



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGON**

**“ANÁLISIS TERMODINÁMICO, CONSTRUCTIVO Y ECONÓMICO
DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA”.**

T E S I S

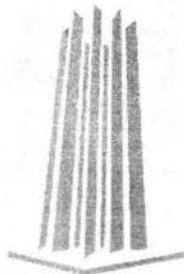
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AREA: MECANICA

P R E S E N T A :

GABRIEL SIL SANTOYO

ASESOR DE TESIS: Ing. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA



MEXICO

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS
PROFESIONALES ARAGÓN - UNAM

JEFATURA DE CARRERA DE
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

OFICIO: ENAR/JAME/439/04.

ASUNTO: **Sinodo.**

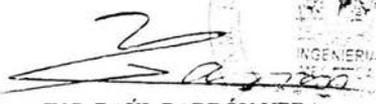
LIC. ALBERTO IBARRA ROSAS
SECRETARIO ACADÉMICO
PRESENTE.

Por este conducto me permito relacionar los nombres de los Profesores que sugiero integren el Sinodo del Examen Profesional de el alumno: **GABRIEL SIL SANTOYO**, con Número Cuenta **8917314-3** con el tema de tesis: **"ANÁLISIS TERMODINÁMICO, CONSTRUCTIVO Y ECONÓMICO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA"**.

PRESIDENTE:	ING. JOSÉ MARIANO SANTANA COLÍN	MARZO	86
VOCAL:	ING. RODOLFO ZARAGOZA BUCHAIN	NOVIEMBRE	90
SECRETARIO:	ING. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA	MAYO	91
SUPLENTE:	ING. RODRIGO OCÓN VALDEZ	ABRIL	92
SUPLENTE:	ING. RAÚL CRUZ ARRIETA	OCTUBRE	93

Quiero subrayar que el Director de Tesis es el Ing. Alejandro Rodríguez Lorenzana, quien está incluido en base a lo que reza el Reglamento de Exámenes Profesionales de esta Escuela.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Bosques de Aragón, Estado. de México 04 de junio del 2004.
EL JEFE DE CARRERA


ING. RAÚL BARRÓN VERA

c.c.p. Lic. Ma. Teresa Luna Sánchez - Jefa del Depto. de Servicios Escolares.
c.c.p. Ing. Alejandro Rodríguez Lorenzana. Asesor.
c.c.p. alumno

RBV/scd.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGÓN
DIRECCIÓN

GABRIEL SIL SANTOYO
Presente

Con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobado su tema de tesis y asesor.

TÍTULO:

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO, CONSTRUCTIVO Y ECONÓMICO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA"

ASESOR: Ing. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 12 de mayo de 2004.

LA DIRECTORA

ARQ. LILIA TURCOTT GONZÁLEZ



C p Secretaría Académica
C p Jefatura de Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica
C p Asesor de Tesis

LTG/AIR/os

SEGUIMIENTO DE REGISTRO DE TESIS

FECHA	CVE.	DESCRIPCIÓN DEL TRÁMITE	AUTORIZACIÓN Y SELLO
09/06/2004	IMP.	"ANÁLISIS TERMODINÁMICO, CONSTRUCTIVO Y ECONÓMICO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA"	 Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO
			Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO
			Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO
			Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO
			Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO
			Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS SECRETARIO ACADÉMICO

TRÁMITE	CLAVE
PRÓRROGA	PR
CAM TÍTULO	C T
CAM ASESOR	C A
CAM SEM	C S
VIGENCIA	VIG
IMPRESIÓN	IMP

AGRADECIMIENTOS

A MIS PADRES

Por que han sabido guiarme
Con rectitud y honestidad
Para hacer de mí un ser humano
Cabal y digno de su cariño.

A MI HERMANA

Por que ha sabido brindarme
Su apoyo incondicional y siempre
Ha tenido palabras de aliento para mí.

A LA UNAM

A la Institución que ha sabido
Forjarme dignamente; A los
Profesores que me han brindado
Las herramientas para desempeñarme
Oportunamente en la Industria.

AGRADECIMIENTOS

A CLAUDIA

Por que ha sabido guiarme y
Motivarme para triunfar en está
Profesión, que es parte del camino
Que compone está vida.

Es un sueño de vida,
Pero un sueño febril que dura un punto;
Cuando de él se despierta,
Se ve que todo es vanidad y humo...

¡Ojalá fuera un sueño
Muy largo y muy profundo!
¡Un sueño que durara hasta la muerte!...
Yo soñaría con mi amor y el tuyo.

GUSTAVO ADOLFO BÉCQUER

GRACIAS

INDICE

Titulo de tesis	1
Objetivo general	1
Objetivos particulares	1
Justificación	2

Capitulo 1 " Antecedentes termodinámicos "

1.1	Termodinámica	4
1.2	Sistema	5
1.3	Propiedad	7
1.4	Estado, equilibrio, proceso y trayectoria	7
1.5	Presión	9
1.6	Temperatura	13

Capitulo 2 " Principios de combustión "

2.1	Reacciones químicas	18
2.2	Combustibles	18
2.3	Mezcla estequiométrica	18
2.4	Proceso de combustión	19
2.5	Relación aire/combustible	20
2.6	Calor de combustión o poder calorífico	25
2.7	Entalpía de formación	28
2.8	Tercera ley de la termodinámica	32
2.9	Temperatura teórica de flama	33

Capitulo 3 " Ciclos termodinámicos ideales y reales "

3.1	Suposiciones de aire estándar	41
3.2	Componentes básicos de una máquina reciprocante	42
3.3	Ciclo Otto	44
3.4	Ciclo Otto de aire estándar	45
3.5	Ciclo Otto con tablas de aire	48
3.6	Ciclo Otto abierto (ciclo con reexpansión)	49
3.7	Ciclo Diesel	51
3.8	Ciclo Diesel de aire estándar	53
3.9	Ciclo Diesel con tablas de aire	55
3.10	Ciclo Diesel abierto (ciclo con reexpansión)	55
3.11	Ciclo Dual	59
3.12	Ciclo Dual de aire estándar	59

3.13	Ciclo Dual con tablas de aire	61
3.14	Ciclo Atkinson	61
3.15	Dilución de gases	63
3.16	Desviación de procesos ideales	63
3.16.1	Estrangulación	63
3.16.2	Sobrealimentación	64
3.16.3	Análisis de características de elementos de motores	65
3.17	Parámetros de los motores de combustión interna	69
3.17.1	Potencia al freno	69
3.17.2	Potencia indicada	70
3.17.3	Par motor	71
3.17.4	Consumo específico de combustible	71
3.17.5	Eficiencia mecánica	71
3.17.6	Eficiencia volumétrica	71
3.17.7	Tamaño de la máquina	71
3.18	Balance térmico	72

Capítulo 4

“ Diferencias termodinámicas, constructivas y económicas de un motor de gasolina y un motor diesel ”

4.1	Tres aspectos fundamentales	75
4.2	Leyes de los gases	76
4.3	Ciclo de Carnot	77
4.4	Potencia SAE, DIN y CUNA	78
4.5	Diferencias termodinámicas	79
4.5.1	Ciclo Otto	79
4.5.2	Ciclo Diesel	80
4.5.3	Ciclo Mixto	81
4.6	Diferencias constructivas	82
4.7	Diferencias económicas	83

Capítulo 5

“ Práctica propuesta ”

5.1	Objetivo	86
5.2	Actividades	86
5.3	Material y/o equipo	87
5.4	Aspectos teóricos	87
5.5	Descripción y funcionamiento del equipo	95
5.6	Desarrollo de la práctica	97
5.7	Actividades	98
5.7.1	Fuerza del par de torsión	98
5.7.2	Par de torsión	99
5.7.3	Potencia al freno	99

5.7.4	Consumo De combustible	99
5.7.5	Consumo específico de combustible	100
5.7.6	Energía suministrada	100
5.7.7	Presión media efectiva al freno	101
5.7.8	Presión media efectiva de fricción	101
5.7.9	Presión media efectiva indicada	102
5.7.10	Potencia indicada	102
5.7.11	Potencia de fricción	103
5.7.12	Eficiencia mecánica	104
5.7.13	Eficiencia térmica indicada	104
5.7.14	Eficiencia térmica al freno	104
5.7.15	Eficiencia térmica del Ciclo Otto	104
5.7.16	Volumen de aire real admitido	104
5.7.17	Eficiencia volumétrica	105
5.7.18	Flujo másico de aire	106
5.7.19	Relación aire/combustible	106
5.8	Elaboración de gráficas	107
5.9	Tabla de datos del motor	107
5.10	Tabla de lecturas	108
5.11	Memoria de cálculos	108
5.12	Tabla de resultados	109
5.13	Gráficas	110
5.14	Conclusiones	110
5.15	Cuestionario	111
5.16	Serie	
	Conclusiones	114
	Bibliografía	117

TITULO.

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO, CONSTRUCTIVO Y ECONÓMICO DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA".

OBJETIVO GENERAL:

Realizar un análisis desde el punto de vista termodinámico para predecir el comportamiento de los motores de combustión interna, así como proponer una práctica de laboratorio para la materia de Máquinas de Desplazamiento Positivo. Además de investigar las diferencias constructivas y económicas de dichos motores.

OBJETIVOS PARTICULARES:

- Hacer un análisis de los conceptos básicos de la termodinámica para un mejor entendimiento del comportamiento de los motores de combustión interna.
- Realizar una investigación sobre el proceso de combustión que se realiza internamente dentro del motor de combustión interna para analizar su comportamiento interno.
- Analizar los ciclos termodinámicos que rigen a los motores y hacer una comparación con las variables reales para observar su comportamiento en condiciones reales.
- Hacer un cuadro comparativo sobre sus ventajas y desventajas entre el motor diesel y el motor de gasolina referente a su construcción y su costo.
- Proponer una práctica en la materia de Máquinas de Desplazamiento Positivo para hacer un análisis reales con datos de un motor instalado en el laboratorio de Térmica y Fluidos.

JUSTIFICACIÓN:

Actualmente el tema de motores de combustión interna no se aborda con mayor detalle como se hace en otras escuelas como el Instituto Politécnico Nacional o los Tecnológicos, donde al alumno se le enseña a identificar físicamente todos y cada uno de los componentes de los motores de combustión interna. Aparte del aspecto de diseño y del análisis termodinámico.

Dentro de los planes y programas de la materia de Máquinas de Desplazamiento Positivo no se tiene contemplado un laboratorio, siendo que en esta materia se abordan aspectos importantes como las bombas, compresores, sistemas neumáticos e hidráulicos y los motores de combustión interna.

Por lo que podemos observar que es necesario que se implante un laboratorio para abarcar estos temas. Además de que se cuenta con equipo suficiente y el personal adecuado para la implementación de diferentes prácticas y lograr una mejor excelencia académica.

Durante mi desempeño como egresado de la UNAM-ENEP Aragón e logrado observar que otros egresados de otras escuelas sí tienen prácticas con todos estos temas, principalmente con el aspecto de la neumática que esta muy de moda en el sector industrial.

Por lo que pretendo dejar a la escuela una cédula sobre el análisis de los motores de combustión interna para las próximas generaciones de las materias de: Termo fluidos, Termodinámica, Máquinas Térmicas y Máquinas de Desplazamiento Positivo, aparte de mi titulación.

Para lograr este objetivo cuento con la ayuda de mi asesor que me impartió varias materias y laboratorios, así como la ayuda de los profesores y técnicos de laboratorio que me proporcionan todas las facilidades para proponer la prácticas de la unidad cinco.

CAPITULO 1

"ANTECEDENTES TERMODINÁMICOS"

CUANTO MÁS ALTOS ESTEMOS,
MÁS HUMILDES DEBEMOS SER.

CICERÓN

1.1 TERMODINÁMICA.

La termodinámica es la ciencia que trata de la transformación de la energía y de las propiedades de las sustancias involucradas.

La termodinámica interviene prácticamente en todos los campos de la ingeniería.

En motores de combustión interna es de suma importancia: mediante un análisis termodinámico se puede calcular, para una potencia dada, la cantidad de aire y combustible necesarios, la cantidad y composición de los productos de la combustión, los requisitos de enfriamiento, con base a los que posteriormente se calcula el sistema de refrigeración, por agua o por aire.

Dentro de los estudios de refrigeración y aire acondicionado, la termodinámica juega también un papel de suma importancia, mediante un análisis termodinámico se puede seleccionar el tipo de refrigerante mas adecuado dadas las necesidades de refrigeración, la potencia necesaria que requiere el compresor para una capacidad de refrigeración específica, los requisitos de calor en el evaporador y en el condensador y el control de humedad en el aire ambiente, entre otras cosas.

En una planta generadora de vapor también se destaca la importancia de los estudios termodinámicos: mediante cálculos apropiados se puede establecer la cantidad de combustible necesario, la potencia suministrada por la turbina de vapor, el calor disipado en el condensador, etc.

La lista de ejemplos es prácticamente interminable, y solo se han mencionado unas cuantas aplicaciones con el objeto de hacer resaltar la importancia de todos los dispositivos termodinámicos.

La termodinámica se relaciona de manera directa con las disciplinas del transporte, como son la transferencia de calor y la mecánica de fluidos; sin embargo, esta disciplina no reporta información con respecto al tamaño del intercambiador de calor mismo, el número de tubos o al diámetro o material de los mismos.

Esta información la proporciona la transferencia de calor y la mecánica de fluidos. De manera análoga, la termodinámica predice composiciones de equilibrio para mezclas reactivas, y con ayuda de la cinética química determina la velocidad de la reacción.

1.2 SISTEMA.

Un sistema termodinámico es una porción de espacio o cantidad de materia que se selecciona para propósitos de análisis.

Todo lo ajeno al sistema se conoce como alrededores o el límite real o hipotético entre el sistema y los alrededores se denomina fronteras o límites del sistema.

De lo anterior se desprende que prácticamente cualquier cosa es un sistema. Así un motor de automóvil, una caldera, una bomba de agua, un motor de un avión, una turbina, un compresor, una planta de vapor, etc. , son sistemas.

Empero hay que destacar que la selección apropiada de un sistema es de suma importancia, puesto que en el se fija la atención cuando se hace el análisis; a consecuencia de una selección inapropiada pueden hacerse necesarios ciertos cálculos sumamente complejos o inútiles.

Los sistemas termodinámicos generalmente se clasifican en dos grandes categorías: *sistemas cerrados* y *sistemas abiertos*.

Se dice que *un sistema es cerrado* si no-hay transferencia de masa entre el y sus alrededores.

Por lo contrario, en *un sistema abierto* hay realmente transferencia de masa entre el sistema y sus alrededores, como puede verse en la figura 1.1.

Puede ser que en un sistema abierto el cambio neto de masa sea igual a cero, es decir, que el flujo de masa que entra en el sistema sea igual al flujo de masa que sale de él; sin embargo, el sistema es abierto, puesto que existe transferencia de masa en algunas porciones de sus límites o fronteras.

Algunos ejemplos típicos de sistemas cerrados son: el gas contenido en un cilindro, el aire que hay dentro de un globo, el de un neumático, etc., como sistemas abiertos comunes tenemos: una bomba de agua, un motor de 4 combustión, una turbina o un compresor entre otros.

En algunas circunstancias, un sistema puede ser abierto o cerrado en forma simultánea a medida que el tiempo transcurre. Un ejemplo típico es el cilindro de un motor de combustión interna.

Al observar su operación, adviértase que durante los primeros 180 grados de giro del cigüeñal la válvula de admisión permanece abierta y admite una mezcla de aire y gasolina en el cilindro.

Durante esta carrera de admisión, considerando como un sistema los gases contenidos en el cilindro, el sistema es abierto, ya que hay transferencia entre los alrededores y el sistema a través de la válvula.

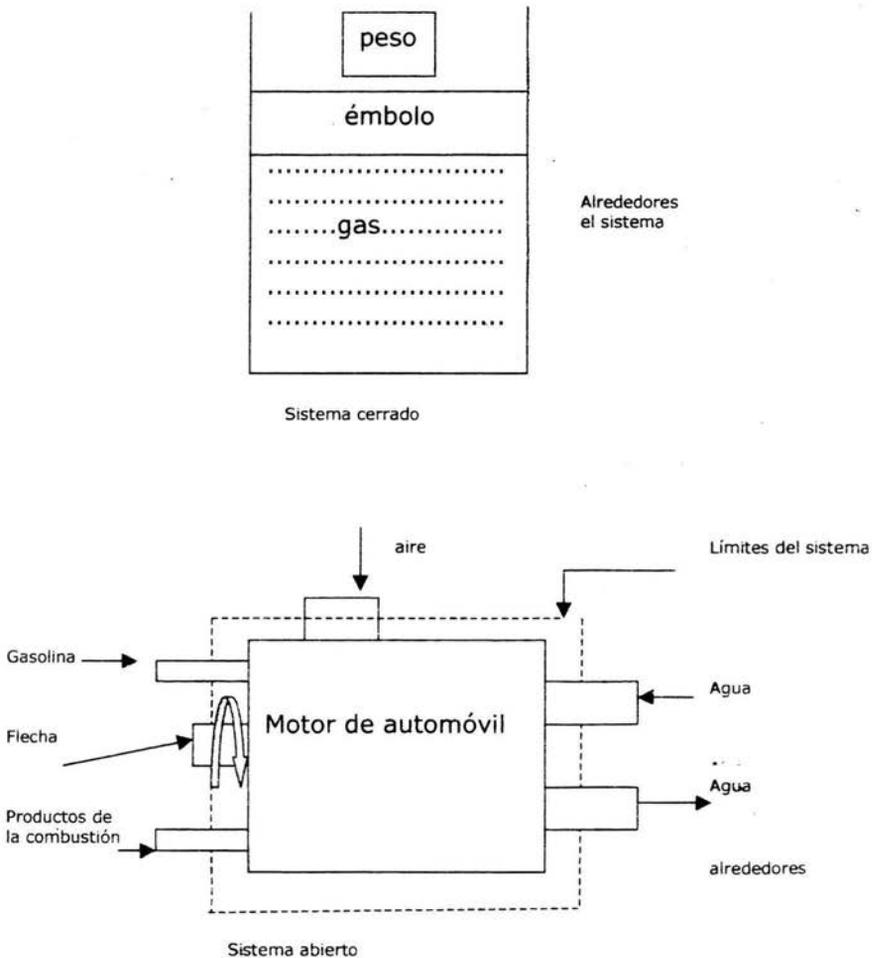


Figura 1.1. Sistemas abierto y cerrado.

1.3 PROPIEDAD.

Una propiedad termodinámica es una característica de un sistema que puede observarse de manera directa o indirecta.

Como características observables directamente, se puede anotar a la presión, la temperatura, el peso, el volumen, etc.

Características observables indirectamente son, por ejemplo, el producto de la presión y la temperatura, el producto de la presión por el volumen específico, etc.

La edad de un sistema no es una propiedad termodinámica, puesto que es necesario investigar la fecha de creación de éste y por ende recurrir a la historia del mismo.

Generalmente las propiedades termodinámicas se clasifican en dos grandes categorías: *propiedades intensivas* y *propiedades extensivas*.

Las *propiedades intensivas* no dependen de la masa del sistema, por ejemplo, la temperatura, la presión, la densidad, etc.

En el caso de un sistema homogéneo, una propiedad intensiva tiene igual valor en todo el sistema, y en cualquier parte de este.

Por otro lado *las propiedades extensivas* si dependen de la masa del sistema. Por ejemplo el volumen, el peso etc.

Es decir, el valor de una propiedad extensiva en todo el sistema es igual a la suma de los valores de las diferentes partes que lo constituyen.

Si el valor de una propiedad extensiva se divide entre la masa del sistema, la propiedad resultante se le conoce *como propiedad específica*. Por ejemplo, el volumen específico (propiedad intensiva) resulta de dividir el volumen entre la masa.

1.4 ESTADO, EQUILIBRIO, PROCESO Y TRAYECTORIA.

La descripción completa de la condición o estado de un sistema en un instante dado se hace a través de sus propiedades termodinámicas. Por consiguiente, el estado de un sistema queda identificado por el conjunto de valores que tienen las propiedades termodinámicas en ese instante.

Por otra parte, el sistema se encuentra en estados idénticos, si las propiedades son las mismas en dos estados de tiempo diferente.

Posteriormente se demostrara que dos propiedades intensivas independientes son suficientes para determinar el estado termodinámico de una sustancia pura en un sistema simple.

Generalmente la presión y la temperatura, la presión y el volumen específico o la temperatura y el volumen específico son propiedades que se utilizan para definir un estado.

Por ejemplo si se considera el calentamiento de agua a presión constante, la presión y la temperatura son dos propiedades intensivas independientes que fijan en cada instante el estado del agua.

Por otro lado, tan pronto como empieza la ebullición del agua, la presión y la temperatura dejan de ser independientes puesto que depende la una de la otra, y ya no son suficientes para fijar el estado termodinámico.

Empero, se verá posteriormente que la presión y el volumen específico son dos propiedades independientes que fijan en este rango el estado termodinámico.

Debe observarse que la densidad y el volumen específico no son propiedades independientes, puesto que son recíprocos, y nunca son suficientes para fijar el estado termodinámico de una sustancia pura.

Se dice que un sistema se encuentra en estado de *equilibrio termodinámico* si es incapaz de experimentar espontáneamente algún cambio de estado, con las condiciones que le imponen los alrededores.

En otras palabras, un sistema se encuentra en equilibrio termodinámico si al ser aislado no experimenta ningún cambio de estado, esto es, si las propiedades termodinámicas permanecen invariables con el tiempo.

Esto implica que la temperatura debe de ser la misma en todo el sistema (equilibrio térmico). De otra manera, se establecería un flujo de calor en el interior del mismo por ser aislado.

De manera análoga, el equilibrio termodinámico presupone que los esfuerzos (equilibrio mecánico), potenciales eléctricos (equilibrio eléctrico) y potenciales químicos (equilibrio químico) sean iguales en todo el sistema. Una condición necesaria pero no suficiente, para que un

sistema se encuentre en equilibrio termodinámico, es que este sea homogéneo o que este constituido por varias partes homogéneas que estén en contacto.

Un *proceso* ocurre cuando un sistema pasa de un estado termodinámico a otro. Dado que las propiedades no dependen de la historia, el cambio de cualquier propiedad entre dos estados termodinámicos es independiente del proceso.

Un *ciclo* es un conjunto de procesos que hacen regresar al sistema al estado original que tenía antes de que se realizara.

Por consiguiente un ciclo termodinámico todas las propiedades adquieren los mismos valores iniciales una vez concluido. En forma analítica, si x es cualquier propiedad termodinámica,

$$\oint dx = 0$$

La *trayectoria* es el conjunto de estados que atraviesa un sistema al realizarse un proceso.

