

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

PROPUESTA DE METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS
EXERGÉTICO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Alan Gabriel Montesinos Cahuana

ASESOR: Ing. Fernando Octavio Jiménez Ugarte

Lima, Mayo del 2017

RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo plantear una metodología de análisis exergético que permita identificar los principales factores que producen las mayores pérdidas de energía en el proceso de combustión interna en motores de encendido por chispa. Una vez identificadas las principales pérdidas se sugieren estrategias específicas para mitigarlas en cierto grado, incentivando así a difundir las ventajas y aplicaciones que tiene el análisis Exergético para equipos térmicos.

La estructura de la metodología propuesta está basada en metodologías internacionales de evaluación de motores tales como la norma SAE J1349 MAR2008 y SAE J1995, cuya aplicación permite realizar el análisis exergético de modo cuantitativo y con mayor simplicidad de cálculo en comparación con el análisis energético. Por lo tanto se presenta como una herramienta de cálculo más accesible hacia las personas, que con tan solo tener una base teórica general serán capaces de aplicarlo identificando los tipos, magnitudes y localizaciones de las irreversibilidades que se presentan durante el proceso de combustión cualitativamente.

Para lograr el objetivo de esta tesis se inicia con la descripción de las características termodinámicas y mecánicas de los motores de combustión interna de encendido por chispa, luego se continuará con los conceptos teóricos necesarios para desarrollar el análisis energético y exergético. Además se propone la metodología de análisis según los ensayos realizados a un motor Nissan GA15DS de combustión interna encendido por chispa. Por último se valida dicha metodología mediante la comparación del análisis de los resultados obtenidos de los ensayos con trabajos similares anteriores a la presente tesis.

También se presentan diagramas de Grassmann y Sankey que permiten observar el comportamiento de los flujos de exergía y energía identificando lugar y magnitud de las pérdidas. Adicionalmente se realiza la comparación de los resultados obtenidos del análisis energético con el exergético con fines didácticos para que el interesado pueda observar la ventaja y desventaja que posee cada tipo de análisis termodinámico.

Finalmente, de los resultados obtenidos en los ensayos realizados, se llega a concluir que las principales irreversibilidades donde se disipa el mayor porcentaje de la exergía se dan en los gases de combustión, la transferencia de calor por radiación y por el sistema de refrigeración con un porcentaje de 10.3%, 15% y 37.9% respectivamente.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

ÍNDICE DE FIGURAS.....	iv
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	v
ÍNDICE DE TABLAS.....	vi
ÍNDICE DE NOMENCLATURAS.....	vii
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO 1: DESCRIPCIÓN Y PROCESOS TERMODINÁMICOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR CHISPA	2
1.1. EVOLUCIÓN DE LOS MOTORES.....	2
1.2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR CICLO OTTO.....	4
1.2.1. MOTOR DE CICLO OTTO IDEAL	4
1.2.2. MOTOR DE CICLO OTTO REAL	6
1.2.3. PARTES DEL MOTOR OTTO.....	9
1.3. PROCESOS TERMODINÁMICOS EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA:.....	11
1.3.1. PROCESO DE ADMISIÓN:.....	12
1.3.2. PROCESO DE COMPRESIÓN:.....	14
1.3.3. PROCESO DE COMBUSTIÓN:.....	15
1.3.4. PROCESO DE EXPANSIÓN:.....	19
1.3.5. PROCESO DE ESCAPE Y BARRIDO:.....	20
CAPÍTULO 2: PLANTEAMIENTO DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR CHISPA.....	21
2.1. MARCO TEÓRICO.....	21
2.1.1. PRIMER PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA:.....	21
2.1.1.1. PRIMER PRINCIPIO APLICADO EN VOLUMEN DE CONTROL:.....	23
2.1.2. SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA:.....	24
2.1.3. CICLO CARNOT:	27
2.2. DEFINICIÓN DE EXERGÍA:.....	29
2.2.1. BALANCE DE EXERGÍA PARA UN SISTEMA CERRADO(MASA DE CONTROL):.....	33
2.2.2. EXERGÍA DE FLUJO:.....	35
2.2.3. BALANCE DE EXERGÍA PARA VOLUMENES DE CONTROL:	36
2.3. PROCEDIMIENTO DEL CÁLCULO:.....	37
2.3.1. ANÁLISIS EXERGÉTICO DE MOTOR CICLO OTTO	37
2.3.2. ANÁLISIS ENERGÉTICO DE MOTOR CICLO OTTO.....	40
CAPÍTULO 3: APLICACIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA: CASO DE ESTUDIO.....	42
3.1 INSTRUMENTACIÓN APLICADA EN EL ENSAYO.....	43
3.2 DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR.....	45
3.3 SIMBOLOGÍA.....	45
3.4 TOMA DE DATOS DEL ENSAYO	45
3.5 CÁLCULOS A REALIZAR.....	46
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	62
4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS EXERGÉTICOS.....	62
4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS ENERGÉTICOS	71
4.3. COMPARACIÓN DE RESULTADOS.....	74
4.4. VALIDACIÓN DE METODOLOGÍA PROPUESTA	77
CONCLUSIONES	78
BIBLIOGRAFIA	79

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: CICLO TERMODINÁMICO DEL MOTOR OTTO.....	5
FIGURA 2: CICLO TERMODINÁMICO REAL DEL MOTOR OTTO.....	7
FIGURA 3: DIAGRAMA INDICADO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ($P-\phi$).....	8
FIGURA 4: ESQUEMA DE LAS PARTES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	11
FIGURA 5: PROCESO DE ESCAPE CON LOS DIFERENTES PUNTOS DE AVE.....	20
FIGURA 6: ESQUEMA DE LA MÁQUINA DE CARNOT.....	27
FIGURA 7: DIAGRAMA P-V DEL CICLO CARNOT.....	28
FIGURA 8: DIAGRAMA T – S DEL CICLO CARNOT.....	28
FIGURA 9: <i>ESQUEMA DE LOS CONCEPTOS DE SISTEMA, ENTORNO Y AMBIENTE.</i>	30
FIGURA 10: <i>TRANSFERENCIA DE EXERGÍA QUE ACOMPAÑA AL CALOR PARA $T < T_0$.</i>	34
FIGURA 11: TRANSFERENCIA DE EXERGÍA QUE ACOMPAÑA AL TRABAJO.....	35
FIGURA 12: UBICACIÓN DE PUNTOS DE CÁLCULO DE EXERGÍA.....	38
FIGURA 13: COMPONENTES ESTRUCTURALES DE UN MOTOR CICLO OTTO Y UBICACIÓN DE INSTRUMENTOS.....	44



ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1: <i>PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO EXERGÉTICO</i>	40
GRÁFICO 2: DIAGRAMA DE SANKEY PARA POSICIÓN N =3000 RPM	56
GRÁFICO 3: <i>DIAGRAMA DE GRASSMAN PARA N= 3000 RPM</i>	61
GRÁFICO 4: EVOLUCIÓN DEL TRABAJO ÚTIL PARA DIFERENTES RPM.....	64
GRÁFICO 5: EVOLUCIÓN DEL EXERGÍA QUE LOS GASES DE ESCAPE PARA DIFERENTES RPM	65
GRÁFICO 6: EVOLUCIÓN DE LA ANERGIA POR CONDICIÓN MECÁNICA PARA DIFERENTES RPM	66
GRÁFICO 7: DISIPACIÓN DE EXERGÍA EN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA DIFERENTES RPM.....	66
GRÁFICO 8: DIAGRAMA DE GRASSMAN EN PORCENTAJE PARA 3000 RPM	69
GRÁFICO 9: DIAGRAMA DE GRASSMAN EN PORCENTAJE PARA 4000 RPM	70
GRÁFICO 10: DIAGRAMA DE SANKEY 3000 RPM	71
GRÁFICO 11: DIAGRAMA DE SANKEY 4000 RPM	71
GRÁFICO 12: CONSUMO ESPECÍFICO PARA DIFERENTES RPM	72
GRÁFICO 13: PERDIDAS DE ENERGÍA POR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA DIFERENTES RPM ...	73
GRÁFICO 14: POTENCIA AL FRENO PARA DIFERENTES RPM.....	73
GRÁFICO 15: EFICIENCIA EFECTIVA PARA DIFERENTES RPM	74
GRÁFICO 16: DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SEGÚN UN ANÁLISIS ENERGÉTICO ENTRE 2000 Y 3000 RPM	75
GRÁFICO 17: DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SEGÚN UN ANÁLISIS EXERGÉTICO ENTRE 2000 Y 3000 RPM	76



ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: COTAS DE DISTRIBUCIÓN NORMALES EN MOTORES ACTUALES	8
TABLA 2: FÓRMULAS PARA ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA	41
TABLA 3: RANGO DE INSTRUMENTOS UTILIZADOS EN EL ENSAYO	43
TABLA 4: PRIMERA POSICIÓN DE LA MARIPOSA, INICIANDO A N = 4000 RPM	45
TABLA 5: SEGUNDA POSICIÓN DE LA MARIPOSA, INICIANDO A N=3000 RPM	46
TABLA 6: TERCERA POSICIÓN DE LA MARIPOSA, INICIANDO A N=3600 RPM	46
TABLA 7: <i>DATOS PARA REALIZAR LOS CÁLCULOS DE LOS ESTADOS TERMODINÁMICOS</i>	52
TABLA 8: PARA VELOCIDAD INICIAL DE 4000 RPM	52
TABLA 9: PARA VELOCIDAD INICIAL DE 3600 RPM	53
TABLA 10: PARA VELOCIDAD INICIAL DE 3000 RPM	53
TABLA 11: COMPARACIÓN DE DIFERENTES ANÁLISIS EN UN RANGO DE 2000 A 3000 RPM	75



NOMENCLATURA

Simbología de términos norma SAE

• CA	: Factor de corrección del aire	[-]
• CF	: Factor de corrección del combustible	[-]
• f_a	: Factor atmosférico	[-]
• f_m	: Factor del motor	[-]
• f_d	: Factor de densidad del combustible	[-]
• f_v	: Factor de viscosidad del combustible	[-]
• α	: Exponente de sensibilidad a la presión	[-]
• β	: Exponente de sensibilidad a la temperatura	[-]
• S	: Coeficiente sensible a la viscosidad	[-]
• D	: Desplazamiento del motor	[L]
• B	: Presión de entrada del aire	[kPa]
• t	: Temperatura de entrada del aire	[°C]
• P	: Presión total de entrada al múltiple de admisión	[kPa]
• r	: Radio de presiones	[-]
• q	: Entrega de combustible	[mg/L ciclo]
• b_p	: Potencia al freno	[kW]
• f_p	: Potencia de fricción	[kW]
• i_p	: Potencia indicada	[kW]
• n	: Velocidad del motor	[rpm]
• F	: Flujo del combustible	[g/s]
• SG	: Densidad del combustible a 15 °C	[kg/L]
• V	: Viscosidad del combustible a 15 °C	[mm ² /s]
• V_c	: Volumen de compresión	[m ³]

Simbología en el cálculo de estados termodinámicos

• I_0	:Relación estequiométrica del aire en masa	[kg]
• α	:Coeficiente de exceso de aire	--
• G_1	:Cantidad de mezcla fresca	[kg]
• M_1	:Cantidad total de carga aire-combustible	[kmol]
• M_2	:Cantidad total de productos	[kmol]
• μ_0	:Coeficiente teórico de variación molecular	--
• μ_c	:Masa molecular del combustible	--
• γ^r	:Cálculo del coeficiente de gases residuales	--
• T_a	:Temperatura al final de la admisión	[K]
• P_c	:Presión al final de la compresión	[MPa]
• T_c	:Temperatura al final de la compresión	[K]
• μ_r	:Coeficiente de variación molecular	--
• P_z	:Presión al final de la combustión	[MPa]
• P_b	:Presión al final de la expansión	[MPa]
• T_b	:Temperatura al final de la expansión	[K]

Simbología de análisis Exergético

• q_i	:Calor específico del combustible	[kJ/kg]
• a_{qi}	:Exergía que acompaña al calor de ingreso	[kJ/kg]
• W_x	:Trabajo en la flecha	[kJ/kg]
• W_c	:Trabajo de compresión	[kJ/kg]
• W_n	:Trabajo útil	[kJ/kg]
• η	:Eficiencia del ciclo	[kJ/kg]
• a_{qe}	:Exergía que acompaña la evacuación de calor	[kJ/kg]
• An_{a-c}	:Anergía durante la compresión	[kJ/kg]
• a_a	:Exergía a la temperatura de admisión	[kJ/kg]
• a_c	:Exergía a la temperatura de compresión	[kJ/kg]
• a_z	:Exergía a la temperatura de combustión	[kJ/kg]
• $a_{z'}$:Exergía a la temperatura de combustión del ciclo real	[kJ/kg]
• a_b	:Exergía a la temperatura de Expansión	[kJ/kg]
• a_r	:Exergía a la temperatura de barrido	[kJ/kg]
• An_{c-z}	:Anergía durante el proceso de combustión	[kJ/kg]
• $An_{c-z'}$:Anergía durante el proceso de combustión real	[kJ/kg]
• $An_{z'-b}$:Anergía durante el proceso de expansión	[kJ/kg]
• An_{b-r}	:Anergía durante el proceso de evacuación y barrido	[kJ/kg]
• An_{0-a}	:Anergía durante el proceso de admisión	[kJ/kg]
• q_e	:Calor que evacua el sistema	[kJ/kg]
• aq_{comb}	:Exergía que acompaña a la transferencia de calor durante la combustión	[kJ/kg]

Simbología de análisis energético

• W_c	:Potencia del combustible	[kW]
• I_g	:Perdida de potencia por los gases	[kW]
• W_t	:Potencia termodinámica	[kW]
• I_a	:Perdida de potencia por sistema de enfriamiento	[kW]
• W_i	:Potencia indicada	[kW]
• I_l	:Perdidas debido al rozamiento mecánico	[kW]
• W_m	:Potencia mecánica	[kW]
• I_r	:Perdida de potencia por radiación	[kW]
• W_f	:Potencia al freno	[kW]
• W_x	:Potencia en la flecha	[kW]
• C_h	:Consumo horario de combustible	[kg/h]
• C_e	:Consumo específico de combustible	[kg/kW-h]
• n_t	:Eficiencia térmica	[%]
• n_i	:Eficiencia indicada	[%]
• n_m	:Eficiencia mecánica	[%]
• n_f	:Eficiencia al freno	[%]
• n_e	:Eficiencia efectiva o total	[%]

Subíndices aplicados en las normas internacionales utilizadas

- **c** :Se refiere a los datos corregidos de acuerdo a la referencia de las condiciones de ingreso del aire y combustible
- **o** :Se refiere a los datos observados en el actual ensayo
- **d** :Se refiere a la porción de aire seco en el total de la presión del aire de ingreso.
- **r** :Se refiere a las condiciones de referencia atmosféricas y de la gasolina.

INTRODUCCIÓN

Actualmente en el mundo la demanda de vehículos de combustión interna está en aumento, produciendo mayores emisiones de gases tales como el Dióxido de Carbono (CO_2), Óxido Nitroso (N_2O) y Metano (CH_4), que son los principales causantes del efecto invernadero.

Según la COP21 (21ª Conferencia de las Partes) realizada en París del año 2015 la principal fuente de emisión de CO_2 (gas de mayor presencia dentro de los gases de efecto invernadero) proviene de la combustión de los derivados del petróleo en tres sectores principales los cuales son: el transporte, generación de energía y la producción industrial, por este motivo se debe tomar medidas para controlar las emisiones de gases contaminantes que liberan los vehículos al desplazarse.

Cabe resaltar que principalmente en nuestro país estas emisiones son mayores en comparación a los países vecinos, debido a múltiples factores de los cuales resalta la carencia de una legislación estructurada que impida la circulación de vehículos en condiciones “no óptimas” o que quedaron obsoletos por el desarrollo tecnológico, además que promueva la mayor utilización de energía renovables y fomente la cultura de conservación del medio ambiente.

Por esta razón se debe concientizar a las personas sobre la importancia de la optimización del rendimiento de un motor de combustión interna ayudando a proponer estrategias específicas que mitiguen estas pérdidas y ayuden a la conservación del medio ambiente que nos rodea.

Uno de los objetivos específicos que busca alcanzar la tesis es de dar a conocer a los interesados que el análisis exergético es más sencillo de calcular en comparación con el análisis energético ya que la cantidad de variables que se deben definir es menor en comparación al análisis energético. Otro objetivo específico que se espera alcanzar es el de fortalecer los conocimientos teóricos obtenidos en los cursos de Termodinámica para que el análisis exergético de un motor de combustión interna se utilice con una mayor frecuencia debido a su sencillez de cálculo y su enfoque cualitativo que posee (tipo, localización y magnitud de las pérdidas).

A continuación se presenta la propuesta de metodología de análisis exergético de un motor de combustión interna encendido por chispa dividida en 4 capítulos, de los cuales el primer capítulo se enfoca en la descripción de un motor de combustión interna encendido por chispa y sus procesos termodinámicos que se presentan durante el ciclo termodinámico. El segundo capítulo trata los fundamentos teóricos básicos para realizar el planteamiento de los análisis energéticos como exergéticos. El tercer capítulo se centra en el ensayo realizado al motor de combustión interna del laboratorio de Energía (aplicación del caso de estudio) y de la recolección de datos para su procesamiento y análisis. Y finalmente en el último capítulo se presentan los resultados obtenidos y se propone la metodología de análisis exergético basándose en los ensayos realizados y metodologías internacionales como referencias.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN Y PROCESOS TERMODINÁMICOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR CHISPA

En este capítulo se describirán algunos conceptos básicos de los motores tales como su clasificación, sus componentes principales y partes fundamentales. También se mencionará la definición del Ciclo Otto ideal así como las consideraciones que se toman para que un ciclo real no resulte demasiado complicado en su análisis. También se definirán los procesos termodinámicos por los que pasa un motor de combustión interna de encendido por chispa y se presentará un gráfico que relaciona las presiones alcanzadas durante el transcurso de todos los procesos respecto al giro de avance mecánico indicando el punto de apertura y cierre de las válvulas de escape y de admisión.

1.1. EVOLUCIÓN DE LOS MOTORES

El primer inventor fue el francés Alphonse Beau de Rochas por el año 1862. El segundo fue el alemán doctor Nikolaus August Otto por el año 1875. Pero debido a ambos eran de diferentes país ninguno sabía de la patente del otro hasta que se fabricaron los motores, producto de dicha manufactura los señores llegaron a un acuerdo en donde el francés De Rochas obtenía cierta suma de dinero y el alemán Otto se quedaba con la fama y la patente. Es por esto que el principio termodinámico del motor de cuatro tiempos se llama Ciclo de Otto.

Otto construyó su motor en 1866 junto con su compatriota Eugen Langen. Se trataba de un motor de gas que poco después dio origen al motor de combustión interna de cuatro tiempos. Otto desarrolló esta máquina, que después llevaría su nombre (motor cíclico Otto), en versiones de cuatro y dos tiempos.

El motor ha ido evolucionando desde el inicio de sus días siguiendo un proceso de perfeccionamiento durante aproximadamente 100 años, esto se debió a la necesidad del hombre para transportarse, optimizando su rendimiento con modificaciones para obtener potencia máxima al más bajo consumo de combustible. Entre las

modificaciones que se han dado hasta ahora resalta las que se hicieron a los cilindros, pistones, árbol de levas, válvulas, etc.

Actualmente los motores para lograr una mayor eficiencia pueden ser turbo o súper cargados, de doble accionamiento en el árbol de levas, inyección electrónica y lo último en motores aquellos que son construidos con cerámicos. Esta evolución a través de los años produjo una serie de clases de motores entre las cuales tenemos:

1.1.1. Según el campo de aplicación

- a. **Estacionarios:** Se usan para mover maquinas fijas como un generador.
- b. **De transporte:** Se usan para propulsar un vehículo.

1.1.2. Según el combustible utilizado.

- a. **Combustible líquido ligero:** Poseen una baja densidad.
- b. **Combustible líquido pesado:** Poseen una alta densidad.
- c. **Combustible gaseoso:** Utilizan gases licuados como GLP, GNV, etc.
- d. **Policombustibles:** Utilizados en maquinaria militar, son escasos.

1.1.3. Por la transformación de la energía calorífica en mecánica

- a. **Motores de combustión interna alternativos:** Los gases de combustión empujan a un embolo o pistón que posteriormente hacen girar un cigüeñal.
- b. **Motores de combustión interna rotativos:** Utiliza rotores en vez de pistones un ejemplo es el motor Wankel.
- c. **Motores de combustión externa:** La combustión se realiza en una cámara externa.

1.1.4. Según la forma de realizar el encendido.

- a. **Ignición por chispa eléctrica:** Mezcla de aire-combustible se comprime y luego se enciende por medio de una chispa.
- b. **Ignición por compresión:** Se comprime solo aire hasta que llega a una temperatura adecuada y se inyecta un combustible volátil.
- c. **Pre combustión:** Se mezcla el aire con el combustible en un pre cámara antes de que llegue al cilindro.

1.1.5. Según el ciclo de trabajo.

- a. **De dos tiempos:** Todo el ciclo de trabajo se realiza en cada vuelta de cigüeñal o manivela
- b. **De cuatro tiempos:** El ciclo de trabajo se realiza cada dos vueltas del cigüeñal o manivela.

1.1.6. Según la manera de alimentarse.

- a. **Normalmente aspirados:** El cilindro se llena por la aspiración que produce el vacío del pistón al descender.
- b. **Supercargados:** Son compresores mecánicos de lóbulos que fuerzan al aire entrar al cilindro. Absorben potencia del motor debido a fajas de transmisión.
- c. **Turbocargado:** Utiliza una turbina que aprovechan la velocidad de los gases de combustión para impulsar al aire .

1.1.7. Según su estructura.

- a. **En línea:** Los cilindros están dispuestos en línea recta.
- b. **En “V”:** Los cilindros están dispuestos en dos bloques formando un “V”.
- c. **En estrella:** Están ubicados en forma radial al cigüeñal.
- d. **De pistones rotativos:** Son del tipo Wankel.

1.1.8. Por el sistema de enfriamiento

- a. **Enfriado por líquido:** Refrigerado por agua.
- b. **Enfriado por aire:** Refrigerado por aire.
- c. **Mixtos:** Posee ambos sistemas de enfriamiento.

1.2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR CICLO OTTO

1.2.1. MOTOR DE CICLO OTTO IDEAL

Analizar los procesos de combustión en un motor puede resultar muy engorroso por ello para hacer este estudio se consideran ciertas suposiciones que idealizan el proceso, así tenemos las más importantes:

- Los gases de combustión se consideran como un gas ideal, lo cual no es cierto ya que estos poseen una cantidad de gases residuales además de otros elementos que lo obligan a interactuar de diferente manera que los gases ideales.
- Se considera que la combustión se hace a volumen constante, pero en realidad le toma de 30 a 40 grados de giro de la manivela para que se realice el proceso de combustión.
- Se considera al pistón como un sistema cerrado, sin embargo esto no es cierto ya que existe ingreso y de salida de masa, además existe intercambio de calor a través de las paredes ya que el proceso no es adiabático ni irreversible. Adicionalmente el fluido se transforma de una mezcla de aire-combustible a gases de combustión.
- Se consideran los calores específicos durante el ciclo como constantes, este no se cumple ya que existe variaciones en función de la temperatura.

