152741	462.1	0.000165	602.1	0.00019
675	escape	155461	460.7	0.00016	601.3	0.0001881
676	escape	158344	459.4	0.0001551	600.6	0.0001863
677	escape	161399	458.2	0.0001503	599.8	0.0001845
678	escape	164638	457.1	0.0001456	599	0.0001827
679	escape	168072	456.2	0.0001409	598.3	0.0001809
680	escape	171712	455.3	0.0001363	597.5	0.0001791
681	escape	175571	454.6	0.0001318	596.7	0.0001774
682	escape	179661	453.9	0.0001274	595.9	0.0001757
683	escape	183998	453.5	0.0001231	595.1	0.0001741
684	escape	188593	453.1	0.0001189	594.3	0.0001724
685	escape	193463	452.8	0.0001148	593.6	0.0001709
686	escape	197940	451.9	0.0001108	592.8	0.000169
687	escape	202709	451.1	0.0001068	592	0.0001673
688	escape	207779	450.4	0.000103	591.2	0.0001656
689	escape	213160	449.9	0.00009928	590.4	0.0001639
690	escape	218861	449.6	0.00009566	589.6	0.0001623
691	escape	224887	449.3	0.00009214	588.9	0.0001607
692	escape	231247	449.3	0.00008874	588.1	0.0001591
693	escape	237945	449.3	0.00008544	587.3	0.0001577
694	escape	244984	449.5	0.00008225	586.5	0.0001562
695	escape	252363	449.8	0.00007918	585.8	0.0001548
696	escape	260081	450.1	0.00007622	585	0.0001534
697	escape	268129	450.6	0.00007337	584.3	0.0001521
698	traslape	240904	438.1	0.00007064	583.6	0.0001353
699	traslape	213991	424.8	0.00006803	583	0.0001194
700	traslape	188037	410.8	0.00006554	582.5	0.0001045
701	traslape	164021	396.6	0.00006317	582.1	0.00009103
702	traslape	142391	382.4	0.00006092	581.7	0.00007904
703	traslape	123981	369	0.00005879	581.4	0.00006882
704	traslape	109644	357.5	0.00005678	581.2	0.00006068
705	traslape	100290	349.3	0.0000549	581	0.00005493
706	traslape	97096	346.8	0.00005315	580.8	0.00005185
707	traslape	98151	348.3	0.00005152	580.7	0.00005058
708	traslape	97268	348	0.00005002	580.5	0.00004872
709	traslape	98369	349.6	0.00004865	580.4	0.0000477
710	traslape	97001	348.7	0.00004741	580.3	0.00004595
711	traslape	103281	357	0.00004629	580.1	0.00004667
712	traslape	95151	349.6	0.00004531	580.1	0.00004297
713	traslape	108581	369.4	0.00004446	580	0.00004554
714	traslape	94765	356.6	0.00004373	579.9	0.0000405
715	traslape	108914	377.7	0.00004314	579.8	0.00004334
716	traslape	93590	363.2	0.00004268	579.8	0.00003832