1.5 PRESIÓN.

Este concepto es sumamente importante y conviene analizarlo detalladamente. Aún cuando básicamente la presión se define como fuerza por unidad de área, es importante distinguir los varios tipos de presiones comúnmente usados.

Es un hecho conocido que la atmósfera ejerce una presión sobre la superficie terrestre. Usualmente esta presión se ve afectada por la altura.

Así se dice que la presión atmosférica estándar al nivel del mar es de 1013.25 mbar (760 mmHg). Por otra parte al ascender en altura, disminuye la presión. A 500 metros de altura, la presión atmosférica es de 955 mbar y a 900 metros de altura es de solo 307 mbar.

Puesto que la presión atmosférica comúnmente se mide en un barómetro (figura 1.2), esta recibe el nombre de *presión barométrica*.

En un sistema, la presión, generalmente se mide con un manómetro, ya sea de tipo Bourdon (como el que aparece en la figura 1.3) o de columna de agua u de otro tipo.

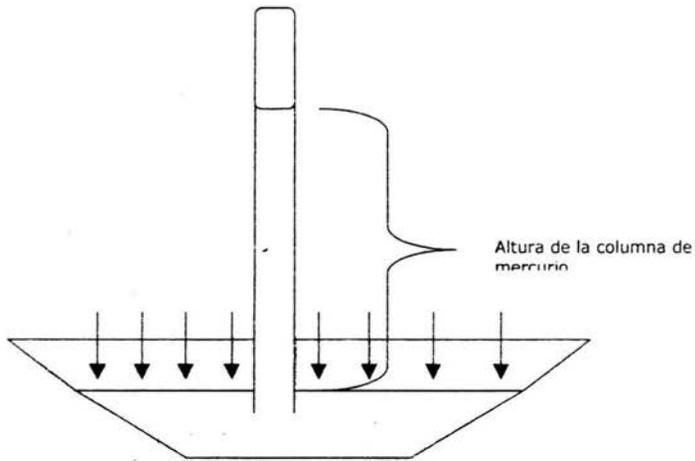


Figura 1.2. Barómetro de columna de mercurio.

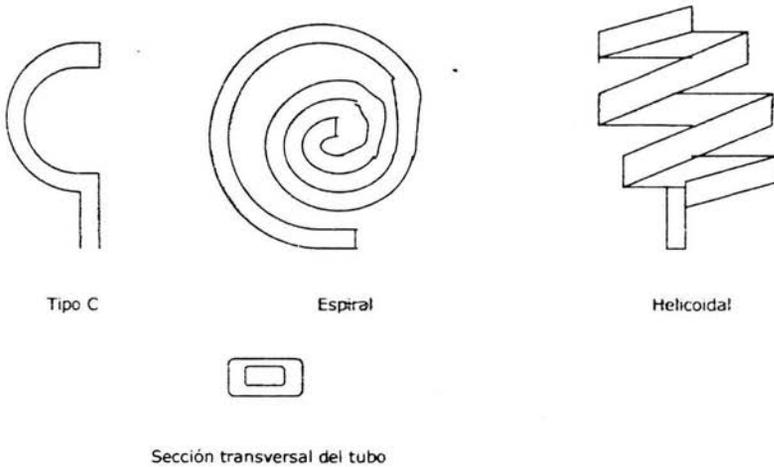


Figura 1.3. Manómetros tipo Bourdon.

Puesto que la lectura que proporcionan los manómetros depende generalmente de la presión atmosférica, es necesario definir una *presión absoluta*, con respecto a un nivel de presión igual a cero.

La presión que registra un manómetro se denomina *presión manométrica*. Por lo tanto, la presión absoluta en un sistema es igual a la suma de la presión manométrica mas la presión barométrica o atmosférica del lugar.

Esto es:

$$P_{absoluta} = P_{manométrica} + P_{barométrica}$$

Como ejemplo supóngase que la presión absoluta existente en un sistema es de 10 bar. Si la presión barométrica es de 955 mbar, un manómetro registraría 9.045 bar.

En todos los análisis termodinámicos se emplea la presión absoluta, dado que ésta no depende de la altura o localidad en donde se haga la medición.

En consecuencia, la presión manométrica por si sola no proporciona una información completa respecto de la presión a que se encuentra sometido un sistema dado.

En algunas circunstancias los sistemas operan en condiciones de vacío, es decir, a presiones inferiores a la presión atmosférica. Esto aparece esquemáticamente en la figura 1.4.

En estas condiciones la presión del sistema queda perfectamente determinada mediante el uso de la presión absoluta, o la indicación de una presión de vacío (que generalmente se da en mbar o cm de mercurio), y la presión barométrica.

Esto es;

$$P_{absoluta} = P_{barométrica} - P_{de-vacío}$$

Ejemplo: Calcule la presión absoluta ejercida por el aire contenido en una llanta de automóvil si la presión manométrica es de 2 bar, y la presión barométrica del lugar es de 950 mbar.

Solución:

$$P_{absoluta} = 2 + 0.950 = 2.950bar$$

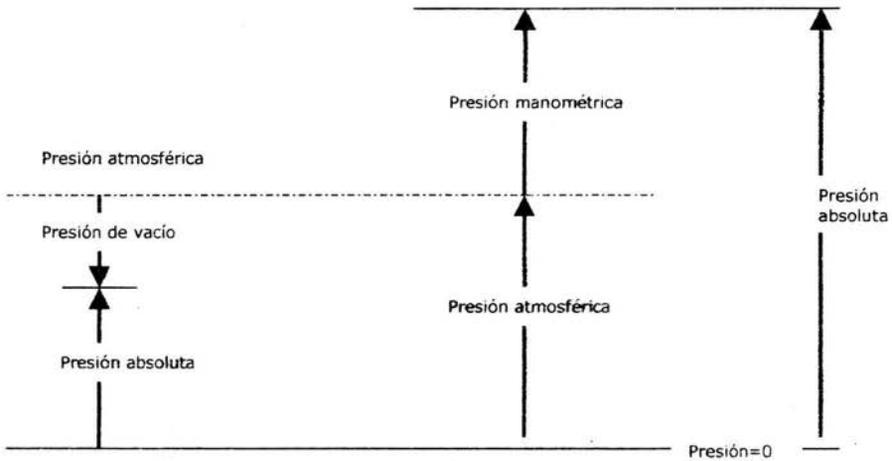


Figura 1.4. Relación entre presiones.

Ejemplo: La presión absoluta del vapor en el condensador de una planta de generación es igual a 5 cm de mercurio. Si la presión barométrica del lugar es de 950 mbar, calcule la presión de vacío.

Solución:

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{barométrica}} - P_{\text{absoluta}}$$

$$P_{\text{vacío}} = 950 - (50)(103332)$$

$$P_{\text{vacío}} = 883.3 \text{ mbar}$$

Ejemplo: La medición de presión con un manómetro de columna en una cámara indica un valor de 34 cm. Si la densidad del fluido empleado en el manómetro es de 0.8 Kg/dm^3 , calcule la presión en mbar.

Solución:

$$P = \rho g \Delta z = (800)(9.81)(0.34)$$

$$P = 2665.6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P = 26.656 \text{ mbar}$$

1.6 TEMPERATURA.

La temperatura es una propiedad termodinámica comúnmente empleada pero difícil de definir. Generalmente se asocia con la actividad molecular del sistema, o se define indirectamente.

Considere dos cuerpos, uno caliente y uno frío, los cuales se ponen en contacto. Si estos cuerpos, además se aíslan con los alrededores, el cuerpo que esta caliente se enfría mientras el que esta frío se calienta.

Eventualmente las propiedades permanecen invariables con el tiempo al alcanzarse el equilibrio térmico.

Por otro lado, si un tercer cuerpo se pone en contacto térmico con cualesquiera de ellos, y todas las propiedades de éste permanecen invariables con el tiempo, se dice que los tres cuerpos están en equilibrio térmico entre sí.

Esta observación experimental constituye un axioma termodinámico conocido como *Ley Cero De La Termodinámica*, que se enuncia así :

Si dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercero, los tres cuerpos están en equilibrio térmico entre sí.

Es precisamente este axioma el que predice la existencia de una propiedad cuyo valor es el mismo en todos los sistemas que se hallan en equilibrio térmico.

Existen varios instrumentos de medición para determinar la temperatura de un sistema: termómetros de mercurio, de alcohol, termopares, termómetros de resistencia, termistores, termómetros bimetalicos, etc.

En todos estos instrumentos se hace uso del cambio de una propiedad para registrar la temperatura.

Así, los termómetros de mercurio o de alcohol registran la temperatura como consecuencia de la dilatación que sufre el fluido. En todos estos instrumentos anotados existe una relación funcional entre el cambio de una de sus propiedades y la temperatura.

Generalmente se seleccionan dos puntos de referencia para establecer una escala de temperatura. Una de estas es el punto de hiel, es decir, la

temperatura a que se encuentra en equilibrio una mezcla de hielo y agua saturada de aire, bajo una presión de 1013.25 mbar (1 atm).

El otro punto de referencia es comúnmente el punto del vapor, es decir, la temperatura de equilibrio para agua pura y su vapor, bajo una presión de 1013.25 mbar.

Se seleccionan estos puntos de referencia por ser de fácil y exacta reproducción en el laboratorio.

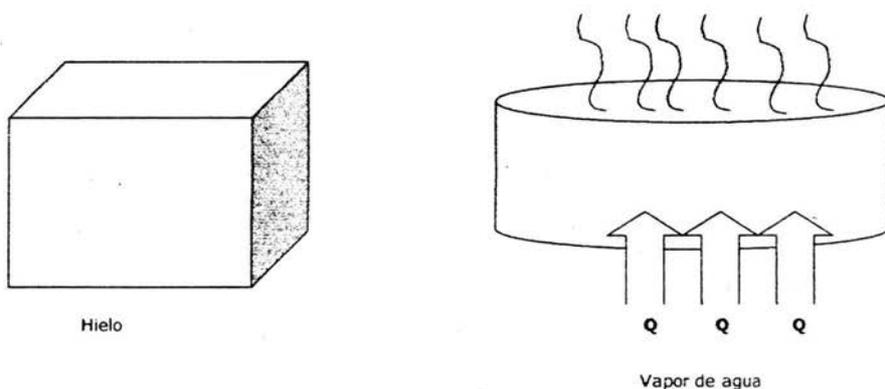


Figura 1.5. Puntos de referencia de la temperatura.

A los puntos de referencias les puede asignar valores de temperatura completamente arbitrarios. Por ejemplo, al punto del hielo se le puede asignar un valor de 20, y al punto de vapor de agua un valor de 200.

Si se divide esta escala en 180 partes iguales, se habrá creado una escala X de temperatura. sin embargo, existen dos escalas de temperatura de uso generalizad: La escala Celsius ó Centígrada y la escala Fahrenheit.

La escala Celsius tiene un valor de 0°C al punto del hielo y un valor de 100°C al punto del vapor, dividiendo estos dos estados de referencia en cien partes iguales.

De manera análoga, la escala Fahrenheit asigna un valor de 32°F al punto del hielo y un valor de 212°F al punto del vapor, dividiendo estos dos estados de referencia en 180 partes iguales.

Ambas escalas están relacionadas a través de la expresión siguiente:

$$T_F = 1.8T_C + 32$$

Supóngase ahora que se desea determinar la temperatura del agua en un recipiente, y un termómetro de mercurio registra 52°C , un termómetro registra 53°C , y un termómetro de resistencia registra 52.8°C . Si los tres instrumentos han sido perfectamente calibrados en los puntos de referencia, ¿cuál es la verdadera temperatura del agua ?.

No puede concluirse nada con la información anterior. Podría suponerse que uno ó varios de los instrumentos mencionados no son lineales en el rango descrito.

Sin embargo, lo que si puede afirmarse es que todos ellos emplean el cambio en una de sus propiedades físicas para registrar la temperatura.

En consecuencia, es conveniente adoptar una escala de temperatura que sea independiente de las propiedades de una sustancia en particular.

Aunque esta escala solo puede definirse a partir de la Segunda Ley de la Termodinámica, por el momento solo basta decir que a presiones relativamente bajas, todos los gases se comportan de tal forma que su temperatura es directamente proporcional a su presión, siempre y cuando el volumen permanezca constante.

Esto constituye un termómetro de volumen constante. Si además, el volumen específico molar de los gases empleados en este tipo de termómetro es el mismo, se encuentra una relación lineal única entre la presión y la temperatura, constituyéndose así lo que se conoce como *escala del gas ideal*.

De lo anterior se desprende que un termómetro de volumen constante es éstas circunstancias es independiente del tipo de gas empleado.

Mediante mediciones experimentales puede determinarse la presión ejercida por el gas en cuestión, en el punto del hielo y en el punto del vapor.

Dado que la presión es proporcional a la temperatura, como aparece en la figura 1.6, en el límite cuando la presión del gas tiende a cero, la temperatura adquiere un valor de -273.15°C ó -459.69°F .

Con lo anterior se establece las dos correspondientes escalas absolutas de temperatura, es decir, *la Escala Kelvin y la Escala Rankine* de temperaturas absolutas.

En consecuencia:

$$T_K = T_C + 273.15$$

$$T_R = T_F + 459.60$$

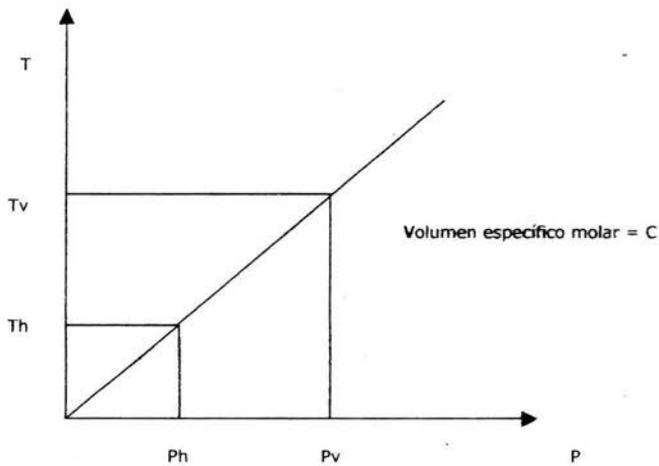


Figura 1.6. Temperatura como función de presión para diferentes gases.

CAPITULO 2

"PRINCIPIOS DE COMBUSTIÓN"

DONDEQUIERA QUE HAYA UN
SER HUMANO EXISTE CIERTA
PROBABILIDAD DE BONDAD.

SÉNECA

2.1 REACCIONES QUÍMICAS.

Se da en aquellos sistemas cuya composición química cambia durante el proceso.

Las reacciones químicas que liberan energía se llaman exotérmicas, y las que absorben energía se llaman endotérmicas. Esto es conveniente para la convención de signos en el calor.

2.2 COMBUSTIBLES.

Es todo aquel material que puede quemarse para liberar energía, la mayoría de los combustibles se componen principalmente de hidrógeno y carbono, por eso se les dice hidrocarburos.

Estos existen en todas fases como el gas, la gasolina y el carbón.

Aunque los combustibles hidrocarburos líquidos son mezclas de muchos hidrocarburos diferentes, por conveniencia suele considerarse como un solo hidrocarburo.

Por ejemplo, la gasolina se trata como octano C_8H_{18} , el diesel como el dodecano $C_{12}H_{26}$, el metanol (ó alcohol metílico) CH_3OH que se mezcla con la gasolina.

Una reacción química durante el cual se oxida un combustible y libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de *combustión*. el oxidante más común es el aire ya que es gratis y se consigue fácilmente.

2.3 MEZCLA ESTEQUEOMÉTRICA.

La cantidad mínima de aire necesaria para oxidar completamente todos los elementos combustibles, se le conoce como cantidad de aire teórico, cantidad de *aire químicamente correcta* o *cantidad estequeométrica* de aire.

La estequeometría es la parte de la química que permite calcular todas las cantidades de sustancias en masa o volumen que intervienen en las reacciones químicas.

2.4 PROCESO DE COMBUSTIÓN.

Una reacción química se basa en el principio de la conservación de la materia, en términos de la conservación de átomos.

Por ejemplo, si consideramos la combustión del metano CH_4 con oxígeno O_2 . La combustión completa indica que el carbono se convierte totalmente en dióxido de carbono (CO_2) y el hidrógeno se transforma en agua (H_2O).



La expresión anterior aún no se encuentra bien, habrá que equilibrarla. Esto se hace determinando el número de moles que deben de estar en cada componente:

Balance del carbono ($C_{\text{REACTIVO}} = C_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del hidrogeno ($H_{\text{REACTIVO}} = H_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del oxigeno ($O_{\text{REACTIVO}} = O_{\text{PRODUCTO}}$)



La ecuación de combustión completa es:



Esta ecuación se lee de la siguiente forma:

"1 mol de metano reacciona con 2 moles de oxígeno para producir (ó formar) 1 mol de dióxido de carbono más 2 moles de agua".

En la mayoría de los procesos de combustión, el oxígeno se suministra a través del aire ambiente. El aire seco está constituido básicamente por 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno.

Por lo tanto por cada mol de oxígeno existen 3.76 moles de nitrógeno. Modificando la ecuación anterior, nos queda:



2.5 RELACIÓN AIRE/COMBUSTIBLE.

Se define como el cociente de la masa de aire entre la masa de combustible. De la última ecuación, teniendo en cuenta el peso molecular del aire igual a 29 y el peso molecular del metano igual a 16.

$$r_{a/c} = m_a/m_c$$

$$r_{a/c} = [(2 + 7.52) (29)] / [(1) (16)]$$

$$r_{a/c} = 17.26 \text{ Kg aire / Kg comb.}$$

Haciendo su análisis volumétrico de gas de los productos de la combustión.

$$\begin{array}{r} \text{CO}_2 = (1 / 8.52) (100) = 11.74\% \\ \text{N}_2 = (7.52 / 8.52) (100) = 88.26\% \\ \hline 100.00\% \end{array}$$

Cuando el aire no alcanza a tener la cantidad químicamente correcta, parte del carbono se une con el oxígeno para formar monóxido de carbono (CO).

Por otra parte al suministrar exceso de aire, aparece oxígeno (O₂) en los productos de la combustión.

Ejemplo: Considerar el metano con un 20% de exceso de aire. Tomando la ecuación equilibrada se tiene:



Su relación aire/combustible será:

$$r_{a/c} = m_a/m_c$$

$$r_{a/c} = [(2.4 + 9.024) (29)] / [(1) (16)]$$

$$r_{a/c} = 20.706 \text{ Kg aire / Kg comb.}$$

Haciendo su análisis volumétrico de gas de los productos de la combustión.

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (1 / 10.424) (100) = 9.5932\% \\ \text{N}_2 &= (9.024 / 10.424) (100) = 86.5694\% \\ \text{O}_2 &= (0.4 / 10.424) (100) = \underline{3.8372\%} \\ &100.0000\% \end{aligned}$$

Ahora consideramos el metano con un 20% de deficiencia de aire.



Balance del carbono ($C_{\text{REACTIVO}} = C_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del oxígeno ($O_{\text{REACTIVO}} = O_{\text{PRODUCTO}}$)



Del balance del carbono se tiene:

$$1 = \text{X} + \text{Y}$$

Del balance del oxígeno se tiene:

$$(2)(0.8)(2) = 2\text{X} + \text{Y} + 2$$

Se deduce un sistema de ecuaciones:

$$\text{X} + \text{Y} = 1$$

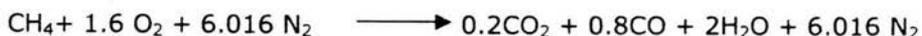
$$2\text{X} + \text{Y} = 1.2$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene:

$$\text{X} = 0.2$$

$$\text{Y} = 0.8$$

La ecuación de combustión completa es:



Su relación aire/combustible será:

$$r_{a/c} = m_a/m_c$$

$$r_{a/c} = [(1.6+6.016) (29)] / [(1) (16)]$$

$$r_{a/c} = 13.804 \text{ Kg aire / Kg comb.}$$

Haciendo su análisis volumétrico de gas de los productos de la combustión.

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (0.2 / 7.016) (100) = 9.5932\% \\ \text{CO} &= (0.8 / 7.016) (100) = 11.401\% \\ \text{N}_2 &= (6.016 / 7.016) (100) = 85.768\% \\ &100.0000\% \end{aligned}$$

Ejercicio: Considere la combustión del octano C_8H_{18} con la cantidad químicamente correcta de aire a una presión constante de 1 bar. Determine:

- Su relación aire/combustible: PM del octano = 114
- Análisis volumétrico en base seca de los productos de la combustión.
- La temperatura de rocío en donde el agua se condensa.

La ecuación completa de combustión será:



Haciendo su balance de materia en general:

Balance del carbono ($\text{C}_{\text{REACTIVO}} = \text{C}_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del hidrogeno ($\text{H}_{\text{REACTIVO}} = \text{H}_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del oxigeno ($\text{O}_{\text{REACTIVO}} = \text{O}_{\text{PRODUCTO}}$)



Balance del nitrógeno ($\text{N}_{\text{REACTIVO}} = \text{N}_{\text{PRODUCTO}}$)



La ecuación de combustión completa es:



Su relación aire/combustible será:

$$r_{a/c} = m_a/m_c = [(12.5 + 47) (29)] / [(1) (114)]$$

$$r_{a/c} = 15.13596 \text{ Kg aire / Kg comb.}$$

Haciendo su análisis volumétrico de gas de los productos de la combustión.

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= (8 / 55) (100) = 14.545\% \\ \text{N}_2 &= (47 / 55) (100) = \underline{85.454\%} \\ &100.0000\% \end{aligned}$$

La presión parcial del vapor de agua (Pa) de los productos de la combustión es el siguiente:

$$\text{Presión total} = 8 + 9 + 47 = 64$$

$$P_a = (9 / 64) (1\text{bar}) = 0.140625 \text{ bar.}$$

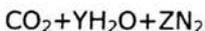
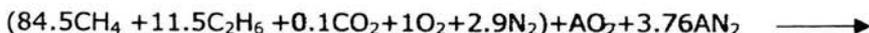
De tablas de vapor saturado entrando con la Pa. Se tiene una temperatura de 52.55 °C.

Ejercicio: El análisis volumétrico de cierto gas combustible es el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{CH}_4 &= 84.5\% \\ \text{C}_2\text{H}_6 &= 11.5\% \\ \text{CO}_2 &= 0.1\% \\ \text{O}_2 &= 1.0\% \\ \text{N}_2 &= 2.9\% \end{aligned}$$

Determinese los m³ de aire requerido por m³ de combustible y el análisis volumétrico de los productos de la combustión. El gas se quema con cantidad teórica de aire.