Teniendo en cuenta las suposiciones antes mencionadas se define el Ciclo Otto ideal con los siguientes procesos.

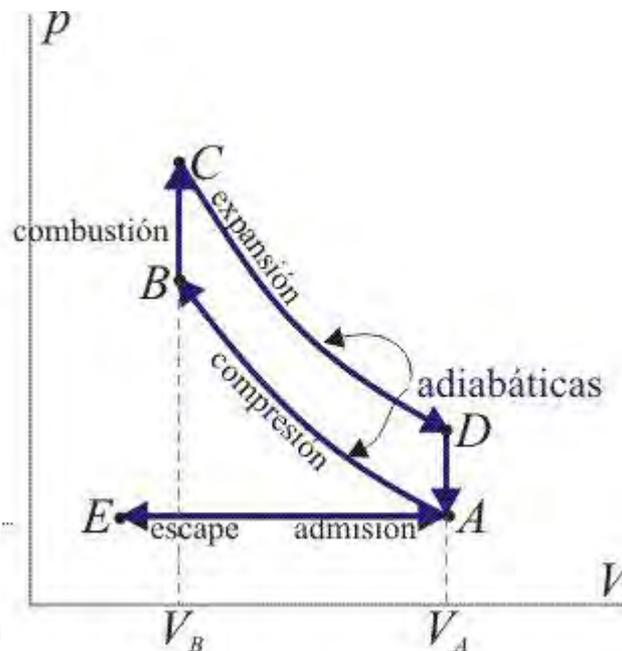


Figura 1: Ciclo termodinámico del motor Otto.

Fuente: Motores de combustión interna - Dante Giacosa - Editorial Hoepli

El ciclo consta de seis procesos, de los cuales dos procesos no participan en el ciclo termodinámico del fluido operante, pero son fundamentales para la renovación de la carga del mismo:

- E-A: El pistón baja con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de mezcla en la cámara. Esto se modela como una expansión a presión constante (ya que al estar la válvula abierta la presión es igual a la exterior). En el diagrama PV aparece como la línea recta E→A. (renovación de la carga-Admisión)
- A-B: El pistón sube comprimiendo la mezcla. Dada la velocidad del proceso se supone que la mezcla no tiene posibilidad de intercambiar calor con el ambiente, por lo que el proceso es adiabático. Se modela como la curva adiabática *reversible* A→B, aunque en realidad no lo es por la presencia de factores irreversibles como la fricción (compresión isoentrópica)
- B-C: Con el pistón en su punto más alto, la bujía genera una chispa que produce la ignición. El calor generado en la combustión calienta bruscamente el aire que incrementa su temperatura a volumen prácticamente constante (ya que al pistón no le ha dado tiempo a bajar). Esto se representa por una isócara B→C. Este paso es claramente irreversible, pero para el caso de un proceso isócara en un gas ideal el balance es el mismo que en uno reversible. (combustión)
- C-D: La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. De nuevo, por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática reversible C→D. Este proceso es una expansión isoentrópica que entrega trabajo al eje del motor.

- D-A: Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión. El sistema es realmente *abierto*, pues intercambia masa con el exterior. No obstante, dado que la cantidad de aire que sale y la que entra es la misma podemos suponer que es el mismo aire que se ha enfriado y así facilitar el balance energético. Este enfriamiento ocurre en dos fases. Cuando el pistón está en su punto más bajo, el volumen permanece aproximadamente constante y tenemos la isócara D→A. (Escape-cesión del calor residual al ambiente a volumen constante)
- Cuando el pistón empuja el aire hacia el exterior, con la válvula abierta, empleamos la isobara A→E, cerrando el ciclo A-E: (Escape, vaciado de la cámara a presión constante -renovación de la carga)

Hay dos tipos de motores que se rigen por el ciclo de Otto, los motores de dos tiempos y los motores de cuatro tiempos. Este último, junto con el motor diésel, es el más utilizado en los automóviles ya que tiene un buen rendimiento y contamina mucho menos que el motor de dos tiempos debido a que este último posee lumbreras que no controlan perfectamente la apertura y cierre durante el ciclo termodinámico produciendo que la mezcla de aire combustible escape al ambiente.

1.2.2. MOTOR DE CICLO OTTO REAL

Hasta este momento se ha mencionado solo el Ciclo Otto teórico. Pero lo cierto es que el ciclo real de un motor de encendido por chispa refleja las condiciones efectivas de funcionamiento del motor y si se presenta en un diagrama P-V se le denomina Diagrama Indicado, a continuación se mencionará los principales motivos que diferencian un ciclo indicado con el ciclo teórico:

- La válvula de admisión permanece abierta un cierto tiempo hasta después de que el pistón comience a descender, para conseguir que entre algo más de aire. Es el llamado Retraso al Cierre de la Admisión.
- La válvula de escape también se adelanta en la Apertura del Escape para que los gases de la combustión salgan un poco antes de que el pistón llegue al PMI, para que salga la mayor cantidad posible de gases quemados.
- El proceso de ignición del combustible no es instantáneo, y la chispa salta antes de que el pistón alcance el PMS para optimizar el proceso de combustión. Ya que si lo hiciera justo cuando llega al PMS la combustión se daría cuando el pistón este descendiendo por lo que se pierde trabajo útil. La pérdida de trabajo se reduce al anticipar la chispa antes de que llegue al PMS.
- Durante la admisión y el escape no se realizan a presión constante como si se considera en el ciclo teórico por lo que se manifiesta una pérdida de energía debido al rozamiento del fluido al desplazarse.
- Por estos motivos la curva del diagrama del Ciclo Otto real se presenta con curvas más suavizadas que el diagrama del ciclo ideal y por ende, al considerar todas las irreversibilidades, el trabajo indicado que realiza el motor será inferior que el trabajo teórico que presentaría considerando un Ciclo Otto ideal.

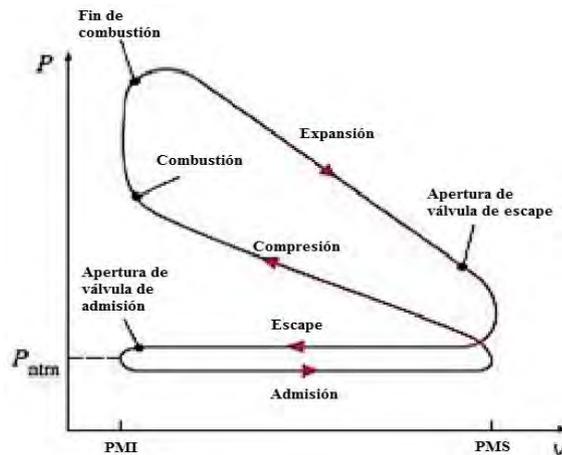


Figura 2: Ciclo termodinámico real del motor Otto.

Fuente: Motores de combustión interna - Dante Giacosa - Editorial Hoepli

En el ciclo ideal no se consideran las pérdidas de energía en forma de calor que se produce por la fricción entre el embolo y el cilindro cuando se desplaza durante el movimiento de expansión y compresión, esta pérdida de energía es la más considerable en comparación con la pérdida de llenado en el proceso de renovación de la carga y la pérdida de energía en la refrigeración que se generan en un ciclo real. Estas pérdidas antes mencionadas son las causantes que el rendimiento de los motores de combustión interna esté entre el 20% y 30%.

Actualmente se han tomado medidas para que se pueda conseguir rendimientos más óptimos controlando la apertura y cierre de válvulas de admisión y de escape, así como también el adelanto de la chispa de ignición. Estas medidas son denominadas "cotas de reglaje en la distribución" y son impuestas por el fabricante. Estas están comprendidas en ciertos rangos que suelen ser invariables a menos que lleven sistemas dinámicos de variación.

A continuación se mencionan algunas medidas que se han tomado para aumentar el rendimiento en los motores:

- Adelanto en la apertura de la admisión (AAA), consigue que al hacer que la válvula se abra antes de que el pistón llegue al PMS durante su carrera de escape, garantice la óptima aspiración de la mezcla ya que la válvula se encontrará totalmente abierta cuando inicie la aspiración evitando la estrangulación a la entrada de los gases.
- Retraso en el cierre de la admisión (RCA), consigue que al hacer que la válvula se cierre un poco después de que el pistón llegue a su PMI debido a la inercia de los gases al final de la admisión estos siguen entrando en el cilindro, aunque el pistón comience a desplazarse hacia el PMS
- Adelanto del encendido (AE) o de la inyección (AI), consigue compensar el tiempo necesario para que, al final de la combustión, el movimiento del pistón en su fase de trabajo sea mínimo. Se puede cifrar en unos 30°

- Adelanto en la apertura de escape(AAE), consigue que la presión interna baje antes, y que cuando se inicie el escape la válvula, este completamente abierta, evitando el estrangulamiento a la salida y la pérdida de energía necesaria para realizar el barrido de gases
- Retraso en el cierre del escape (RCE), consigue una mejor evacuación de los gases quemados debido a la succión provocada por la alta velocidad de los gases de escape, evitándose así que los gases residuales que pueden quedar en el interior del cilindro impidan la entrada de gases frescos.
- Cruce de válvulas, es el periodo en el que las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas. Durante el mismo, debido a la velocidad de los gases de escape, crean una succión que facilita la entrada de la nueva mezcla y barre los gases residuales. Cuando los gases frescos llegan a la válvula de escape esta ya está cerrada sin que se pierdan en la atmosfera. Este cruce optimiza la evacuación de gases quemados y hace que ingrese una mezcla de aire más pura posible

Tipo	AAA	RCA	AAE	RCE	AE
Motores Lentos	10-20°	30-40°	35-50°	0-10°	0-15°
Motores Rápidos	10-30°	40-60°	40-60°	5-30°	10-40°

Tabla 1: Cotas de distribución normales en motores actuales

Fuente: Motores de combustión interna - Dante Giacosa - Ed. Hoepli

A continuación se presenta un gráfico de presión versus el ángulo de avance mecánico con el que se pretende explicar los procesos que conforman el Ciclo Otto real, puntos de apertura y cierre de válvulas.

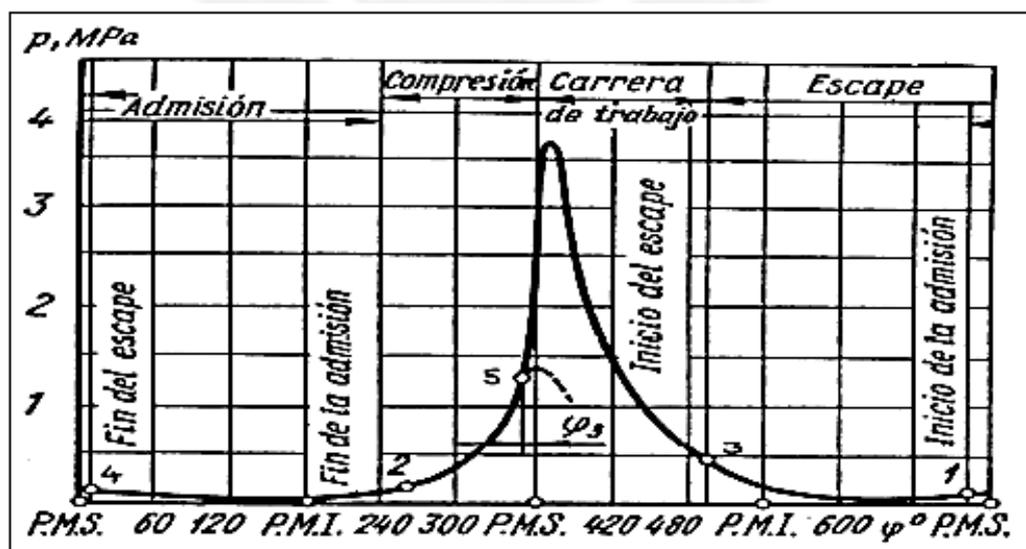


Figura 3: Diagrama indicado de un motor de combustión interna (P-φ)

Fuente: Giacosa, Dante: Motores endotérmicos, ed. Dossat, Madrid 1979

- En proceso de admisión se inicia en el punto 1 con la apertura de la válvula de admisión unos 5 a 18 grados antes del PMS culminando en el punto 2 con el cierre de esta.
- La compresión de la mezcla inicia en el punto 2 hasta el punto 5 donde se produce la ignición de la mezcla .La mezcla que es pulverizada por la turbulencia del múltiple llegara a ser vaporizada por la temperatura y presión que se producen durante el proceso de compresión.
- El inicio de la combustión se da en el punto 5 donde se requiere que llegue a condiciones máximas de presión y temperatura alrededor de 4 a 12 grados antes del PMS; ya que en un corto tiempo, por darse un proceso Isocórico, se eleva la temperatura a valores cercanos a 10 000 K cuyo frente de flama puede llegar a tomar entre 30 a 50 m/s.
- El proceso de expansión se inicia en el PMS hasta la apertura de la válvula de escape en el punto 3, es necesario recordar que la combustión total de la mezcla acaba unos 30 a 40 grados posteriores del PMS resultando que durante el proceso de expansión aún se dé la combustión de la mezcla.
- El proceso de barrido de gases productos de la combustión tiene como objetivo desalojar los gases para obtener el mayor volumen disponible para el ingreso de la mezcla fresca .El proceso termina en el punto 4 con el cierre de la válvula de escape con una presión ligeramente superior a la presión atmosférica para optimizar la carrera de trabajo y la reducción de área de bombeo.

1.2.3. PARTES DEL MOTOR OTTO

1.2.3.1. LA CULATA:

La culata es la parte superior de un motor que garantiza el cierre de las cámaras de combustión (cámara de los cilindros) para evitar pérdidas de compresión y salida inapropiada de los gases de escape. Es una parte hueca que posee conductos por donde se desplaza el refrigerante (agua) para evitar las compensar las altas temperaturas que se generan durante la combustión.

En esta parte del motor se encuentran las válvulas, el tren de balancines, el eje de las levas y también los orificios o lumbreras que permiten el flujo de los gases. Además se encuentran las bujías que son las encargadas de generar el arco eléctrico que inicia la combustión. Todos estos elementos que forman parte de la culata se ubicaron luego de muchos estudios que manifestaron un aumento de eficiencia al posicionarlos en la parte superior del motor.

La culata se construye en hierro fundido, aluminio o en aleación ligera y se une al bloque motor mediante tornillos para garantizar un sello hermético con el bloque del motor. Se construye con estos elementos porque el sistema de enfriamiento debe ser rápido, y estos elementos se enfrían rápidamente. Además entre ambas piezas se coloca la junta de culata, que es un material flexible que soporta altas temperaturas sin deteriorarse usualmente constituida por una lámina de material Amianto

1.2.3.2. **EL BLOQUE**

En el bloque están ubicados los cilindros con sus respectivas camisas, que son barrenos o cavidades practicadas en el mismo, por cuyo interior se desplazan los pistones. Estos últimos se consideran el corazón del motor.

La cantidad de cilindros que puede contener un motor es variable, así como la forma de su disposición en el bloque. Existen motores de uno o de varios cilindros, aunque la mayoría de los coches o automóviles utilizan motores con bloques de cuatro, cinco, seis, ocho y doce cilindros, incluyendo algunos coches pequeños que emplean sólo tres.

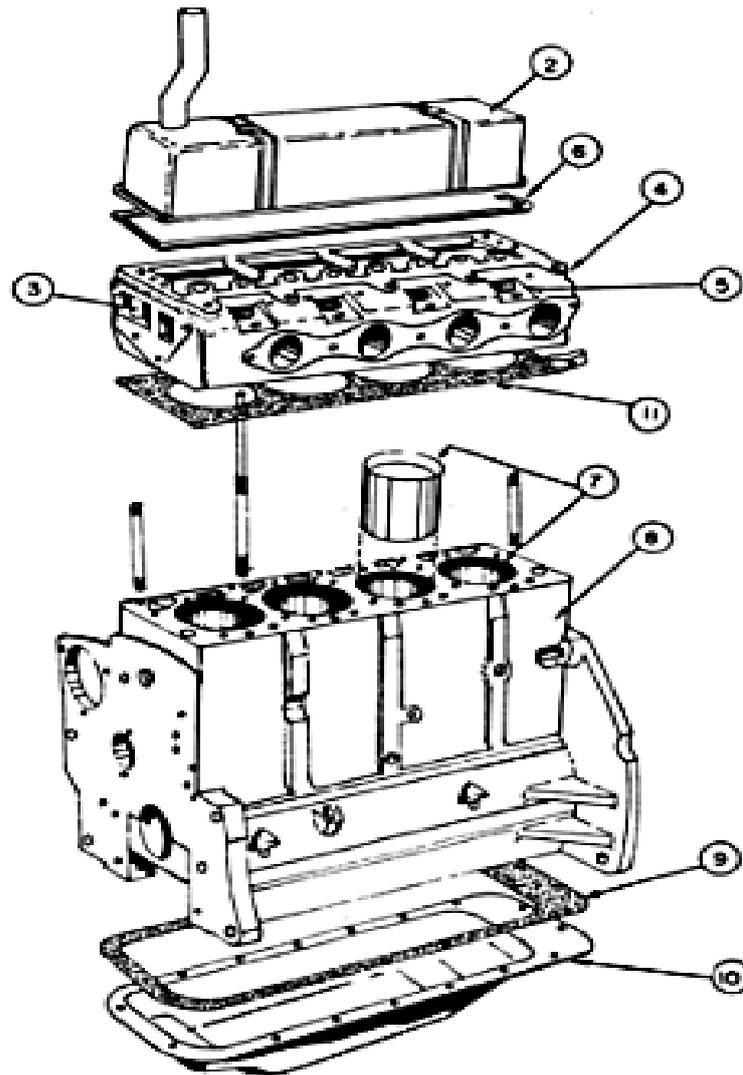
El bloque del motor debe poseer rigidez, poco peso y poca dimensión, de acuerdo con la potencia que desarrolle.

1.2.3.3. **EL CÁRTER**

El cárter es el lugar donde se deposita el aceite lubricante que permite lubricar el cigüeñal, los pistones, el árbol de levas y otros mecanismos móviles del motor.

Durante el tiempo de funcionamiento del motor una bomba de aceite extrae el lubricante del cárter y lo envía a los mecanismos que requieren lubricación.

Existen también algunos tipos de motores que en lugar de una bomba de aceite emplean el propio cigüeñal, sumergido parcialmente dentro del aceite del cárter, para lubricar “por salpicadura” el mismo cigüeñal, los pistones y el árbol de levas.



- | | |
|---------------------------------------|--------------------------|
| 1. Tapa del respiradero | 7. Cilindro o camisa |
| 2. Tapa de la culata (válvulas) | 8. Block |
| 3. Cámara de agua | 9. Empaque del carter |
| 4. Culata o cabeza del cilindro | 10. Carter |
| 5. Orificios para las bujías | 11. Empaque de la culata |
| 6. Empaque de la tapa de las válvulas | |

Figura 4: Esquema de las partes de un motor de combustión interna

Fuente: Gilardi, Jaime: *Motores de combustión interna*, ed. IICA, San José, Costa Rica 1985, c1978

1.3. PROCESOS TERMODINÁMICOS EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA:

A continuación se detallan los procesos termodinámicos que se realizan en un Motor de combustión interna:

1.3.1. PROCESO DE ADMISIÓN:

Durante la primera fase la válvula de admisión permanece abierta mientras que el pistón se desplaza hasta el PMI permitiendo aspirar la mezcla de aire-combustible hacia dentro del cilindro (esto no significa que entre de forma gaseosa). El proceso inicia con la apertura de la válvula de admisión que se da 10 a 20 grados antes del PMS ocasionando un lapso de tiempo en que tanto la válvula de admisión como la de escape estén abiertas simultáneamente, efecto que favorece al enfriamiento de la bujía y el llenado del cilindro de carga fresca.

Otros factores que afectan el proceso de admisión son:

- Resistencia hidráulica que disminuye la presión de llenado y a la vez el trabajo neto del ciclo ya que el trabajo de bombeo aumenta. Para mejorar el llenado del cilindro se utilizan sistemas de sobrealimentación, ya sea mediante empleo del turbocompresor o mediante compresores volumétricos o también llamados positivo. Otra opción es de mejorar el acabado del múltiple de admisión para reducir la fricción del fluido.
- Existencia de gases residuales en el cilindro ya que durante el proceso de barrido no se expulsan el total de los gases producto de la combustión formando una mezcla de carga fresca y gases de combustión. La relación entre los gases y la mezcla se denomina coeficiente de gases residuales:

$$\delta_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_r \left(\frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \right)} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Fuente: Norma J1349-201109, Engine Power Test Code-Spark Ignition and Compression IGNITION –As Installed Net Power Rating

Donde:

- δ_r : Coeficiente de gases residuales (0.06 a 0.1).
- P_r : Presión de los gases residuales (1.1 a 1.25) P_0 .
- M_1 : Cantidad de mezcla fresca de aire-gasolina, en Kmol.
- M_r : Cantidad de gases residuales.
- ΔT : Calentamiento de la mezcla aire-gasolina.
- ε : Relación de compresión.
- T_r : Temperatura de los gases residuales (900 a 1100)K.
- T_0 : Temperatura del aire en la succión.
- P_a : Presión de salida del múltiple de admisión.

Y también la calidad de los gases de escape se denomina coeficiente de barrido o rendimiento volumétrico:

$$n_v = \frac{\varepsilon P_a T_o}{(\varepsilon-1)P_o T_a (1+\delta_r)} \quad (\text{Ec.1.2})$$

Fuente: Norma J1349-201109, Engine Power Test Code-Spark Ignition and Compression IGNITION –As Installed Net Power Rating

Donde:

- δ_r : Coeficiente de gases residuales.
- n_v : Rendimiento volumétrico.
- T_a : Temperatura a la salida del múltiple.
- T_o : Temperatura del aire en la succión.
- P_a : Presión de salida del múltiple de admisión.
- P_o : Presión del aire de succión.

Este coeficiente es directamente proporcional al beneficio que recibe el ciclo ya que está ligado a la masa que ingresa al cilindro, el coeficiente puede aumentar teniendo en consideración un buen lubricado, buen sellado de los anillos y mejoramiento del diseño del múltiple de admisión.

- Calentamiento de la mezcla que produce la reducción de la densidad de la carga aumentando el trabajo de bombeo, sin embargo se puede aprovechar la pre vaporización de la mezcla en el múltiple en un rango de 10 a 20 °C para que luego se vaporice en la compresión. La temperatura al final del múltiple se calcula con la siguiente expresión:

$$T_a = \frac{(T_o + \Delta T + \delta_r T_o)}{(1 + \delta_r)} \quad (\text{Ec.1.3})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna

Dónde:

- δ_r : Coeficiente de gases residuales.
- ΔT : Calentamiento de la mezcla aire-gasolina (0 a 20)°C.
- T_o : Temperatura del aire en la succión.
- T_a : Temperatura a la salida del múltiple(320 a 400)K.
- T_r : Temperatura de los gases residuales.