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

717	traslape	109484	387.4	0.00004235	579.7	0.0000417
718	traslape	92529	370.9	0.00004215	579.7	0.00003664
719	traslape	109353	396.9	0.00004209	579.7	0.00004041
720	traslape	91421	378.8	0.00004215	579.7	0.00003545
721	traslape	108749	405.8	0.00004235	579.7	0.00003954
722	traslape	90394	386.7	0.00004268	579.8	0.00003476
723	traslape	107696	413.8	0.00004314	579.8	0.00003912
724	traslape	89496	394.2	0.00004373	579.9	0.0000346
725	traslape	106289	420.6	0.00004446	580	0.00003915
726	traslape	88763	401.1	0.00004531	580	0.00003494
727	traslape	104636	426.1	0.00004629	580.1	0.00003962
728	traslape	88217	407.2	0.00004741	580.2	0.00003579
729	traslape	102848	430.3	0.00004865	580.4	0.00004052
730	traslape	87819	412.5	0.00005002	580.5	0.00003711
731	traslape	101017	433.3	0.00005152	580.6	0.00004185
732	traslape	87564	417	0.00005315	580.8	0.00003889
733	traslape	99217	435.4	0.0000549	581	0.0000436
734	traslape	87442	420.8	0.00005678	581.1	0.00004112
735	traslape	97501	436.7	0.00005879	581.3	0.00004574
736	traslape	87455	423.9	0.00006092	581.5	0.00004379
737	traslape	95908	437.3	0.00006317	581.7	0.00004827
738	traslape	87657	426.6	0.00006554	581.9	0.00004692
739	traslape	94468	437.5	0.00006803	582.2	0.00005118
740	traslape	88439	429.5	0.00007064	582.4	0.00005068
741	traslape	93251	437.3	0.00007337	582.6	0.00005452
742	traslape	90934	434.4	0.00007622	582.9	0.00005559
743	traslape	91976	436.4	0.00007918	583.2	0.00005815
744	admision	89455	428.9	0.00008225	583.5	0.00005978
745	admision	88662	421.4	0.00008544	583.7	0.00006263
746	admision	87913	414.5	0.00008874	584	0.00006558
747	admision	87170	408	0.00009214	584.3	0.00006859
748	admision	86426	402	0.00009566	584.6	0.00007166
749	admision	85679	396.4	0.00009928	584.9	0.00007478
750	admision	84930	391.1	0.000103	585.3	0.00007794
751	admision	84179	386.1	0.0001068	585.6	0.00008115
752	admision	83426	381.5	0.0001108	585.9	0.00008439
753	admision	82674	377.1	0.0001148	586.3	0.00008768
754	admision	81922	373	0.0001189	586.6	0.000091
755	admision	81172	369.1	0.0001231	586.9	0.00009435
756	admision	80423	365.4	0.0001274	587.3	0.00009772
757	admision	79678	361.9	0.0001318	587.6	0.0001011
758	admision	78936	358.6	0.0001363	588	0.0001046
759	admision	78198	355.4	0.0001409	588.4	0.000108
760	admision	77464	352.5	0.0001456	588.7	0.0001115
761	admision	76736	349.6	0.0001503	589.1	0.0001149
762	admision	76014	346.9	0.0001551	589.4	0.0001184
763	admision	75297	344.3	0.00016	589.8	0.0001219
764	admision	74587	341.8	0.000165	590.2	0.0001255

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

765	admision	73884	339.4	0.00017	590.6	0.000129
766	admision	73188	337.1	0.0001752	590.9	0.0001325
767	admision	72500	334.9	0.0001803	591.3	0.000136
768	admision	71820	332.8	0.0001856	591.7	0.0001395
769	admision	71147	330.8	0.0001909	592.1	0.0001431
770	admision	70483	328.8	0.0001963	592.5	0.0001466
771	admision	69827	327	0.0002017	592.8	0.0001501
772	admision	69180	325.2	0.0002072	593.2	0.0001536
773	admision	68542	323.4	0.0002128	593.6	0.0001571
774	admision	67913	321.7	0.0002184	594	0.0001606
775	admision	67293	320.1	0.000224	594.4	0.0001641
776	admision	66682	318.5	0.0002297	594.8	0.0001676
777	admision	66080	317	0.0002355	595.1	0.000171
778	admision	65488	315.5	0.0002412	595.5	0.0001745
779	admision	64904	314.1	0.0002471	595.9	0.0001779
780	admision	64331	312.7	0.0002529	596.3	0.0001813
781	admision	63766	311.3	0.0002588	596.6	0.0001847
782	admision	63211	310	0.0002647	597	0.0001881
783	admision	62665	308.7	0.0002707	597.4	0.0001914
784	admision	62128	307.5	0.0002767	597.8	0.0001948
785	admision	61601	306.3	0.0002827	598.1	0.0001981
786	admision	61083	305.1	0.0002887	598.5	0.0002014
787	admision	60574	304	0.0002947	598.9	0.0002046
788	admision	60075	302.9	0.0003008	599.2	0.0002079
789	admision	59584	301.8	0.0003069	599.6	0.0002111
790	admision	59102	300.8	0.000313	600	0.0002143
791	admision	58630	299.8	0.0003191	600.3	0.0002174
792	admision	58166	298.8	0.0003252	600.7	0.0002206
793	admision	57711	297.8	0.0003313	601	0.0002237
794	admision	57265	296.9	0.0003374	601.4	0.0002268
795	admision	56827	295.9	0.0003435	601.7	0.0002298
796	admision	56398	295	0.0003496	602.1	0.0002329
797	admision	55977	294.2	0.0003557	602.4	0.0002358
798	admision	55564	293.3	0.0003618	602.8	0.0002388
799	admision	55160	292.5	0.0003679	603.1	0.0002417
800	admision	54763	291.7	0.000374	603.4	0.0002447
801	admision	54375	290.9	0.0003801	603.8	0.0002475
802	admision	53994	290.1	0.0003861	604.1	0.0002504
803	admision	53622	289.4	0.0003921	604.4	0.0002532
804	admision	53257	288.7	0.0003982	604.7	0.000256
805	admision	52899	287.9	0.0004042	605.1	0.0002587
806	admision	52549	287.2	0.0004101	605.4	0.0002614
807	admision	52206	286.6	0.0004161	605.7	0.0002641
808	admision	51870	285.9	0.000422	606	0.0002668
809	admision	51542	285.3	0.0004279	606.3	0.0002694
810	admision	51220	284.6	0.0004337	606.6	0.000272
811	admision	50906	284	0.0004396	606.9	0.0002745
812	admision	50598	283.4	0.0004454	607.2	0.000277