Haciendo un balance de materia en general:



Balance del carbono (C_{REACTIVO} = C_{PRODUCTO})



$$84.5 + 23 + 0.1 = X \quad \text{Por lo tanto:} \quad X = 107.6$$

Balance del hidrogeno ($H_{\text{REACTIVO}} = H_{\text{PRODUCTO}}$)



$$338 + 69 = 2Y \quad \text{Por lo tanto:} \quad Y = 203.5$$

Balance del oxigeno ($O_{\text{REACTIVO}} = O_{\text{PRODUCTO}}$)



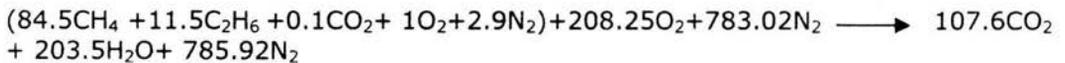
$$0.2 + 2 + 2A = 2 + Y \quad \text{Por lo tanto:} \quad A = 208.25$$

Balance del nitrógeno ($N_{\text{REACTIVO}} = N_{\text{PRODUCTO}}$)



$$5.8 + (3.76)2A = 2Z \quad \text{Por lo tanto:} \quad Z = 785.92$$

La ecuación de combustión completa es:



Su relación aire/combustible será:

$$r_{a/c} = \text{moles de aire} / \text{moles de comb}$$

$$r_{a/c} = (208.25 + 783.02) / (100)$$

$$r_{a/c} = 9.9127 \text{ moles de aire} / \text{moles de comb.}$$

Cuando el combustible y el aire se determinan en las mismas condiciones de presión y temperatura la $r_{a/c}$ en forma volumétrica se puede expresar así:

$$r_{a/c} = 9.9127 \text{ m}^3 \text{ aire} / \text{m}^3 \text{ comb.}$$

Haciendo su análisis volumétrico de los productos totales de la combustión.

	Moles	Análisis volumétrico
CO ₂ =	107.6	9.81%
H ₂ O =	203.5	18.55%
N ₂ =	785.92	<u>71.64</u>
		100.0000%

2.6 CALOR DE COMBUSTIÓN O PODER CALORÍFICO.

El calor de combustión ó poder calorífico se define como la cantidad de calor disipada por este cuando se quema completamente y se enfrían los productos hasta la temperatura inicial.

El calor de combustión es una medida cualitativa de la energía química liberada por el combustible. Según el tipo de proceso tenemos el calor de combustión a volumen constante y el calor de combustión a presión.

El calor de combustión a volumen constante generalmente se determina en forma experimental en un calorímetro de volumen constante ó bomba calorimétrica.

Una pequeña cantidad de combustible se introduce a la bomba. Esta se carga con una gran cantidad de oxígeno presurizado para asegurar la conversión directa de combustible en productos y se coloca en un baño de agua, logrando así que la temperatura (después de la ignición y combustión) sea igual a la temperatura inicial.

Haciendo un balance de energía para un sistema cerrado, tenemos:

$$q_v = \Delta u = u_{\text{productos}} - u_{\text{reactivos}} \quad |_{T,v}$$

Aún cuando la energía interna se evalúa a la misma temperatura de los reactivos, la diferencia constituye la energía química liberada durante el proceso de combustión.

El calor de combustión a presión constante de los gases combustibles, se determina experimentalmente en un calorímetro de presión constante ó de flujo.

En este instrumento el aire y el combustible sufren combustión y los productos se enfrían hasta la temperatura inicial mediante la circulación de agua de enfriamiento.

Haciendo un balance de energía para un sistema abierto, tenemos:

$$q_p = \Delta h = h_{\text{productos}} - h_{\text{reactivos}} \quad |_{T,p}$$

Si se experimenta una variación de volumen:

$$q_p - q_v = \Delta h - \Delta u = (\Delta p v)$$

Según se encuentre el agua en los productos de combustión, en su fase líquida ó en su fase de vapor, tenemos el poder calorífico superior ó poder calorífico inferior respectivamente sea a presión ó a volumen constante.

Ambos valores, superior ó inferior, difieren a una temperatura dada únicamente por el calor latente de vaporización. La tabla 1 presenta los calores de combustión a presión y a volumen constante de algunos combustibles, a una temperatura de 25°C.

En la figura 2.1 se observa la relación existente entre energía interna de los productos y los reactivos, a una temperatura dada.

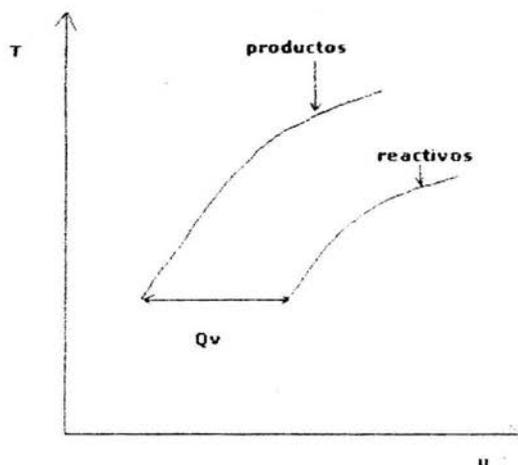


Figura 2.1. Relación entre energía interna de los productos y los reactivos con la temperatura.

El calor de combustión puede determinarse analíticamente a cualquier temperatura recurriendo a las ecuaciones:

$$q_v = \Delta u = u_{\text{productos}} - u_{\text{reactivos}} \Big|_{T,v} \quad \text{Y}$$

$$q_p = \Delta h = h_{\text{productos}} - h_{\text{reactivos}} \Big|_{T,p}$$

Para el calor de combustión a volumen constante, tenemos:

$$q_v = \Delta u = u_{\text{productos}} - u_{\text{reactivos}} \Big|_{T,v}$$

$$q_{v1} T_1 = u_p T_1 - u_R T_1$$

$$q_{v2} T_2 = u_p T_2 - u_R T_2$$

$$q_{v2} T_2 = q_{v1} T_1 + \Delta u_p T_1 - \Delta u_R T_1 \quad \text{----- (a)}$$

Análogamente con q_p

$$q_p = \Delta h = h_{\text{productos}} - h_{\text{reactivos}} \Big|_{T,p}$$

$$q_{p1} T_1 = h_p T_1 - h_R T_1$$

$$q_{p2} T_2 = h_p T_2 - h_R T_2$$

$$q_{p2} T_2 = q_{p1} T_1 + \Delta h_p T_1 - \Delta h_R T_1 \quad \text{----- (b)}$$

De las expresiones (a) y (b) se desprende que los calores de combustión permanecen invariables con la temperatura, si el calor específico (a volumen ó presión constante) de los productos es igual al de los reactivos.

Ejemplo: determine el poder calorífico inferior del metano a una temperatura de 1000 °K con el oxígeno a volumen constante.



De la tabla 1 se tiene para el metano a 25°C un poder calorífico inferior de:

$$q_v = - 801642 \text{ J/gmol.}$$

Usando la fórmula $q_{v2} T_2 = q_{v1} T_1 + \Delta u_P \bar{T}_1 - \Delta u_R \bar{T}_1$

$$q_{v 1000} = q_{v298} + (u_{CO_2 1000} - u_{CO_2 298}) + 2 (u_{H_2O 1000} - u_{H_2O 298}) - (u_{CH_4 1000} - u_{CH_4 298}) - 2(u_{O_2 1000} - u_{O_2 298})$$

$$u = h - RuT$$

Para determinar los valores de h y RuT de la tabla 2 se tiene:

$$q_{v 1000} = -801642 + [(42797 - 8320.01) - (9370 - 2480.68)] + 2 [(35906 - 8320.01) - (9910 - 2480.68)] - [(48236 - 8320.01) - (10032 - 2480.68)] - 2 [(31409 - 8320.01) - (8688 - 2480.68)]$$

$$q_{v 1000} = -801642 + [(34476.99 - 6889.32)] + 2 [(27585.99 - 7429.321)] - [(39915.99 - 7551.32)] - 2 [(23088.99 - 6207.321)]$$

$$q_{v 1000} = -801642 + 27587.67 + 40313.34 - 32364.67 - 33763.34$$

$$q_{v 1000} = -799869.07 \text{ J / gr mol.}$$

y

$$q_{v 2980} = -801642 \text{ J / gr mol.}$$

Por lo que difieren en 0.221162%, por esta razón se recomienda tomar valores directos de tablas.

2.7 ENTALPIA DE FORMACIÓN

En los análisis termodinámicos en que el medio de trabajo es de composición química constante, intervienen diferencias en propiedades, esto es, diferencias en entalpías, entropías, etc.

Aún cuando se seleccione un estado de referencia arbitrario para evaluar cuantitativamente estas propiedades, éste no tiene ningún efecto en los estados termodinámicos, puesto que su valor es el mismo para todos los estados que atraviesa el medio de trabajo, en el proceso.

En consecuencia, el estado de referencia se elimina en todos los cálculos. Por ejemplo, el trabajo desarrollado por una sustancia pura durante una expansión adiabática en un sistema abierto es proporcional

a la diferencia de entalpía, si los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.

Si el medio de trabajo que interviene en la expansión es el agua, la diferencia de entalpía puede calcularse haciendo uso de las tablas de vapor.

Aún cuando estas se construyen a partir de un valor de cero energía al líquido saturado a 0.01°C , el valor de referencia se elimina en los cálculos. Este no es el caso en sistemas en que interviene una reacción química, donde la composición varía durante el proceso al formarse nuevos productos.

Considerando un dispositivo que opera en estado permanente con flujo permanente a presión constante y sin transferencia de trabajo.



Al hacer su análisis por primera ley tenemos:

$$Q + W = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta u + W_f$$

$$Q = \Delta u * W_f = \Delta h = h_p - h_R \quad Y \quad T_1 = T_2$$

Entonces:

Δh = entalpía de reacción. Es la cantidad de calor transferido de la reacción química, con frecuencia se le llama calor o entalpía de reacción.

Como la reacción puede llevarse a cabo a cualquier temperatura, existe un valor de cada calor de reacción para cada temperatura.

La entalpía de reacción que a nosotros nos interesa es la que se efectúa a una temperatura de referencia T_0 generalmente a 25°C y a una presión de 1 atms. La tabla 1 nos muestra algunos valores de entalpía de reacción estándar.

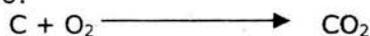
Ejemplo: considere la reacción del CO con O₂ para formar CO₂. Si los reactivos se unen a una presión y una temperatura de 1 atm. y 25°C y el CO₂ resultante se enfría hasta las mismas condiciones de presión y temperatura.

La entalpía de reacción puede determinarse haciendo uso de la tabla 1.



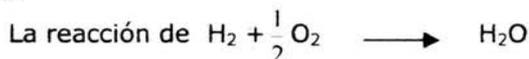
$$\Delta H^0 = 292,995 \text{ J/gr.}$$

Ejemplo:



$$\Delta H^0 = 393,517 \text{ J/gr.}$$

Ejemplo:



La ecuación anterior nos da un producto en fase líquida, siendo la entalpía de reacción estándar de -285,844 KJ/Kg mol a 25°C y 1 atm de H₂.

Si el producto estuviera en fase gaseosa, la entalpía de reacción sería de -241,830 KJ/Kg mol.

Lo anterior significa que -241,830 KJ de energía se libera cuando 1 Kg mol de hidrógeno reacciona con medio Kg mol de oxígeno para formar 1 Kg mol de agua en fase gaseosa a 25°C y 1 atm.

Siendo tan grande el número de reacciones químicas que se pueden presentar, sería muy conveniente contar con algún método que permitiera determinar las entalpías de reacción estándar a partir de la mínima cantidad de datos.

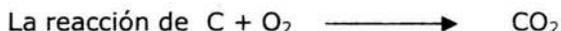
Se ha podido desarrollar un procedimiento de ésta naturaleza basándose en el uso de una cantidad que se determina experimentalmente: la entalpía de formación.

Un estado de referencia común puede obtenerse asignando un valor de cero a la entalpía de los elementos puros en un estado de referencia seleccionado arbitrariamente.

De esta manera la entalpía del producto resultante a partir de la combinación de elementos puros se conocer como entalpía de formación.

Como ilustración, considere la reacción del carbono con el oxígeno para formar dióxido de carbono. Es decir,

Ejemplo:



La entalpía de reacción estándar esta dada por:

$$Q = \Delta u + W_f = \Delta h = h_p - h_R \quad Y \quad T_1 = T_2$$

$$Q = h_{CO_2} - h_C - h_{O_2}$$

Un estado de referencia común puede obtenerse asignando el valor de cero a la entalpía de los elementos puros en un estado de referencia arbitrariamente seleccionado.

De esta manera la entalpía del producto resultante a partir de la combinación de elementos puros se conoce como entalpía de formación. Entonces h_C y h_{O_2} son iguales a cero por conveniencia.

De la tabla 3 se tiene que $h_{CO_2} = -393,776 \text{ KJ/Kg}$.

Así podemos definir que la entalpía de formación es igual a la entalpía de reacción en condiciones estándar de 25°C y 1 atms.

Lo anterior significa que la entalpía absoluta se puede expresar como sigue:

$$h_{CO_2} = h_{F_{CO_2}} + h_C + h_{O_2}$$

Ejemplo: Determine la entalpía de formación del alcohol etílico en condiciones estándar, a partir de datos de la entalpía de reacción.



La entalpía de reacción estándar esta dada por (tabla 1 fase vapor):

$$\Delta H \text{ del alcohol} = -1\,281,321 \text{ KJ / Kg mol.}$$

La entalpía de formación (tabla 3)



$$\Delta H \text{ del CO}_2 = -393,517 \text{ KJ / Kg mol}$$



$$\Delta H \text{ del H}_2\text{O} = -241,830 \text{ KJ / Kg mol.}$$

$$1'281,321 + 3(0) + 2(-393,517) + 3(-241,830)$$

$$\Delta H \text{ de formación} = -231,293 \text{ KJ / Kg mol}$$

Este último resultado nos dice que la entalpía de formación del alcohol etílico es de $-231,293 \text{ KJ / Kg mol}$, y si lo checamos de tablas nos da el mismo resultado.

$$h^*_{\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}} = -231,293 \text{ KJ / Kg mol}$$

De lo anterior se desprende que la entalpía de formación puede obtenerse partiendo de datos de entalpía de reacción.

2.8 TERCERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

Aún cuando el valor de la entalpía puede igualarse a cero en un estado de referencia arbitrario, la entropía en una sustancia pura en equilibrio termodinámico es igual a cero en el cero absoluto de temperatura.

Este axioma constituye en esencia la tercera ley de la termodinámica.

En forma analítica:

$$\lim_{T \longrightarrow 0^0\text{K}} s = 0$$

2.9 TEMPERATURA TEÓRICA DE FLAMA

Considere la combustión adiabática a volumen constante de una mezcla de reactivos a una temperatura T_1 . debido al proceso de combustión y a la ausencia de transferencia de calor, la temperatura de los productos de la combustión se eleva hasta un valor T_2 . a esta temperatura se le conoce como temperatura teórica de flama, en el proceso de combustión adiabática a volumen constante.

Esta puede controlarse con la cantidad de exceso de aire introducido, lográndose un valor máximo con una mezcla químicamente correcta.

Mediante un balance de energía, al haber ausencia de transferencia de calor y no existir trabajo se obtiene:

$$U_{\text{PRODUCTOS } T_2} = U_{\text{REACTIVOS } T_1}$$

Combinando esta expresión con $Q_v = U_{\text{PRODUCTOS } T_1} - U_{\text{PRODUCTOS } T_2}$

$$Q_{v,T_1} = U_{\text{PRODUCTOS } T_1} - U_{\text{PRODUCTOS } T_2}$$

Este proceso adiabático de combustión puede observarse en la figura 2. De manera análoga considere la combustión adiabática a presión constante de una mezcla de reactivos una temperatura T_1 .

La temperatura de los productos de la combustión se elevaran hasta una temperatura T_2 , como consecuencia de ausencia de transferencia de calor.

A esta temperatura se le conoce como temperatura teórica de flama en el proceso de combustión a presión constante.

Mediante un balance de energía tenemos:

$$H_{\text{PRODUCTOS } T_2} = H_{\text{REACTIVOS } T_1}$$

Combinando esta expresión con $Q_p = H_{\text{PRODUCTOS } T_1} - H_{\text{PRODUCTOS } T_2}$

$$Q_{p,T_1} = H_{\text{PRODUCTOS } T_1} - H_{\text{PRODUCTOS } T_2}$$

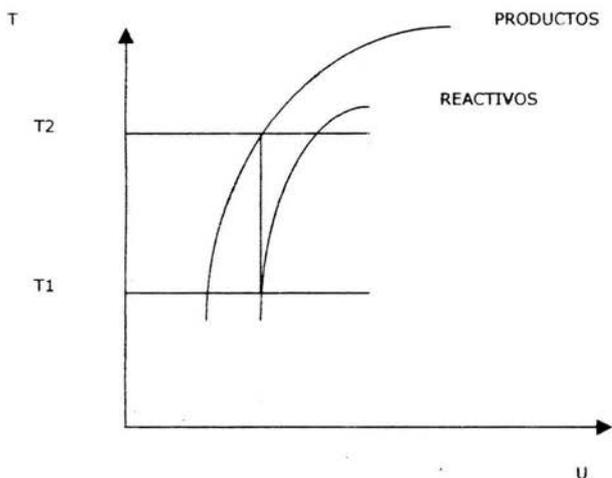


Figura 2.2. Proceso de combustión adiabático a volumen constante.

Ejemplo: Determine la temperatura teórica de flama en la combustión adiabática a presión constante del metano CH_4 con el 200% de aire teórico. La temperatura al iniciarse el proceso es de 298°K .

Con el 200% de aire teórico, la reacción química es:



De la tabla 1 con el poder calorífico inferior.

$$Q_p = -801,642 \text{ KJ / Kg mol}$$

De la tabla 2.

$$H_{\text{PRODUCTOS}298} = 9370 + 2(9910) + 15.04(8675) + 2(8688) = 177,038 \text{ J.}$$

$$\text{Pero } H_{\text{PRODUCTOS}T_2} = H_{\text{PRODUCTOS}T_1} - Q_p, T_1$$

$$= 177,038 + 801,642$$

$$= 978,680 \text{ J.}$$

Puesto que la entalpía de los productos es igual a 978,680 J en las condiciones de temperatura teórica de flama, se debe de evaluar una igualdad con la tabla 2.

$$H_{\text{PRODUCTOS}_{1500}} = 71,125 + 2(58,037) + 15.04(47,106) + 2(49,325)$$

$$H_{\text{PRODUCTOS}_{1500}} = 994,323 \text{ J.}$$

El valor correcto de temperatura puede ajustarse mediante aproximaciones sucesivas. Finalmente nos da:

$$T = 1480 \text{ }^{\circ}\text{K.}$$

TABLA 1.

Calores o entalpía de combustión a 25°C y 1 atms.

COMBUSTIBLE	FORMULA	CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN A 25 °C, J/gmol	PODER CALORÍFICO SUPERIOR J/gmol. FASE LIQUIDA		PODER CALORÍFICO INFERIOR, J/gmol. FASE VAPOR.	
			-Δh	-Δu	-Δh	-Δu
ALCOHOL ETÍLICO	C ₂ H ₅ OH	42463	1413164	1408205	1281231	1283696
ALCOHOL METÍLICO	CH ₃ OH	37514	766124	762405	678169	679399
BUTANO	C ₄ H ₁₀	24409	2876557	2867879	2656471	2660190
CARBNO(GRAFITO)	C		393517	393517	393517	393517
DECANO	C ₁₀ H ₂₂	50865	6830967	6814850	6344777	6357935
ETANO	C ₂ H ₆		1558967	1552768	1426915	1428155
HEPTANO	C ₇ H ₁₆		4853583	4841185	4501445	4508884
HODROGENO	H ₂		285844	282125	241830	240590
METANO	CH ₄		889676	884717	801642	801642
MONÓXIDO DE CARBONO	CO		282995	281755	282995	281775
OCTANO	C ₈ H ₁₈	41366	5512211	5498690	5116149	5124827
PENTANO	C ₅ H ₁₂		3534950	3525032	3270847	3275806
2-2-4 TRIMETIL PENTANO	C ₈ H ₁₈	35074	5496561		5100413	5109092
BENCENO	C ₆ H ₆		3303800		3171700	
PROPANO	C ₃ H ₈		2221500		2045400	
ETILENO	C ₂ H ₄		1411900		1323800	
ACETILENO	C ₂ H ₂		1300500		1256400	

TABLA 1.1.

Peso molecular de algunos combustibles.

COMBUSTIBLE	FORMULA	PESO MOLECULAR
ALCOHOL ETÍLICO	C_2H_5OH	
ALCOHOL METÍLICO	CH_3OH	
BUTANO	C_4H_{10}	
CARBNO(GRAFITO)	C	12.011
DECANO	$C_{10}H_{22}$	
ETANO	C_2H_6	30.070
HEPTANO	C_7H_{16}	
HODROGENO	H_2	2.016
METANO	CH_4	16.043
MONÓXIDO DE CARBONO	CO	28.011
OCTANO	C_8H_{18}	114.23
PENTANO	C_5H_{12}	
2-2-4 TRIMETIL PENTANO	C_8H_{18}	
BENCENO	C_6H_6	78.114
PROPANO	C_3H_8	44.097
ETILENO	C_2H_4	28.054
AcETILENO	C_2H_2	26.038

Tabla 2.

Valores de entalpía de algunos gases ideales.

T (°K)	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	CH ₄	RuT
0	0	0	0	0	0	0	0.00
100	2985	2868	3211	3291	2847	3329	832
200	5832	5811	5991	6628	5811	6661	1164
298.16	8688	8675	9370	9910	8675	10032	2480.68
300	8742	8729	9437	9973	8734	10099	2496
400	11719	11648	13381	13364	11656	13896	3328
500	14779	14591	17689	16835	14162	18238	4160
600	17940	17572	22295	20415	17626	23170	4992.01
700	21198	20620	27143	24103	20708	28680	5824.01
800	24539	23731	32201	27913	23865	34721	6656.01
900	27947	26909	37430	31849	27089	41257	7488.01
1000	31409	30149	42797	35906	30379	48236	8320.01
1100	34922	33448	48291	40097	33729	55613	9152.01
1200	38473	36802	53884	44409	37124	63338	9984.01
1300	42061	40197	59561	48839	40566	71377	10816.01
1400	45678	43635	65314	53386	44041	79687	11648.01
1500	49325	47106	71125	58037	47554	88237	12480.01
1600	52997	50606	76995	62789	51092	97000	13312.01
1700	56689	54135	82911	67634	54650	105951	14144.02
1800	60411	57690	88865	72561	58234	115062	14976.02
1900	64159	61261	94856	77569	61839	124323	15808.02
2000	67927	64854	100881	82647	65456	133710	16640.02
2100	71716	68463	106935	87793	69095	143209	17472.02
2200	75534	72088	113014	93001	72741	152814	18304.02
2300	79369	75727	119114	98264	76401	162506	19136.02
2400	83229	79373	125236	103577	80073	172178	19968.02
2500	87115	83037	131378	108941	83753	182134	20800.02
2600	91017	86709	137541	114350	87446	192049	21632.02
2700	94944	90389	143716	119797	91142	202026	22464.02
2800	98892	94077	149908	125282	94852	212057	23296.03
2900	102861	97770	156113	130804	98566	222135	24128.03
3000	106851	101475	162335	136356	102284	232263	24960.03

TABLA 3.