La presión al final del múltiple se calcula con la siguiente expresión:

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \varepsilon_{ad}) \frac{\omega_{ad}^2}{2} \rho_{aire} \quad (\text{Ec.1.4})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- β^2 : Factor de amortiguamiento de la carga.
- ε_{ad} : Coeficiente de amortiguamiento de la carga en la sección más estrecha.
- ρ_{aire} : Densidad del aire.
- ω_{ad}^2 : Velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso de la válvula de admisión (50 – 130)m/s.

- P_a : Presión de salida del múltiple de admisión.
- P_0 : Presión del aire de succión.

Además para los motores existentes los valores de “ p_a ” varia dentro de los siguientes límites de valores:

- $p_a = (0.85 - 0.9)p_0$ para motores de cuatro tiempos y aspirados
- $p_a = (0.9 - 0.96)p_k$ para motores sobrealimentados
- $(\beta^2 + \varepsilon_{ad}) = (2.5 - 4)$

1.3.2. PROCESO DE COMPRESIÓN:

Durante la segunda fase las válvulas permanecen cerradas y el pistón se mueve hacia el PMS, comprimiendo la mezcla de aire y combustible llevándola a condiciones apropiadas de presión y temperatura para la ignición donde la bujía se activa y enciende la mezcla.

En este proceso también se produce la transferencia de calor que en un inicio se da desde el cilindro hacia la mezcla para luego cambiar de sentido. Para determinar los valores de presión y temperatura que resultan de este proceso se tiene que tener en cuenta los factores tales como la hermeticidad de los anillos de compresión, condiciones finales de admisión, y la consideración de un proceso poli trópico no adiabático cuyo exponente dependerá de cómo opere el sistema de refrigeración (área de transferencia, material, hermeticidad y velocidad del proceso).

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n1} \quad (\text{Ec.1.5})$$

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n1-1} \quad (\text{Ec.1.6})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna

Dónde:

- T_a : Temperatura a la salida del múltiple (320 a 400)K.
- ε : Relación de compresión
- P_a : Presión de salida del múltiple de admisión.
- $n1$: Coeficiente politrópico (1.3 a 1.37).
- P_c : Presión luego de la compresión(0.9 a 1.5)MPa.
- T_c : Temperatura luego de la compresión (550 a 750)K.

1.3.3. PROCESO DE COMBUSTIÓN:

Durante la tercera fase se produce la combustión de la mezcla, liberando energía que provoca la expansión de los gases y el movimiento del pistón hacia el PMI. En este proceso se da la oxidación del combustible que transforma la energía química del combustible en energía mecánica, pero para ello se tiene que tener en consideración ciertas requerimientos tales como:

- La combustión se debe desarrollar por completo sin formación de carbonilla o productos corrosivos cuya toxicidad no sea mayor que la establecida.
- La combustión debe realizarse satisfactoriamente en cualquier condición de carga y temperatura.
- Para un combustible líquido se necesita de una cantidad teórica de oxígeno en el aire de 23 % en masa y 21% en volumen para garantizar la combustión completa de 1 kg de combustible (mezcla estequiométrica, $\alpha=1$).

$$I_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{21} - \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{Ec.1.7})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- I_o : Cantidad de aire teórico
- C: Porcentaje de carbono en el combustible
- H: Porcentaje de hidrogeno en el combustible
- O: Porcentaje de oxígeno en el combustible

Sin embargo se pueden presentar dos condiciones diferentes a la mezcla estequiométrica según la relación de combustible con el oxígeno. Situaciones en donde se debe tener relevancia al control de los productos que originan. Así tenemos:

- **Mezcla pobre:** Se da cuando existe un déficit de combustible respecto a la mezcla estequiométrica ($\alpha > 1$), aquí los productos que resultan de la combustión son: Anhídrido Carbónico, vapor de agua, Nitrógeno y Oxígeno sobrante donde:

$$M_2 = M(\text{CO}_2) + M(\text{H}_2\text{O}) + M(\text{O}_2) + M(\text{N}) \quad (\text{Ec.1.8})$$

$$M_1 = \alpha \times I_o + \frac{1}{\mu_c} \quad (\text{Ec.1.9})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- M: Coeficientes moleculares
- I_o : Cantidad de aire teórico.
- M_1 : Cantidad de mezcla aire-combustible.
- M_2 : Cantidad total de productos de combustión tales como bióxido de carbono, vapor de agua, oxígeno y nitrógeno.
- μ_c : Masa molecular del combustible.
- α : Coeficiente de exceso de aire.

Además la cantidad de cada uno de los gases de combustión y la cantidad de mezcla fresca son:

$$M(\text{CO}_2) = \frac{c}{12} \quad (\text{Ec.1.10})$$

$$M(\text{H}_2\text{O}) = \frac{H}{2} \quad (\text{Ec.1.11})$$

$$(M)O_2 = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0 \quad (\text{Ec.1.12})$$

$$(M)N_2 = 0.79 \times \alpha \times L_0 \quad (\text{Ec.1.13})$$

$$G_1 = 1 + \alpha \times I_0 \quad (\text{Ec.1.14})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- I_0 : Cantidad de aire teórico.
- α : Coeficiente de exceso de aire.
- C: Porcentaje de carbono en el combustible.
- H: Porcentaje de hidrogeno en el combustible.
- G_1 : Cantidad de mezcla fresca.

- **Mezcla Rica ($\alpha < 1$):** Aquí existe una escasez de oxígeno produciendo: Monóxido de carbono, hidrogeno, dióxido de carbono y nitrógeno, cuyas cantidades de los gases se indican a continuación:

$$(M)CO_2 = \frac{C}{2} - (M)CO \quad (\text{Ec.1.15})$$

$$(M)H_2 = K MCO \quad (\text{Ec.1.16})$$

$$(M)CO = 0.42 \times \left(\frac{1-\alpha}{1+K} \right) \times I_0 \quad (\text{Ec.1.17})$$

$$(M)N_2 = 0.79 \times \alpha \times L_0 \quad (\text{Ec.1.18})$$

$$(M)N_2 = \frac{H}{2} - (M)H_2 \quad (\text{Ec.1.19})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- I_0 : Cantidad de aire teórico.
- α : Coeficiente de exceso de aire.
- C: Porcentaje de carbono en el combustible.
- H: Porcentaje de hidrogeno en el combustible.

Es así que en el proceso de combustión todo el calor desprendido produce el incremento de su energía interna alcanzando temperaturas promedio de 2 000 K debido a que los gases no realizan trabajo mecánico al considerarse un proceso isocórico.

- Si $\alpha > 1$:

$$\frac{\epsilon_z H_c}{(1+\gamma_r)M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{(1+\gamma_r)} = \mu_r U_z'' \quad (\text{Ec.1.20})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

- Si $\alpha < 1$:

$$\frac{\epsilon_z [H_c - \Delta H_c]}{(1+\gamma_r)M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{(1+\gamma_r)} = \mu_r U_z'' \quad (\text{Ec.1.21})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Dónde:

- ϵ_z : Coeficiente de aprovechamiento de calor (0.85-0.9).
- H_c : Poder calorífico inferior (kJ/kg).
- U_c : Energía interna de 1kmol de carga fresca a T_c .
- U_{1c}'' : Energía interna de 1 kmol de productos de combustión a T_c .
- U_{1z}'' : Energía interna de 1 k mol de productos de combustión a T_z .

Donde la presión luego del proceso de combustión es de:

$$P_z = \mu_r \frac{T_z}{T_c} P_c \quad (\text{Ec.1.22})$$

Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna- Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

Y:

$$Pz' = \phi Pz \quad (\text{Ec.1.23})$$

*Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna-
Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores
de combustión interna.*

Dónde:

- Pz' :Presión real luego del proceso de combustión.
- ϕ :Coeficiente de redondeo (0.85-0.9).
- μ_r :Coeficiente de variación molecular.

1.3.4. PROCESO DE EXPANSIÓN:

Se produce la transformación de la energía química contenida en el combustible en energía mecánica que se transmite al pistón. Este último lo transmite a la biela, y la biela al cigüeñal, de donde se toma para su utilización.

Se inicia en el PMS durante los próximos 180 grados mecánicos en donde se produce el trabajo útil o carrera de trabajo, aquí se aprovecha la presión y temperatura máxima de los gases que se dan aproximadamente unos 10 grados mecánicos luego del PMS terminando unos 40 a 60 grados antes del PMI cuando se abre la válvula de escape. Como todo proceso presenta irreversibilidades debido a fugas y rozamiento de los anillos de compresión con la camisa del cilindro.

Para este proceso se considera una expansión politrópica cuyo coeficiente politrópico dependerá de las irreversibilidades antes mencionadas, resultando así las siguientes expresiones de presión y temperatura máximas.

$$Pb = Pz \times \frac{1}{\epsilon^{n2-1}} \quad (\text{Ec.1.24})$$

$$Tb = Tz \times \frac{1}{\epsilon^{n2-1}} \quad (\text{Ec.1.25})$$

*Fuente: Luis Lastra Espinoza, Motores de combustión Interna-
Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores
de combustión interna.*

Dónde:

- $n2$: Coeficiente politrópico de expansión (1.23 a 1.3).

- P_b : Presión al final de la expansión (0.35 a 0.5) MPa.
- T_b :Temperatura al final de la expansión (1200 a 1500)K.
- ε : Relación de compresión.
- T_z : Temperatura la final de la combustión.
- P_z : Presión al final de la combustión .

1.3.5. PROCESO DE ESCAPE Y BARRIDO:

En la cuarta fase se abre la válvula de escape y el pistón se mueve hacia el PMS, expulsando los gases producidos durante la combustión y quedando preparado para empezar un nuevo ciclo (renovación de la carga)

Se pueden presentar tres posibilidades de apertura de la válvula de escape que producen diferentes efectos que a continuación se detallan:

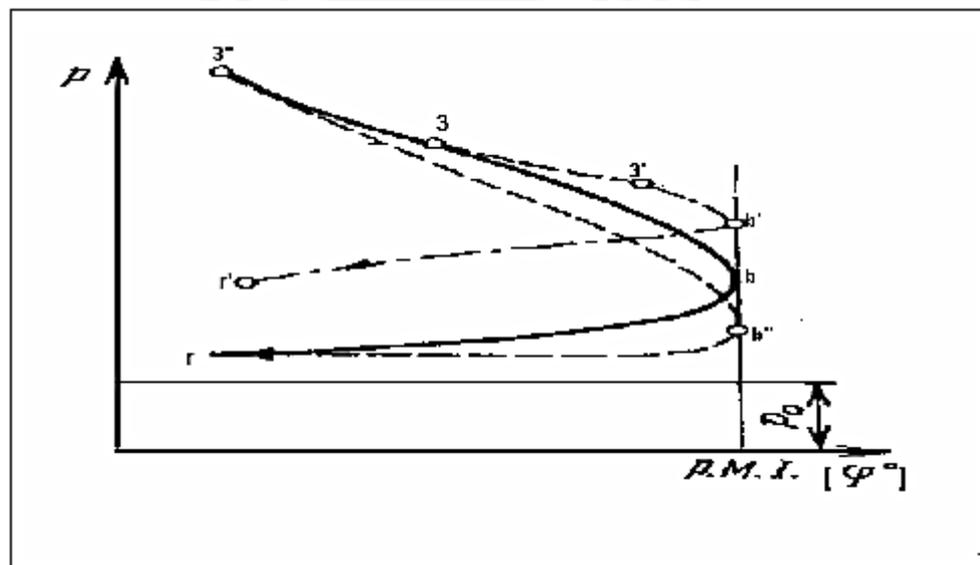


Figura 5: Proceso de escape con los diferentes puntos de AVE

Fuente: *Ismael Rivera Olin, Análisis Exegético a un motor de combustión interna Otto, Fuente electrónica .En línea, 18-09-2012*

- El punto 3'': Se produce una apertura anticipada de la válvula de escape que ocasiona la disminución de la presión por debajo de la presión atmosférica produciendo una aspirado en vez de un barrido.
- El punto 3': Se produce un retraso en la apertura de la válvula de escape aumentando la presión de los gases por encima de la presión atmosférica ocasionando un incremento en el área de bombeo.
- Finalmente el punto 3: Es el punto donde se consigue un ligero incremento de la presión de los gases por encima de la presión atmosférica ocasionando la reducción del área de bombeo.

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR CHISPA

En este capítulo se toma como referencia teórica el libro de los autores Shapiro, Howard y Moran, Michael: Fundamentos de termodinámica técnica (2da Ed.) y se abordará conceptos básicos de la energía aplicada en los procesos de transferencia, se enunciará los principales Principios de la Termodinámica que ayuden a entender la definición de la Exergía. Además se tocarán los temas de la Exergía en un sistema cerrado, flujo de Exergía y los diferentes balances energéticos tanto para sistemas cerrados como para sistemas de volumen de control. Finalmente se describirá el procedimiento de calculo que se seguirá para determinar el flujo de energía a través de los procesos termodinámicos por lo que atraviesa el motor de combustión interna de encendido por chispa.

2.1. MARCO TEÓRICO

2.1.1. PRIMER PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA:

Para de definir el primer principio de la Termodinámica debemos seleccionar un proceso de todos los procesos que pueden llevar a un sistema cerrado de un estado a otro, en particular se toma un proceso adiabático, en el cual no hay transferencia de energía por medio de calor.

De los múltiples procesos adiabáticos que pueden unir dos estados determinados se determinó experimentalmente que el trabajo neto por o sobre el sistema es el mismo para todos los procesos adiabáticos entre los mismos dos estados. Es decir que el valor del trabajo neto hecho por o sobre un sistema cerrado sometido a un proceso adiabático entre dos estados dados depende solamente de los estados inicial y final y no del tipo de trabajo o la naturaleza del sistema cerrado.

Basándonos en el primer principio de la termodinámica en un sistema cerrado y teniendo en cuenta que el trabajo neto para cualquier proceso adiabático es el mismo

entre unos estados definidos. Se puede concluir que el trabajo adiabático define el cambio de alguna propiedad del sistema, la cual se denomina energía.

Por lo cual:

$$E_2 - E_1 = -W_{ad} \quad (\text{Ec.2.1})$$

Dónde:

- E_2 : Energía del estado final.
- E_1 : Energía del estado inicial.
- W_{ad} : Trabajo neto en cualquier proceso adiabático

El signo menos delante del término trabajo se debe al convenio de signos. Así pues la variación de energía es consecuencia del trabajo hecho por el sistema o sobre él durante un proceso adiabático.

En la termodinámica técnica la variación de la energía total se debe a tres contribuciones macroscópicas, entre ellas tenemos la variación de energía cinética asociada con el movimiento del sistema como un todo relativo a un sistema externo de coordenadas, otra es la variación de energía potencial gravitatoria asociada con la posición del sistema con un todo en el campo gravitatorio terrestre y por último las variaciones restantes se incluyen en la energía interna que se simboliza como "U" y la específica como "u", esta es una propiedad extensiva del sistema que consiste, según la definición microscópica, en la energía atribuida a los movimiento y configuraciones de las moléculas individuales, átomos y partículas subatómicas que constituyen la materia del sistema .

Resultando así:

$$\Delta E = \Delta EC + \Delta EP + \Delta U \quad (\text{Ec.2.2})$$

- ΔE : Energía total del sistema.
- ΔEP : Energía potencial gravitatoria del sistema.
- ΔEC : Energía cinética del sistema.
- ΔU : Energía interna del sistema.

Considerando ahora todos los procesos y ya no solo los adiabáticos observamos que también puede presentarse una interacción térmica con su entorno, por lo que la variación de energía no se puede calcular exclusivamente en función del trabajo realizado, sino que también se le debe añadir la transferencia de energía que resulta de la interacción térmica.

Es así pues que la suma de la variación de la energía de un sistema más la cantidad de energía transferida mediante trabajo debe ser igual a la energía transferida en forma de calor.

$$Q = (E_2 - E_1) + W \quad (\text{Ec.2.3})$$

O también se puede reescribir como:

$$(E_2 - E_1) = Q - W \quad (\text{Ec.2.4})$$

Donde esta última expresión establece que el cambio en la energía del sistema es igual a la transferencia neta de energía al sistema. Esta expresión se denomina como el “**Principio de Conservación de la Energía para Sistemas Cerrados**”.

Según el convenio de signos adoptados se cumple lo siguiente:

- $Q > 0$: Transferencia del calor hacia el sistema.
- $Q < 0$: Transferencia del calor desde el sistema.
- $W > 0$: Transferencia de trabajo desde el sistema.
- $W < 0$: Transferencia de trabajo hacia el sistema.

2.1.1.1. PRIMER PRINCIPIO APLICADO EN VOLUMEN DE CONTROL:

Si queremos calcular el trabajo mecánico en un volumen de control considerando en estado estacionario y con variaciones de masa y energía la primera ley de la termodinámica tomaría la siguiente forma:

(Ec.2.5):

$$Q_{1-2} - [W_x + \Delta m(p_2 v_2 - p_1 v_1)] = \Delta m \left[\left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + (u_2 - u_1) \right]$$

Dónde:

- Q : Calor cedido o rechazado al sistema abierto.
- W : Trabajo generado o suministrado al mismo.
- $p_x v_x$: Trabajo de flujo.

Esta ecuación se reduce al reemplazar la entalpía ($H = pV + U$).

$$Q_{1-2} - W_x = \Delta H + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Particularmente para un ciclo termodinámico la expresión resultante es:

$$\sum Q = \sum W \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Lo que nos indicaría que en un ciclo termodinámico todo el calor podría transformarse en trabajo y viceversa, sin embargo esto no ocurre debido al Segundo Principio de la Termodinámica el cual nos indica que la transformación de energía durante un proceso tiene un sentido preferente y se degrada. Por ende si existen irreversibilidades en los procesos que componen al ciclo, la ecuación 2.7 no se llega a cumplir.

2.1.2. SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA:

Esta ley plantea la dirección en la que deben llevarse a cabo los procesos termodinámicos y, por lo tanto, la imposibilidad de que ocurran en el sentido contrario (por ejemplo, que una mancha de tinta dispersada en el agua pueda volver a concentrarse en un pequeño volumen). También establece, en algunos casos, la imposibilidad de convertir completamente toda la energía de un tipo en otro sin pérdidas. De esta forma, la Segunda Ley impone restricciones para las transferencias de energía que hipotéticamente pudieran llevarse a cabo teniendo en cuenta sólo el Primer Principio. Esta ley apoya todo su contenido aceptando la existencia de una magnitud física llamada Entropía, de tal manera que, para un sistema aislado (que no intercambia materia ni energía con su entorno), la variación de la Entropía siempre debe ser mayor que cero.

Debido a esta ley también se tiene que el flujo espontáneo de calor siempre es unidireccional, desde los cuerpos de mayor temperatura hacia los de menor temperatura, hasta lograr un equilibrio térmico.

Es necesario mencionar las leyes de la entropía para poder entender en un futuro el concepto de Exergía.

A. 1era Ley de la Entropía

Esta se obtiene considerando una sustancia pura, simple y compresible que desarrolla un proceso internamente reversible.

$$Tds = dU + pdV \quad (\text{Ec. 2.8})$$

B. 2da Ley de la Entropía

Esta expresión resulta de reemplazar $H = U + pV$ en la ecuación anterior resultando la segunda expresión de la entropía:

$$TdS = dH - Vdp \quad (\text{Ec. 2.9})$$

C. Balance de la entropía para sistemas cerrados

Para desarrollar este balance se utiliza el concepto de la desigualdad de Clausius ($\oint \left(\frac{dQ}{T}\right)_f \leq 0$) y la variación de entropía ($S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{int}^{rev}$)

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_f + \sigma$$

D. Entropía para gases ideales

Cuando se utiliza como fluido a un gas ideal para evaluar la variación de entropía resultan las siguientes expresiones teniendo en consideración que para un gas ideal se cumple:

$$du = C_v(T) dT$$

$$dh = C_p(T) dT$$

$$pv = RT$$

Por lo tanto las expresiones resultan de la siguiente manera:

$$ds = C_v(T) \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

$$ds = C_p(T) \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde la constante R es la constante de los gases y está ligada con los calores específicos de la siguiente manera:

$$C_p(T) = C_v(T) + R \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Por esta razón los segundos términos del segundo miembro de la expresión se pueden integrar directamente, sin embargo los primeros términos del segundo miembro no ya que estos están en función de la temperatura como se demostró en la ecuación anterior.

Integrando las expresiones 1.3c y 1.3d se obtiene:

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} C_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

También se pueden calcular las integrales introduciendo un estado de referencia con $T = 0 \text{ K}$ y $p = 1 \text{ atm}$ modificándose la expresión de la siguiente manera:

$$\Delta s = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde los valores de $s^0(T_2)$ están tabulados para diferente fluidos de trabajo, caso contrario las integrales se pueden evaluar numéricamente asumiendo que los Calores específicos son constantes en el tiempo.

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$\Delta s = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

La aplicación más conocida es la de las máquinas térmicas, que obtienen trabajo mecánico mediante aporte de calor de una fuente o foco caliente, para ceder parte de este calor a la fuente o foco o sumidero frío. La diferencia entre los dos calores tiene su equivalente en el trabajo mecánico obtenido.

Existen numerosos enunciados equivalentes para definir este principio, destacándose el de Clausius y el de Kelvin.

➤ **Enunciado de Clausius**

La formulación de Clausius manifiesta que: *“Es imposible la existencia de un sistema que pueda funcionar de modo que su único efecto sea una transferencia de energía mediante calor de un cuerpo frío a otro más caliente.”*

Este enunciado no excluye la posibilidad de que la energía fluya de un foco frío hacia a uno caliente, solo enfatiza que para que esto suceda se debe presentar otros efectos en el sistema o en el entorno y que la transferencia de calor no va a ser la única que se manifieste en este sistema.

➤ **Enunciado de Kelvin**

No existe ningún dispositivo que, operando por ciclos, absorba calor de una única fuente (E. Absorbida), y lo convierta íntegramente en trabajo (E. útil).

➤ **Enunciado de Kelvin—Planck**

La formulación de Kelvin-Planck menciona que: *“Es imposible construir un sistema que, operando según un ciclo termodinámico, ceda una cantidad neta de trabajo a su entorno mientras recibe energía por transferencia de calor procedente de un único reservorio térmico.”*

Este enunciado no niega la posibilidad que un sistema genere trabajo neto a su entorno a través de una transferencia de calor desde un solo foco, solo niega que el sistema funcione según un ciclo termodinámico. Otra forma de interpretación de este enunciado es que un sistema que desarrolla un ciclo y que está conectado a un solo foco térmico no puede generar trabajo hacia el entorno ($W_{\text{ciclo}} \leq 0$).