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

813	admision	50298	282.9	0.0004511	607.5	0.0002795
814	admision	50005	282.3	0.0004568	607.8	0.000282
815	admision	49719	281.7	0.0004625	608.1	0.0002844
816	admision	49439	281.2	0.0004682	608.3	0.0002868
817	admision	49166	280.7	0.0004738	608.6	0.0002891
818	admision	48899	280.2	0.0004793	608.9	0.0002915
819	admision	48638	279.7	0.0004848	609.2	0.0002938
820	admision	48384	279.2	0.0004903	609.4	0.000296
821	admision	48135	278.8	0.0004957	609.7	0.0002983
822	admision	47892	278.3	0.0005011	609.9	0.0003005
823	admision	47655	277.9	0.0005064	610.2	0.0003026
824	admision	47424	277.4	0.0005117	610.4	0.0003048
825	admision	47198	277	0.0005169	610.7	0.0003069
826	admision	46978	276.6	0.000522	610.9	0.0003089
827	admision	46762	276.2	0.0005271	611.2	0.0003109
828	admision	46553	275.8	0.0005322	611.4	0.0003129
829	admision	46348	275.5	0.0005372	611.6	0.0003149
830	admision	46148	275.1	0.0005421	611.9	0.0003168
831	admision	45953	274.8	0.000547	612.1	0.0003187
832	admision	45763	274.4	0.0005518	612.3	0.0003206
833	admision	45578	274.1	0.0005566	612.5	0.0003224
834	admision	45398	273.8	0.0005612	612.7	0.0003242
835	admision	45222	273.5	0.0005659	613	0.000326
836	admision	45051	273.2	0.0005704	613.2	0.0003278
837	admision	44884	272.9	0.0005749	613.4	0.0003295
838	admision	44722	272.6	0.0005794	613.6	0.0003311
839	admision	44564	272.4	0.0005838	613.8	0.0003328
840	admision	44410	272.1	0.0005881	613.9	0.0003344
841	admision	44261	271.9	0.0005923	614.1	0.000336
842	admision	44115	271.7	0.0005965	614.3	0.0003375
843	admision	43974	271.4	0.0006006	614.5	0.000339
844	admision	43837	271.2	0.0006046	614.7	0.0003405
845	admision	43704	271	0.0006086	614.9	0.000342
846	admision	43575	270.8	0.0006125	615	0.0003434
847	admision	43450	270.6	0.0006163	615.2	0.0003448
848	admision	43328	270.4	0.0006201	615.4	0.0003461
849	admision	43211	270.3	0.0006238	615.5	0.0003475
850	admision	43097	270.1	0.0006274	615.7	0.0003488
851	admision	42987	270	0.0006309	615.8	0.00035
852	admision	42880	269.8	0.0006344	616	0.0003513
853	admision	42777	269.7	0.0006378	616.1	0.0003525
854	admision	42678	269.6	0.0006411	616.3	0.0003537
855	admision	42582	269.4	0.0006444	616.4	0.0003549
856	admision	42490	269.3	0.0006476	616.5	0.000356
857	admision	42401	269.2	0.0006507	616.7	0.0003571
858	admision	42316	269.1	0.0006538	616.8	0.0003582
859	admision	42234	269	0.0006567	616.9	0.0003592
860	admision	42155	269	0.0006596	617	0.0003602