Entalpía, entropía y función de Gibbs de formación a 25⁰C y 1 atms.

COMBUSTIBLE	FORMULA	ESTADO	h* KJ / Kg mol	s* KJ / Kg mol	g* kJ / Kg mol
ACETILENO	C ₂ H ₂	Gas	226,899	200,95	209,340
AGUA GAS	H ₂ O	Gas	-241,988	188,85	-228,746
AGUA LIQUIDO	H ₂ O	Liquido	-286,031	69,99	-237,349
AMONIACO	NH ₃	Gas	-46,222	192,63	-16,647
ARGÓN	A	Gas	0	154,84	0
BUTANO	C ₄ H ₁₀	Gas	-126,232	310,33	-17,166
CARBONO SÓLIDO	C	Sólido	0	5,70	0
CARBONO GAS	C	Gas	718,865	158,10	673,426
DIÓXIDO DE CARBONO.	CO ₂	Gas	-393,776	213,78	-394,647
ETANO	C ₂ H ₆	Gas	-84,724	229,65	-32,908
HELIO	He	Gas	0	126,13	0
HEPTANO	C ₇ H ₁₆	Gas	-187,945	428,06	8,122
HEXANO	C ₆ H ₁₄	Gas	-167,305	388,66	293
HIDRÓGENO	H ₂	Gas	0	130,67	0
METANO	CH ₄	Gas	-74,898	186,31	-50,828
MONÓXIDO DE CARBONO	CO	Gas	-110,597	198,04	-137,359
NITROGENO	N ₂	Gas	0	191,62	0
OCTANO	C ₈ H ₁₈	Gas	-208,536	467,04	-16,538
OXIGENO	O ₂	Gas	0	205,17	0

CAPITULO 3

"CICLOS TERMODINÁMICOS IDEALES Y REALES"

MIREMOS MÁS QUE SOMOS
PADRES DE NUESTRO PORVENIR
QUE NO HIJOS DE NUESTRO
PASADO.

MIGUEL DE UNAMUNO

3.1 SUPOSICIONES DE AIRE ESTÁNDAR.

Análisis termodinámico de los motores de combustión interna.

Como su análisis real es muy complejo, se lleva a cabo un análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes suposiciones conocidas como condiciones de aire estándar y son las siguientes:

1. El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa.
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.
5. Los calores específicos son constantes cuyos valores se determinan a temperatura ambiente (25°C).

Bajo las condiciones antes descritas, el ciclo del motor alternativo se le conoce como ciclo de aire estándar.

Estas suposiciones permiten simplificar el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo nos permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las máquinas reales.



Figura 3.1. Nos muestra como el proceso de combustión es sustituido por un ciclo de adición de calor en ciclos ideales.

3.2 COMPONENTES BÁSICOS DE UNA MÁQUINA RECIPROCANTE.

Los componentes básicos de una máquina recíprocante se muestran en la figura 3.2.

El émbolo se alterna con el cilindro entre dos posiciones fijas llamadas *punto muerto superior* (PMS) y *punto muerto inferior* (PMI).

La distancia entre el PMS y PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer y recibe el nombre de *carrera* del motor.

El diámetro del pistón se le llama *calibre*.

El aire o una mezcla de aire combustible se introduce por la *válvula de admisión* y los productos de la combustión se expelen del cilindro por la *válvula de escape*.

El mínimo volumen formado en el cilindro cuando el pistón está en el PMS se denomina *volumen de espacio muerto*.

El volumen desplazado por el émbolo entre el PMS y PMI se llama *volumen de desplazamiento*.

La relación entre el máximo volumen formado por el cilindro y el volumen mínimo recibe el nombre de *relación de compresión* (r).

Otro término empleado en máquinas recíprocantes es la *presión media efectiva* (PME) esta es una presión ficticia que si actuara sobre el émbolo durante la carrera de potencia completa, produciría la misma cantidad de trabajo neto producido durante el ciclo real (figura 3.3).

Las máquinas recíprocantes se clasifican como máquinas de *encendido por chispa* ó *máquinas encendidas por compresión*, depende del proceso de combustión del ciclo.

En las máquinas encendidas por chispa, la combustión de la mezcla aire-combustible se inicia con una chispa en una bujía.

En las máquinas encendidas por compresión, la mezcla aire-combustible se auto enciende como resultado de comprimir la mezcla arriba de su temperatura de autoencendido.

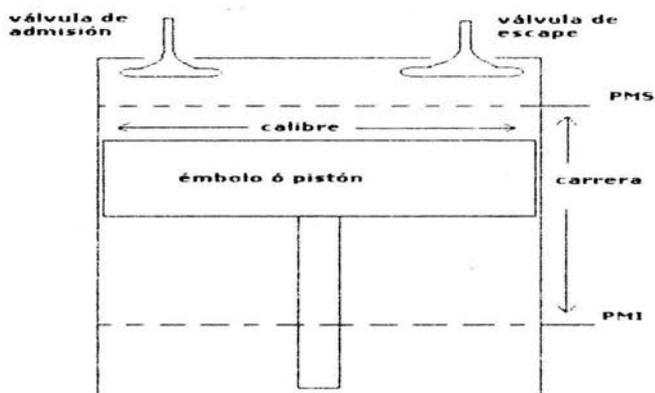


Figura 3.2. Nomenclatura de los motores recíprocentes.

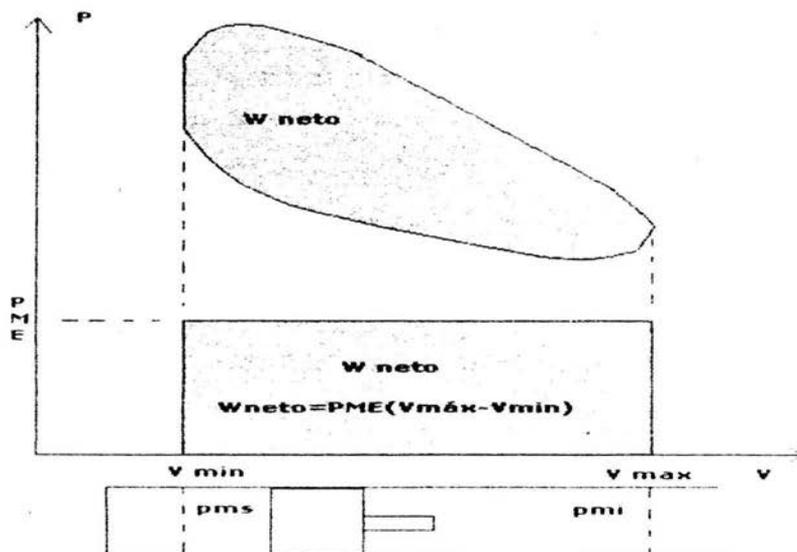


Figura 3.3. La salida neta de trabajo de un ciclo es equivalente al producto de la presión media efectiva y el volumen de desplazamiento.

3.3 CICLO OTTO.

Un ciclo teórico de interés en el análisis del comportamiento de los motores alternativos de ignición por chispa es el ciclo Otto.

Se le da ese nombre en honor a Nicholas Otto, ingeniero alemán que produjo con éxito un motor de cuatro tiempos en 1876.

Un ciclo de Otto de cuatro tiempos se compone de cuatro procesos reversibles internamente, además de una carrera de alimentación y una de expulsión del ciclo.

En la figura 3.4 se muestran los diagramas p-v y T-s del ciclo teórico. Considérese un cilindro con un pistón que contiene aire, con el émbolo situado en la posición del punto muerto inferior (PMI).

En el diagrama se indica esto como el punto 1. Conforme el pistón se mueve hacia la posición del punto muerto superior, la compresión del aire se lleva a cabo adiabáticamente.

Como los procesos son reversibles, el proceso de compresión es isentrópico, finalizando en el estado 2.

Luego, se añade en forma instantánea calor al aire, de tal manera que la presión y la temperatura alcancen valores elevados durante el proceso a volumen constante 2-3.

En consecuencia, se abre la válvula de expulsión, y el émbolo se mueve del PMI al PMS, expulsando los gases hacia los alrededores. Luego se cierra la válvula de expulsión y se abre la válvula de admisión mientras el émbolo regresa al PMI.

Al moverse el émbolo hacia la posición de PMI una vez más, la expansión se efectúa en forma adiabática e internamente reversible, es decir, isentrópicamente, hasta el estado 4, con el émbolo en la posición del PMI, se expulsa calor a volumen constante hasta llegar al estado inicial.

En este punto, en teoría, el fluido podría iniciar otro ciclo. Para ser el ciclo un poco más real, se puede considerar la sucesión siguiente antes de continuar con el patrón cíclico: en la práctica, los gases contienen los productos de la combustión de los hidrocarburos, por lo que es necesaria una carrera de expulsión.

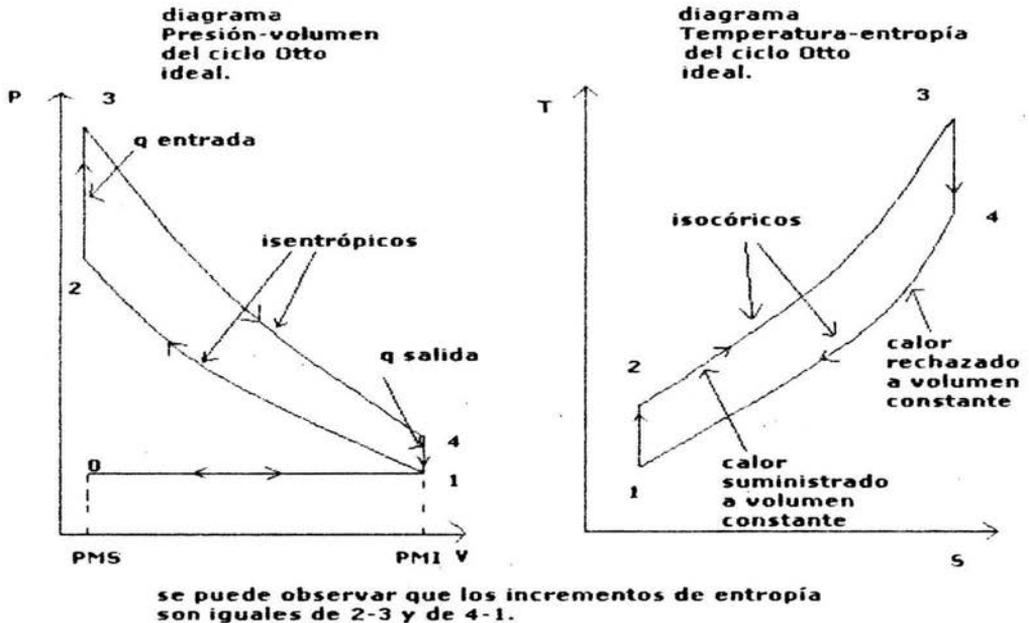


Figura 3.4. Nos muestra el diagrama P-v y T-s de un ciclo Otto ideal.

Durante esta carrera de succión, el cilindro se llena de aire para el ciclo siguiente. En el ciclo estándar de aire no se requiere esta recarga del cilindro, ya que es el mismo fluido el que efectúa uno tras otro los procesos del ciclo.

Note que el trabajo requerido para expulsar la carga del cilindro tiene la misma magnitud, pero signo contrario, que el requerido para absorber la nueva carga. Por tanto, estas dos partes del ciclo teórico no afecta el trabajo neto hecho por el ciclo, por lo que el análisis termodinámico sólo interesa el ciclo 1-2-3-4-1.

3.4 CICLO OTTO DE AIRE ESTÁNDAR.

Dado que los calores específicos varían considerablemente durante el funcionamiento, las respuestas obtenidas para el estándar de aire dependen de las suposiciones que se hagan. Para $k=1.4$ tenemos el estándar de aire frío, de poco valor práctico.

Si empleamos una k promedio menor, por ejemplo, $k=1.3$, se tiene el *estándar de aire caliente*.

Como el aire actúa como un sistema cerrado, el principio de la conservación de la energía, al aplicarse a los diversos procesos, lleva las ecuaciones siguientes:

Para los procesos adiabáticos de compresión y de expansión.

$$\text{Como } q = 0, \text{ entonces } w = \Delta u.$$

Para los procesos de adición y eliminación de calor a volumen constante.

$$\text{Como } w = 0, \text{ entonces } q = \Delta u.$$

En este punto, es informativo analizar el ciclo de Otto con base en el ciclo de aire frío estándar, ya que da cierta idea acerca de los parámetros importantes que determinan la eficiencia térmica del ciclo. Empleando el ciclo de aire frío estándar:

Se encuentra que:

$$q_{\text{ENTRADA}} = q_{2-3} = u_3 - u_2 = C_v (T_3 - T_2)$$

y

$$q_{\text{SALIDA}} = q_{4-1} = u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1).$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{4-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = \frac{W_{\text{NETO}}}{q_{\text{ENTRADA}}} = [C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)] / C_v (T_3 - T_2)$$

eliminando C_v .

$$\eta = 1 - [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)]$$

$$\eta = 1 - [[(T_1/T_2)] [(T_4 / T_1) - 1]] / [(T_3/T_1) - 1].$$

Note que $v_2 = v_3$ y que $v_1 = v_4$, y como la relación es isentrópica muestran que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1} \quad \text{y} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{v_4}{v_3} \right]^{k-1} = \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1}$$

Entonces: $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$

o lo que es lo mismo, $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

esto se sustituye en la ecuación de la eficiencia térmica de un ciclo Otto de aire estándar,

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta = 1 - \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1}$$

definiendo la relación de compresión como: $r_c = \frac{v_1}{v_2}$

podemos dejar la eficiencia térmica en función de r_c , como sigue:

$$\eta = 1 - [1/r_c^{k-1}] \dots \dots \dots (1)$$

La ecuación 1 indica que los parámetros principales que gobiernan la eficiencia térmica de un ciclo de Otto son la relación de compresión y la relación de capacidades térmicas específicas.

La influencia de estos factores en la eficiencia térmica se muestran en la figura 3.5.

Para una relación dada de capacidades térmicas específicas, el valor de la eficiencia térmica aumenta al aumentar la relación de compresión.

Note, sin embargo, que las curvas se hacen casi horizontales para las relaciones de compresión superiores a 10, aproximadamente.

Así las cosas, la ventaja de operar a relaciones de compresión altas disminuye rápido.

La eficiencia térmica de máquinas de encendido por chispa reales varían aproximadamente **del 25 al 30 por ciento**.

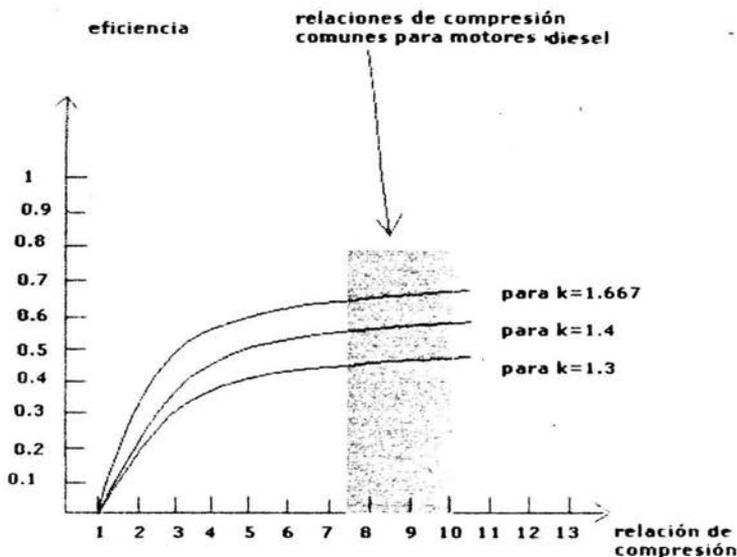


Figura 3.5. Nos muestra la eficiencia térmica de un ciclo Otto en función de la relación de compresión y de los calores específicos, obsérvese que el estándar de aire caliente nos da una eficiencia térmica menor.

3.5 CICLO OTTO CON TABLAS DE AIRE.

Para tener en cuenta que los valores de las capacidades térmicas específicas son variables, la eficiencia térmica se debe determinar mediante la relación:

$$\eta = 1 - \left[\frac{(u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} \right] \dots \dots \dots (2)$$

Además, los valores de u se deben tomar de la tabla para el aire a las temperaturas correspondientes a lo largo del ciclo.

Las temperaturas de los estados 2 y 4 se calculan con las relaciones isentrópicas.

Las relaciones de volúmenes se mantiene igual por la relación de compresión. Esto es:

$$\frac{V_{r_1}}{V_{r_2}} = \frac{V_1}{V_2} = r_c$$

por lo tanto:

$$r_c = \frac{V_{r_1}}{V_{r_2}} = \frac{V_{r_4}}{V_{r_3}}$$

de las tablas se observa que: $v_r = f(T)$.

3.6 CICLO OTTO ABIERTO (CICLO CON REEXPANSIÓN).

Toda la teoría de motores de combustión interna se deberá recurrir a libros especializados sobre la materia, pero se puede tener una mejor apreciación de los problemas de análisis termodinámico si considera un equilibrio elemental de energía para los sucesos, como ocurrirían en un motor abierto e ideal.

En la figura 3.4 se observa que el proceso de expansión (3-4) no termina a la presión mínima posible, esto es, a la presión atmosférica.

El ciclo Otto de expansión completa de la figura 3.6, el proceso de expansión continúa hasta la presión atmosférica terminando en el estado 5, este ciclo de expansión completa disipa calor a través del proceso isobárico (5-1)(vea figura 3.6).

Puesto que el calor suministrado al ciclo de expansión completa es igual al Otto, y el trabajo desarrollado es por el primero es mayor, es por lo tanto, mayor la eficiencia térmica del ciclo abierto.

Para determinar su eficiencia térmica, consideraremos que:

$$r_c = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{donde} \quad r_c = \text{relación de compresión}$$

y

$$r_e = \frac{v_5}{v_4} \quad \text{donde} \quad r_e = \text{relación de expansión.}$$

Empleando el ciclo de aire estándar:

Se encuentra que:

y

$$q_{\text{ENTRADA}} = q_{2-3} = u_3 - u_2 = C_v (T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{SALIDA}} = q_{5-1} = h_5 - h_1 = C_p (T_5 - T_1)$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{5-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{SALIDA}}}{q_{\text{ENTRADA}}}$$

$$\eta = 1 - \left[\frac{C_p (T_5 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} \right]$$

$$\eta = 1 - k \frac{T_1}{T_2} \left[\left[\left(\frac{T_5}{T_1} \right) - 1 \right] / \left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right] \right]$$

Analizando el diagrama T-s de la figura 3.6, se observa que el cambio de entropía que sufre el medio de trabajo durante la adición de calor a volumen constante, es igual a la magnitud al cambio de entropía experimentado durante el proceso de rechazo de calor a presión constante.

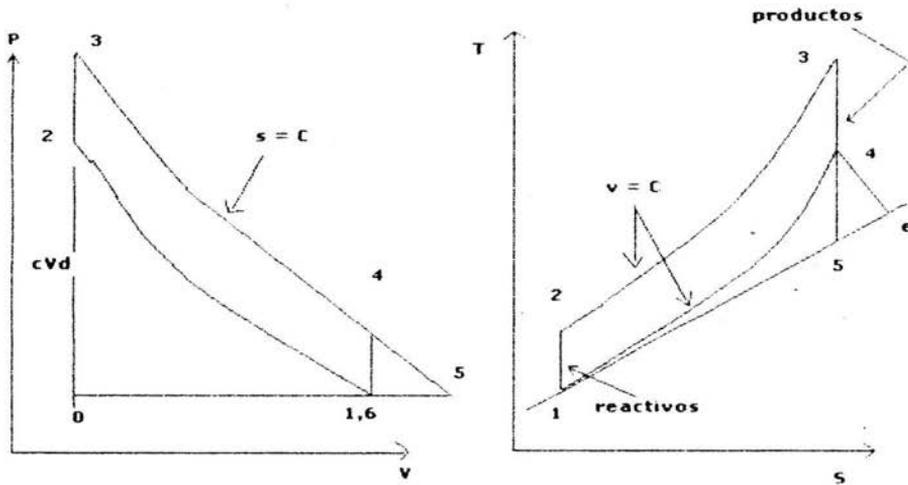
$$C_v \ln \frac{T_3}{T_2} = C_p \ln \frac{T_5}{T_1}$$

Por lo tanto:

$$\frac{T_3}{T_2} = \left[\frac{T_5}{T_1} \right]^k = \left[\frac{v_5}{v_4} \right]^k = r_e^k$$

finalmente,

$$\eta = 1 - \frac{k}{r^{k-1}} \frac{r_c - 1}{r_c^k - 1} \dots\dots\dots(3)$$



CICLO OTTO ABIERTO

Figura 3.6. Ciclo abierto. El diagrama p-v y T-s representa la variación de la presión con el volumen en el cilindro, excepto 4-5-6.

3.7 CICLO DIESEL.

El motor Diesel llamado así en honor del ingeniero alemán Rudolph Diesel, su primera patente inglesa en 1892 tiene como objeto producir:

" Trabajo motor por medio del aire calentado y comprimido a un grado tal, que por la expansión que sigue a la combustión, el aire se enfríe aproximadamente hasta la temperatura atmosférica y que en esta cantidad de aire después de su compresión, el combustible es gradualmente introducido. A esta compresión, la temperatura se hace tan alta que el combustible empleado se inflama espontáneamente en cuanto se pone en contacto con el aire comprimido".

Los motores diesel son diseñados para operar a relaciones de compresión mucho mas altas, por lo común entre 12 y 24, ya que evitan el problema de autoencendido de los motores de gasolina; muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina se eliminan en este caso y los combustibles menos refinados (en consecuencia menos costosos) pueden utilizarse en motores diesel.

Durante el proceso de combustión, el ciclo diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante.

De hecho, este es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales.

Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el de 3-4 es una expansión isentrópica, y el de 4-1 es un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-v y T-s .