➤ **Otra interpretación**

Es imposible construir una máquina térmica cíclica que transforme calor en trabajo sin aumentar la energía termodinámica del ambiente. Debido a esto

podemos concluir, que el rendimiento energético de una máquina térmica cíclica que convierte calor en trabajo, siempre será menor a la unidad, y ésta estará más próxima a la unidad, cuanto mayor sea el rendimiento energético de la misma. Es decir, cuanto mayor sea el rendimiento energético de una máquina térmica, menor será el impacto en el ambiente, y viceversa.

En conclusión se tiene que el enunciado principal de esta ley dice que en un sistema cerrado adiabático, de todos los procesos de expansión posibles entre dos estados diferentes, el proceso reversible proporciona mayor trabajo.

De lo anterior se concluye que las transformaciones de energía en trabajo tiene un límite, en donde la energía interna es la de menor calidad en comparación con las otras energías mecánicas. Por esta razón la energía interna se transforma según se degrada su capacidad al realizar trabajo mecánico y nunca al revés.

Se debe mencionar también que el ambiente estable de referencia o también conocido como estado muerto es el espacio que en condiciones de equilibrio térmico, mecánico y químico su presión y temperatura coinciden con las del medio ambiente (T_0 , P_0). En donde una máquina térmica en un proceso de transmisión de calor convertirá esta energía en trabajo (Exergía) hasta que llegue al equilibrio térmico.

2.1.3. CICLO CARNOT:

Este ciclo se produce cuando una máquina trabaja absorbiendo una cantidad de calor de una fuente de alta temperatura y la cede a una de baja temperatura produciendo trabajo hacia el exterior con un rendimiento máximo ya que sus procesos son reversibles.

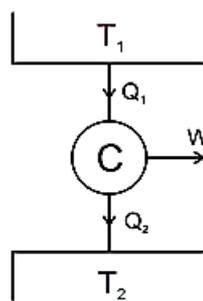


Figura 6: Esquema de la máquina de Carnot

Fuente: Jesús Biel Gayé: Formalismos y Métodos de la Termodinámica, Vol. 1. Editorial Reverté.

$$\eta = \frac{W_{\text{util}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - [Q_2]}{Q_1} = 1 - \frac{[Q_2]}{Q_1} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Fuente: Jesús Biel Gayé: Formalismos y Métodos de la Termodinámica, Vol. 1. Editorial Reverté.

Ya que es un ciclo ideal la inversión de la maquina se denomina maquina frigorífica que extrae calor de la fuente fría y aporta calor a la fuente caliente.

Los cuatro procesos que se dan en este ciclo son dos procesos isotérmicos (a temperatura constante) y dos adiabáticos (aislados térmicamente).

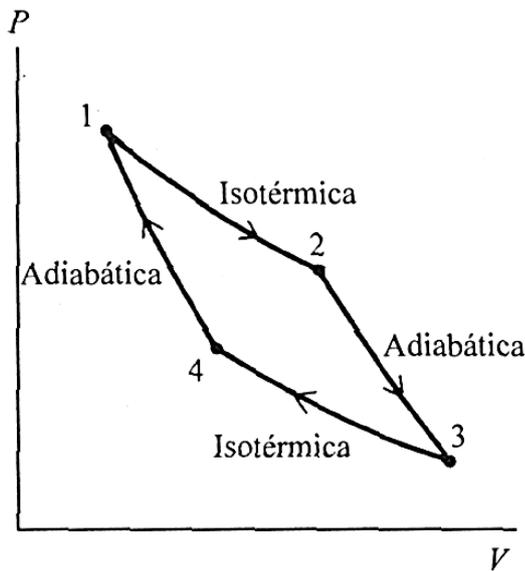


Figura 7: Diagrama p-v del ciclo Carnot

Fuente: Jesús Biel Gayé: *Formalismos y Métodos de la Termodinámica*, Vol. 1. Editorial Reverté.

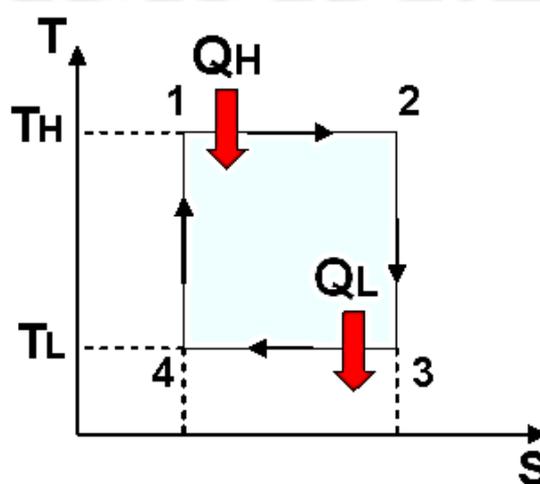


Figura 8: Diagrama t – s del ciclo Carnot

Fuente: Jesús Biel Gayé: *Formalismos y Métodos de la Termodinámica*, Vol. 1. Editorial Reverté.

De este ciclo resultan ciertos teoremas fundamentales:

- No puede existir una maquina térmica que funcionando entre dos fuentes térmicas dadas tenga mayor rendimiento que una de Carnot que funcione entre esas mismas fuentes térmicas. Se demuestra con la segunda ley de la termodinámica.
- Dos máquinas reversibles operando entre las mismas fuentes térmicas tienen el mismo rendimiento.

2.2. DEFINICIÓN DE EXERGÍA:

La Exergía es una rama de la termodinámica que debido a sus características y su carácter muy general la hace casi independiente de fundamentos previos y con aplicaciones en el ámbito ingenieril. Esta ciencia nació de relacionar la conversión de trabajo en calor y viceversa, además fue aquí donde se mencionaron los conceptos de máximo trabajo disponible, trabajo perdido, rendimiento y optimización. Conceptos fundamentales para tomar conciencia en las irreversibilidades que se presentaban en los procesos de transferencia de energía y ya no limitarse a una ideología que solo lo “cuantitativo” es importante sino que el término “cualitativo” tomará mayor importancia a lo largo de los próximos años. La aplicación sistemática de este pensamiento es lo que se denominó Exergía que está muy ligada a la Segunda Ley de la Termodinámica que menciona la irreversibilidad de los procesos y la eficiencia que pueden obtener durante un proceso.

En otras palabras la Exergía significa el máximo trabajo teórico realizado cuando el sistema que se quiere analizar y el ambiente que lo rodea interactúan, los valores numéricos del análisis exergético dependerá mucho de cómo definamos el sistema ideal denominado ambiente y del estado del sistema analizado.

En este análisis exergético se debe tener en claro los conceptos de sistema, entorno y ambiente:

- a) Sistema: Puede ser simple o compuesto y es donde se presentan las irreversibilidades internas.
- b) Entorno: Es lo que rodea al sistema de interés y en donde la propiedades intensivas (que son las propiedades en las que sus valores numéricos no dependen de la masa) varían durante la interacción. Aquí se presentan las irreversibilidades externas.
- c) Ambiente: Es lo restante del entorno pero a una distancia en donde las propiedades intensivas no varían por la interacción del sistema con su entorno inmediato. Aquí no se presentan irreversibilidades por lo que este sistema ideal también se denomina “ambiente de referencia para la Exergía”. Debido a que es una idealización debe asemejarse lo más posible a la realidad por lo que su presión (P_o) y su temperatura (T_o) se considerarán las ambientales (1 atm y 25 °C para Lima - Perú). Además se debe señalar que si bien es cierto la frontera

entre el entorno inmediato y el ambiente se define para que sus propiedades intensivas no varíen, si pueden presentar variaciones en sus propiedades extensivas tales como Energía Interna (U_a) , Entropía (S_a) y Volumen (V_a) y están relacionadas según la expresión de entropía que es la siguiente sin considerar las reacciones químicas :

$$\Delta U_a = T_o \times \Delta S_a - P_o \times \Delta V_a \quad (\text{Ec.2.19})$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica.2da Ed.*

Dónde:

- ΔU_a : Variación de la energía interna del ambiente.
- ΔV_a : Variación del volumen del ambiente.
- ΔS_a : Variación de la entropía del ambiente.
- P_o : Presión a condición ambiental (1 atm).
- T_o : Temperatura a condición ambiental (25°C).

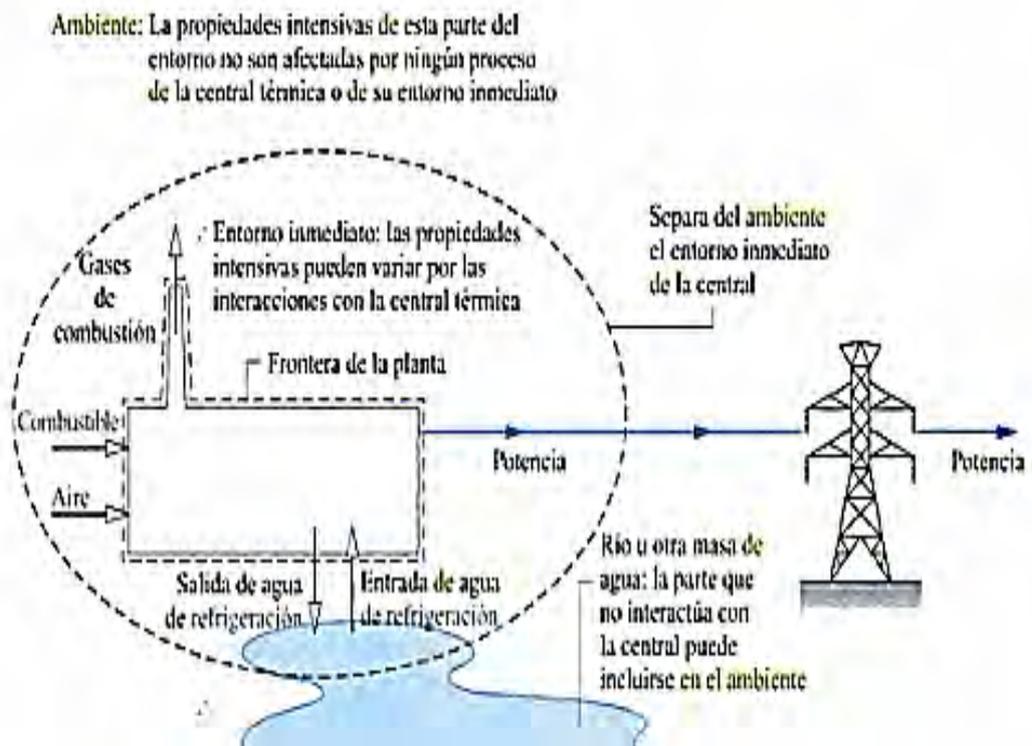


Figura 9: Esquema de los conceptos de sistema, entorno y ambiente.
Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica.2da Ed.*

Para entrar al cálculo de la Exergía primero debemos definir el concepto de “estado muerto”, este es cuando una cantidad fija de materia elimina la posibilidad de producir trabajo , es decir cuando llega al equilibrio con el ambiente en donde ambos sistemas poseen energía pero no Exergía .

Ya habiendo realizado una introducción sobre los conceptos básicos de la termodinámica y sus principios podemos definir la expresión para el cálculo de la Exergía. La cual proviene de un balance de energía y de la entropía del sistema combinado.

No debemos olvidar que el límite entre el ambiente y el sistema combinado (sistema más entorno inmediato) estará definido de tal manera que las únicas maneras de transferencia de energía sea el trabajo producido por el sistema combinado y la interacción con su ambiente, además debe garantizar que este trabajo producido no estará influenciado por una fuente de calor externa y que su volumen se mantendrá constante.

Del balance de energía tenemos:

$$\Delta E_c = Q_c - W_c \quad (\text{Ec.2.20})$$

Dónde:

- W_c : Trabajo producido por sistema combinado.
- ΔE_c : Variación de energía del sistema.
- Q_c : Calor transferido por la interacción de los sistemas.

El calor transferido por el sistema combinado es nulo ya que se plantea la frontera para que el sistema no tenga influencia externas de energía. Además la variación de energía es igual a la suma de la variación de energía del sistema cerrado y del ambiente, resultando la siguiente expresión:

$$\Delta E_c = (U_o - E) + \Delta U_a \quad (\text{Ec.2.21})$$

Dónde:

- E : Energía en el estado inicial.
- U_o : Energía del sistema cerrado en el estado muerto.
- ΔU_a : Variación de Energía interna del ambiente.

Ya que la energía cinética y potencial del sistema cerrado se evalúa con referencia al ambiente resulta que su energía en el estado muerto es igual a su energía interna. Luego de la Ec.2.21 se reemplaza la ΔU_a con la Ec. 2.19, resultando la expresión:

$$\Delta E_c = (U_o - E) + (T_o \times \Delta S_a - P_o \times \Delta V_a) \quad (\text{Ec.2.22})$$

Ahora reemplazando en la Ec.2.20 con la ecuación Ec.2.22, obtenemos:

$$(E - U_o) - (T_o \times \Delta S_a - P_o \times \Delta V_a) = W_c \quad (\text{Ec.2.23})$$

Y por último se sabe que el volumen del sistema se debe mantener constante por lo que la variación del ambiente debe ser de igual magnitud que del sistema pero con signo opuesto resultando:

$$\Delta V_a = -(V_o - V) \quad (\text{Ec.2.24})$$

Reemplazando la Ec.2.24 en la Ec.2.23, resulta:

$$\boxed{(E-U_0) - T_0 \times \Delta S_a + P_0(V-V_0) = W_c} \quad (\text{Ec.2.25})$$

Del balance de entropía y sin considerar transferencia de entropía del exterior, se tiene:

$$\Delta S_c = \sigma_c \quad (\text{Ec.2.26})$$

Dónde:

- ΔS_c : Variación de la entropía del sistema combinado.
- σ_c : Generación de entropía debido a las irreversibilidades producidas en el sistema cerrado.

La variación de entropía del sistema combinado también es la suma de las entropías del sistema cerrado y la del ambiente:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_a \quad (\text{Ec.2.27})$$

Reemplazando Ec.2.27 en Ec.2.26 se obtiene:

$$\sigma_c = (S_0 - S) + \Delta S_a \quad (\text{Ec.2.28})$$

Despejando ΔS_a y reemplazando en la ecuación Ec.2.25:

$$W_c = (E-U_0) + P_0(V-V_0) - T_0(S-S_0) - T_0 \times \sigma_c \quad (\text{Ec.2.29})$$

Dónde:

- E = Energía del sistema cerrado la cual engloba la energía cinética, energía interna y energía potencial.
- V = Volumen del sistema cerrado.
- S = Entropía del sistema cerrado.
- U₀ = Energía interna del sistema cerrando en estado muerto.
- V₀ = Volumen del sistema cerrado en estado muerto.
- S₀ = Entropía del sistema cerrado en estado muerto.
- P₀ = Presión a condición ambiental (1 atm).
- T₀ = Temperatura a condición ambiental (25°C).
- W_c = Trabajo teórico producido por el sistema combinado.
- σ_c = Generación de entropía del sistema cerrado por las irreversibilidades.

Finalmente utilizando otro corolario del Segundo Principio de la Termodinámica (la desigualdad de clausius) y relacionándolo con la entropía se puede tener las siguientes relaciones para el último término del segundo miembro de la Ec. 2.29:

- $T_0 \times \sigma_c < 0$: Imposible.
- $T_0 \times \sigma_c = 0$: No se presenta irreversibilidades.
- $T_0 \times \sigma_c > 0$: Se presentan irreversibilidades.

Y dado que se define a la Exergía como el máximo trabajo teórico producido por el sistema combinado en su interacción; de la Ec. 2.29 el término $To \times \sigma$ que depende de la naturaleza del proceso y no está determinado por el estado inicial o estado muerto del sistema cerrado debe ser el mínimo ya que los otros términos restantes de la ecuación están ligado por los estado límites .Por tal condición resulta la siguiente expresión que define la Exergía.

$$A = (E-U_0) + P_0(V-V_0)-T_0(S-S_0) \quad (\text{Ec.2.30})$$

De la cual se obtiene la expresión de la Exergía específica que también resulta útil en ciertos casos de análisis

$$a = (e-u_0) + P_0(v-v_0)-T_0(s-s_0) \quad (\text{Ec.2.31})$$

De donde la energía (e) está compuesta por la energía interna, la energía cinética y energía potencial:

$$e = u + \frac{c^2}{2} + gz \quad (\text{Ec.2.32})$$

Remplazando en la Ec.2.31 la Exergía específica queda determinada:

$$a = (u-u_0) + P_0(v-v_0)-T_0(s-s_0) + \frac{c^2}{2} + gz \quad (\text{Ec.2.33})$$

Y la diferencia de Exergía entre dos estados de un sistema cerrado se puede calcular por la siguiente expresión:

$$A_2-A_1 = (E_2-E_1) + p_0(V_2-V_1)-T_0(S_2-S_1) \quad (\text{Ec.2.34})$$

2.2.1. BALANCE DE EXERGÍA PARA UN SISTEMA CERRADO(MASA DE CONTROL):

Durante las interacciones entre el sistema cerrado y el ambiente se producen las transferencias energéticas en forma de calor y trabajo conjuntamente con las transferencias Exergéticas. Estas transferencias no son iguales a la diferencia de Exergía entre el estado final e inicial ya que existe también destrucción de la misma durante el proceso de cambio de estado.

La expresión del balance de Exergía proviene de una combinación del balance de energía y entropía donde las expresiones son:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - W \quad (\text{Ec.2.35})$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T_f} + \sigma \quad (\text{Ec.2.36})$$

De las cuales al multiplicar la ecuación de balance de la entropía por To y luego restarla por la ecuación de balance de energía resulta la expresión del balance de Exergía luego de su respectiva reagrupación:

$$A_2 - A_1 = \int_1^2 (1 - \frac{T_0}{T_f})dQ - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 \times \sigma \quad (\text{Ec.2.37})$$

Donde el primer miembro se puede calcular de la expresión Ec.1.5m , pero cuando tratamos de calcular los términos del segundo miembro debemos tener claro que estos dependen de los procesos que sigue el sistema y no es suficiente con conocer solo los estados finales e iniciales además de P_0 y To .

El primer término del segundo miembro representa la transferencia de Exergía que acompaña al calor, cuya magnitud sería la equivalente al trabajo que podría desarrollar un ciclo de potencia reversible si se le diera Q a la temperatura de T_f y cediera energía al ambiente con T_o . También aplica cuando la T_f es menor T_o en el caso de las bombas de calor y sistemas de refrigeración.

$$\left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right)dQ \quad (\text{Ec.2.38})$$

Además de su magnitud se debe mencionar que la dirección de transferencia de la Exergía en caso de que la $T_f > T_o$ son las mismas que la dirección de intercambio de calor, pero para el caso de $T_f < T_o$ entonces las direcciones son opuestas. Por ejemplo de la siguiente figura extraída del libro de Moran y Shapiro, cuando el proceso va del punto 1 al 2 las dirección de la transferencia de Exergía del sistema y el intercambio de calor presentas las mismas direcciones, pero cuando el proceso va de 2 a 1 las direcciones son contrarias.

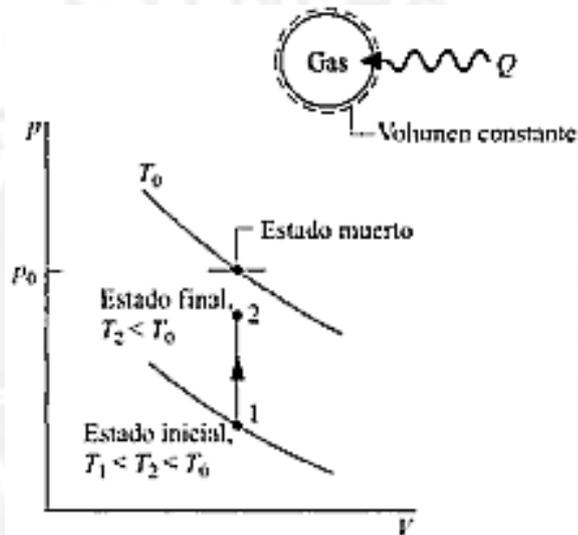


Figura 10: Transferencia de Exergía que acompaña al calor para $T < T_o$.
Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

El segundo término representa la transferencia de Exergía que acompaña al trabajo que equivale al máximo trabajo que se obtendría de la interacción con el ambiente, a este se le debe restar el trabajo que se realiza para desplazar el ambiente en caso de que el volumen del sistema no se mantenga constante.

$$W - p_o(V_2 - V_1) \quad (\text{Ec.2.39})$$

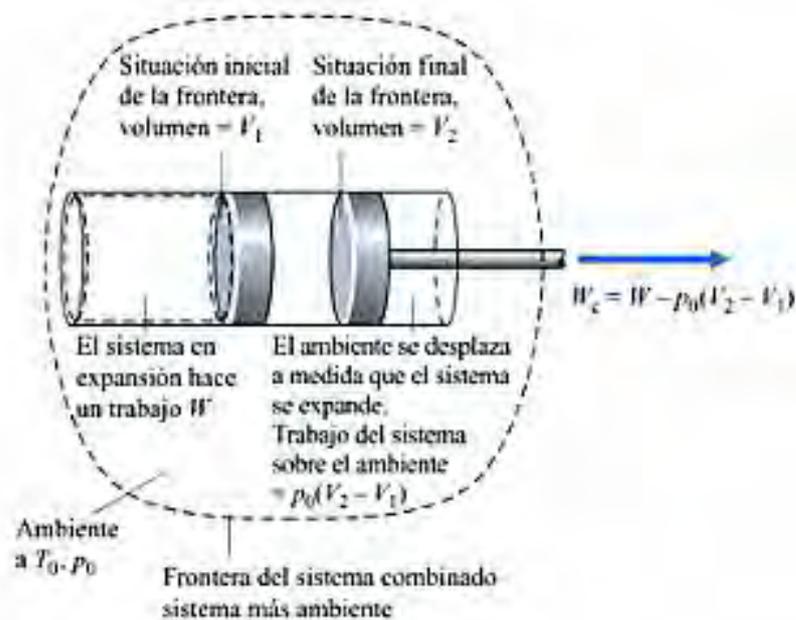


Figura 11: Transferencia de Exergía que acompaña al trabajo
 Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

Y por último el tercero representa la destrucción de la Exergía debido a las irreversibilidades que se presentan en los procesos.

$$Ad = T_0 \times \sigma \quad (\text{Ec.2.40})$$

Debemos recordar que por el segundo principio de la termodinámica esta última expresión puede ser positiva o nula pero nunca negativa, a diferencia de la variación de Exergía ($A_2 - A_1$) que puede tomar valores negativos, nulos y positivos ya que esta si es una propiedad del sistema.

2.2.2. EXERGÍA DE FLUJO:

Cuando existe una masa que fluye a través de un volumen de control lleva consigo una transferencia de Exergía por el flujo de masa y por el trabajo de flujo, la expresión que une ambas transferencias es la Exergía de flujo específica cuya expresión es la siguiente:

$$a_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{c^2}{2} + gz \quad (\text{Ec.2.41})$$

Dónde:

- h : Entalpia del estado final del sistema cerrado.
- s : Entropía del estado final del sistema cerrado.
- h_0 : Entalpia del estado muerto del sistema cerrado.
- s_0 : Entropía del estado muerto del sistema cerrado.