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

861	admision	42080	268.9	0.0006625	617.2	0.0003612
862	admision	42008	268.8	0.0006652	617.3	0.0003622
863	admision	41939	268.8	0.0006679	617.4	0.0003631
864	admision	41874	268.7	0.0006705	617.5	0.0003641
865	admision	41812	268.7	0.000673	617.6	0.0003649
866	admision	41753	268.6	0.0006755	617.7	0.0003658
867	admision	41697	268.6	0.0006779	617.8	0.0003666
868	admision	41644	268.6	0.0006802	617.9	0.0003675
869	admision	41595	268.6	0.0006824	618	0.0003682
870	admision	41548	268.6	0.0006846	618.1	0.000369
871	admision	41505	268.6	0.0006867	618.2	0.0003697
872	admision	41464	268.6	0.0006887	618.3	0.0003704
873	admision	41427	268.6	0.0006907	618.3	0.0003711
874	admision	41393	268.6	0.0006925	618.4	0.0003718
875	admision	41362	268.7	0.0006943	618.5	0.0003724
876	admision	41334	268.7	0.0006961	618.6	0.0003731
877	admision	41309	268.8	0.0006977	618.6	0.0003736
878	admision	41286	268.8	0.0006993	618.7	0.0003742
879	admision	41267	268.9	0.0007008	618.8	0.0003748
880	admision	41251	268.9	0.0007022	618.8	0.0003753
881	admision	41238	269	0.0007036	618.9	0.0003758
882	admision	41228	269.1	0.0007049	618.9	0.0003763
883	admision	41220	269.2	0.0007061	619	0.0003767
884	admision	41216	269.3	0.0007072	619	0.0003772
885	admision	41214	269.4	0.0007083	619.1	0.0003776
886	admision	41216	269.5	0.0007093	619.1	0.0003779
887	admision	41220	269.6	0.0007102	619.1	0.0003783
888	admision	41227	269.7	0.000711	619.2	0.0003787
889	admision	41238	269.9	0.0007118	619.2	0.000379
890	admision	41251	270	0.0007125	619.2	0.0003793
891	admision	41267	270.1	0.0007131	619.3	0.0003796
892	admision	41285	270.3	0.0007137	619.3	0.0003798
893	admision	41307	270.5	0.0007141	619.3	0.00038
894	admision	41332	270.6	0.0007146	619.3	0.0003803
895	admision	41360	270.8	0.0007149	619.3	0.0003804
896	admision	41390	271	0.0007151	619.3	0.0003806
897	admision	41424	271.2	0.0007153	619.4	0.0003808
898	admision	41460	271.3	0.0007154	619.4	0.0003809
899	admision	41499	271.5	0.0007155	619.4	0.000381
900	admision	41541	271.7	0.0007154	619.4	0.0003811
901	admision	41587	272	0.0007153	619.4	0.0003811
902	admision	41635	272.2	0.0007151	619.3	0.0003812
903	admision	41686	272.4	0.0007149	619.3	0.0003812
904	admision	41741	272.6	0.0007146	619.3	0.0003812
905	admision	41792	272.9	0.0007141	619.3	0.0003811
906	admision	41905	273.2	0.0007137	619.3	0.0003815
907	admision	41945	273.4	0.0007131	619.3	0.0003813
908	admision	42072	273.7	0.0007125	619.2	0.0003816