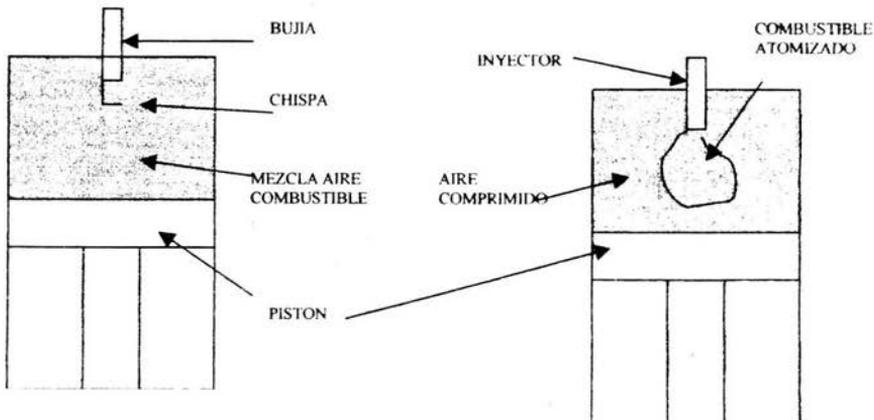


Figura 3.7. En los motores Diesel, la bujía se reemplaza por un inyector de combustible, y solo se comprime el aire durante el proceso de compresión.

3.8 CICLO DIESEL DE AIRE ESTÁNDAR.

Al igual que en el ciclo Otto, en forma ideal tenemos el valor de $k=1.4$ el estándar de aire frío y para $k=1.3$, se tiene el estándar de aire caliente.

Para los procesos de adición y eliminación de calor a presión y a volumen constante, respectivamente.

$$q_{ENTRADA} = q_{2-3} = w_{23} + \Delta u_{23}$$

$$q_{ENTRADA} = P_3 (v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$

$$q_{ENTRADA} = C_p (T_3 - T_2)$$

y

$$q_{SALIDA} = q_{4-1} = u_4 - u_1$$

$$q_{SALIDA} = C_v (T_4 - T_1).$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{4-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = \frac{W_{NETO}}{q_{ENTRADA}}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_{SALIDA}}{q_{ENTRADA}}$$

$$\eta = 1 - [C_v (T_4 - T_1) / C_p (T_3 - T_2)]$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)]$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} [T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) / T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)]$$

Deduciendo esta última expresión con la relación de compresión, se tiene:

$$\eta = 1 - (1 / k r_c^{k-1}) [T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) / T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)]$$

Definiendo la relación isentrópica (r_1). $r_1 = \frac{T_3}{T_2}$

Como los cambios de entropía experimentado durante el proceso de adición y rechazo de calor son iguales, tenemos que:

$$\Delta S_{2-3} = \Delta S_{1-4}$$

haciendo uso de las ecuaciones:

$$T ds = dq$$

$$C_p \ln \frac{T_3}{T_2} = C_v \ln \frac{T_4}{T_1}$$

En consecuencia:

$$\left[\frac{T_3}{T_2} \right]^k = \frac{T_4}{T_1}$$

Por lo que se deduce que:

$$r_1^k = \frac{T_4}{T_1}$$

podemos dejar la eficiencia térmica en función de r_c , y r_1 como sigue:

$$\eta = 1 - \left[\frac{1}{r_c} \right] \left[\frac{r_1^k - 1}{r_1 - 1} \right] \dots \dots \dots (4).$$

La ecuación 4 nos indica que la eficiencia del ciclo Diesel difiere de la eficiencia del ciclo Otto por la cantidad de r_1 .

Por lo tanto se deduce que:

$$\eta_{OTTO} > \eta_{DIESEL}$$

Los motores diesel también queman el combustible de manera más completa, por que suelen operar a menores revoluciones por minuto que los motores encendidos por chispa.

Las eficiencias térmicas de los motores diesel varían **aproximadamente del 35 al 40 por ciento.**

3.9 CICLO DIESEL CON TABLAS DE AIRE.

Para tener en cuenta que los valores de las capacidades térmicas específicas son variables, la eficiencia térmica se debe determinar mediante la relación:

$$\eta = 1 - [(u_4 - u_1) / (h_3 - h_2)] \dots\dots\dots(5).$$

3.10 CICLO DIESEL ABIERTO (CICLO CON REEXPANSIÓN).

Al igual que el ciclo Otto, en un motor abierto e ideal. Las cantidades de energía que intervienen en la admisión (figura 3.8, proceso de 0-1) . y en el escape (figura 3.8, proceso de 1-0) se cancelan por la caída nula de presión.

Los reactivos en el estado 1 consisten en aire, combustible y los productos no purgados que quedaron en el espacio muerto durante el ciclo precedente.

En la figura 3.8 se observa que el proceso de expansión (de 3-4) no termina a la presión mínima posible, esto es, a la presión atmosférica.

Para determinar su eficiencia térmica, consideraremos que:

$$r_c = \frac{v_1}{v_2}$$

Donde:

r_c = relación de compresión

y

$$r_{ex} = \frac{v_5}{v_4}$$

donde :

r_{ex} = relación de re-expansión.

Empleando el ciclo de aire estándar:

Se encuentra que:

$$q_{\text{ENTRADA}} = q_{2-3} = h_3 - h_2$$

$$q_{\text{ENTRADA}} = C_p (T_3 - T_2)$$

y

$$q_{\text{SALIDA}} = q_{5-1} = h_5 - h_1$$

$$q_{\text{SALIDA}} = C_p (T_5 - T_1)$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{5-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{SALIDA}}}{q_{\text{ENTRADA}}}$$

$$\eta = 1 - \left[\frac{C_p (T_5 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \right]$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{(T_5/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \right]$$

Analizando el diagrama T-s se observa que el cambio de entropía que sufre el medio de trabajo durante la adición de calor a presión constante, es igual a la magnitud al cambio de entropía experimentado durante el proceso de rechazo de calor a presión constante.

$$C_p \ln \frac{T_3}{T_2} = C_p \ln \frac{T_5}{T_1}$$

Por lo tanto:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_5}{T_1}$$

finalmente,

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \dots \dots \dots (6)$$

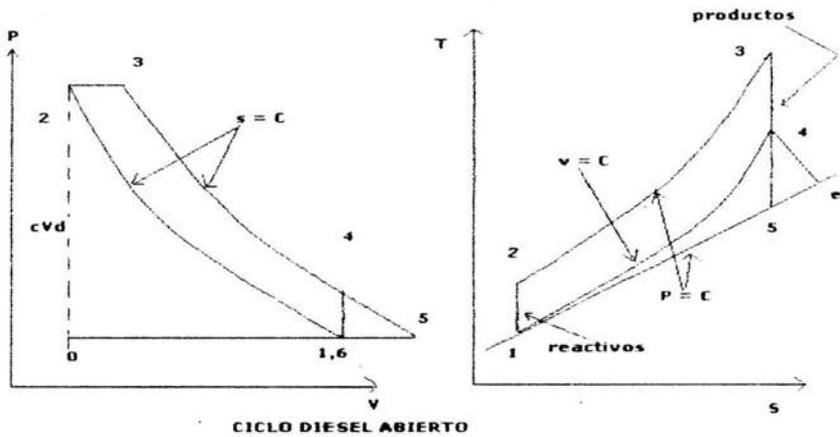
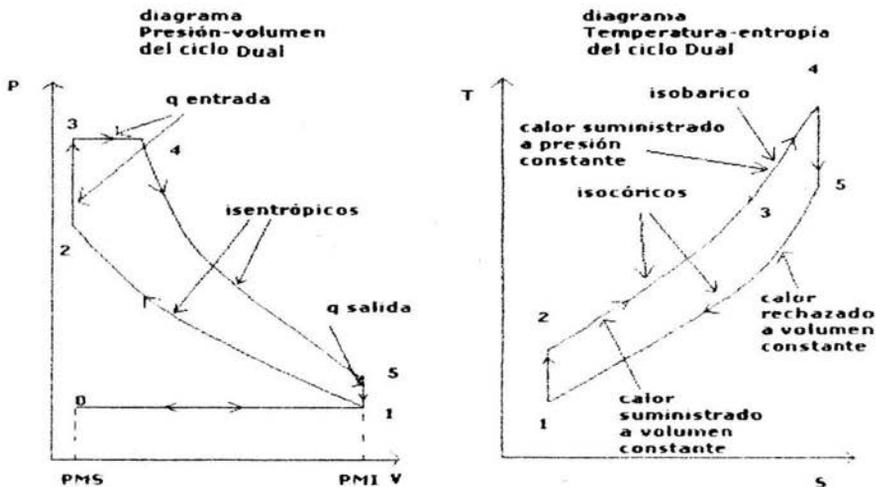


Figura 3.10. Ciclo abierto. El diagrama $p-v$ y $T-s$ representa la variación de la presión con el volumen en el cilindro, excepto 4-5-6.



se puede observar que los incrementos de entropía son iguales de 2-4 y de 5-1.

Figura 3.11. Ciclo Dual. El diagrama $p-v$ y $T-s$ representa la variación de la presión con el volumen en el cilindro, en un ciclo mas real de un motor de combustión interna.

3.11 CICLO DUAL.

Los diagramas de indicador reales, tanto para el ciclo Otto como el ciclo Diesel, muestran una parte superior redondeada que sugiere que una cierta parte de combustión a volumen constante y otra a presión constante darían un ciclo ideal mucho más parecido al de la práctica. Esta observación llevó a la propuesta del llamado ciclo de combustión dual (conocido también como ciclo de presión limitada), indicado en los planos P-v y T-s, en la figura 3.11.

No existe un acuerdo general respecto de cuando deberá emplearse este ciclo como estándar o normal. Para el estándar de aire y calores específicos constantes, se tiene una eficiencia térmica de la siguiente manera (esta se demostrará más adelante):

$$\eta = 1 - \left[\frac{1}{k} r_c^{k-1} \right] \left[\frac{(r_1^k - 1)}{(r_1 - 1)} \right]$$

3.12 CICLO DUAL DE AIRE ESTÁNDAR.

Al igual que en el ciclo Otto y Diesel, los calores específicos varían considerablemente durante el funcionamiento, ahora también consideramos para $k=1.4$, el estándar de aire frío, y para $k=1.3$, se tiene el estándar de aire caliente.

Para los procesos de adición de calor a presión y volumen constante y eliminación de calor a volumen constante.

$$q_{ENTRADA} = q_{2-3} + q_{3-4}$$

$$q_{ENTRADA} = C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)$$

y

$$q_{SALIDA} = C_v (T_5 - T_1).$$

Como el trabajo neto es la suma de $q_{ENTRADA}$ y q_{SALIDA} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = \frac{W_{NETO}}{q_{ENTRADA}}$$

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{SALIDA}}}{q_{\text{ENTRADA}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{Cv (T_5 - T_1)}{Cv (T_3 - T_2) + Cp (T_4 - T_3)}$$

$$\eta = \left[1 - T_1 \left[\frac{T_5}{T_1} - 1 \right] \right] / \left[T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + T_2^k \left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right) \right]$$

Nótese del diagrama T-s que los cambios de entropía de 1-2 + 2-3 = 5-1, podemos deducir que:

$$Cv \ln \frac{T_3}{T_2} + Cp \ln \frac{T_4}{T_3} = Cv \ln \frac{T_5}{T_1}$$

$$\text{Es decir: } \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^k = \frac{T_5}{T_1}$$

definiendo las relaciones:

$$\epsilon_v = \frac{T_3}{T_2}$$

y

$$\epsilon_p = \frac{T_4}{T_3}$$

Deduciendo de esta última expresión y con la relación de compresión, se tiene:

$$\eta = 1 - \left(1 / r_c^{k-1} \right) \left[T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) / T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \right]$$

Definiendo la relación isentrópica (r_i).

$$r_i = \frac{T_3}{T_2}$$

Como los cambios de entropía experimentado durante el proceso de adición y rechazo de calor son iguales, tenemos que:

$$\Delta S_{2-3} = \Delta S_{1-4}$$

haciendo uso de las ecuaciones $Tds = dq$

$$C_p \ln \frac{T_3}{T_2} = C_v \ln \frac{T_4}{T_1}$$

En consecuencia:

$$\left[\frac{T_3}{T_2} \right]^k = \frac{T_4}{T_1}$$

Por lo que se deduce que:

$$r_1^k = \frac{T_4}{T_1}$$

podemos dejar la eficiencia térmica en función de r_c y r_1 como sigue:

$$\eta = 1 - \left[\frac{1}{r_c^k} \right] \left[\frac{r_1^k - 1}{r_1 - 1} \right] \dots \dots \dots (7).$$

3.13 CICLO DUAL CON TABLAS DE AIRE.

Para tener en cuenta que los valores de las capacidades térmicas específicas son variables, la eficiencia térmica se debe determinar mediante la relación:

$$\eta = 1 - \left[(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) \right] / (u_5 - u_1) \dots \dots \dots (8).$$

Además, los valores de u y de h se deben tomar de la tabla para el aire a las temperaturas correspondientes a lo largo del ciclo.

3.14 CICLO ATKINSON.

Este es un nuevo concepto de motores de combustión interna, consiste en dos unidades de desplazamiento positivo en una disposición de bomba-engrane.

La primera máquina comprime el fluido de trabajo que llega a entrar.

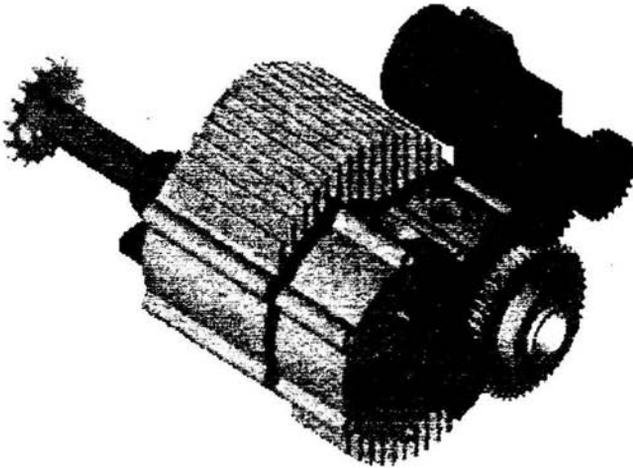
El fluido de trabajo entra entonces en ignición. Rápidamente los gases de la combustión son permitidos a expandirse en la segunda máquina.

Así de este modo, el trabajo es extraído desde la expansión del fluido.

La segunda máquina está conectada a la primera de tal manera que las dos giran como si fueran una sola, de bajo mantenimiento, máquina de gran producción de energía.

El ciclo Atkinson, nombrado en honor al ingeniero Ingles James. E. Atkinson, es una máquina de combustión interna donde el radio de compresión es tan grande como el radio de expansión.

Su gran diseño permite al fluido de trabajo ser completamente expandido hasta debajo de la presión atmosférica siendo expulsado desde la máquina, logrando una alta eficiencia térmica.



Four Rotor Atkinson Cycle Internal Combustion Engine

Oh no! Not another new engine!

Copyright © 1998 - 2001 Goh Seach Chyr, Ernest (Wu Zhici)
Last modified: 15 Aug, 2000

3.15 DILUCIÓN DE GASES.

La dilución se refiere que se debe de agregar a la carga aspirado por el motor que es aire-combustible, un gas o una mezcla de gases inertes que no participen en la combustión, los gases que se pueden usar son; argón, helio, nitrógeno, bióxido de carbono, vapor de agua.

Pero es mas conveniente y práctico usar los mismos gases de escape por que parte de ellos son reaspirados por el motor, obteniéndose en zonas adecuadas del tubo de escape.

Químicamente se puede representar así:



Por otro lado es necesario hacer notar que la introducción de un gas inerte reduce la temperatura máxima del ciclo, así como también la velocidad de combustión, por lo que es posible adoptar encendidos mas avanzados y recuperar así parte de la potencia perdida.

La fracción de los gases no purgados se puede calcular si suponemos que los productos que quedaron en el cilindro, luego del escape a volumen constante 4-6 de la figura 3.8 y figura 3.6, sufrieron una expansión isentrópica equivalente al estado 5.

El proceso de 5 a 0 idealmente es solo un transporte, con el resultado de que la masa es proporcional al volumen.

$$\text{Por lo tanto, } \frac{m_0}{m_5} = \frac{v_0}{v_5} = b$$

Donde: b = fracción de los gases no purgados.

$$m_5 = m_1 \quad v_5 = \frac{RT_5}{P_1}$$

3.16 DESVIACIÓN DE PROCESOS IDEALES:

3.16.1 ESTRANGULACIÓN.

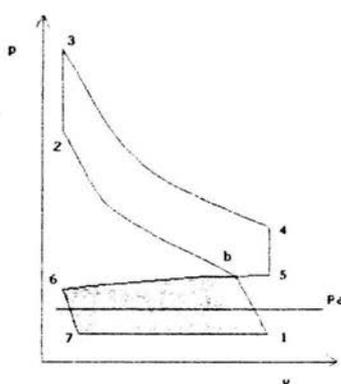
La diferencia de presión entre el escape y la admisión puede ser variada por una válvula estranguladora de mariposa ((llamado acelerador), que

por lo general es el medio para regular la potencia de un motor de gasolina. Con solo una pequeña apertura de la válvula, la presión de admisión (7-1) es posible que alcance únicamente 5 psia ; con un escape según (5-6) por encima de la presión atmosférica, lo anterior da por resultado un lazo de gran extensión (b-6-7-1) descrito en sentido contrario al reloj (trabajo negativo), y una menor carga de mezcla que significa que los puntos 2 y 3 se abaten mucho.

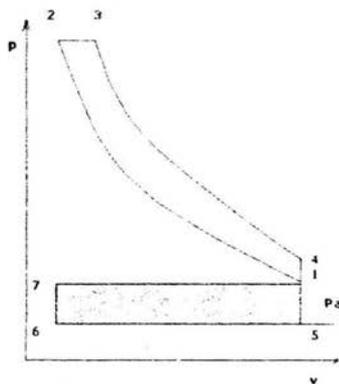
Tales condiciones de funcionamiento pueden idealizarse como se indica, con expansiones y compresiones isentrópicas.

3.16.2 SOBREALIMENTACIÓN.

La *sobrealimentación o sobrecarga* que tiene como objeto introducir mas aire (en los motores diesel) o mayor cantidad de mezcla (motores Otto) en el cilindro, por lo común se emplea en motores diesel., en motores embolares de aviación (incrementando se potencia a grandes altitudes, donde se admite aire a baja densidad), y en algunos otros tipos de motores. La presión de escape en 5 es idealmente la atmosférica pero en realidad resulta mas elevada.



Ciclo Otto con regulación (acelerador). Para un automóvil de pasajeros, $P_5 = 0.25$ psig a 20 mph, $P_5 = 3$ psig a 70 mph. Con amplia apertura de acelerador a alta velocidad, $P_1 = 2$ a 3 in Hg de vacío.



Ciclo Diesel ideal con sobrealimentación. El punto 1 se muestra ligeramente desplazado para facilitar el seguimiento del ciclo; $V_1 = V_4$. Ejemplo del efecto de sobrealimentación, un motor diesel sin ella desarrollo 475 HP con una presión media efectiva al freno de 80 psi, sobrealimentado 880 HP con p.m.e. al freno de 147 psi.

Figura 3.12. Ciclo Otto con regulación y ciclo Diesel ideal con sobrealimentación.

Si el sobrealimentador o supercargador, que por lo general es un compresor o soplador impulsado por los gases de escape, es de flujo constante con $\Delta K = 0$, el trabajo de entrada ideal es $h_7 - h_a$, donde h_a es la entalpía de aire que entra y h_7 es la entalpía que corresponde a su estado de salida. La sobrealimentación al cilindro está representada por 7-1.

3.16.3 ANALISIS DE CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS DE MOTORES.

MOTOR DE GASOLINA	MOTOR DIESEL
CIGÜEÑAL	CIGÜEÑAL
MONOBLOCK	MONOBLOCK
TAPA DE CILINDROS	TAPA DE CILINDROS
BUJIAS	INYECTORES
ARBOL DE LEVAS	ARBOL DE LEVAS
CARBURADOR	BOMBA DE INYECCIÓN

Cigüeñal: Su función es cambiar la acción recíproca del pistón en el cilindro en acción giratoria del volante. Se localiza directamente debajo de los cilindros, el material del que esta construido es de acero forjado calentado al rojo vivo y después golpeado o prensado para dale la forma. Las superficies del cigüeñal que sirven como cojinetes o soportes están trabajados con gran precisión y todo el eje está perfectamente balanceado.

Monoblock: También conocido como bloque de cilindro es el cuerpo principal del motor. Se encuentra entre las cabezas del cilindro y el recipiente de aceite. Esta suspendido en la armadura o chasis de un auto. El monoblock sirve de recinto para los cilindros y la caja del cigüeñal. El bloque de cilindros esta hecho de aleación de hierro fundido con la que se obtiene una mayor resistencia, algunos motores usan bloques de aluminio fundido con recubrimiento de acero para los cilindros. El extremo superior del bloque contiene los cilindros y los conductos de agua; el extremo inferior forma la caja del cigüeñal que sirve como soporte y cubierta de este mismo, así como el árbol de levas, ambos soportados por los cojinetes necesarios.

Tapa de cilindros: Se le conoce también como cabezas del cilindro. Las cabezas de los cilindros están hechas de aluminio o de semiacero. El diseño de las cabezas varía según el tipo de motor. Todas las cabezas contienen la cámara de la combustión, los agujeros para las bujías o inyectores, cavidades o compartimentos de agua que conectan con los conductos de agua del bloque de cilindros.

Bujías: Es el elemento que se encarga de dar el chispazo en el momento adecuado (10^0 antes de llegar al PMS) para que el motor haga la explosión y ceda trabajo al cigüeñal. Aclarando que solo se da en motores de gasolina.

Árbol de levas: Es la parte del motor que se encarga de accionar las válvulas de admisión y de escape, este es conducido por el cigüeñal mediante una cadena o engranaje. Las levas o excéntricas solidarias al eje actúan sobre una serie de piezas, los empujadores, los vástagos y balancines, que transmiten movimiento a las válvulas.

Carburador: Es el componente que se encarga de proveer la mezcla aire combustible al motor para que este funcione a diferentes velocidades bajo diferentes cargas. Estas cantidades de mezclas son cuidadosamente reguladas antes de entrar al motor merced al vacío que producen los pistones en la carrera de admisión. El carburador va unido al múltiple de admisión del motor. Todo el aire que entra al motor debe pasar por un cilindro central, donde aumenta su velocidad al cruzar el estrechamiento, teniendo como consecuencia una caída de presión por efecto venturi. Si se una pequeña toma en la parte estrecha del venturi, el vacío atrae al combustible almacenado en un depósito situado a un costado del tubo del carburador. Para controlar la velocidad del motor, el carburador consta de una válvula de mariposa colocada en la parte inferior del tubo, misma que es accionada directamente por el acelerador. De este modo se limita o permite la entrada completa de aire, dependiendo si la válvula se encuentra abierta total o parcialmente.

Inyectores: Es la parte que sustituye a la bujía y se da en los motores encendidos por compresión, se encarga de inyectar el combustible presurizado a la cámara de combustión.