Esta expresión resultó de analizar inicialmente a la transferencia de Exergía que acompaña al trabajo de flujo por unidad de tiempo.

$$\dot{m}(p \times v - p_0 \times v) \quad (\text{Ec.2.42})$$

Esta expresión es aplicable para las entradas como a las salidas del volumen de control.

Luego se procedió a analizar el concepto de Exergía de flujo ya que cuando una masa fluye a través de una frontera de volumen de control existe una transferencia de energía y además una transferencia de Exergía.

Transferencia de Energía por unidad de tiempo:

$$\dot{m} \times e = \dot{m} \left(u + \frac{c^2}{2} + gz \right) \quad (\text{Ec.2.43})$$

Transferencia de Exergía por unidad de tiempo:

$$\dot{m} \times a = \dot{m} [(e-u_0) + p_0(v-v_0) - T_0(s-s_0)] \quad (\text{Ec.2.44})$$

La unión de ambas transferencias dan lugar a la Exergía específica. Es decir que la suma de la Ec. 2.43 y la Ec. 2.44 con un posterior reordenamiento para reemplazar los términos “u+ pv” por la entalpía (h) resultará en la Ec. 2.41.

2.2.3. BALANCE DE EXERGÍA PARA VOLUMENES DE CONTROL:

Se partirá de un caso simple como es el balance de Exergía para un sistema cerrado considerando las transferencias de Exergía que acompañan a los trabajos de flujos de entrada como de salida, además a la transferencia de Exergía debido a los flujos de masa.

Resultando la expresión (Ec.2.45):

$$\frac{dA_{VC}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e \times a_{fe} - \sum_s \dot{m}_s \times a_{fs} - \dot{A}_d$$

Dónde:

- $\frac{dA_{VC}}{dt}$: Representa la variación de la Exergía por unidad de tiempo acumulada en el VC.
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j$: Transferencia de Exergía asociada al calor.
- $\left(\dot{W}_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt} \right)$: Transferencia de Exergía asociada al trabajo.
- $\frac{dV_{VC}}{dt}$: Representa la variación del volumen por unidad de tiempo del VC.
- $\dot{m}_e \times a_{fe}$: Transferencia de Exergía debido al trabajo de flujo y flujo de masa de la entrada.
- $\dot{m}_s \times a_{fs}$: Transferencia de Exergía debido al trabajo de flujo y flujo de masa de la salida.
- \dot{A}_d :Flujo de Exergía destruida por unidad de tiempo debido a la irreversibilidades internas del volumen de control

Pero como la mayoría de los análisis se hacen en estado estacionario en donde:

$$\frac{dA_{VC}}{dt} = \frac{dV_{VC}}{dt} = 0 \quad (\text{Ec.2.46})$$

Por lo que resulta la siguiente expresión:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \times \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \times a_{fe} - \sum_s \dot{m}_s \times a_{fs} - \dot{A}_d \quad (\text{Ec.2.47})$$

Para el caso de una sola entrada y una salida la expresión se simplifica de la siguiente forma:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \times \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \dot{m}(a_{f1} - a_{f2}) - \dot{A}_d \quad (\text{Ec.2.48})$$

Donde la diferencia de Exergía específicas se puede calcular de la siguiente manera

$$a_{f1} - a_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{C^2_1 - C^2_2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (\text{Ec.2.49})$$

2.3. PROCEDIMIENTO DEL CÁLCULO:

2.3.1. ANÁLISIS EXERGÉTICO DE MOTOR CICLO OTTO

Para el cálculo de la Exergía de flujo de un estado del proceso de combustión se utilizó la Ecuación 2.41, que al ser un fluido gaseoso con el que se trabaja toma la siguiente expresión:

$$a_f = C_p(T - T_0) - T_0(s - s_0) + \frac{C^2}{2} + gz \quad (\text{Ec.2.50})$$

Donde la variación de la entropía se calcula partiendo de la ecuación 2.11 y reemplazando $n = \frac{C_p(T)}{C_v(T)}$ resultando:

$$ds = C_p \left(\ln \frac{T_2}{T_1} - \left(\frac{n-1}{n}\right) \ln \frac{p_2}{p_1} \right) \quad (\text{Ec.2.51})$$

Reemplazando esta ecuación en la anterior ecuación se tiene la expresión de la Exergía de flujo para un gas ideal:

$$a_f = C_p \left[(T - T_0) - T_0 \left(\ln \frac{T}{T_0} - \left(\frac{n-1}{n}\right) \ln \frac{p}{p_0} \right) \right] + \frac{C^2}{2} + gz \quad (\text{Ec.2.52})$$

Ahora se utilizará un diagrama de flujo para determinar la cantidad de Exergía en cada punto de los diferentes procesos que se presentan en el ciclo de combustión, esta técnica considera solo el flujo que pasa a través del equipo a evaluar, pudiendo existir distintas corrientes de ingreso y de salida importando solo que cada flujo posee un nivel de Exergía independiente a su origen o destino.

Por tanto es necesario conocer las Exergía de las corrientes de entrada como de salida, si realiza o se consume trabajo mecánico y si rechaza o adiciona calor.

Se presenta a continuación un diagrama general de flujo de la Exergía a través de los diferentes puntos que atraviesa durante el ciclo de combustión.

Como se observará en el grafico a continuación la Exergía se está calculando para los diferentes procesos que se dan durante el ciclo y en los siguientes puntos que se detalla en el grafico P-V:

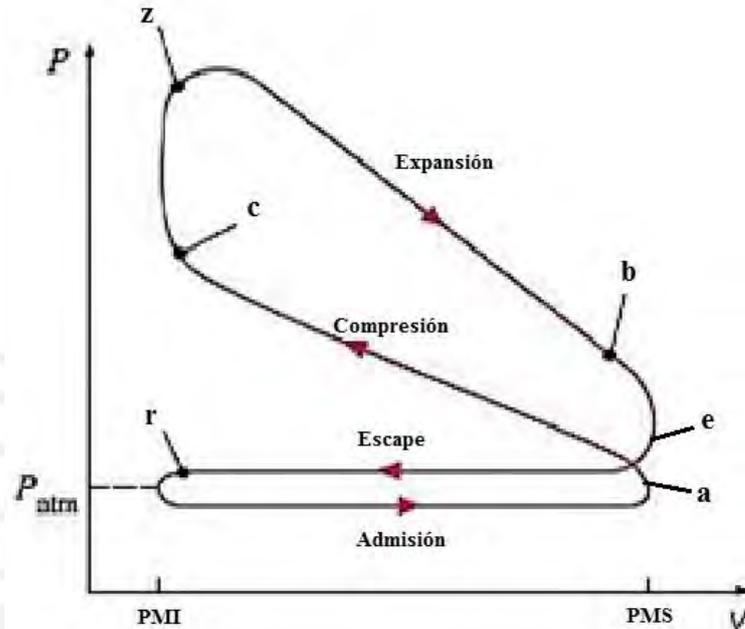
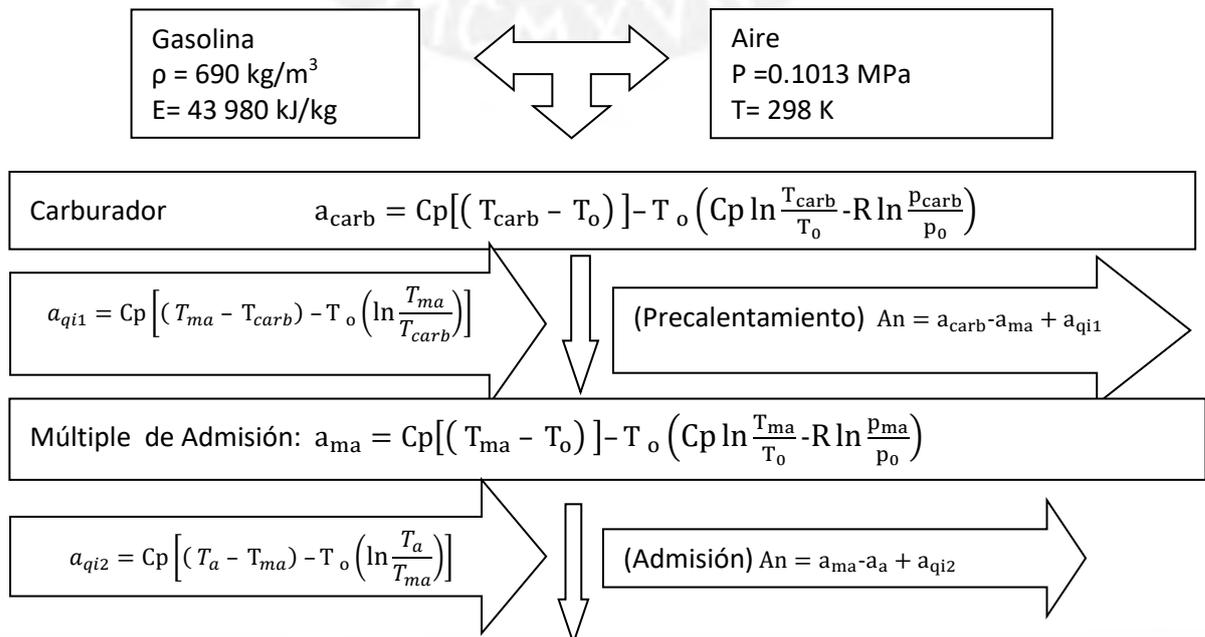
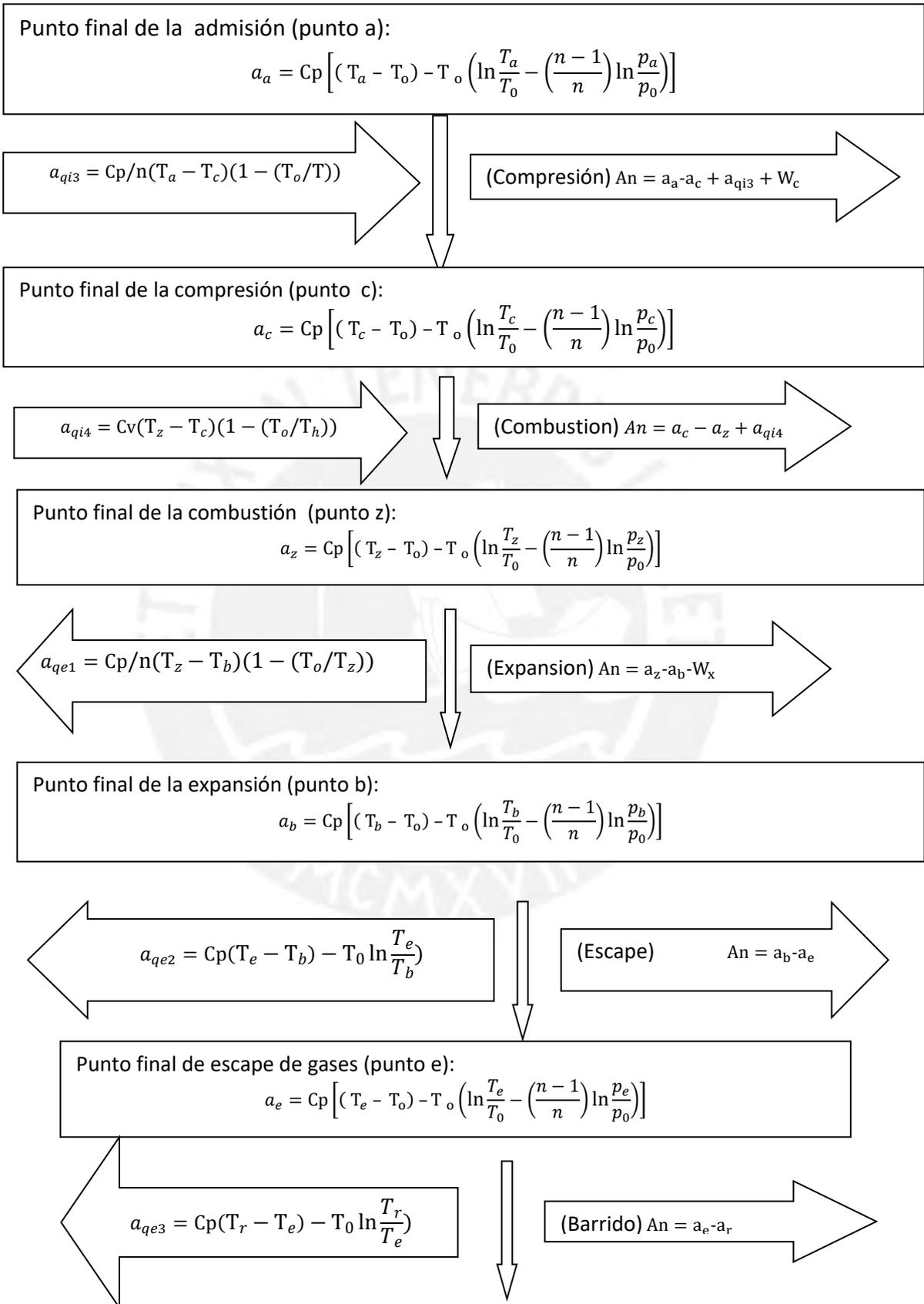


Figura 12: Ubicación de puntos de cálculo de Exergía





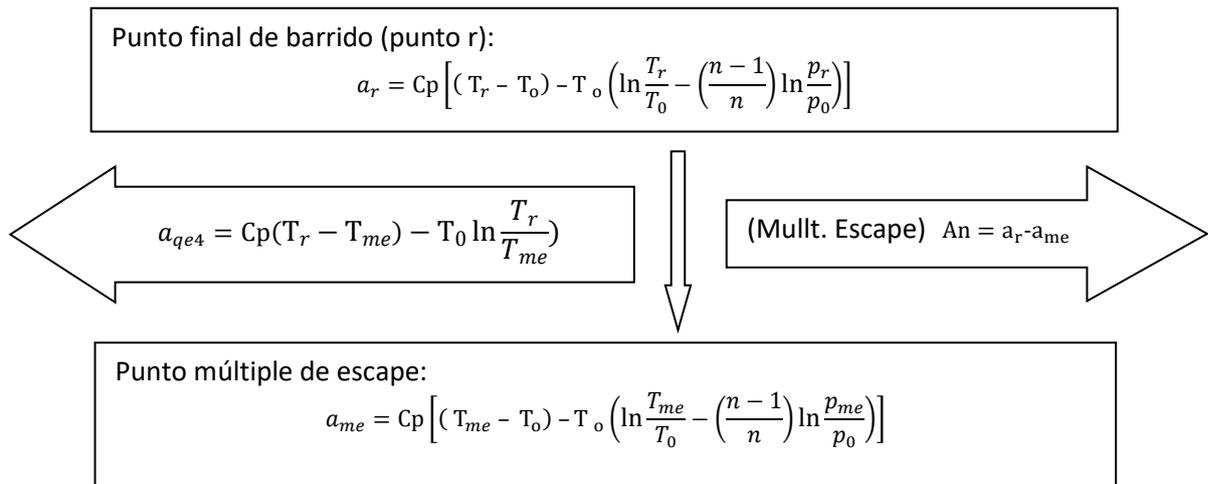


Gráfico 1: Procedimiento de cálculo Exergético.

Fuente: Elaboración propia.

2.3.2. ANÁLISIS ENERGÉTICO DE MOTOR CICLO OTTO

Ahora se realizará el cálculo energético para en un posterior realizar una comparación entre el análisis Energético vs el Exergético.

Dónde:

- V_c : Volumen del combustible (m^3)
- ρ_c : Densidad del combustible (kg/m^3)
- H_c : Poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)
- C_g : Calor específico del combustible $(kJ/kg K)$
- T_g : Temperatura de los gases de combustión (K)
- T_o : Temperatura del ambiente (K)
- ρ_a : Densidad del agua (kg/m^3)
- C_a : Calor específico del agua $(kJ/kg K)$
- t : tiempo en consumir el combustible (s)
- T_{ae} : Temperatura del agua a la entrada (K)
- T_{as} : Temperatura del agua a la salida (K)
- ρ_l : Densidad del lubricante (kg/m^3)
- T_l : Temperatura del lubricante (K)
- C_l : Calor específico del lubricante $(kJ/kg K)$
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann $(W/m^2 K^4)$
- ε : Emitancia de los cuerpos grises --
- T_s : Temperatura de la superficie del motor (K)
- T_q : Torque del motor $(N-m)$
- n : Revoluciones por minuto (rpm)
- C_h : Flujo del combustible (kg/h)

I.	Potencia del combustible, W_c :	$W_c = \frac{Vc \times \rho_c \times Hc}{t}$
II.	Perdida debido a los gases de escape, I_g	$I_g = \frac{15.9 \times (Vc)(\rho_c)(Cg)(Tg - To)}{t}$
III.	Potencia termodinámica, W_t :	$W_t = W_c - I_g$
IV.	Perdida debido al sistema de enfriamiento, I_a	$I_a = \frac{Vc \times \rho_a \times Ca(Tas - Tae)}{t}$
V.	Potencia indicada, W_i	$W_i = W_t - I_a$
VI.	Pérdidas debido al rozamiento mecánico, I_l	$I_l = \frac{Vl \times \rho_l \times Cl(Tl - To)}{t}$
VII.	Potencia mecánica, W_m	$W_m = W_i - I_l$
VIII.	Perdida debido a la transmisión de calor por radiación, I_r	$I_r = \varepsilon \times A \times \sigma(Ts^4 - To^4)$
IX.	Potencia al freno, W_f	$W_f = W_m - I_r$
X.	Potencia en la flecha, W_x	$W_x = \frac{Tq \times n}{9549.29} = 1.57 \text{ KW}$
XI.	Consumo horario, C_h	$C_h = \frac{Vc \times \rho_c}{t}$
XII.	Consumo específico de combustible, C_e	$C_e = \frac{C_h}{W_f}$
XIII.	Eficiencia térmica, n_{te} :	$n_{te} = \frac{W_t}{W_c}$
XIV.	Eficiencia indicada, n_i :	$n_i = \frac{W_i}{W_t}$
XV.	Eficiencia mecánica, n_M	$n_M = \frac{W_m}{W_i}$
XVI.	Eficiencia al freno, n_f	$n_f = \frac{W_f}{W_m}$
XVII.	Eficiencia efectiva o total, n_e	$n_e = \frac{W_f}{W_c}$

Tabla 2: Fórmulas para análisis energético de un motor de encendido por chispa

Fuente: F.Payri, J.M.Desantes2011: Motores de combustión interna alternativos, editorial Reverte S.A.

CAPÍTULO 3

APLICACIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA: CASO DE ESTUDIO

En este capítulo se presentará la metodología que se seguirá para realizar el ensayo en donde se obtendrá información de los procesos que permitirán, por medio de ecuaciones de Exergía y factores de corrección propios del motor según su fabricante, identificar y evaluar todos aquellos procesos del Ciclo Otto identificando las pérdidas de Exergía. Esta metodología toma como modelo los procedimientos de las normas SAE J1349 MAR2008 y la norma SAE J1995 que fueron revisadas para plantear la metodología final objetivo de la presente tesis.

De estos resultados se obtendrán diagramas de Grassmann a diferentes regímenes de velocidad con los que operó el motor y también se presentarán diagramas de Sankey en donde se podrá percibir la evolución energética de los procesos en cuestión. Para estos análisis se necesita de parámetros reales del motor y del estado de referencia.

Esta metodología será replanteada luego de analizar los resultados del ensayo que se realizará del motor del laboratorio de Energía de la Universidad Católica del Perú.

Como se mencionó en el capítulo anterior se tomaron ciertas consideraciones en el ciclo real para que este sea más fácil de analizar. Estas consideraciones son las siguientes:

- El sistema termodinámico es un sistema abierto en estado permanente y continuo por lo que la composición en cada proceso es diferente, esto se puede facilitar considerando que es un sistema cerrado ya que el punto en común del proceso de admisión y descarga es el medio ambiente.
- No se toma en consideración la Exergía química de los gases de combustión y solo se toma en consideración la Exergía física del motor.
- Se considera que el sistema corresponde a un estado estacionario por los cortos lapsos de tiempo de cada periodo.
- No se consideran las energías cinéticas ni potenciales ya que el análisis exergético no las requiere.
- Se considera la composición del combustible invariable durante las pruebas realizadas.

- Se considerará agua saturada al fluido del sistema de refrigeración para evitar complicaciones en los cálculos.

3.1 **INSTRUMENTACIÓN APLICADA EN EL ENSAYO**

Sera necesario el uso de los siguiente instrumentos de medición para realizar las pruebas en el motor de laboratorio , permitiendo registrar variables que serán necesarias para el proceso de análisis durante los diferentes regímenes en el que opera el motor tales como las pruebas a carga y velocidad variable. Entre las variables principales que se deberán controlar son las siguientes:

- Flujo y temperatura del agua
- Presión y temperatura del aceite
- Temperatura de los gases de combustión, del fluido de refrigeración en la entrada y en la salida (agua saturada)
- Consumo de combustible
- Flujo de aire, velocidad del motor y torque de freno, etc.