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

909	admision	42120	273.9	0.0007118	619.2	0.0003814
910	admision	42256	274.3	0.000711	619.2	0.0003817
911	admision	42310	274.5	0.0007102	619.1	0.0003814
912	admision	42455	274.8	0.0007093	619.1	0.0003817
913	admision	42515	275.1	0.0007083	619.1	0.0003814
914	admision	42666	275.5	0.0007072	619	0.0003817
915	admision	42734	275.7	0.0007061	619	0.0003813
916	admision	42891	276.1	0.0007049	618.9	0.0003815
917	admision	42968	276.4	0.0007036	618.9	0.0003812
918	admision	43128	276.8	0.0007022	618.8	0.0003813
919	admision	43216	277	0.0007008	618.7	0.0003809
920	admision	43360	277.4	0.0006993	618.7	0.0003808
921	admision	43506	277.8	0.0006977	618.6	0.0003807
922	admision	43659	278.2	0.0006961	618.5	0.0003806
923	admision	43813	278.6	0.0006943	618.5	0.0003805
924	admision	43974	279	0.0006925	618.4	0.0003803
925	admision	44138	279.4	0.0006907	618.3	0.0003802
926	admision	44307	279.8	0.0006887	618.2	0.00038
927	admision	44480	280.2	0.0006867	618.1	0.0003798
928	admision	44658	280.7	0.0006846	618	0.0003796
929	admision	44840	281.1	0.0006824	617.9	0.0003793
930	admision	45027	281.5	0.0006802	617.8	0.000379
931	admision	45219	282	0.0006779	617.7	0.0003788
932	admision	45416	282.4	0.0006755	617.6	0.0003785
933	admision	45617	282.9	0.000673	617.5	0.0003781
934	admision	45824	283.4	0.0006705	617.4	0.0003778
935	admision	46035	283.8	0.0006679	617.3	0.0003774
936	admision	46252	284.3	0.0006652	617.1	0.0003771
937	admision	46474	284.8	0.0006625	617	0.0003767
938	admision	46702	285.3	0.0006596	616.9	0.0003762
939	admision	46935	285.8	0.0006567	616.7	0.0003758
940	admision	47173	286.3	0.0006538	616.6	0.0003753
941	admision	47418	286.8	0.0006507	616.5	0.0003748
942	admision	47668	287.3	0.0006476	616.3	0.0003743
943	admision	47923	287.9	0.0006444	616.2	0.0003738
944	admision	48185	288.4	0.0006411	616	0.0003732
945	admision	48453	289	0.0006378	615.8	0.0003727
946	admision	48727	289.5	0.0006344	615.7	0.000372
947	admision	49007	290.1	0.0006309	615.5	0.0003714
948	admision	49294	290.6	0.0006274	615.3	0.0003708
949	admision	49588	291.2	0.0006238	615.2	0.0003701
950	admision	49888	291.8	0.0006201	615	0.0003694
951	admision	50195	292.4	0.0006163	614.8	0.0003687
952	admision	50509	293	0.0006125	614.6	0.0003679
953	admision	50830	293.6	0.0006086	614.4	0.0003671
954	admision	51158	294.2	0.0006046	614.2	0.0003663
955	admision	51494	294.8	0.0006006	614	0.0003655
956	admision	51837	295.4	0.0005965	613.8	0.0003647

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

957	admision	52188	296.1	0.0005923	613.6	0.0003638
958	admision	52546	296.7	0.0005881	613.3	0.0003629
959	admision	52913	297.4	0.0005838	613.1	0.0003619
960	admision	53288	298	0.0005794	612.9	0.0003609
961	admision	53671	298.7	0.0005749	612.6	0.0003599
962	admision	54063	299.4	0.0005704	612.4	0.0003589
963	admision	54463	300.1	0.0005659	612.1	0.0003579

REFERENCIAS

J.H Horlock F.R.S: *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines volumen II*, Clarendon press, 1986.

John B. Heywood: *Internal combustion engine fundamentals*, MC. Graw Hill, 1986.

R.B. Krieger and G.L. Borman: *The computation of apparent heat release for internal combustion engines*, ASME, 1966.