Bomba de inyección: En los motores EC el combustible es inyectado en el cilindro por un inyector. La cantidad de combustible se regula con una bomba de inyección, no hay regulación de la cantidad de aire en el motor EC. Como la combustión es consecuencia de la alta

temperatura del aire fuertemente comprimido en el cilindro, no es necesaria la bujía de encendido

Cámara de combustión. Es el espacio o volumen que hay en el interior del cilindro y que está limitado por la cabeza o corona del pistón. La superficie interna del cilindro y la culata o cabeza, cuando el émbolo se encuentra en el punto muerto superior.

Sistemas de inyección. Actualmente se tiene para motores de alto rendimiento sistemas de inyección de combustible donde no se requiere de carburador, de modo que la gasolina se inyecta directamente al interior del cilindro. La presión con que el combustible se inyecta varía entre 1.5 y 7 bares en la boquilla pulverizadora. Este combustible se mezcla fácilmente con el aire que se encuentra en el colector de admisión. Los sistemas de inyección se clasifican en dos tipos:

- Mecánicos
- Electrónicos

Los elementos que integran un sistema de inyección mecánico son:

- Bomba que proporciona combustible al sistema.
- Bomba dosificadora que incrementa proporcionalmente el paso de combustible y la presión al aumentar la velocidad del motor.
- Equipos de medición.
- Inyectores.

Los elementos que integran un sistema de inyección electrónico son:

- Bomba de combustible.
- Unidad reguladora.
- Potenciómetro de flujo de aire.
- Mariposa del acelerador.
- Inyectores.

Los mecánicos distribuyen el combustible por turno a cada inyector mediante válvulas o discos. Mientras que en el sistema electrónico lo regula mediante un impulso eléctrico que hacen que los inyectores se abran o cierren al ser activados por solenoides.

Ventajas de la inyección:

- Aumenta la potencia del motor en un 11% y un 15% debido sobre todo al aumento de la eficiencia volumétrica del motor.

Puesto que la admisión del aire y la inyección del combustible son más directos.

- La inyección se aprovecha mejor por que el aire entra al motor en una serie de impulsos y no en una corriente continua.
- Mejor vaporización de combustible.
- Ahorra hasta un 15% de combustible.
- Menor emisión de gases contaminantes.
- Distribución homogénea de combustible en cada cilindro.

La desventaja existente radica en que se requiere un mejor sistema de control para mejorar el rendimiento del inyector y en consecuencia un buen mantenimiento. Desafortunadamente el mantenimiento sale casi al doble que el convencional con carburador.

representación simplificada de un sistema electrónico de inyección

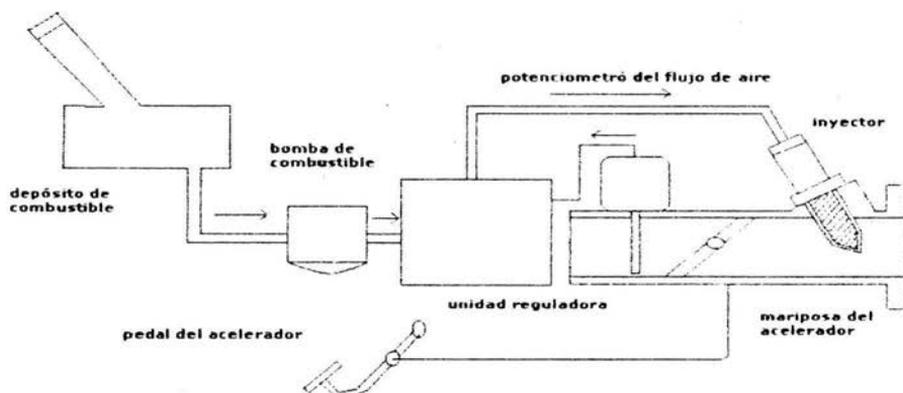


Figura 3.13. Sistema electrónico de inyección.

Ignición no simultánea. En los motores encendidos por compresión, desde el momento en que el combustible es inyectado a la cámara de combustión hasta aquel en que se verifica la ignición, transcurre un pequeño periodo de tiempo llamado retraso de la ignición.

Cuanto mayor sea el retraso de la ignición, tanto mayor es la cantidad de combustible que se acumula en la cámara de combustión antes de encenderse, por lo cual la combustión se desarrolla a una velocidad tal que causa un gradiente de presión tan elevado que provoca un "picado" similar al causado por la detonación en el motor

encendido por chispa. Entonces la ignición no se da en forma sino que va encendiéndose gradualmente dentro de la cámara de combustión, pero a una gran velocidad.

Propagación de flamas. Como la ignición no es simultanea, esta empieza desde lo mas alto de la cámara de combustión, hasta lo más bajo,. Entonces las flamas se van propagando de acuerdo al tipo de la cámara de combustión y a la ubicación del inyector o la bujía.

Sistemas auxiliares.

- A) Sistema de combustible: Compuesto por: Tanque de combustible, bomba de combustible, filtro de combustible, carburador, tubos de combustible.
- B) Sistema de encendido: Compuesto por: Batería, bobina, cables, distribuidor, switch.
- C) Sistema de lubricación: Compuesto por: Cáster del aceite, bomba de aceite, colador y filtro de aceite.
- D) Sistema de enfriamiento: Compuesto por: Cámara de agua, bomba de agua, radiador, ventilador.

Detonación. Es la consecuencia de unas combustión anormal de carácter explosivo que depende de las características del combustible y se produce tanto más fácilmente cuanto mayor sea la relación de compresión del motor.

Cuando un combustible tiene la capacidad de soportar sin detonación compresiones elevadas, se dice que tiene alto poder antidetonante cuya medida esta dada por el llamado número de octano.

3.17 PARAMETROS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

3.17.1 POTENCIA AL FRENO.

Ciertos parámetros utilizados en la teoría de los motores de combustión interna se definen a continuación.

Potencia al freno(Pf).

Valor de la potencia realmente entregada por el eje principal de un motor. Se determina por medio de un dinamómetro.

$$Pf = \frac{T \cdot w}{1000} \quad [\text{Kw}]$$

Donde:

$$T = \text{Par de torsión. [Nm]}$$

$$T = mgd$$

$$m = \text{carga de freno [kg],}$$

$$d = \text{distancia de brazo de palanca [m]}$$

y

$$g = \text{gravedad local [m/s}^2\text{].}$$

$$w = 2\pi N/60$$

$$N \quad [\text{rpm}]$$

3.17.2 POTENCIA INDICADA (Pi).

Valor de la potencia desarrollada en la cámara de combustión de un motor, difiere de la potencia efectiva por las pérdidas mecánicas del motor.

$$Pi = \frac{pme L A n}{60} \frac{N}{X} \quad [\text{Kw}]$$

Donde:

$$pme = \text{Presión media efectiva. [N/m}^2 \text{]}$$

$$L = \text{carrera del pistón [m]}$$

$$A = \text{area del pistón [m}^2 \text{]}$$

$$n = \text{número de cilindros del motor.}$$

$$N = \text{revoluciones por minuto.}$$

X = número de revoluciones necesarias para por cada carrera de potencia producida por el cilindro, 2 para un motor de 4 carreras y 1 para un motor de una carrera.

3.17.3 PAR MOTOR (T).

Par motor o torque, es el momento en que el cigüeñal tiene una torsión debido al trabajo transmitido por el pistón

$$T = F \cdot d \quad [\text{N m}]$$

Donde:

$$T = \text{Par motor.} \quad [\text{N}]$$

$$d = \text{distancia del brazo de palanca.} \quad [\text{m}]$$

3.17.4 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE (C.E.C).

Nos dice la cantidad de combustible que consume la máquina por unidad de potencia entrega, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$CEC = \frac{CC}{Pf} \quad [\text{Kg / KW-h}]$$

Donde:

$$CC = \text{Consumo de combustible.}$$

3.17.5 EFICIENCIA MECÁNICA.

Relación ó razón de la potencia al freno y la potencia indicada de un motor. Indica la magnitud de la potencia que se pierde debido a la fricción, en las partes móviles del motor.

$$\eta_m = \frac{Pf}{Pi} * 100 \quad [\%]$$

3.17.6 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.

Relación de volumen ocupado por la mezcla en el cilindro de un motor durante el funcionamiento de este, al volumen total del cilindro.

$$\eta_v = \frac{V_m}{V_D} * 100 \quad [\%]$$

3.17.7 TAMAÑO DE LA MÁQUINA.

Se trata de determinar las dimensiones de la carrera y el diámetro de un motor para ciertos requerimientos. Se parte de los datos de: numero de

cilindros, numero de tiempos (2 o 4) , potencia que se deseé desarrollar, velocidad angular, relación diámetro/carrera, presión media efectiva, eficiencia mecánica, consumo específico de combustible, poder calorífico inferior de combustible, relación de compresión y el valor promedio de "k".

3.18 BALANCE TÉRMICO.

Para hacer cualquier tipo de balance térmico es necesario hacer nuestra tabla de balance de energías (las que entran y salen) si existe una diferencia, se debe a las energías reales que se pierden en el ambiente.

Hacer un balance de energía de un MCI es un poco difícil hacerlo exhaustivamente, solo si se contaran con todos los elementos de medición en la práctica, si se podría (por ejemplo determinar la cantidad de energía que se pierde en el sistema de enfriamiento, el escape, y el ambiente) por lo que procederemos a hacerlo en forma general.

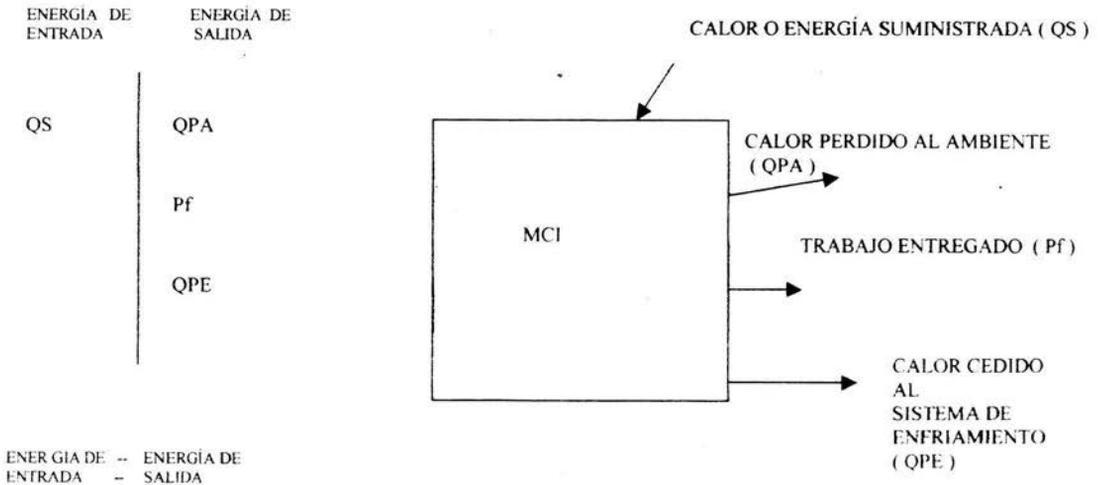


Figura 3.14. Balance de energía de un motor.

Tabla 4.

Balance de energías de un motor de combustión interna.

ENERGÍA QUE ENTRA	ENERGÍA QUE SALE
CALOR SUMINISTRADO (QS)	CALOR PERDIDO AL AMBIENTE (QPA)
	TRABAJO ENTREGADO (Pf)
	CALOR CEDIDO AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (QPE)

En caso de ser diferentes los totales se debe de incluir las pérdidas por fricción, ya que la diferencia es la pérdida del trabajo por fricción. Esto es: $P_i = P_f + P_{\text{fricción}}$

CAPITULO 4

"DIFERENCIAS TERMODINÁMICAS, CONSTRUCTIVAS Y ECONÓMICAS DE UN MOTOR DE GASOLINA Y UN MOTOR DIESEL"

EL DESEO DE CONOCIMIENTO, COMO
LA SED DE RIQUEZA, AUMENTA A
MEDIDA QUE SE VA ADQUIRIENDO.

LAURENCE STERNE

4.1 TRES ASPECTOS FUNDAMENTALES.

Al estudiar sus principios termodinámicos, antes de comenzar con sus ciclos característicos, debemos recordar algunos conceptos, que nos ayudarán a su mejor comprensión.

Ante todo recordemos que los gases se caracterizan por estar constituidos por una materia informe y sin volumen propio, que toma la forma del recipiente que la contiene y que tienden a ocupar un volumen mayor, que el de dicho recipiente (expansibilidad).

Por otra parte, si se intenta disminuir el volumen ocupado por una cantidad determinada de gas, la reacción elástica de éste aumenta.

Esta reacción es lo que denominamos presión y es el resultado de la compresibilidad de los gases (propiedad de ocupar un espacio menor).

Para diferenciar de forma coherente el motor de gasolina del motor diésel, debemos atender al menos a tres aspectos fundamentales:

- a) Sus principios termodinámicos;
- b) Su fabricación y elementos que lo constituyen;
- c) Sus aspectos económicos y prácticos en la Automoción.



Figura 4.1 Motor diésel moderno.

4.2 LEYES DE LOS GASES.

Podemos definir a la presión de un gas como la fuerza ejercida por el mismo sobre la unidad de superficie (generalmente el cm^2) que lo encierra y se puede medir en kg/cm^2 , en atmósferas, o en bares (1 atmósfera = $1,033 \text{ Kg}/\text{cm}^2$; $1 \text{ kg}/\text{cm}^2 = 0,98$ bares).

Las Leyes de Boyle-Mariote y de Gay Lussac establecen la relación entre la presión y el volumen a temperatura constante

Esto Es:

$$P.V = R.T$$

Donde:

P es la presión del gas;

V, el volumen ocupado por el mismo;

T, la temperatura del gas

y

R, una constante empírica.

Las evoluciones de un gas sin intercambio de calor con las paredes del recinto que lo contiene, se llaman proceso adiabático.



Figura 4.2 Motor de gasolina actual.

4.3 CICLO DE CARNOT.

En 1823 Carnot enunció un ciclo ideal. El Ciclo de Carnot, que se compone de 4 etapas (Figura 4.3):

De la AB, o compresión isotérmica; la BC, o compresión adiabática; la CD, o expansión isotérmica y la DA, o expansión adiabática y que corresponden en su primera fase AB.

En la primera fase. Es la introducción de una masa gaseosa en un cilindro, su compresión por el pistón a temperatura constante (refrigerando dicho cilindro durante esta fase).

En su segunda fase BC, se cesa la refrigeración del cilindro y se sigue la compresión rápidamente, de manera que no se efectúe ningún intercambio de calor entre los gases y el cilindro.

En su tercera fase CD, mientras dura la compresión isotérmica, el cilindro refrigerado (expansión isotérmica) debe ser recalentado para mantener la temperatura constante.

Por último, en la cuarta fase DA, sigue la expansión, pero se detiene el calentamiento del cilindro para que se realice sin intercambio de calor entre cilindro y masa gaseosa y así ésta puede recuperar el volumen y la presión, que se tenía al principio del ciclo.

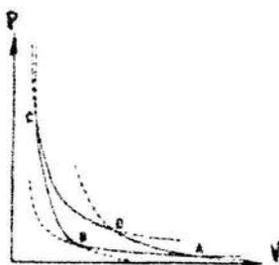


Figura 4.3 Diagrama del ciclo de Carnot.

4.4 POTENCIA SAE, DIN Y CUNA.

Igualmente recordemos que la potencia (P) de un motor es directamente proporcional al par motor (M) del mismo y al régimen de revoluciones (w) a que está sometido.

Esto es:

$$P = K. M.w$$

Donde:

K una constante empírica y que, si medimos el par en m x kg y el régimen, en r.p.m., el valor de K es de 1/716, si queremos obtener el valor de la potencia en caballos de vapor (CV).

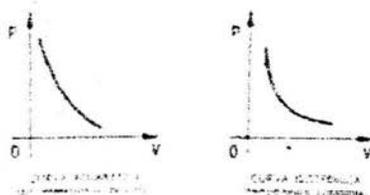


Figura 4.4 Curvas de compresión de gas.

Esta potencia del motor se mide en el cigüeñal por medio de unos bancos de prueba, dotados de un freno mecánico, o eléctrico (dinamómetro), por lo que recibe el nombre de potencia al freno.

El motor colocado en el banco puede estarlo con todos los elementos accesorios capaces de consumir esfuerzo, desmontados (bomba de agua, de combustible, ventilador, alternador, filtros de aceite y aire, silencioso, etc) y además realizarse varias medidas (cada 200 rpm), realizando cada vez la puesta a punto del mismo, con lo que se consiguen valores máximos cada vez.

Entonces la medida así obtenida se llama potencia SAE y es preconizada por la industria norteamericana.

Si se hace con todos los accesorios desmontados y sin retocar los ajustes (puesta a punto) se denomina potencia DIN y es defendida por Alemania.

Existe una forma intermedia (italiana) que realiza la prueba con los accesorios desmontados, pero realizando los ajustes citados y se llama potencia CUNA.

Se suele usar la potencia DIN, o en casos de índole comercial, la SAE por ser alrededor de un 10% a un 15% mayor y por tanto más favorable publicitariamente.

También es preciso recordar el concepto de potencia específica (potencia máxima que puede suministrar el motor por litro de cilindrada) ya que, cuando ésta se mantiene más o menos constante en un intervalo amplio del régimen, el motor es elástico y se recupera rápidamente sin necesidad de cambiar de marcha.

Recordados estos conceptos generales, pasemos a estudiar los ciclos Otto y Diesel, partiendo de un motor de gasolina de 4 tiempos (4 carreras del pistón por cada 2 vueltas del cigüeñal), o sea en un ciclo Otto.

4.5 DIFERENCIAS TERMODINÁMICAS.

4.5.1 CICLO OTTO.

En el primer tiempo, en carrera descendente, se produce la admisión de aire combustible.

En el segundo, en carrera ascendente, se produce la compresión.

En el tercero, en carrera de nuevo descendente, el encendido y explosión (tiempo de expansión).

Finalmente, en el cuarto, ascendente de nuevo, el escape de los gases quemados.

En la Figura 4.5 se reproduce el ciclo Otto, llamado así por que fue este ingeniero alemán el que lo aplicó a un motor, aunque en realidad fue enunciado por Beau de Rochas y corresponde a un ciclo a volumen constante.

En él AB representa la compresión adiabática; BC, la elevación brusca de la presión a volumen constante; CD, la expansión adiabática y DA, el descenso brusco de presión a volumen constante.



Figura 4.5 Ciclo Otto (a= teórico, b= real).

En la primera fase (compresión adiabática) los gases elevan su temperatura, pero ésta no es suficiente para provocar su inflamación; en la segunda fase (transformación isócara, o a volumen constante) se introduce una fuente de calor para elevar instantáneamente la presión de los gases (chispa eléctrica de la bujía) sin que el pistón tenga tiempo de desplazarse durante esta transformación a volumen constante; en la tercera fase (expansión adiabática), terminada la combustión, la masa gaseosa se expande de manera adiabática, correspondiendo el fin de esta expansión con una sensible disminución de la presión; y en la cuarta fase (expansión isócara), al abrirse la válvula de escape, se provoca un descenso instantáneo de la presión, que hace igualar la del cilindro a la atmosférica, cuando el pistón se encuentra en el punto muerto de la carrera (volumen constante).

4.5.2 CICLO DIESEL.

En un ciclo Diesel, corresponde el primer tiempo con una carrera descendente en la que se produce la admisión de aire puro.

El segundo tiempo, carrera ascendente, con una compresión de este aire.

El tercer tiempo, con otra carrera descendente, con la inyección del combustible, combustión y expansión.

Finalmente, el cuarto tiempo, con una carrera ascendente con escape de los gases quemados.

De hecho el ciclo real es sensiblemente distinto del ciclo teórico.

El ciclo Diesel, a presión constante (Figura 4.6) consta a su vez de una primera fase AB, o compresión adiabática del aire puro previamente aspirado; una segunda fase BC, combustión a presión constante; una tercera fase CD, o expansión adiabática y una cuarta fase DA, o descenso brusco de la presión.

En la primera fase AB el aire puro anteriormente aspirado se comprime y adquiere una temperatura suficiente como para provocar el autoencendido del combustible inyectado.

En la segunda fase BC y al principio de la expansión, la combustión se realiza a presión constante, mientras el volumen aumenta.

La dilatación de los gases compensa la caída de presión debida a este aumento de volumen.

En la tercera fase CD la expansión se efectúa sin intercambio de calor con las paredes del cilindro.

En la cuarta fase DA la apertura instantánea del escape produce un descenso muy rápido de la presión, mientras el pistón se mantiene en el punto muerto (volumen constante).

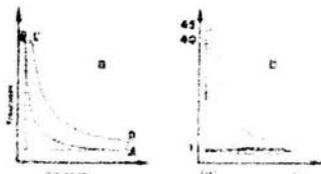


Figura 4.6 Ciclo Diesel (a= teórico, b= real).

4.5.3 CICLO MIXTO.

En un motor de régimen elevado, como son los actuales en los vehículos industriales y de turismo, este ciclo es de difícil realización, por lo que se ha sustituido por un ciclo mixto, combinación de los dos citados y muy parecido al ciclo Otto (Figura 4.7).



Figura 4.7 Ciclo Mixto (a= teórico, b= real).

En él distinguiremos 5 porciones de la curva: la AB, correspondiente a una compresión adiabática; la BC, a una combustión isócara; la CD, a una expansión isobara; la DE, a una expansión adiabática y la EA, al descenso rápido de la presión citado.

La comparación de los diagramas indica claramente que los ciclos se parecen en su aspecto práctico.

Lo que ocurre es que en el ciclo Otto no funciona exactamente a presión variable y volumen constante, sino que se acerca al ciclo mixto, pues la combustión de los gases en realidad no es más que una combustión rápida, pero no instantánea.

4.6 DIFERENCIAS CONSTRUCTIVAS.

En cuanto a su fabricación y elementos que los constituyen, diremos que después de haber desplazado en un tiempo el motor diesel al de gasolina, sobre todo en sus aplicaciones de propulsión de vehículos, usos industriales, navales y agrícolas, por las causas que más adelante expondremos.

Si bien la fabricación del motor diesel es más cara y alguno de sus dispositivos auxiliares (refrigeración, filtrado de combustible, etc) son de coste más elevado que los de gasolina, hoy día se ha llegado con las grandes producciones en serie a un menor coste, que los iguala casi a los de gasolina, máxime con la incorporación en éstos de las nuevas técnicas de la inyección de gasolina.

El bloque motor es similar en ambos tipos de motores, si bien el dimensionado de los mismos es mayor en el diesel por trabajar éstos bajo cargas mayores.

Suelen ser de fundición perlática y llevar camisas recambiables (generalmente húmedas) con una pestaña de tope en su parte superior (en los diesel).