Estas medidas serán confirmadas en el enunciado 7.3. Por tal motivo será necesario el uso de instrumentos que deberán entregar una exactitud de las siguientes variables que se detalla a continuación:

- Torque ($\pm 0.5\%$ de valor medido)
- Velocidad ($\pm 0.2\%$ de valor medido)
- Flujo de combustible ($\pm 1\%$ de valor medido)
- Temperatura ($\pm 2\%$ °C)
- Presión del aire de abastecimiento (± 0.1 KPa)
- Presión de otros gases (± 0.5 KPa)

Estos instrumentos utilizados son:

INSTRUMENTO	RANGO
Manómetros diferencial	0 – 500 mmH ₂ O
Placa orificio	18.02 mm
Termómetros de agua de entrada y salida	0 – 100 ° C
Pipetas de combustible	50 -100 ml
Cronómetros	1/100 s
Termocuplas de gases de combustión	0-1000 ° C
Tacómetro	0 – 1000 rpm
Termómetro para el aceite	0-200 ° C
Dinamómetro	150 \pm 0.5 N.m

Tabla 3: Rango de instrumentos utilizados en el ensayo

Fuente: Elaboración propia

3.1.1. PUNTOS DE MEDICIÓN EN EL MOTOR

Se presenta a continuación un bosquejo con la ubicación de los instrumentos de medición en el motor a ensayar:

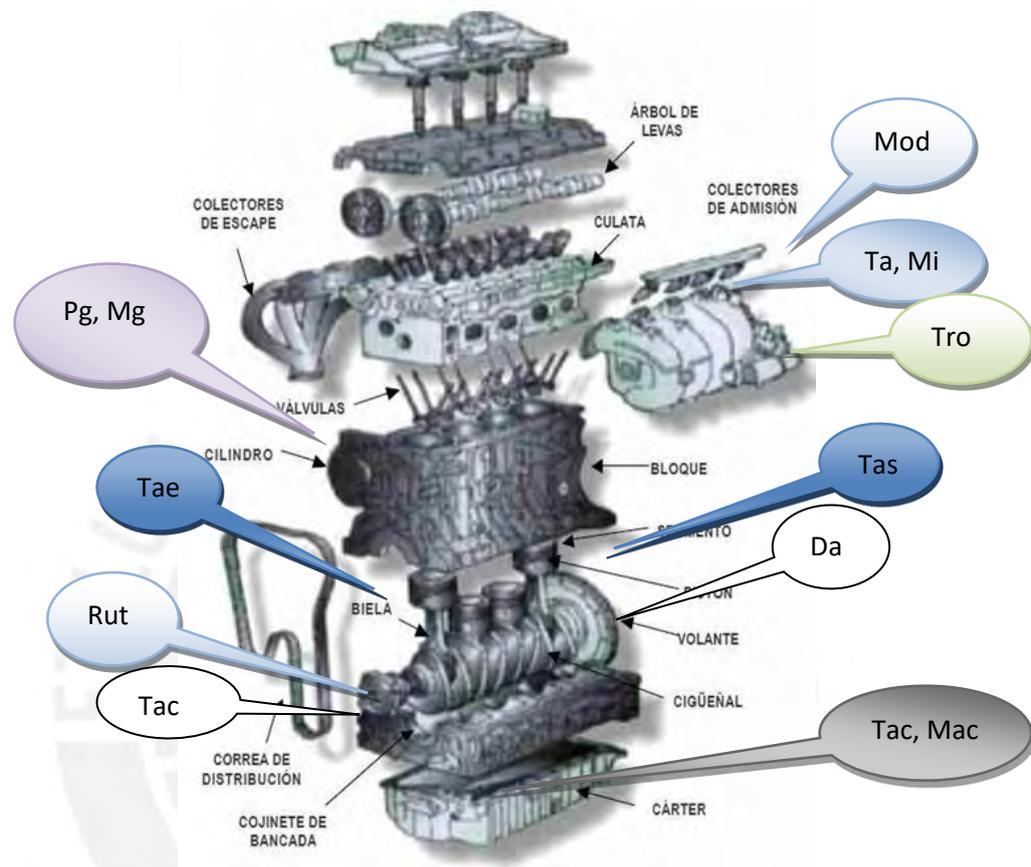


Figura 13: Componentes estructurales de un motor ciclo Otto y ubicación de instrumentos

Fuente: Documento en línea. José Antonio E. García Álvarez (s.f.), Así funciona el motor a gasolina. Extraído el día 02-12-12 desde

http://www.asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_1.htm

Dónde:

- Pg : Termocuplas de gases de combustión
- Tae : Termómetro en el ingreso de agua
- Tacm : Tacómetro
- Ta : Termómetro al ingreso de aire
- Ma : Manómetro al ingreso del aire
- Tcom : Termómetro al ingreso de combustible en el carburador
- Tas : Termómetro en la salida del agua
- Din : Dinamómetro
- Tac : Termómetro en la entrada de la galería de aceite
- Mac : Manómetro en la entrada de la galería de aceite
- Rota : Rotámetro para el flujo de agua
- Mda : Manómetro diferencial para el flujo de aire consumido.

3.2 DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR

Motor:

- Marca :Nissan GA15DS
- Potencia :70 kW @ 6000 RPM
- Torque :126 N.m @ 3600 RPM
- Cilindrada :1497 cc
- Diámetro y carrera :73.6 mm y 88 mm respectivamente
- Orden de encendido :1-3-4-2
- Tipo de encendido :Distribuidor y bobina
- Relación de compresión : 9: 1

3.3 SIMBOLOGÍA

Se presenta la definición de los siguientes símbolos que serán utilizados en la aplicación de las fórmulas para la obtención de las potencias y factores de corrección necesarios según normas SAE.

Dichos símbolos están indicados en la lista de simbología en la parte inicial del presente documento.

3.4 TOMA DE DATOS DEL ENSAYO

Se realizó la toma de datos a diferentes RPM dando como resultado las tablas a continuación:

n	RPM	4000	3800	3600	3400	3200	3000
Tq	N-m	5	9	12,5	16	20	24
G	Lpm	0.0161	0.0158	0.0151	0.015	0.0149	0.0147
Ca	mmH2O	196	194	193	193	191	187
Tg	K	556	553	551	538	521	514
Tac	°C	103	108	107	107	107	105
Tae	°C	68,5	71,9	71,7	71,9	71	70,8
Tas	°C	77,9	81,2	80,3	81,8	79,9	81
Pr	Mpa	0,12	0,12	0,118	0,113	0,111	0,111
Tr	K	866	873	880	880	876	873
Vac	dm3	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
Vcom	cm3	50	50	50	50	50	50
t	s	29	29,28	31,82	31,26	31,46	31,71

Tabla 4: Primera posición de la mariposa, iniciando a n = 4000 RPM

Fuente: Elaboración propia

n	RPM	3000	2800	2600	2400	2200	2000
Tq	N-m	5	9,5	13,5	18	23	29
G	Lpm	0.0148	0.0135	0.0123	0.0105	0.092	0.008
Ca	mmH2O	103	102	101	101	100	97
Tg	K	488	476	471	462	453	444
Tac	°C	103	102	100	97	96	94
Tae	°C	67,8	66,2	64,8	64	63,2	62,2
Tas	°C	77,2	75,6	74,5	74,2	73,6	73,3
Pr	Mpa	0,111	0,111	0,111	0,111	0,099	0,098
Tr	°C	829	822	814	808	807	810
Vac	dm3	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
Vcom	cm3	50	50	50	50	50	50
t	s	43,4	44,9	43,56	44,29	44,9	47,22

Tabla 5: Segunda posición de la mariposa, iniciando a n=3000 RPM

Fuente: *Elaboración propia*

n	RPM	3600	3400	3200	3000	2800	2600
Tq	N-m	5	9,5	13,5	17	21	26
G	Lpm	0.0152	0.0151	0.0149	0.0147	0.0136	0.0122
Ca	mmH2O	156	155	153	152	151	148
Tg	K	542	529	509	500	492	489
Tac	°C	97	102	103	103	103	102
Tae	°C	68,3	69,1	69,6	69,2	69,3	68,9
Tas	°C	77,9	79,1	79,5	79,4	79,2	79,1
Pr	Mpa	0,12	0,118	0,118	0,118	0,117	0,117
Tr	°C	865	865	855	850	850	846
Vac	dm3	50	50	50	50	50	50
Vcom	cm3	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
t	s	34,54	34,65	34,86	34,98	36,72	37,29

Tabla 6: Tercera posición de la mariposa, iniciando a n=3600 RPM

Fuente: *Elaboración propia*

3.5 CÁLCULOS A REALIZAR

Para realizar los análisis exergéticos y Energéticos primero debemos calcular los estados termodinámicos siguiendo las ecuaciones de los procesos termodinámicos descritos en el Capítulo I y detalladas en el ÍNDICE “a” (Cálculo de estados termodinámicos) mencionado a continuación.

Una vez definido los estados termodinámicos para diferentes RPM a los que se somete el motor según las normas internacionales SAE que tomamos como guías para realizar el ensayo se procederá a realizar los cálculos Exergéticos siguiendo el “Modelo de las Corrientes” que consiste en solo considerar la fase del flujo que pasas a través del equipo a evaluar, pudiendo existir distintas corrientes de ingreso y de salida del equipo .Solo importará que cada flujo posee un nivel de Exergía independiente a su origen o destino.

Este cálculo se describe al detalle paso a paso en el índice “b” (Cálculo Exergético) tomando como ejemplo una velocidad de rotación igual a 3000 RPM .El cuadro resumen con los cálculos de las diferentes posiciones de la mariposa se presenta en el anexo I.

Finalmente procederemos con los cálculos Energéticos en el índice “c” utilizando las ecuaciones enunciadas en el Capítulo II (Análisis Energético) y una velocidad de rotación igual a 3000 rpm con lo que calcularemos porcentajes de rendimientos de la Energía en el motor de combustión interna encendido por chispa. El cuadro resumen de los cálculos se presente en el anexo I.

Una vez realizados todos los cálculos se planteará a manera de resumen los gráficos Sankey y Grassman en el Capítulo IV (Análisis de resultados) para poder observar con mayor facilidad los flujos de Energía y Exergía respectivamente.

a. CÁLCULO DE ESTADOS TERMODINÁMICOS

En primer lugar se procederá a calcular los estados termodinámicos del Ciclo Otto real y se tomará como ejemplo de cálculo los datos obtenidos del ensayo para $n= 3000$ RPM, $T_0 = 25$ °C, $p_0 = 0.1013$ MPa. (condiciones atmosféricas)

- 1) Cálculo de la cantidad teórica de aire necesario para la combustión de un kilogramo de combustible :

Se parte de la composición química de la gasolina especificada en el “anexo B” donde se tiene:

- C= 0.855 kmol
- H= 0.145 kmol
- $L_o = 0.516$ kmol
- $O_2 = 0$ kmol
- $\mu_c = 120$ (Masa molecular media del combustible)

Se asumirá que la relación de aire-combustible teórico en un motor de Ciclo Otto esta alrededor de $R_{a/c} = 15.9$, tomando el dato como referencia del documento de “*Ismael Rivera Olin, Análisis Exergético a un motor de combustión interna Otto, Fuente electrónica .En línea, 18-09-2012*”

Por lo tanto la relación teórica del aire en masa se calcula a continuación:

$$I_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} (0.855) + 8(0.145) \right) = 14.596 \text{ Kg}$$

Luis Lastra Espinoza, Guillermo Lira Cacho, Elizabet Vera Becerra, Danilo Valenzuela Oblitas, Andres Valderrama Romero, Julio Estrada Pita, Max Ivan Aldave Ruiz. Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

2) Calculando el coeficiente de exceso de aire:

$$\alpha = \frac{I}{I_0} = \frac{15.9 \text{ kg}}{14.956 \text{ kg}} = 1.06$$

Dónde:

- I : Cantidad de aire estequiométrica
- I_0 : Cantidad de aire teórica calculada

Luis Lastra Espinoza, Guillermo Lira Cacho, Elizabet Vera Becerra, Danilo Valenzuela Oblitas, Andres Valderrama Romero, Julio Estrada Pita, Max Ivan Aldave Ruiz. Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas. 1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.

De donde se puede apreciar que $\alpha > 1$ por lo que se trata de una mezcla pobre.

3) Cantidad de mezcla fresca:

$$G_1 = 1 + \alpha I_0 = 1 + 1.06(14.956) = 16.85 \text{ kg} \quad (\text{De la Ec.1.14})$$

4) Cantidad total de carga (aire-combustible). Para 1 kg de combustible:

$$M_1 = \frac{1}{\mu_c} + \alpha L_0 = \frac{1}{120} + 1.06(0.516 \text{ kmol}) = 0.55 \text{ Kmol} \quad (\text{De la Ec.1.9})$$

5) Determinación de cada uno de los productos de combustión si $\alpha > 1$ (mezcla pobre):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.855}{12} = 0.07125 \text{ K mol} \quad (\text{De la Ec.1.10})$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{12} = \frac{0.145}{12} = 0.012 \text{ Kmol} \quad (\text{De la Ec.1.11})$$

$$\begin{aligned} M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0 = 0.21(1.06 - 1)0.516 \quad (\text{De la Ec.1.12}) \\ &= 0.0065 \text{ Kmol} \end{aligned}$$

$$MN_2 = 0.79 \times \alpha \times L_0 = 0.79(1.06)0.516 \quad (\text{De la Ec.1.13})$$

$$= 0.432 \text{ Kmol}$$

Por lo tanto la cantidad total de productos de combustión es:

$$M_2 = MCO_2 + MH_2O + MO_2 + MN_2 \quad (\text{De la Ec.1.8})$$

$$= 0.07125+0.012+0.0065+0.432$$

$$= 0.5091 \text{ Kmol}$$

6) Calculando el coeficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.5091}{0.55} = 0.925$$

7) Presión final de la admisión , asumiendo

- a. $\beta^2 + \epsilon_{ad} = 3$
- b. $\omega_{ad} = 80 \text{ m/s}$

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \epsilon_{ad}) \frac{\omega_{ad}^2}{2} \rho_{aire} \quad (\text{De la Ec.1.4})$$

$$= 0.1013 - \frac{3}{2} 90^2 \times 1.29 \times 10^{-6}$$

$$= 0.0889 \text{ MPa}$$

8) Calculo del coeficiente de gases residuales para hallar la temperatura de admisión:

Asumiendo:

1. $\Delta T: 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\delta_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_r} \left(\frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \right) \quad (\text{De la Ec.1.1})$$

$$= \frac{298+20}{829} \left(\frac{0.111}{9(0.0889)-0.111} \right)$$

$$= 0.062$$

9) Temperatura al final de la admisión

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \delta_r T_r)}{(1 + \delta_r)} \quad (\text{De la Ec.1.3})$$

$$= \frac{298 + 20 + 0.062(829)}{1 + 0.062} = 347.73 \text{ K}$$

10) Presión al final de la compresión donde $n(1.3-1.37)$

Tomando coeficiente politrópico igual a $n = 1.35$

$$P_c = P_a \times \epsilon^{n1} = 0.0889 \times 9^{1.35} = 1.73 \text{ MPa} \quad (\text{De la Ec.1.5})$$

11) Temperatura al final de la compresión :

$$T_c = T_a \times \epsilon^{n1-1} = 347.73 \times 9^{1.35-1} = 750.29 \text{ K} \quad (\text{De la Ec.1.6})$$

12) Coeficiente de variación molecular

$$\mu_r = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0.925 + 0.062}{1 + 0.062} = 0.93$$

13) Ecuación de combustión para $\alpha > 1$

Considerando $\epsilon_z = 0.85$

$$\frac{\epsilon_z H_c}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{(1 + \gamma_r)} = \mu_r U_z'' \quad (\text{De la Ec.1.20})$$

Calculamos el primer miembro:

$$\frac{\epsilon_z H_c}{(1 + \gamma_r) M_1} = \frac{0.85 \times 43890}{(1 + 0.062) 0.55} = 64014.5$$

Obtención del calor específico de la mezcla fresca según tabla del anexo "D":

$$\mu C_v = 22.558 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$U_c = \mu C_v \times T_c = 22.558(750.29) = 16925 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}}$$

14) Energía interna de 1 mol de productos de combustión al final de la compresión

De la tabla del anexo "C" y con la temperatura al final de la compresión (750.29 K) se tiene los calores específicos de los productos de la combustión en KJ/kgK:

$$\text{CO}_2 = 37.97$$

$$H_2O=28.18$$

$$O_2= 24.01$$

$$N_2=22.17$$

$$\mu C v' = 0.129(37.97) + 0.131(28.18) + 0.137(24.01) + 0.79(22.17) = 29.39$$

$$U'_c = 29.39(750.29) = 22053.6 \frac{KJ}{Kmol}$$

$$\frac{U_c + \gamma_r U_c''}{(1 + \gamma_r)} = \frac{16925 + 0.062(22053.6)}{1 + 0.062} = 17224.4$$

$$\mu_r U_z'' = 64014.5 + 17224.4 = 81238.9$$

$$U_z'' = 87353.65$$

De la tabla del anexo "F", se puede obtener la temperatura luego de la combustión por extrapolación:

$$\frac{2500 - 2400}{T_z - 2500} = \frac{74.976 - 71.288}{87.35365 - 74.976}$$

Donde

$$T_z = 2837.21 \text{ K}$$

15) Presión final de la combustión

$$P_z = \mu_r \frac{T_z}{T_c} P_c = 0.93 \times \frac{2837.21}{750.29} \times 1.73 = 6.07 \text{ MPa} \quad (\text{De la Ec.1.22})$$

Si el coeficiente de redondeo es $\emptyset = 0.9$

$$P_z' = \emptyset P_z = 0.9 \times 6.09 = 5.46 \text{ MPa} \quad (\text{De la Ec.1.23})$$

Y:

$$T_z' = 0.9 \times 2841.2 = 2553.49 \text{ K}$$

16) Presión final de la expansión, considerando $n_2=1.23$

$$P_b = P_z \times \frac{1}{\epsilon^{n_2}} = \frac{6.07}{9^{1.23}} = 0.407 \text{ MPa} \quad (\text{De la Ec.1.24})$$

17) Temperatura final de la expansión

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\epsilon^{n2-1}} = \frac{2837.21}{9^{1.23-1}} = 1711.65 \text{ K} \quad (\text{De la Ec.1.25})$$

Se presenta el cuadro de datos necesarios para obtener los estados termodinámicos durante el proceso de combustión:

ΔT	20	ϵ	9	M2	0,5091
p_o	0,1013	η_c	1,35	ϕ	0,9
t_o	298	μ_o	0,925	η_{ex}	1,23
$\beta^2 + \epsilon_{ad}$	3	ϵ_z	0,85	d_{gas}	690
ω_{ad}	80	Hg	43980	Ncompresion	0,9
d aire	1,29	M1	0,55	Cpaire	1,01
Cv aire	0,718				

Tabla 7: Datos para realizar los cálculos de los estados termodinámicos

Fuente: Elaboración propia

A continuación se presenta los cuadros resumen de todas las propiedades calculadas a diferentes revoluciones:

n	4000	3800	3600	3400	3200	3000
p_a	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916
T_a	351,34	351,51	351,06	349,52	348,82	348,75
γ_r	0,065	0,064	0,063	0,059	0,058	0,059
p_c	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
t_c	758,07	758,44	757,47	754,15	752,64	752,50
μ_r	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
1er term	63834,06	63865,22	63970,85	64157,06	64214,96	64202,78
U_c	17117,28	17133,22	17080,95	16968,33	16919,30	16908,57
U_c''	22310,07	22328,55	22262,04	22134,24	22074,88	22063,16
2do term	17433,19	17446,90	17385,72	17258,05	17204,06	17194,20
U_z	87425,25	87476,75	87535,55	87617,91	87628,14	87603,14
T_z	2837,56	2838,96	2840,55	2842,78	2843,06	2842,38
P_z	6,01	6,01	6,02	6,05	6,06	6,06
P_z'	5,41	5,41	5,42	5,44	5,45	5,45
T_z'	2553,80	2555,06	2556,50	2558,51	2558,76	2558,15
P_b	0,403	0,403	0,403	0,405	0,406	0,406
T_b	1711,86	1712,71	1713,67	1715,02	1715,18	1714,77

Tabla 8: Para velocidad inicial de 4000 RPM

Fuente: Elaboración propia

n	3600	3400	3200	3000	2800	2600
p_a	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916
T_a	351,31	350,70	350,46	350,33	350,03	349,93
γ_r	0,065	0,064	0,064	0,065	0,064	0,064
p_c	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
t_c	758,02	756,70	756,17	755,90	755,25	755,03
μ_r	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
1er term	63829,58	63905,66	63861,01	63838,31	63876,85	63858,67
U_c	16998,58	16957,60	16943,48	16935,95	16917,59	16866,72
U_c''	22278,18	22224,22	22207,18	22193,24	22170,36	22158,01
2do term	17320,12	17272,46	17261,62	17255,46	17233,85	17186,71
U_z	87298,32	87336,78	87272,46	87239,06	87261,26	87189,11
T_z	2834,12	2835,16	2833,42	2832,51	2833,11	2831,16
P_z	6,00	6,01	6,01	6,01	6,02	6,02
P_z'	5,40	5,41	5,41	5,41	5,42	5,42
T_z'	2550,71	2551,65	2550,08	2549,26	2549,80	2548,04
P_b	0,402	0,403	0,403	0,403	0,404	0,403
T_b	1709,79	1710,42	1709,37	1708,82	1709,18	1708,00

Tabla 9: Para velocidad inicial de 3600 RPM

Fuente: Elaboración propia

n	3000	2800	2600	2400	2200	2000
p_a	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916	0,088916
T_a	347,73	347,56	347,36	347,21	343,77	343,56
γ_r	0,062	0,062	0,063	0,063	0,056	0,055
p_c	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73	1,73
t_c	750,29	749,92	749,49	749,16	741,74	741,28
μ_r	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
1er term	64014,51	63982,80	63945,95	63917,85	64387,15	64438,67
U_c	16925,01	16873,13	16840,93	16818,55	16615,03	16308,13
U_c''	22050,98	21972,57	21944,92	21927,79	21658,87	21497,08
2do term	17223,25	17172,21	17143,04	17123,08	16880,83	16577,65
U_z	87412,24	87319,92	87245,06	87190,45	87483,46	87217,90
T_z	2837,21	2834,70	2832,68	2831,19	2839,14	2831,94
P_z	6,07	6,07	6,07	6,07	6,14	6,13
P_z'	5,46	5,46	5,46	5,46	5,53	5,51
T_z'	2553,49	2551,23	2549,41	2548,07	2555,23	2548,74
P_b	0,407	0,407	0,407	0,407	0,412	0,411
T_b	1711,65	1710,14	1708,92	1708,02	1712,82	1708,47

Tabla 10: Para velocidad inicial de 3000 RPM

Fuente: Elaboración propia

b. CÁLCULO ENERGÉTICO

Ahora se realizara el cálculo energético para que luego se realice una comparación entre el análisis Energético vs el Exergético. A continuación se utilizarán las formulas mencionadas en punto 2.3.2. a 3000 rpm como ejemplo de cálculo.

- I. Potencia del combustible, W_c :

$$W_c = \frac{Vc \times \rho_c \times Hg}{t} = \frac{5 \times 10^{-5} m^3 (690 \frac{kg}{m^3}) (43980 \frac{kJ}{kg})}{43.4} = 34.96 kW$$

- II. Perdida debido a los gases de escape, I_g

$$I_g = \frac{15.9 \times (5 \times 10^{-5} m^3) (190 \frac{kg}{m^3}) (1.12 \frac{kJ}{kgK}) (488 - 298) K}{43.4} = 0.74 kW$$

- III. Potencia termodinámica, W_t :

$$W_t = W_c - I_g = 34.96 - 0.74 = 34.22 kW$$

- IV. Perdida debido al sistema de enfriamiento, I_a

$$I_a = \frac{Vc \times \rho_a \times Ca (T_{as} - T_{ae})}{t} = 13.40 kW$$

- V. Potencia indicada, W_i

$$W_i = W_t - I_a = 34.22 - 13.40 = 20.82 kW$$

- VI. Pérdidas debido al rozamiento mecánico, I_l

$$I_l = \frac{Vl \times \rho_l \times Cl (T_l - T_o)}{t} = 9.62 kW$$

- VII. Potencia mecánica, W_m

$$W_m = W_i - I_l = 11.21 kW$$

- VIII. Perdida debido a la transmisión de calor por radiación, I_r

$$I_r = \varepsilon \times A \times \sigma (T_s^4 - T_o^4) = 0.6 kW$$

- IX. Potencia al freno, W_f

$$W_f = W_m - I_r = 10.61 kW$$

X. Potencia en la flecha, W_x

$$W_x = \frac{Tq \times n}{9549.29} = 1.57 \text{ kW}$$

XI. Consumo horario, C_h

$$C_h = \frac{Vc \times \rho c}{t} = 2.86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

XII. Consumo especifico de combustible, C_e

$$C_e = \frac{C_h}{W_f} = 0.27 \frac{\text{kg}}{\text{kW h}}$$

XIII. Eficiencia térmica, n_{te}

$$n_{te} = \frac{W_t}{W_c} = 98 \%$$

XIV. Eficiencia indicada, n_i

$$n_i = \frac{W_i}{W_t} = 61\%$$

XV. Eficiencia mecánica, n_M

$$n_M = \frac{W_m}{W_i} = 54\%$$

XVI. Eficiencia al freno, n_f

$$n_f = \frac{W_f}{W_m} = 95\%$$

XVII. Eficiencia efectiva o total, n_e

$$n_e = \frac{W_f}{W_c} = 30\%$$

Con los resultados obtenidos se presenta los diagramas de Sankey donde se pueden observar cómo se distribuye la energía que proviene de la combustión.