I.Wiebe: *Halbempirische Formel für die Verbrennungsgeschwindigkeit*, Verlag de Akademik der Wissenschaften der VdSSR, 1967.

N.Watson: *Turbocharging the internal combustion engine*, John Wiley & Sons 1982.

Hardenberg, H. O. and Hase: *An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel From its Cetane Number and From the Relevant Parameters of Direct- Injection Diesel Engines*, SAE, 1979.

G.Woschni: *A universally applicable equation for the instantaneous heat Transfer coefficient in the internal combustion engine*, SAE, 1967.

W.J.D. Annand and T.H.Ma: *Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine*, Proc. Inst. Mech. 1971.

Wood, W.A and Khan: *An Experimental Study of Flow through Poppet Valve*, Proc. Instn Mech. Engr, 1965.

H.Q.Liu, N.G.chalnoub and N.Henein: *Simulation of a single cylinder diesel engine under cold start conditions using simulink*, Journal of engineering for gas turbines and power, 2001.

Colin R.Ferguson, Allan T.Kirkpatrick: *Internal combustion engine applied thermosciences*, Second edition, John Wiley & Sons. Inc 2001

Perkins Engines Company, Peterborough PE1 5NA, United Kingdom, www.perkins.com, 400 Series, 402D-05.

NOMENCLATURA

- a, b, c = intervalos de la ley de quemado.
 a_a = velocidad del sonido.
 A = área de transferencia de calor.
 A_m = área mínima.
 A_p = área del pistón.
 A_v = área de la válvula.
 B = diámetro del cilindro.
 $C1, C2$ = constantes de proporcionalidad.
 Cd = coeficiente de descarga.
 CN = número de cetanos.
 C_p = capacidad calorífica a presión constante.
 C_v = capacidad calorífica a volumen constante.
 D = diámetro del sello de la válvula.
 D_m = diámetro promedio.
 D_p = diámetro del pistón.
 D_s = diámetro del vástago.
 D_v = diámetro de la cabeza de la válvula.
 E_a = energía de activación del combustible.
 E_c = energía interna total.
 f = proporción combustible/aire.
 $f1(t)$ = función de quemado premezcla.
 $f2(t)$ = función de quemado por difusión.
 h = coeficiente convectivo.
 h_{for} = entalpía de formación.
 h_{oj} = entalpía de estancamiento.
 ID = tiempo de retraso de la combustión.
 k = índice adiabático.
 $k`s$ = energías de los productos de la combustión.
 l = longitud de la biela.
 L_v = levantamiento de válvula.
 m = masa.
 \dot{m} = flujo másico.
 N = revoluciones por minuto.
 Nu = número de Nusselt.
 P = presión.
 P_c = presión en el cilindro.
 P_m = presión en el cilindro sin combustión.

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

P_r = presión de referencia.

$P_{v.c}$ = presión del volumen de control.

Q = transferencia de calor.

r = radio del cigüeñal.

R = constante del gas.

t = tiempo.

T = temperatura.

T_r = temperatura de referencia.

$T_{v.c}$ = temperatura del volumen de control.

T_w = temperatura de pared.

u = energía interna.

\bar{u} = velocidad característica del flujo.

V = volumen.

V_c = volumen del cilindro.

V_d = volumen desplazado del cilindro.

V_e = volumen del escape.

V_r = volumen de referencia.

$V_{v.c}$ = volumen del volumen de control.

v_p = velocidad media del pistón.

w = ancho del sello.

W = trabajo.

ϕ = relación equivalente.

θ = ángulo del cigüeñal.

β = factor de proporcionalidad de cambio de fase, ángulo del asiento.

Δ = periodo.

δ = incremento.

ξ_a = parámetro de flujo dimensional.

SUBÍNDICES

0 = estancamiento.

a = aire, ambiente.

am = admisión.

c = cilindro.

$comb$ = combustión.

e = fuera, exterior.

em = escape.

f = combustible.

fb = combustible quemado.

j = volumen de control o puerto.

i = instantáneo.

Modelos de llenado vaciado en motores de combustión interna

in = entra.

s = isentrópico.

sf = superficie.

sto = estequiométrico.

out = sale.