Los pistones en estos motores desempeñan múltiples funciones, por lo que se diferencian de los de gasolina en la forma del fondo y en la cabeza, que dependen del sistema de inyección utilizado; en el perfil de la falda, actualmente en óvalo progresivo curvilíneo; en la disposición de los segmentos (en ocasiones alojados en gargantas postizas) y en la altura del eje; su espesor en la cabeza es superior por las presiones y condiciones térmicas a que son sometidos.

También difieren en el árbol de levas en los casos en que el motor diesel esté equipado de inyectores-bomba.

La culata suele diferir bastante en uno y otro caso, ya que los de gasolina suelen ser de una sola pieza y en los diesel acostumbra a disponerse de una culata por cada 3 cilindros, o una individual por cada uno de ellos.

La disposición de los conductos de agua es diferente, pues los diesel deben refrigerar no sólo las cámaras de turbulencia, sino los inyectores.

También puede serlo la disposición en la misma de una parte de la cámara de turbulencia, mecanizada en la misma.

Finalmente el sistema de inyección diesel en cualquiera de sus modernos procedimientos de common-rail, inyectores-bomba, control electrónico, etc, constituyen un elemento diferenciante respecto a los de gasolina.

4.7 DIFERENCIAS ECONÓMICAS.

En lo tocante a sus aspectos económico y práctico vemos que los diesel tienen un mejor rendimiento térmico gracias a su elevado grado de compresión y a que su combustión se efectúa con un exceso de aire, pudiendo llegar a un 60% frente a un 45% en algunos de gasolina.

Además el poder calorífico del diesel es superior al de la gasolina.

El consumo específico del diesel es inferior, lo que unido al menor precio de la gasoil, es un elemento determinante en el transporte de mercancías; sobre todo al ralenti; la relación de consumos es de 1 a 4 ,

lo que lo hace particularmente adecuado para la distribución (furgonetas).

La duración de la vida del motor es asimismo superior en el diesel, que en el de gasolina (hasta 3 veces) y su valor residual es también mayor.

Otro punto favorable es la facilidad de puesta en marcha a bajas temperaturas, que los gases de escape sean menos tóxicos y que el peligro de incendio sea menor, pues el gasoil es menos volátil que la gasolina y sus vapores necesitan temperaturas de 80°C para inflamarse, mientras que los de la gasolina lo hacen a 20°C.

Sin embargo como negativos diremos que tanto el motor diesel como su equipamiento es más pesado que los motores de gasolina; es más caro de construir, como hemos dicho; su mantenimiento es laborioso.

En general y además, pese a los avances conseguidos, es más ruidoso que el de gasolina.

Concluyendo:

La mayor eficiencia y el menor costo de combustible de los motores diesel los hace la opción mas indicada en dispositivos que requieren cantidades relativamente grandes de potencia, como motores de locomotoras, unidades de generación de electricidad de emergencia, grandes barcos, camiones pesados.

CAPITULO 5

"PRÁCTICA PROPUESTA"

LA VIRTUD, EL ESTUDIO Y LA ALEGRÍA
SON TRES HERMANOS QUE NO DEBEN
VIVIR SEPARADOS.

VOLTAIRE

PRACTICA No. 1

"MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA"

5.1 OBJETIVO:

El alumno:

Analizará desde una forma real los parámetros termodinámicos mas importantes para evaluar un motor de combustión interna, así como determinar su eficiencia teórica y características de operación.

5.2 ACTIVIDADES:

Determinar en el motor de combustión interna ubicado en el laboratorio de Máquinas Térmicas, lo siguiente.

- 1) La fuerza del par de torsión.
- 2) El par de torsión.
- 3) La potencia al freno.
- 4) El consumo de combustible.
- 5) El consumo específico de combustible.
- 6) La energía suministrada.
- 7) La presión media efectiva al freno.
- 8) La presión media efectiva de fricción.
- 9) La presión media efectiva indicada.
- 10) La potencia indicada.
- 11) La potencia de fricción.
- 12) La eficiencia mecánica.
- 13) La eficiencia térmica indicada.

- 14) La eficiencia térmica al freno.
- 15) La eficiencia del ciclo Otto.
- 16) El flujo volumétrico del aire.
- 17) El flujo másico del aire.
- 18) La relación aire-combustible real.

5.3 MATERIAL Y/O EQUIPO:

- ▶ 1 Motor de Combustión Interna.
- ▶ 1 Freno hidráulico.
- ▶ 1 Termómetro electrónico "Vasa".
- ▶ 1 Tacómetro.
- ▶ 1 Cronometro.
- ▶ 1 Tanque de combustible y recipiente graduado.
- ▶ 1 Manómetro diferencial de columna de agua.
- ▶ 1 Manómetro diferencial de columna de mercurio.
- ▶ 1 Depósito de gasolina.
- ▶ 1 Báscula graduada.

5.4 ASPECTOS TEÓRICOS:

Existen dos tipos principales de motores de combustión interna: el motor encendido por chispa (ECH) y el motor encendido por compresión (EC) en el primero que es de nuestro interés, el combustible vaporizado y mezclado con aire, entra en ignición por medio de una chispa eléctrica. El combustible que consumen estos motores es la gasolina y la expansión de los gases causada por el calor de la combustión impele a un pistón.

A los motores de combustión interna los podemos clasificar de acuerdo a al cuadro 1.1.

Generalmente los motores de combustión interna son de movimiento alternativo, donde el vaivén de uno o varios pistones se convierte por medio del cigüeñal en movimiento rotatorio. A su vez estos motores de movimiento alternativo se clasifican en motores de dos y de cuatro tiempos.

CLASIFICACIÓN
GENERAL
DE LOS
MOTORES
DE
COMBUSTIÓN
INTERNA

Según el ciclo
Utilizado

{ Otto
Diesel
Brayton

Posición del
cilindro respecto
al cigüeñal

{ Horizontal
Vertical
Brayton

Disposición
de los
cilindros

{ En línea
En "V"
Radial
En "X"

Forma de
encendido

{ Chispa
Compresión
Cabeza ardiente

Tipo de
enfriamiento

{ Líquido
Aire

Tipo de
lubricación

{ Cáster húmedo
Cáster seco

Forma de
alimentación
del aire

{ Aspiración natural
Sobrealimentación
(turbocargado)

Cuadro 1.1. Nos muestra una clasificación general de los motores de combustión interna.

La combustión de éstos motores produce trabajo, debido a que su fuerza está encerrada en un cilindro y a su energía encauzada hacia un pistón o émbolo. De modo que cada vez que se produce la combustión el pistón es impulsado hacia abajo y su movimiento se transmite por medio de una biela a un cigüeñal rotatorio.

La parte superior del cilindro no se encuentra cerrada totalmente durante el funcionamiento del motor sino que cierto número de aberturas (dos generalmente) se abren y cierran a intervalos bien definidos mediante válvulas mismas que permiten la entrada y salida de la mezcla aire-combustible y de los gases productos de la combustión respectivamente.

En cigüeñal en forma directa accionada a un árbol de levas y éste a su vez, de manera sincronizada mueve el distribuidor para lograr que las cargas de combustible se enciendan a intervalos de tiempos exactos.

CICLO OTTO:

Un ciclo teórico de interés en el análisis del comportamiento de los motores alternativos de ignición por chispa es el ciclo Otto. Se le da ese nombre en honor a Nicholas Otto, ingeniero alemán que produjo con éxito un motor de cuatro tiempos en 1876. Un ciclo de Otto de cuatro tiempos se compone de cuatro procesos reversibles internamente, además de una carrera de alimentación y una de expulsión del ciclo.

En la figura 5.1 se muestran los diagramas p-v y T-s del ciclo teórico. Considérese un cilindro con un pistón que contiene aire, con el émbolo situado en la posición del punto muerto inferior (PMI). En el diagrama se indica esto como el punto 1. Conforme el pistón se mueve hacia la posición del punto muerto superior, la compresión del aire se lleva a cabo adiabáticamente.

Como los procesos son reversibles, el proceso de compresión es isentrópico, finalizando en el estado 2. Luego, se añade en forma instantánea calor al aire, de tal manera que la presión y la temperatura alcancen valores elevados durante el proceso a volumen constante 2-3.

En consecuencia, se abre la válvula de expulsión, y el émbolo se mueve del PMI al PMS, expulsando los gases hacia los alrededores. Luego se cierra la válvula de expulsión y se abre la válvula de admisión mientras el émbolo regresa al PMI. Al moverse el émbolo hacia la posición de PMI una vez más, la expansión se efectúa en forma adiabática e internamente reversible, es decir, isentrópicamente, hasta el estado 4, con el émbolo en la posición del PMI, se expulsa calor a volumen constante hasta llegar al estado inicial.

En este punto, en teoría, el fluido podría iniciar otro ciclo. Para ser el ciclo un poco más real, se puede considerar la sucesión siguiente antes de continuar con el patrón cíclico: en la práctica , los gases contienen

los productos de la combustión de los hidrocarburos, por lo que es necesaria una carrera de expulsión.

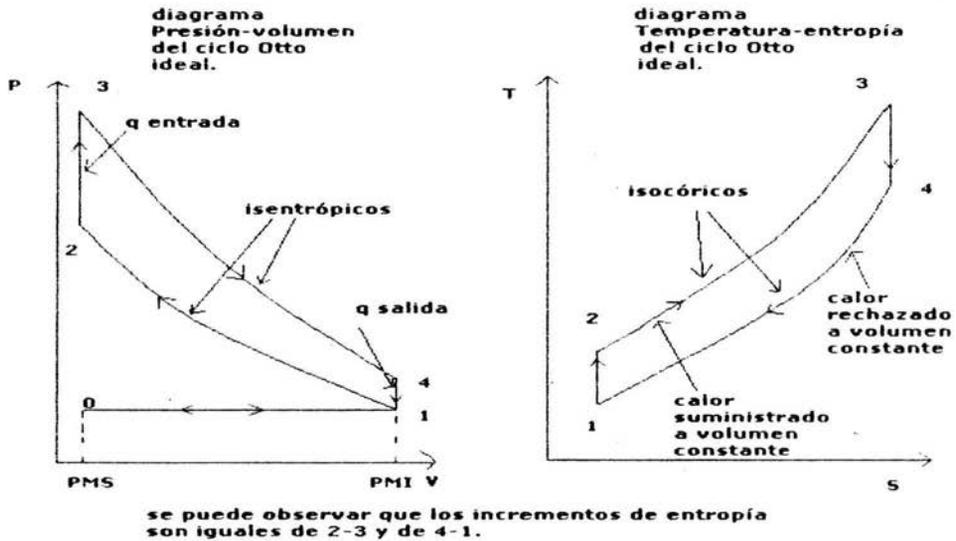


Figura 5.1. Nos muestra el diagrama P-v y T-s de un ciclo Otto ideal.

Durante esta carrera de succión, el cilindro se llena de aire para el ciclo siguiente. En el ciclo estándar de aire no se requiere esta recarga del cilindro, ya que es el mismo fluido el que efectúa uno tras otro los procesos del ciclo.

Note que el trabajo requerido para expulsar la carga del cilindro tiene la misma magnitud, pero signo contrario, que el requerido para absorber la nueva carga. Por tanto, estas dos partes del ciclo teórico no afecta el trabajo neto hecho por el ciclo, por lo que el análisis termodinámico sólo interesa el ciclo 1-2-3-4-1.

CICLO OTTO DE AIRE ESTÁNDAR.

Dado que los calores específicos varían considerablemente durante el funcionamiento, las respuestas obtenidas para el estándar de aire dependen de las suposiciones que se hagan. Para $k=1.4$ tenemos el *estándar de aire frío*, de poco valor práctico. Si empleamos una k promedio menor, por ejemplo, $k=1.3$, se tiene el *estándar de aire caliente*. Como el aire actúa como un sistema cerrado, el principio de la conservación de la energía, al aplicarse a los diversos procesos, lleva las ecuaciones siguientes:

Para los procesos adiabáticos de compresión y de expansión.

$$\text{Como } q = 0, \text{ entonces } w = \Delta u.$$

Para los procesos de adición y eliminación de calor a volumen constante.

$$\text{Como } w = 0, \text{ entonces } q = \Delta u.$$

En este punto, es informativo analizar el ciclo de Otto con base en el ciclo de aire frío estándar, ya que da cierta idea acerca de los parámetros importantes que determinan la eficiencia térmica del ciclo. Empleando el ciclo de aire frío estándar:

Se encuentra que:

$$q_{\text{ENTRADA}} = q_{2-3} = u_3 - u_2 = C_v (T_3 - T_2)$$

y

$$q_{\text{SALIDA}} = q_{4-1} = u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1).$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{4-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = \frac{W_{\text{NETO}}}{q_{\text{ENTRADA}}} = [C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)] / C_v (T_3 - T_2)$$

eliminando C_v .

$$\eta = 1 - [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)]$$

$$\eta = 1 - [[(T_1/T_2)] [(T_4/T_1) - 1]] / [(T_3/T_1) - 1].$$

Note que $v_2 = v_3$ y que $v_1 = v_4$, y como la relación es isentrópica muestran que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1} \quad \text{y} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{v_4}{v_3} \right]^{k-1} = \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1}$$

$$\text{Entonces: } \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{o lo que es lo mismo, } \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

esto se sustituye en la ecuación de la eficiencia térmica de un ciclo Otto de aire estándar,

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{k-1}$$

definiendo la relación de compresión como: $r_c = \frac{v_1}{v_2}$

podemos dejar la eficiencia térmica en función de r_c , como sigue:

$$\eta = 1 - [1 / r_c^{k-1}]$$

Esta última ecuación, nos indica que los parámetros principales que gobiernan la eficiencia térmica de un ciclo de Otto son la relación de compresión y la relación de capacidades térmicas específicas.

La influencia de estos factores en la eficiencia térmica se muestran en la figura 5.2.

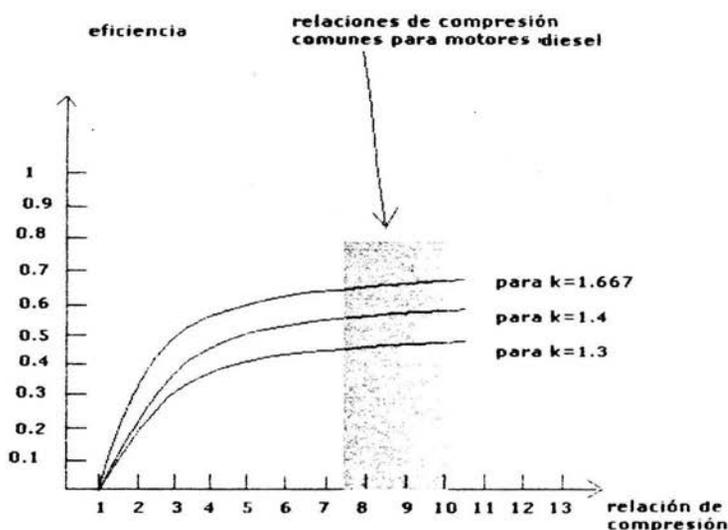


Figura 5.2. Nos muestra la eficiencia térmica de un ciclo Otto en función de la relación de compresión y de los calores específicos, obsérvese que el estándar de aire caliente nos da una eficiencia térmica menor.

Para una relación dada de capacidades térmicas específicas, el valor de la eficiencia térmica aumenta al aumentar la relación de compresión. Note, sin embargo, que las curvas se hacen casi horizontales para las relaciones de compresión superiores a 10, aproximadamente.

Así las cosas, la ventaja de operar a relaciones de compresión altas disminuye rápido. La eficiencia térmica de máquinas de encendido por chispa reales varían aproximadamente **del 25 al 30 por ciento**.

CICLO DIESEL

El motor Diesel llamado así en honor del ingeniero alemán Rudolph Diesel, su primera patente inglesa en 1892 tiene como objeto producir: " Trabajo motor por medio del aire calentado y comprimido a un grado tal, que por la expansión que sigue a la combustión, el aire se enfríe aproximadamente hasta la temperatura atmosférica y que en esta cantidad de aire después de su compresión, el combustible es gradualmente introducido. A esta compresión, la temperatura se hace tan alta que el combustible empleado se inflama espontáneamente en cuanto se pone en contacto con el aire comprimido".

Los motores diesel son diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, por lo común entre 12 y 24, ya que evitan el problema de autoencendido de los motores de gasolina; muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina se eliminan en este caso y los combustibles menos refinados (en consecuencia menos costosos) pueden utilizarse en motores diesel. Durante el proceso de combustión, el ciclo diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante.

De hecho, este es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales. Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el de 3-4 es una expansión isentrópica, y el de 4-1 es un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-v y T-s .

CICLO DIESEL DE AIRE ESTÁNDAR.

Al igual que en el ciclo Otto, en forma ideal tenemos el valor de $k=1.4$ el estándar de aire frío y para $k=1.3$, se tiene el estándar de aire caliente.

Para los procesos de adición y eliminación de calor a presión y a volumen constante, respectivamente.

$$q_{ENTRADA} = q_{2-3} = w_{23} + \Delta u_{23} = P_3 (v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = C_p (T_3 - T_2)$$

y

$$q_{SALIDA} = q_{4-1} = u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1).$$

Como el trabajo neto es la suma de q_{2-3} y q_{4-1} , la eficiencia térmica viene dada por:

$$\eta = \frac{W_{NETO}}{q_{ENTRADA}} = 1 - \frac{q_{SALIDA}}{q_{ENTRADA}} = 1 - [Cv (T_4 - T_1)] / [Cp (T_3 - T_2)]$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} [(T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)] = 1 - \frac{1}{k} [T_1 (\frac{T_4}{T_1} - 1) / T_2 (\frac{T_3}{T_2} - 1)]$$

Deduciendo esta última expresión con la relación de compresión, se tiene:

$$\eta = 1 - (1 / k r_c^{k-1}) [T_1 (\frac{T_4}{T_1} - 1) / T_2 (\frac{T_3}{T_2} - 1)]$$

Definiendo la relación isentrópica (r_i). $r_i = \frac{T_3}{T_2}$

Como los cambios de entropía experimentado durante el proceso de adición y rechazo de calor son iguales, tenemos que:

$$\Delta S_{2-3} = \Delta S_{1-4}$$

haciendo uso de las ecuaciones $Tds = dq$

$$Cp \ln \frac{T_3}{T_2} = Cv \ln \frac{T_4}{T_1} \quad \text{En consecuencia: } [\frac{T_3}{T_2}]^k = \frac{T_4}{T_1}$$

Por lo que se deduce que: $r_i^k = \frac{T_4}{T_1}$

podemos dejar la eficiencia térmica en función de r_c , y r_i como sigue:

$$\eta = 1 - \frac{1}{k r_c^{k-1}} \left(\frac{r_i^k - 1}{r_i - 1} \right)$$

Esta última ecuación nos indica que la eficiencia del ciclo Diesel difiere de la eficiencia del ciclo Otto por la cantidad de r_i . Por lo tanto se deduce que: $\eta_{OTTO} > \eta_{DIESEL}$

Los motores diesel también queman el combustible de manera mas completa, por que suelen operar a menores revoluciones por minuto que los motores encendidos por chispa. Las eficiencias térmicas de los motores diesel varían **aproximadamente del 35 al 40 por ciento.**

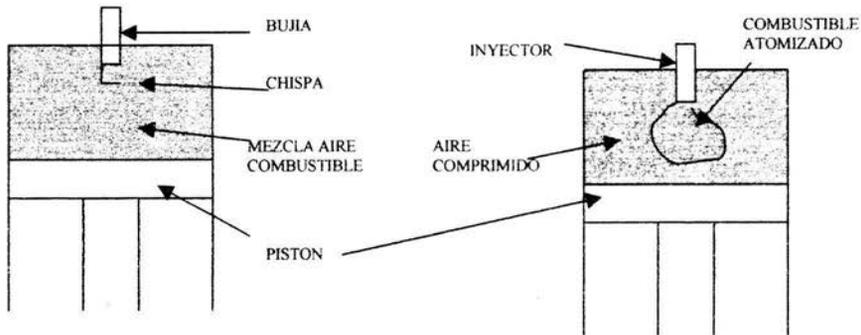


Figura 5.3. En los motores Diesel, la bujía se reemplaza por un inyector de combustible, y solo se comprime el aire durante el proceso de compresión.

5.5 DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO:

El motor de combustión interna encendido por chispa se encuentra montado sobre un banco de pruebas de laboratorio, este es un motor de gasolina de cuatro tiempos, seis cilindros, marca VAM (Vehículos Auto-Motores), enfriado por agua y con lubricación del tipo de cárter húmedo.

El motor consta de un carburador de aspiración normal. La gasolina se suministra a presión por medio de una bomba de diafragma desde el depósito de almacenamiento. Este depósito cuenta con una llave de paso en la parte inferior, la cual por medio de una manguera flexible se comunica a un segundo depósito graduado con sus respectivas llaves de paso, entrada y salida, además de una válvula de purga en la parte superior.

Este segundo depósito es de cristal y en su interior, se encuentra una escala de medición que indica el volumen de combustible suministrado. El freno hidráulico, se encuentra firmemente montado sobre el mismo banco de pruebas de motores, y se intercala directamente con el motor por medio de una flecha cardan.

Los elementos que constituyen el freno hidráulico son:

Un rotor: el cual se conecta con el cigüeñal del motor y gira sobre rodamientos de bolas, el rotor tiene en cada lado y en toda su periferia medio ganguilones, los cuales impulsan el agua provocando un movimiento de giro turbulento cuando el rotor gira.

Un estator: el cual está dividido en dos partes y tiene como función proporcionar una abertura al cierre del flujo de agua hacia la carcaza del freno. Este estator se encuentra unido a la carcaza y la abertura y cierre del mismo se realiza por medio de un pequeño volante situado en el exterior de la carcaza. Si el volante gira con el sentido de las manecillas del reloj, se abre el estator provocando mayor turbulencia y en consecuencia mayor golpe sobre la carcaza, en sentido inverso al rotor. La carcaza se encuentra montada sobre baleros independientes de tal manera que pueda girar libremente sobre la flecha del rotor, así como sobre el bastidor del freno.

Una báscula de pesos muertos: sobrepesa con 61 Kg.

El aire suministrado al motor se toma de un depósito con capacidad de 500 a 600 veces la capacidad del motor. La caída de presión es medida a través de la placa de orificio, mediante un manómetro diferencial, conectado al depósito de aire, esta columna de agua no debe de exceder de 12 cm.

En el tablero de instrumentos se localiza lo siguiente:

1. Manómetro de presión de aceite del motor.
2. Amperímetro que indica la información de la demanda de la corriente al sistema de encendido.
3. Indicador digital de temperatura, que indica la información de temperaturas mediante termopares localizados en diferentes puntos del motor. La ubicación de los termopares, así como la selección en el indicador digital es la siguiente:

ZONA	UBICACIÓN DEL TERMOPAR
1	Entrada de agua de enfriamiento.
2	Salida de agua caliente.
3	Entrada de aire al depósito de aire.
4	Periferia del motor.