Los gases de combustión (I_g) son los que se llevan la primera parte de la energía que brinda el combustible resultando así la potencia termodinámica (W_{th}), luego el sistema de refrigeración (I_a) se encarga de absorber energía necesaria para que el motor se mantenga en una temperatura adecuada y no experimente deformaciones por esfuerzos térmicos brindándonos así la potencia indicada (W_i).

Luego el sistema de lubricación (I_l) se encarga de absorber otra parte de la energía que el motor disipa en forma de rozamiento y en forma de calor que no fue absorbido por el sistema de refrigeración, obteniendo la potencia mecánica (W_m).

Finalmente el motor disipa energía al medio ambiente en forma de radiación (I_r), que producen la potencia al freno (W_f) que es la que se mide en la flecha y la que realmente se utiliza.

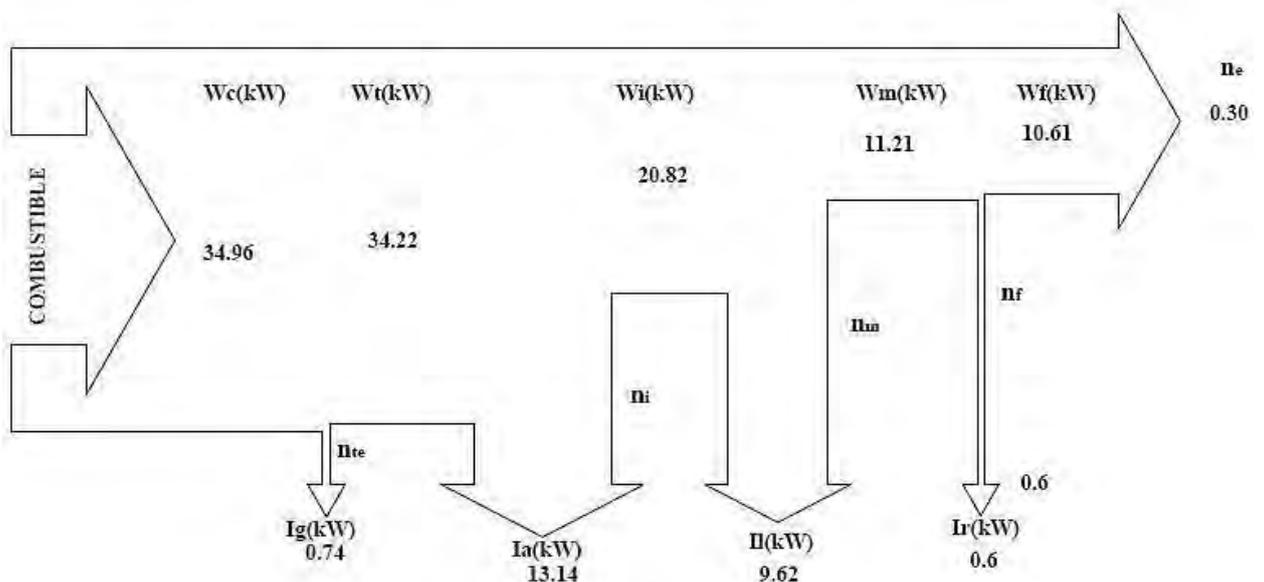


Gráfico 2: Diagrama de Sankey para posición $n = 3000$ rpm

c. CÁLCULO EXERGÉTICO

Finalmente calculamos la Exergía en los diferentes procesos dentro del Ciclo Otto, reemplazando los valores en las fórmulas que se indican en el diagrama de flujo exergético, obteniendo unos cuadros resumen para las tres posiciones de la mariposa.

Se detalla para el punto de $n = 3000$ rpm:

- a) Cálculo del Calor específico que ingresa debido a la combustión :

$$q_i = C_v(T_z - T_c) = 0.718 \times (2837.2 - 750.29) + f q = 1838.41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.*

- b) Exergía que acompaña el ingreso de calor

$$\left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) dQ = \left(1 - \frac{298}{2837.21}\right) \times 1838.41 = 1715.32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{De la Ec. 1.6d})$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.*

- c) Trabajo en la flecha:

$$W_x = a_{z'} - a_b - a_{tfc} = 1933.02 - 1005.11 - 160 = 711.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- d) Trabajo de compresión

$$W_c = C_p \times (T_{c'} - T_a) = 449.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.*

- e) Trabajo útil

$$W_n = W_x - W_c = 711.7 - 449.52 = 262.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. *Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.*

f) Eficiencia del ciclo

$$n = \frac{Wn}{qi} = \frac{262.68}{1838.41} = 14.26 \%$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

g) Exergía que acompaña la evacuación del calor

$$a_{qe} = qe \times \left(1 - \left(\frac{298}{1030}\right)\right) = 695.88 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

h) Anergía durante el proceso de compresión

$$An_{a-c} = a_a - a_c + a_{qcomp} + W_c = 44.95 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

i) Exergía a la temperatura de admisión

$$a_a = Cp \times (Ta - To) - To \left(\ln \frac{Ta}{To} - \left(\frac{n_c - 1}{n_c} \right) \times \ln \frac{Pa}{Po} \right) = -6.37 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

j) Exergía a la temperatura de Compresión

$$a_c = Cp \times (Tc - To) - To \left(\ln \frac{Tc}{To} - \left(\frac{n_c - 1}{n_c} \right) \times \ln \frac{Pc}{Po} \right) = 398.20 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

k) Exergía a la temperatura de Combustión

$$a_z = Cp \times (Tz - To) - To \left(\ln \frac{Tz}{To} - \left(\frac{n_{ex} - 1}{n_{ex}} \right) \times \ln \frac{Pz}{Po} \right) = 2106.21 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- l) Exergía a la temperatura de Combustión del ciclo real

$$a_{z'} = Cp \times (Tz' - To) - To \left(\ln \frac{Tz'}{To} - \left(\frac{n_{ex} - 1}{n_{ex}} \right) \times \ln \frac{Pz'}{Po} \right) = 1846.72 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- m) Exergía a la temperatura de Expansión

$$a_b = Cp \times (Tb - To) - To \left(\ln \frac{Tb}{To} - \left(\frac{n_{ex} - 1}{n_{ex}} \right) \times \ln \frac{Pb}{Po} \right) = 975.03 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- n) Exergía a la temperatura de barrido

$$a_r = Cp \times (Tr - To) - To \left(\ln \frac{Tr}{To} - \left(\frac{n_{ex} - 1}{n_{ex}} \right) \times \ln \frac{Pr}{Po} \right) = 232.36 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- o) Anergía durante el proceso de combustión

$$An_{c-z} = a_c - a_z + a_{qcomb} = -76.35 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- p) Anergía durante el proceso de combustión real

$$An_{c-z'} = a_c - a_{z'} + a_{qcomb} = 183.14 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- q) Anergía durante el proceso de expansión

$$An_{z'-b} = a_{z'} - a_b - Wx = 32.56 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- r) Anergía durante el proceso de evacuación y barrido

$$An_{b-r} = a_b - a_r = -185.6 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- s) Anergía durante el proceso de admisión

$$An_{o-a} = a_o - a_a = 47.59 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

- t) Calor que evacua el sistema:

$$q_e = C_v \times (T_b - T_a) = 979.3 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- u) Exergía que acompaña a la transferencia de calor durante la combustión:

$$a_{qcomb} = C_v \times (T_z - T_o) \times \left(1 - \frac{T_o}{T_z}\right) = 1631.66 \frac{kJ}{kg}$$

Fuente Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica. 2da Ed.

- v) Exergía que acompaña a la transferencia de calor durante la compresión:

$$a_{qcomp} = \frac{C_p}{n_1 \times (T_a - T_c) \times \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right)} = -0.003 \frac{kJ}{kg}$$

Valero, A. Lozano: "Los balances de energía libre, entropía, Exergía", Facultad de Química, España 1987

Para graficar el diagrama de Grassman se tomó los ensayos con la primera posición de la mariposa para $n = 3000$ rpm los demás ensayos se presentan en el anexo "I".

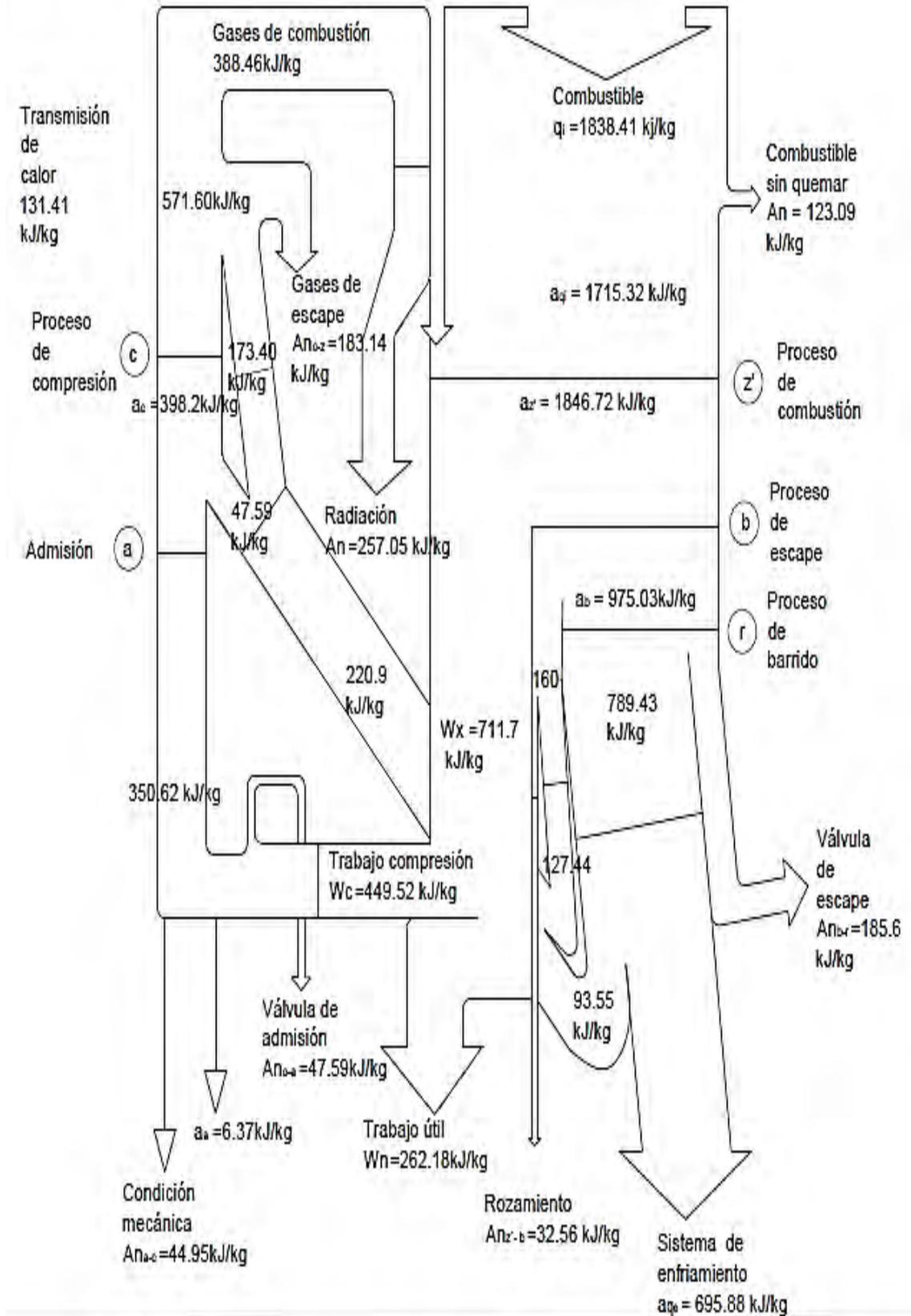


Gráfico 3: Diagrama de Grassman para $n = 3000 \text{ rpm}$

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Este capítulo tiene el objetivo de analizar los resultados de los balances Energéticos como exergéticos y en un posterior realizar una comparación de estos ,además se podrán identificar el momento, el lugar y la magnitud de las pérdidas de Exergía que se producen durante el funcionamiento de un motor de combustión interna encendido por chispa para que en un futuro se planteen procesos de optimización del uso de los combustibles, ya que se sabe que las emisiones de gases de los motores de combustión interna son la segunda causante de emisiones de CO₂.

También se podrá observar de qué manera se distribuye la energía como la Exergía en los diagramas de Sankey y Grassman respectivamente durante los diferentes procesos que se dan en el funcionamiento del motor de combustión interna encendido por chispa.

4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS EXERGÉTICOS

Del diagrama de Grassman para $n=3000$ rpm la Exergía que tiene los gases productos de la combustión son aproximadamente el 17.25 % del trabajo útil del motor, por esto se considera dentro de los principales procesos donde se pierde la Exergía.

El aprovechamiento de la Exergía de los gases de combustión en el proceso de escape estará ligado a la apertura adecuada de las válvulas de escape ya que si esto se optimiza se puede aprovechar la energía interna de los gases por conducción de calor que permite aumentar la eficiencia del motor, el trabajo mecánico y un mejorar el uso del combustible recuperando parte de la Exergía de los mismos.

El calor remanente en el motor es transmitido en forma de Exergía por la placa deflectora a la mezcla de aire-combustible en el proceso de admisión en una magnitud de 127.44 kJ/kg sumando 398.2 kJ/kg que es la Exergía en el proceso de compresión.

También se puede apreciar del diagrama de Grassman que solo el 7.15 % (131.41 kJ/kg) es aprovechado como Exergía que se recupera hacia el motor, el 9.96 % (183.14 kJ/kg) se pierde con las gases de escape y el 13.98 % (257.05kJ/kg) se disipa al ambiente en forma a de radiación.

Durante el proceso de compresión se crea anergia por la fricción propia del proceso entre los componentes del cilindro, además en este proceso se absorbe la a_{qi} que proviene del motor que está a mayor temperatura que la mezcla comprimida con la diferencia que se le aporta trabajo de compresión al fluido de trabajo.

En el proceso de combustión se obtiene la presión y la temperatura máxima durante el ciclo (punto z'), esto se debe a la Exergía propia del poder calorífico del combustible más el calor recuperado que se le aporta al motor. Así los gases de combustión luego de alcanzar las condiciones máximas de temperatura y presión en la cámara de combustión se expanden para producir el trabajo en flecha al suministrar a_{qe} otorgando la potencia en la flecha (W_x), además durante este proceso se crea anergia producto de la expansión de los gases de combustión.

Luego de la expansión el fluido posee una " a_b " en el punto "b" (inicio del proceso de escape) que posteriormente disipara Exergía y generara anergia hasta el proceso del punto "e" donde la cantidad de anergia que se produce en este proceso posterior (expulsión de gases por la válvula de escape) es de 185.6 kJ/kg que resulta ser aproximadamente el 10.1 % de la Exergía total y un 70.8 % del trabajo útil.

Este valor se vuelve considerable en comparación con las otras magnitudes y se origina por una anticipada apertura de la válvula de escape produciendo presión elevada en el escape respecto a la atmosférica, disminución del trabajo útil, dificulta una buena transmisión de calor hacia el motor y aumenta el trabajo de bombeo (admisión y barrido).

Después del proceso de barrido se vuelve a iniciar el ciclo con la admisión que produce un 2.6 % (47.59 kJ/kg) de anergia debido a la fricción que ocurre entre el fluido de trabajo y la válvula de admisión.

Las pérdidas por rozamiento mecánico es el 17.14% (44.95 kJ/kg) respecto al trabajo útil, esta magnitud es considerable por lo que se puede optimizar planteando una mejora el sistema de lubricación, cinemática y dinámica del motor.

Se debe mencionar que el circuito de refrigeración necesario para que se mantenga una temperatura optima en el motor se disipa una cantidad de Exergía 695.88 kJ/kg que representa el 37.85 % del flujo total exergético que entrega el combustible y además es casi el triple del trabajo útil (262.18 kJ/kg) del motor.

En los demás ensayos a diferentes velocidades los comportamientos son similares pero se diferencian en ciertos aspectos.

Para el trabajo útil se presenta el gráfico en donde se observa la evolución del mismo al variar la velocidad de giro.

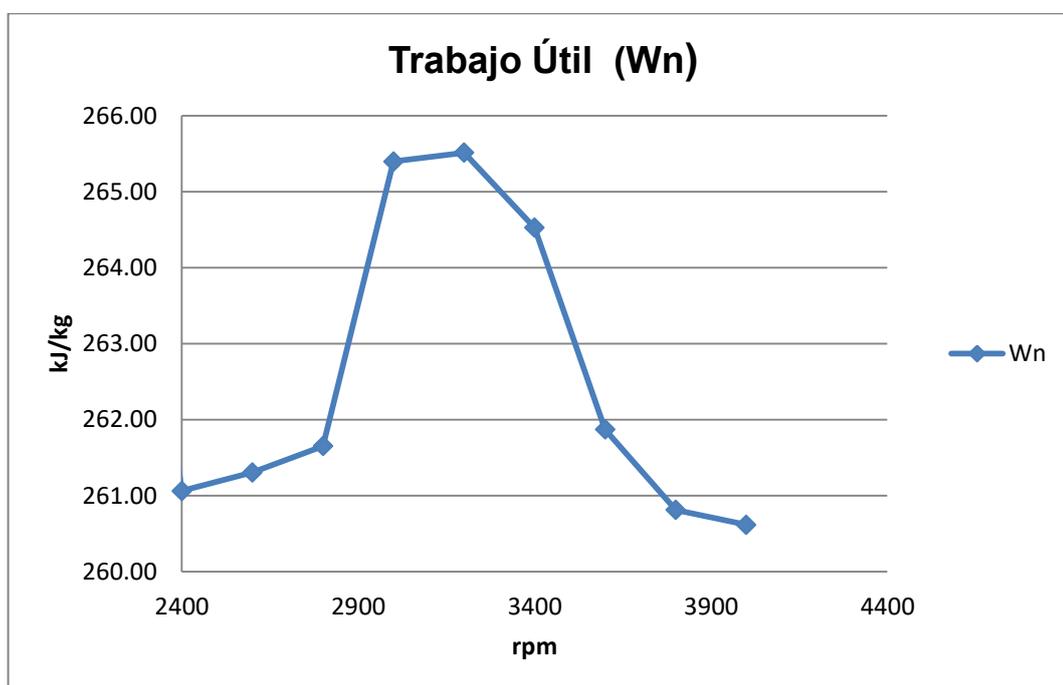


Gráfico 4: Evolución del trabajo útil para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

De este gráfico se puede apreciar que el trabajo útil va aumentando conforme aumenta la velocidad de giro hasta que posteriormente disminuye como se aprecia en el gráfico, durante el máximo desarrollo de trabajo útil el motor entra a un régimen adecuado de operación, aprovechando mejor la energía del combustible al disminuir los conceptos de rozamiento, la radiación emitida hacia el ambiente y las condiciones mecánicas del motor.

Además se puede ver que el mayor trabajo útil se obtiene aproximadamente para la velocidad de 3200 rpm en la cual se recupera la mayor cantidad de Exergía por transmisión de calor (136.88 kJ/kg) lo que representa un 55.51 % del trabajo útil para esa velocidad.

Los gases de escape también representan un papel considerable en la pérdida de Exergía por lo que a continuación se presenta el gráfico que muestra la variación de la Exergía que se disipa al medio ambiente conforme varía el régimen de velocidad del motor.

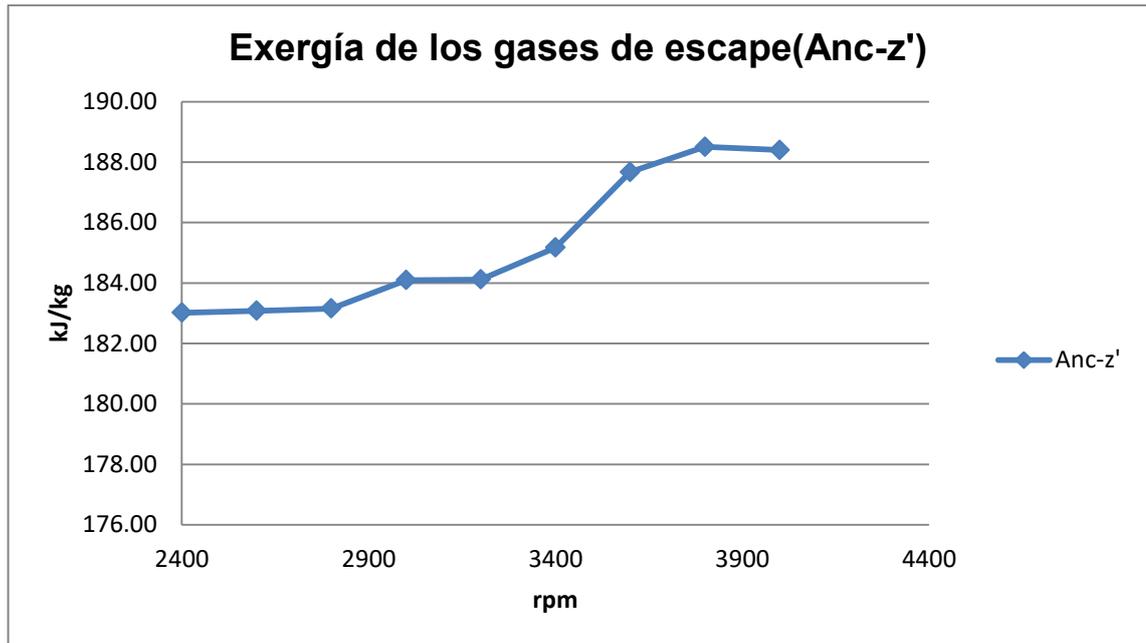


Gráfico 5: Evolución del Exergía que los gases de escape para diferentes rpm
Fuente .Elaboración propia

Se puede observar de los gráficos que la Exergía que escapa por los gases de escape va aumentando gradualmente conforme aumente la velocidad de giro esto se debe a que el ciclo se desarrolla en una menor cantidad de tiempo originando un mayor gasto volumétrico y mayor temperatura en los gases de combustión.

La anergia que se pierde por la válvula de escape se mantiene casi sin variación a comparación de la condición mecánica que varía debido al incremento del número de ciclos por minuto produciendo también un incremento en las pérdidas por rozamiento entre el pistón y cilindro.