4. Interruptor de encendido.
5. Botón de marcha.
6. Tacómetro electrónico y cronómetro.

Para medir las RPM se cuenta con un sensor de pulsos magnéticos colocado en el freno hidráulico.

En la flecha que aloja el al rotor de freno se encuentra un engrane con 60 dientes, lo que provocará que por cada giro de la flecha, 60 pulsos magnéticos por revolución.

Para la medición del flujo de agua, se cuenta con una placa de orificio de cantos vivos y un manómetro diferencial. En la placa de orificio con un diámetro de 32 mm, se tomará las lecturas de la columna de mercurio; una vez que el motor se encuentre en marcha.

5.6 DESARROLLO DE LA PRÁCTICA:

1. Revisar nivel y posibles fugas de aceite, combustible y agua.
2. Que haya suministro de agua.
3. Encender el motor del sistema de extracción de aire.
4. Inspeccionar que no haya equipo o material suelto que pueda ser arrastrado por las partes móviles del motor.
5. Abrir las llaves de paso del depósito y medidor de consumo de combustible.
6. Revisar que el volante del freno hidráulico esté en posición cerrada.
7. Conectar el acumulador teniendo cuidado de mantener la polaridad correcta, borne (-) al cuerpo del motor, borne (+) a la marcha de arranque y hacia el interruptor.
8. Colocar el interruptor en la posición de encendido.
9. Suministrar combustible al motor, girando tres vueltas la mariposa de aceleración del carburador.

10. Presionar el motor de marcha hasta que el motor arranque.
11. Cuando el motor este funcionando, mantener una velocidad mínima hasta que alcance su temperatura normal de trabajo (50 °C temperatura de salida del agua).
12. Se procede a realizar la prueba y la toma de lecturas.

5.7 ACTIVIDADES:

ACTIVIDAD I DETERMINAR CADA UNO DE LOS PARAMETROS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

5.7.1.- Fuerza del par de torsión.

Al girar el eje del cigüeñal con una carga aplicada el freno gira liberando peso, por lo que el valor del peso es ese momento será la diferencia de la lectura inicial de 61 kg menos la lectura del peso en ese instante.

El brazo de palanca que tiene a partir del centro del eje del freno hasta el centro de la báscula es de 0.3686 metros.

De la segunda ley de Newton sabemos que:

$$F = ma$$

por lo que para obtener la fuerza del par de torsión aplicamos la siguiente relación:

$$F = (m_1 - m_2)a \quad (\text{ N }).$$

Donde:

$$\begin{aligned} F &= \text{Fuerza del par de torsión.} && (\text{ N }). \\ m_1 &= \text{Lectura inicial de la báscula.} && (61 \text{ Kg }). \\ m_2 &= \text{Lectura final de la báscula.} && (\text{ Kg }). \\ a &= \text{Aceleración local de la gravedad.} && (\text{ m/s}^2). \end{aligned}$$

5.7.2.- Par de torsión.

Par motor o torque, es el momento en que el cigüeñal tiene una torsión debido al trabajo transmitido por el pistón

$$T = Fd \quad (\text{N-m}).$$

Donde:

$$\begin{aligned} T &= \text{Par de torsión.} && (\text{N-m}). \\ F &= \text{Fuerza del par de torsión.} && (\text{N}). \\ d &= \text{Distancia del brazo de palanca.} && (0.3683 \text{ m}). \end{aligned}$$

5.7.3.- Potencia al freno (P_f).

Valor de la potencia realmente entregada por el eje principal de un motor. Se determina por medio de un dinamómetro.

$$P_f = \frac{T * w}{1000} \quad (\text{Kw}).$$

Donde:

$$\begin{aligned} P_f &= \text{Potencia al freno.} && (\text{KW}). \\ T &= \text{Par de torsión.} && (\text{N-m}). \\ w &= 2\pi N/60 && (\text{rad/s}). \\ N &= \text{Revoluciones por minuto} && (\text{RPM}). \end{aligned}$$

5.7.4.- Consumo de Combustible (C.C).

Valor del combustible que se gasta durante la realización de la práctica.

$$C.C = \frac{V_c \rho 3600}{t} \quad (\text{Kg/h}).$$

Donde:

$$C.C = \text{Consumo de combustible.} \quad (\text{Kg/h}).$$

V_c = Volumen de combustible consumido. (l).

ρ = Densidad del combustible. (Kg/l).

t = Tiempo de realización de la práctica. (s).

5.7.5.- Consumo Específico de Combustible (C.E.C).

Nos dice la cantidad de combustible que consume la máquina por unidad de potencia entrega, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$C.E.C = \frac{C.C}{P_f} \quad (\text{Kg} / \text{KW-h}).$$

Donde:

$C.E.C$ = Consumo específico de combustible. (Kg / KW-h).

$C.C$ = Consumo de combustible. (Kg/h).

P_f = Potencia al freno. (KW).

5.7.6.- Energía suministrada (E.S).

Nos indica la cantidad de energía que se le suministro al motor de combustión interna, en base al combustible y a su poder calorífico inferior, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$E.S = \frac{(4.186)(C.C)(PC_i)}{3600} \quad (\text{KW}).$$

Donde:

$C.C$ = Consumo de combustible. (Kg/h).

PC_i = Poder Calorífico Inferior del comb. (Kcal/Kg).

$PC_i = 10\ 500$ Kcal/Kg.

1 Kcal = 4.186 KJoule.

5.7.7.- Presión media efectiva al freno(PME_f).

Se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la del freno, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$PME_f = \frac{(60)(P_f)(x)}{(A)(L)(n)(N)} \quad (\text{KN} / \text{m}^2).$$

Donde:

PME_f = Presión media efectiva al freno. (KN / m²).

P_f = Potencia al freno. (KW).

L = Longitud de la carrera del pistón. (m).

A = área del cilindro. (m²).

N = Revoluciones por minuto. (RPM).

x = Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por el cilindro.
 $x=1$ para un motor de 2 tiempos y $x=2$ para un motor de 4 tiempos.

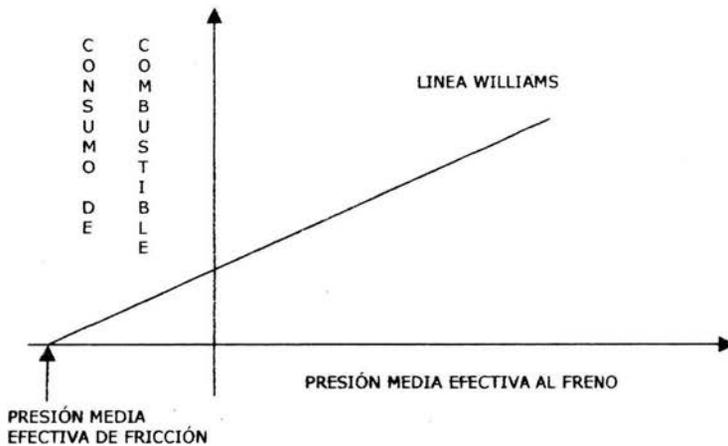
n = Número de cilindros del motor.

ϕ = Diámetro del pistón. (m).

5.7.8.- Presión media efectiva de fricción($PME_{\text{fricción}}$).

Se obtiene a partir de extrapolar la línea Williams de la gráfica Consumo de Combustible contra Presión Media Efectiva Al Freno, en una prueba a velocidad constante.

Los resultados de la prueba generan una línea recta, de tal manera que si se extrapola a un consumo de combustible cero, la intersección con el eje horizontal que corresponde a la Presión Media Efectiva de Fricción, que es constante en toda prueba a velocidad constante.



5.7.9.- Presión media efectiva indicada(PME_i).

Se define como la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante una carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la potencia indicada, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$PME_i = PME_f + PME_{fricción} \quad (\text{KN} / \text{m}^2).$$

Donde:

$$PME_i = \text{Presión media efectiva indicada. (KN} / \text{m}^2 \text{)}.$$

$$PME_f = \text{Presión media efectiva al freno. (KN} / \text{m}^2 \text{)}.$$

$$PME_{fricción} = \text{Presión media efectiva de fricción. (KN} / \text{m}^2 \text{)}.$$

5.7.10.- Potencia indicada(P_i).

Se define como la potencia desarrollada en la cámara de combustión de un motor, difiere de la potencia efectiva por las pérdidas mecánicas del motor, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$P_i = \frac{(PME_i)(L)(A)(n)(N)}{(60)(x)} \quad (\text{Kw}).$$

Donde:

P_i = Potencia indicada. (KW).

PME_i = Presión media efectiva indicada. (KN / m²).

L = Longitud de la carrera del pistón. (m).

A = área del cilindro. (m²).

N = Revoluciones por minuto. (RPM).

x = Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por el cilindro.
 $x=1$ para un motor de 2 tiempos y $x=2$ para un motor de 4 tiempos.

n = Número de cilindros del motor.

ϕ = Diámetro del pistón. (m).

5.7.11.- Potencia de fricción($P_{fricción}$).

Se define como la potencia que se pierde dentro del motor debido a las irreversibilidades de los procesos termodinámicos reales, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$P_{fricción} = \frac{(PME_{fricción})(L)(A)(n)(N)}{(60)(x)} \quad (Kw).$$

Donde:

$P_{fricción}$ = Potencia de fricción. (KW).

$PME_{fricción}$ = Presión media efectiva de fricción. (KN / m²).

L = Longitud de la carrera del pistón. (m).

A = área del cilindro. (m²).

N = Revoluciones por minuto. (RPM).

x = Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por el cilindro.
 $x=1$ para un motor de 2 tiempos y $x=2$ para un motor de 4 tiempos.

n = Número de cilindros del motor.

ϕ = Diámetro del pistón. (m).

5.7.12.- Eficiencia mecánica.

Relación ó razón de la potencia al freno y la potencia indicada de un motor. Indica la magnitud de la potencia que se pierde debido a la fricción, en las partes móviles del motor.

$$\eta_{mec} = \frac{P_f}{P_i} \times 100 \quad (\%).$$

5.7.13.- Eficiencia térmica indicada.

$$\eta_{thind} = \frac{P_i}{E.S} \times 100 \quad (\%).$$

5.7.14.- Eficiencia térmica al freno.

$$\eta_{inf} = \frac{P_f}{E.S} \times 100 \quad (\%).$$

5.7.15.- Eficiencia térmica del Ciclo Otto.

$$\eta_{OTTO} = \left(1 - \frac{1}{(r)^{\gamma-1}}\right)(100) \quad (\%).$$

5.7.16.- Volumen de aire real admitido (V_a).

$$V_a = (0.003536)(D^2) \sqrt{\frac{h_a T_a}{P_a}} \quad (\text{lt/s}).$$

Donde:

V_a = Volumen de aire real admitido. (lt/s).

D = Diámetro del orificio. (mm).

h_o = Columna de agua. (cm).

T_o = Temperatura del aire a la entrada. (° K).

P_o = Presión atmosférica. (KN/m²).

5.7.17.- Eficiencia volumétrica.

Relación de volumen ocupado por la mezcla en el cilindro de un motor durante el funcionamiento de este, al volumen total del cilindro.

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_D} * 100 \quad [\%]$$

Donde:

V_a = Volumen de aire real admitido. (lt/s).

V_D = Volumen total del cilindro. (lt/s).

$$V_D = \frac{(L)(A)(n)(N)(1000)}{(60)(x)} \quad (\text{lt/s})$$

Donde:

L = Longitud de la carrera del pistón. (m).

A = área del cilindro. (m²).

N = Revoluciones por minuto. (RPM).

x = Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por el cilindro.

$x=1$ para un motor de 2 tiempos y $x=2$ para un motor de 4 tiempos.

n = Número de cilindros del motor.

ϕ = Diámetro del pistón. (m).

5.7.18.- Flujo másico de aire (m_a).

$$m_a = (0.00001232)(D^2) \sqrt{\frac{h_o P_o}{T_o}} \quad (\text{ kg/s }).$$

Donde:

m_a = Flujo másico de aire. (kg/s).

D = Diámetro del orificio. (mm).

h_o = Columna de agua. (cm).

T_o = Temperatura del aire a la entrada. (° K).

P_o = Presión atmosférica. (KN/m²).

5.7.19.- Relación aire / combustible ($r_{a/c}$).

$$r_{a/c} = \frac{m_a}{m_c} \quad (\text{ kg/s }).$$

Donde:

m_a = Masa del aire. (kg).

m_c = Masa del combustible. (kg).

5.8.- Elaboración de las siguientes gráficas.

- $C.C - P_f$
- $C.E.C - P_f$
- $\eta_{mec} - P_f$
- $\eta_{thnd} - P_f$
- $\eta_{thf} - P_f$
- $\eta_{OTTO} - P_f$

5.9 TABLA DE DATOS DEL MOTOR:

NÚMERO DE CILINDROS		6
ORDEN DE ENCENDIDO		1-5-3-6-2-4
DESPLAZAMIENTO	cm ³	4230
	in ³	258
DIÁMETRO DEL CILINDRO (BORE)	cm	9.525
	in	3.750
CARRERA DEL PISTÓN (STROKE)	cm	9.893
	in	3.895
RELACIÓN DE COMPRESIÓN		8.5 : 1
POTENCIA NETA A 1400 RPM (HP)		117
PAR DEL MOTOR A 1000 RPM	kg-m	27.2
	Lb-pie	197

5.10 TABLA DE LECTURAS:**TABLA 1.1A.**

CONCEPTO	SIMBOLO	UNIDADES	LECTURAS	
			1	2
Revoluciones por minuto.	N	RPM		
Lectura de la báscula.	m_1	Kg		
Temperatura del agua a la entrada del motor.	T_1	°C		
Temperatura del agua a la salida del motor.	T_2	°C		
Temperatura del aire a la entrada del depósito de aire.	T_3	°C		
Temperatura periférica del motor.	T_4	°C		
Columna de H_G del manómetro diferencial.	H_o	cm		
Columna de agua del manómetro diferencial.	h_o	cm		
Volumen de combustible consumido.	V_c	litros		

5.11 MEMORIA DE CÁLCULOS:

El alumno hará un desarrollo **DETALLADO** de acuerdo a las operaciones que se le piden a continuación.
o que se pide en la tabla de resultados:

5.12 TABLAS DE RESULTADOS:**TABLA 1.1B.**

CONCEPTO	SIMBOLO	UNIDADES	RESULTADOS	
			1	2
Fuerza del par de torsión.	F	N		
Par de torsión.	T	N-m		
Potencia al freno.	P_f	kW		
Consumo de combustible.	$C.C$	Kg/h		
Consumo específico de combustible.	$C.E.C$	Kg/h		
Energía suministrada.	ES	kW		
Presión media efectiva al freno.	PME_f	KN/m ²		
Presión media efectiva de fricción.	$PME_{fricción}$	KN/m ²		
Presión media efectiva indicada.	PME_i	KN/m ²		
Potencia indicada.	P_i	kW		
Potencia de fricción.	$P_{fricción}$	kW		
Eficiencia mecánica.	η_{mec}	%		
Eficiencia térmica indicada.	η_{thind}	%		
Eficiencia térmica al freno.	η_{thf}	%		
Eficiencia térmica del ciclo Otto.	η_{otto}	%		
Volumen de aire real admitido.	v	l/s		
Eficiencia volumétrica.	η_v	%		
Flujo másico de aire.	m_a	Kg/s		
Relación aire/combustible.	$r_{a/c}$	-----		

5.13 GRAFICAS:

Anexar la gráfica de la línea Williams en hojas de papel milimétricas, así como las otras que se te piden.

5.14 CONCLUSIONES:

El alumno deberá anotar sus comentarios de la realización de la práctica y recomendará el uso del equipo así como de sus componentes.

5.15 CUESTIONARIO No. 1:

1. Considera que el equipo que se utilizó en la práctica fue el apropiado. ¿Porqué?. Así mismo, identifique las partes del motor de combustión interna y haga una analogía con el equipo del laboratorio.
2. ¿Que es el Ciclo Dual y cual es el Ciclo Atkinson? Cual es su semejanza con los motores de combustión interna.
3. Investigue como trabaja un motor Wankel y cual es su semejanza con el motor Otto, y cual es su eficiencia térmica.
4. ¿Por que un motor Diesel es mas eficiente que un motor de gasolina?
5. las partes esenciales de un motor de gasolina y un motor diesel se enumeran en la siguiente tabla:

MOTOR DE GASOLINA	MOTOR DIESEL
CIGÜENAL	CIGÜENAL
MONOBLOCK	MONOBLOCK
TAPA DE CILINDROS	TAPA DE CILINDROS
BUJIAS	INYECTORES
ARBOL DE LEVAS	ARBOL DE LEVAS
CARBURADOR	BOMBA DE INYECCIÓN

Describe el funcionamiento de cada una de estas partes.

6. ¿Cuáles son las ventajas de la inyección de electrónica en los motores de combustión interna?
7. ¿Cuales son los elementos que integran un sistema de inyección electrónica ?
8. Los sistemas auxiliares de un motor de combustión interna son los siguientes:

Sistema de combustible: Compuesto por: Tanque de combustible, bomba de combustible, filtro de combustible, carburador, tubos de combustible.

Sistema de encendido: Compuesto por: Batería, bobina, cables, distribuidor, switch.

Sistema de lubricación: Compuesto por: Cáster del aceite, bomba de aceite, colador y filtro de aceite.

Sistema de enfriamiento: Compuesto por: Cámara de agua, bomba de agua, radiador, ventilador.

Describe el funcionamiento de estos sistemas

5.16 SERIE No. 1:

- 1.- Considere la combustión del octano C_8H_{18} con la cantidad químicamente correcta de aire a una presión constante de 1 bar.

Determine para las siguientes condiciones:

- Mezcla aire-combustible correcta.
- Con un 20% de deficiencia de aire.
- Con un 20% de exceso de aire.

- a) Su relación aire/combustible: PM del octano = 114
- b) Análisis volumétrico en base seca de los productos de la combustión.
- c) La temperatura de rocío en donde el agua se condensa.

- 2.- se tiene un ciclo Otto con una relación de compresión igual a 8, la mezcla aire-combustible inicia su proceso de compresión a 1 bar y 25 °C, si el calor suministrado es de 800 kJ/kg, Determinar:

- a) Presión, volumen y temperatura en cada estado.
- b) La eficiencia térmica del ciclo.
- c) La presión media efectiva.

- 3.- se tiene un ciclo Diesel con una relación de compresión igual a 16, el aire inicia su proceso de compresión a 1 bar y 27 °C, si la temperatura máxima es de 1700°K, Determinar:

- d) Presión, volumen y temperatura en cada estado.
- e) La eficiencia térmica del ciclo.
- f) La presión media efectiva.

5.17 BIBLIOGRAFÍA:

El alumno deberá de incluir toda aquella fuente de información a la que haya recorrido.

CONCLUSIÓNES

NUESTRAS VIDAS SON LOS RÍOS QUE
VAN A DAR A LA MAR, QUE ES EL
MORIR...

JORGE MANRIQUE

Sobre el tema escrito, realmente este tema es muy extenso, desde la parte de mezclas reactivas hasta el análisis de los ciclos termodinámicos teóricos que rigen a los MCI y por último analizar los ciclos reales.

Como a nosotros los ingenieros mecánicos no nos interesa de lleno el tema de mezclas reactivas, trate de analizar lo básico que es lo que se aplica a motores de combustión interna, esto es, la forma de determinar las relaciones aire-combustible así como la determinación de los poderes caloríficos del combustible, pero un buen estudiante de ingeniería debería de saber todo esto.

Al hacer el análisis de ciclos termodinámicos reales, realmente me sorprendí de la forma en que se debe de analizar estos ciclos termodinámicos, yo observaba que cuando analice estos ciclos en teoría, los compañeros se quebraban la cabeza para poder entenderlo, pero si se analizan de manera mas real, su comprensión es mas difícil.

Dentro de la bibliografía de termodinámica, casi todos los autores se dedican a analizar los ciclos ideales en sus diferentes facetas, pero no abarcan los ciclos reales, por lo que se deben de consultar libros mas especializados.

Por lo que considero que se debe de implementar al menos una práctica de laboratorio de manera obligatoria, para que así el alumno pueda observar de manera práctica el comportamiento de los motores de combustión interna y se logre un conocimiento más significativo y puedan observar un proceso real.

Por lo que estoy proponiendo una práctica de motor de combustión interna que ya existe en el laboratorio de maquinas térmicas, espero que el alumno de la UNAM-ENEP Aragón haga uso de este trabajo.

Existen aplicaciones económicas y ventajosas para todas las clases de máquinas productoras de trabajo.

El motor Otto es apropiado para bajas potencia (hasta algunos cientos de caballos); un factor que obliga a limitar su tamaño es una tendencia creciente a la detonación, por que el frente de flama tiene que efectuar un mayor recorrido en cámaras de combustión grandes.

Los motores Diesel sobrepasan en potencia a los motores Otto alcanzando varios miles de caballos. Como comparación, la moderna planta de potencia de vapor para una estación central desarrolla diversos cientos de miles de caballos en una sola turbina.

CONCLUSIONES

Si bien la termodinámica en un motor de combustión interna a alcanzado un alto grado de desarrollo a lo largo de muchos años, las investigaciones tecnológicas siguen aún.

En el aspecto actual, logre investigar que se estudia con mucho animo el motor de rotación directa (Wankel) y otros. Además de que se realizan también estudios para el empleo deL Hidrógeno y el Oxígeno líquidos como combustibles de los MCI a bordo de aeronaves o en dispositivos submarinos, con miras a utilizar ese combustible en los MCI de uso comercial, a fin de eliminar ingredientes contaminantes que son arrojados por el escape.

BIBLIOGRAFÍA

NINGÚN HOMBRE HA LLEGADO A SER
SABIO POR CASUALIDAD.

SÉNECA

Burghardt M.D.
Ingeniería Termodinámica.
Ed. Harla. 1984.

Cengel y Boles.
Termodinámica Tomo II.
Ed. Mc. Graw Hill. 1996.

Dante Giocasa.
Motores Endotérmicos.
Ed. Omega. 1988.

Faires, Virgil M.
Termodinámica.
UTHEA, México, 1991.

Huang Francis.
Ingeniería Termodinámica fundamentos y aplicación.
Ed. CECSA. 1994.

Nash, Frederick.
Fundamentos de mecánica automotriz.
Ed. Diana. 1990.

Russell y Adebisi.
Termodinámica Clásica.
Ed. Addison Wesley Iberoamericana 1997.

Van Wylen y Sonntag.
Fundamentos de Termodinámica.
Ed. Limusa. 1973.

Manrique y Cárdenas.
Termodinámica.
Ed. Limusa. 1994.