A continuación se muestra el gráfico de las pérdidas de Exergía por condición mecánica en la que se puede observar que la mayor se da para 3800 rpm por lo que es el régimen menos recomendable ya que disminuye el trabajo útil del motor y por ende la eficiencia del mismo, además también resulta determinante en el desgaste del motor y la vida útil del mismo.

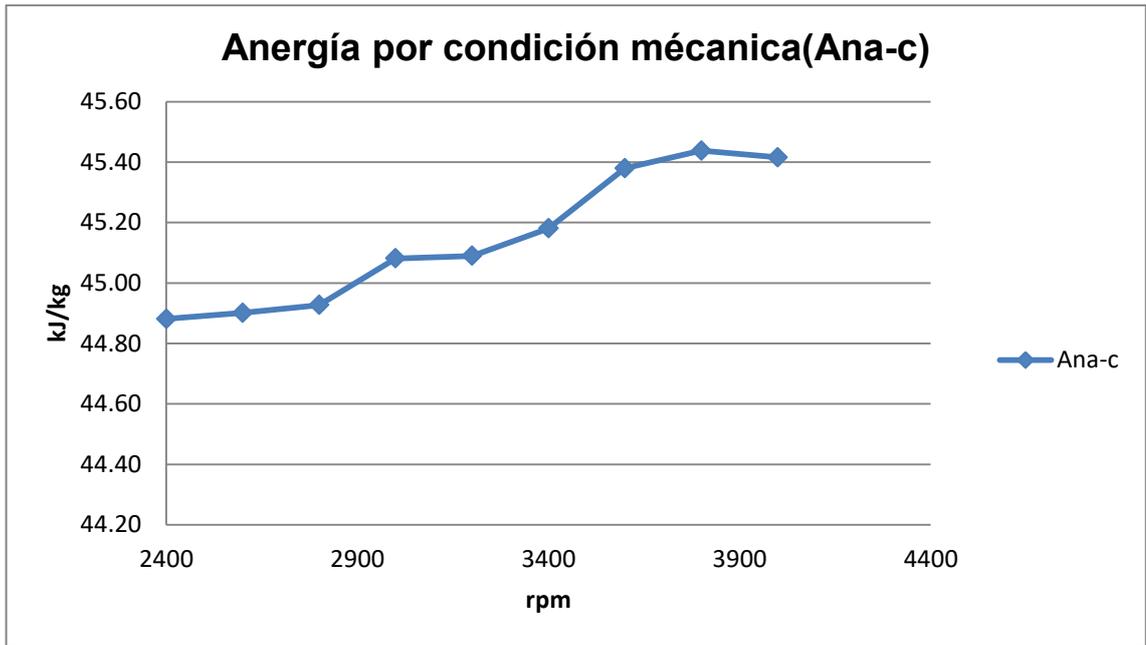


Gráfico 6: Evolución de la anergia por condición mecánica para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

Finalmente el sistema de refrigeración disipa una gran cantidad de Exergía necesaria para mantener una temperatura óptima para el motor no sufra esfuerzos térmicos así como deformaciones de sus componentes mecánicos.

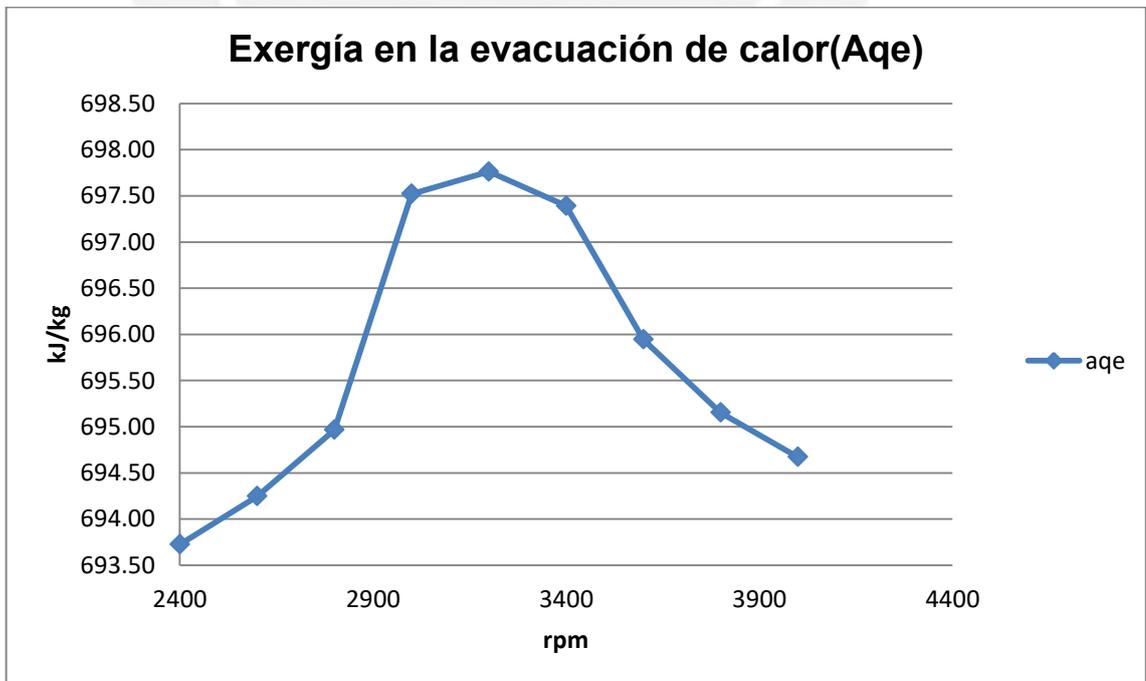


Gráfico 7: Disipación de Exergía en sistema de refrigeración para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

Se puede apreciar que la Exergía va aumentando hasta que llega a un punto en el cual empieza a disminuir, el aumento se debe al incremento de ciclos que se tienen que dar por minuto y la disminución a que luego de ese punto se están produciendo pérdidas en otros procesos que el sistema de refrigeración no puede absorber el calor tales como escape de energía por los gases de combustión y la pérdidas en las válvulas de escape.

Ahora se presentara un diagrama de Grassman con los resultados de los ensayos realizados desde las velocidades de $n = 3000$ rpm hasta $n = 2000$ rpm pero en términos de porcentajes respecto al valor exergético del combustible.

Se puede apreciar que la Exergía que se pierde por los gases de combustión va desde 21.13% a 21.83% y que generalmente no es aprovechando en la mayoría de los motores, también se puede apreciar que la anergia que se crea por la incompleta combustión va desde los 6.678 % hasta los 6.683 % y esto se debe a que un motor normalmente aspirado, como es nuestro caso, aun si fuera el caso se garantice un buen traslape valvular y un buen frente de flama no llega a combustionar toda la mezcla ya que el tiempo para su total inflamación es muy breve, además que también dependerá del estado general del motor y del buen estado físico de la bujía.

Debido a esta ineficiencia en la combustión total de la gasolina se disponen los catalizadores en los tubos de escape para neutralizar los restos de gasolina sin quemar y así no contaminen el medio ambiente.

Para alcanzar el flujo máximo exergético de trabajo se tiene que sumarle a la Exergía producida por el combustible la Exergía producto del ciclo anterior por la transmisión de calor que va desde un 6.87 % a 7.15%.

Por otra parte se debe comentar que la Exergía que se pierde por la válvula de escape es considerable en comparación con la que se pierde por la falta de combustión de la gasolina (10.29 %, casi el doble), esto se debe a que cuando la válvula se abre antes del PMS hace que los gases escapen a una presión mayor a la atmosférica a esto se suma el hecho que la distancia de apertura de la válvula es insuficiente aumentando la presión de barrido.

Ahora si bien es cierto la Exergía que se disipa en el fluido de refrigeración es alta a comparación de otras magnitudes (37.90%) esta es una propiedad intrínseca de la maquina térmica que tiene que disipar calor al foco frío para que pueda funcionar. Por esta razón esta magnitud no se considera como una pérdida sino como una necesidad para que opere el motor a una temperatura adecuada.

Las pérdidas de Exergía que se dan por fricción (18-20 %) y por la válvula de admisión (1.07-2.57%) son pequeñas, pero se pueden optimizar al mejorar el sistema de lubricación y aumentar el diámetro de la válvula de admisión respectivamente.

La Exergía que se disipa por los gases de combustión es una de las mayores en magnitud (10.3 % en promedio) por lo que se debería de aprovechar la misma por medio de un accesorio que ayude a sobrealimentar al motor como puede ser un turbocargador o supercargador que permita la reducción de la pérdida de Exergía en las válvulas de admisión como de escape.

Por último la Exergía que se disipa al medio ambiente por radiación va desde un 13.98 a 15 % de la Exergía total y casi de la misma magnitud del trabajo útil por lo que se debe tratar de recuperar por diferentes metodologías como la reducción de la presión de los gases de escape que se traduce en una disminución de temperatura del motor, o también se puede mejorar el sistema de lubricación para que absorba el calor del motor y lo reinyecte como Exergía por transferencia de calor y finalmente cambiar el material del motor como por ejemplo aluminio que por su ligero peso, baja emisividad y alta conducción evitaría que la disipación de calor al medio ambiente por radiación y conducción sea tan alta.



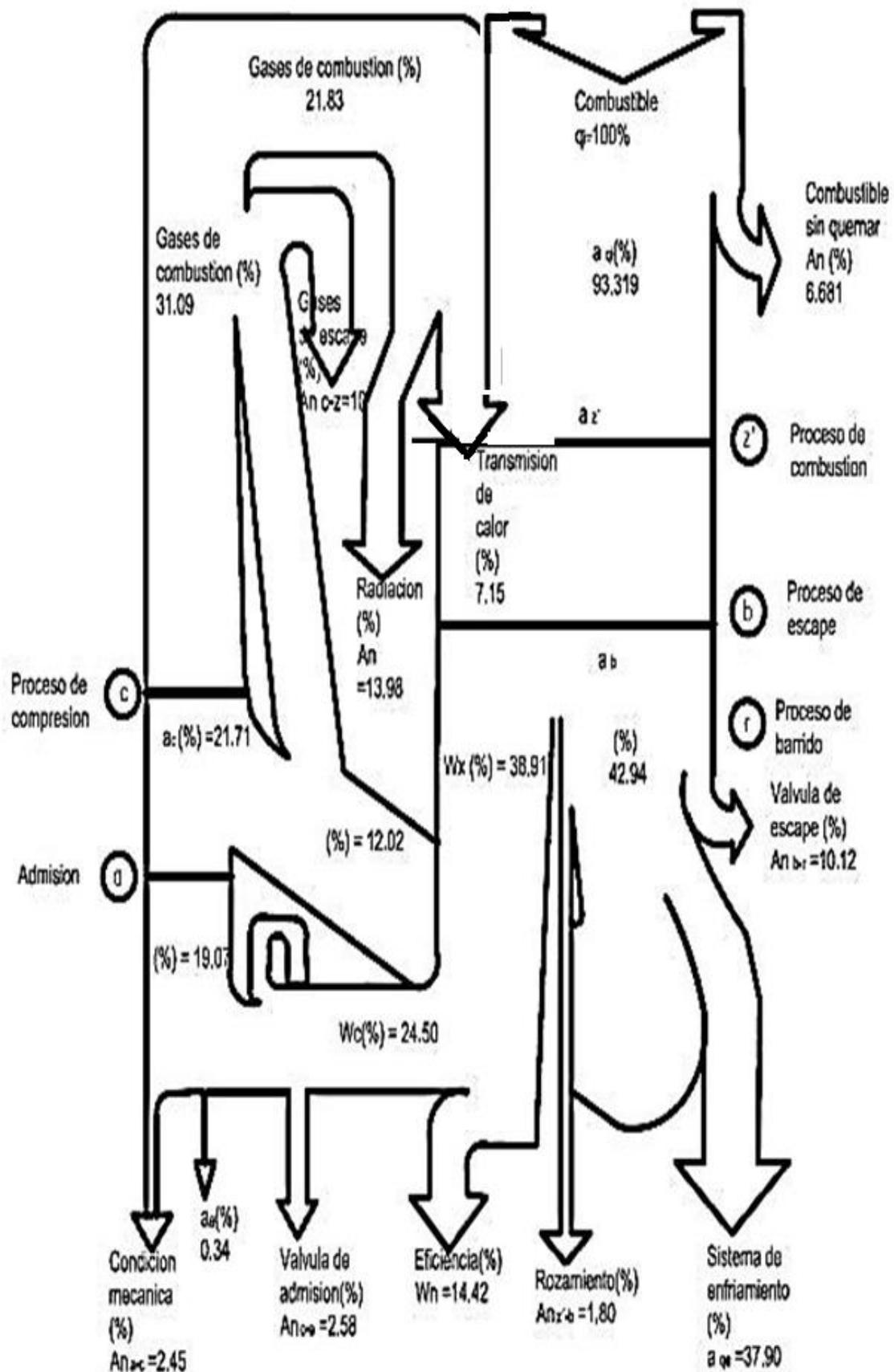


Gráfico 8: Diagrama de Grassman en porcentaje para 3000 rpm

Fuente: Elaboración propia.

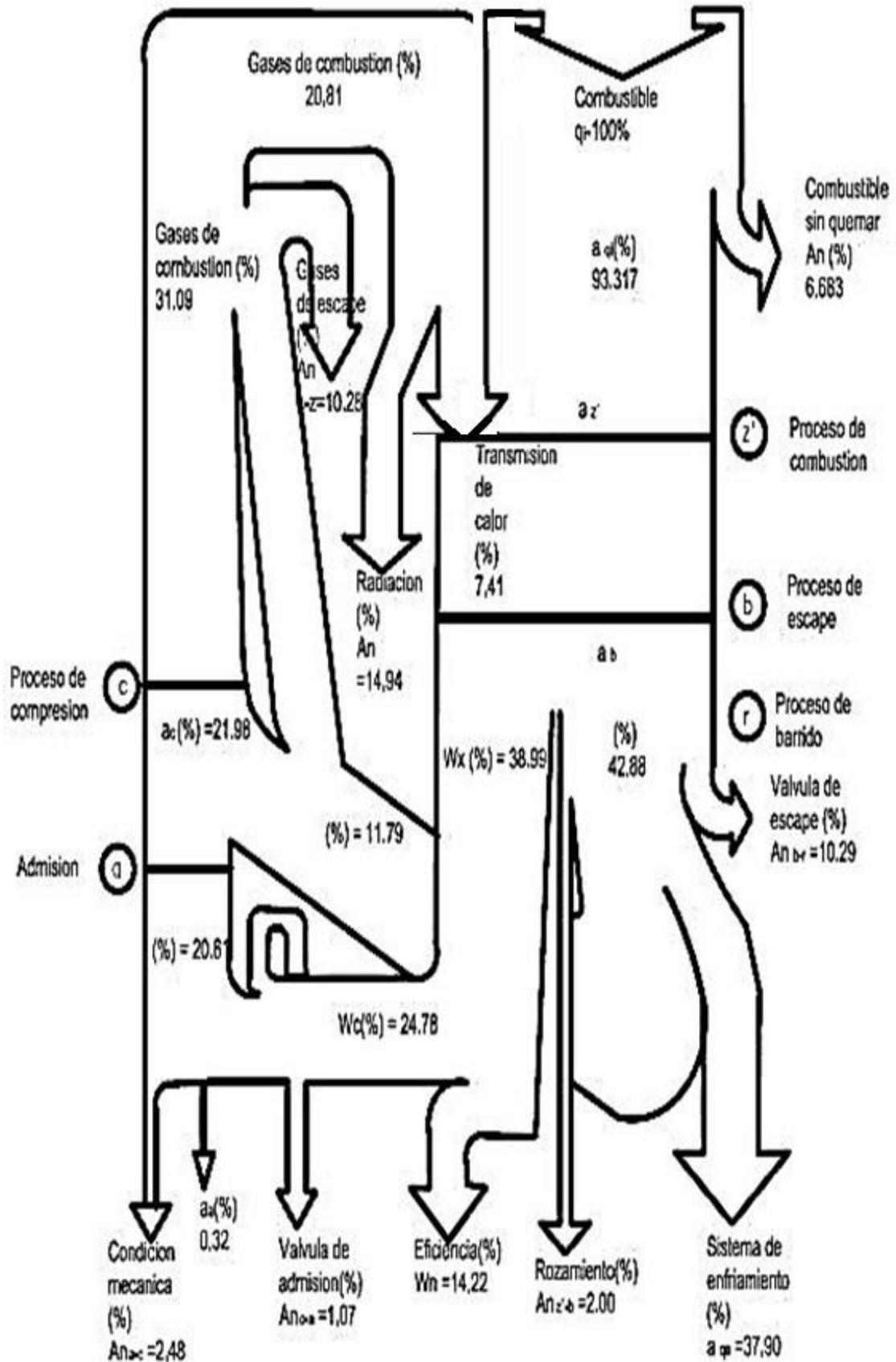


Gráfico 9: Diagrama de Grassman en porcentaje para 4000 rpm
Fuente: Elaboración propia.

4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS ENERGÉTICOS

A continuación se presentara un diagrama de Sankey con porcentajes para los regímenes de velocidades que se ensayaron desde los 3000 hasta los 2000 rpm, del cual se explicara la distribución de la energía siguiendo el ciclo del motor

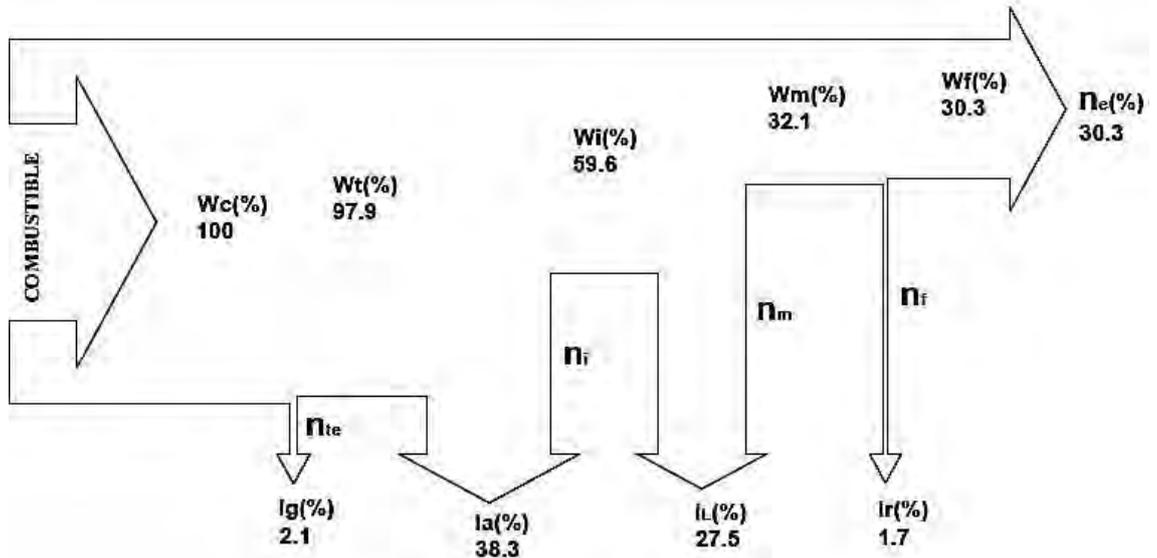


Gráfico 10: Diagrama de Sankey 3000 rpm

Fuente: Elaboración propia.

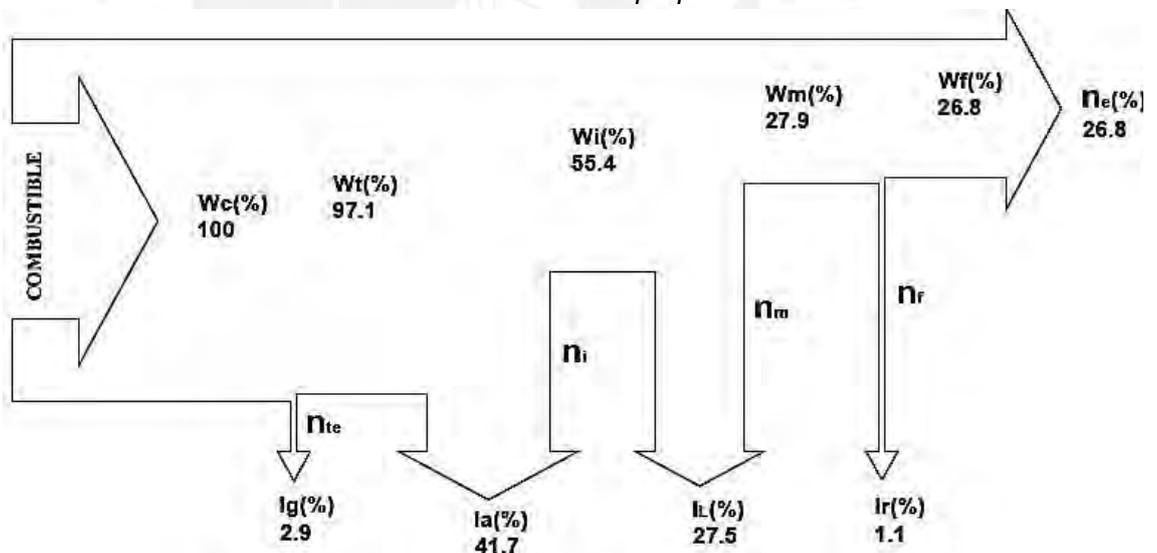


Gráfico 11: Diagrama de Sankey 4000 rpm

Fuente: Elaboración propia.

Se plantea que el primer consumo de energía lo hace los gases de combustión ya que no podría ser el sistema de refrigeración, ya que el termostato impide la libre circulación del fluido; ni el sistema de lubricación, ya que la baja frecuencia de rotación coincide con la velocidad de ralenti y por ultimo tampoco la disipación al medio ambiente ya que el motor inicia su marcha y no es su máxima temperatura.

Se puede observar de Diagrama de Sankey que la pérdida de energía por los gases de combustión son bajos desde 1.6 a 2.1 % y quizá se deba a la buena sincronización de apertura de la válvula de escape que evitaría que la presión y la temperatura de los gases de combustión aumenten ya que no encontrarían tanta restricción para ser expulsados.

Respecto al sistema de lubricación la pérdida de energía oscila entre los 24.3 y 27.5 % por lo que se puede decir que es un resultado aceptable que manifiesta un aceptable estado mecánico del motor sin originar mucha fricción o calentamiento.

Y finalmente como ya se sabe que la mayor parte de la energía como también la Exergía se disipa por el sistema de refrigeración y particularmente en este ensayo por normas de seguridad del laboratorio se tenía que mantener la temperatura del refrigerante inferior a los 80 °C por lo que se encendía un ventilador externo cada cierto tiempo para ayudar a disipar el calor del radiador, por tal motivo la pérdida de energía durante el ensayo oscila entre los 24.5 y 38.4 %. Estos valores disminuirían si es que se trabajara con un sistema presurizado.

A continuación se presentan las curvas de consumo específico, pérdidas por refrigerante, trabajo al freno y por último eficiencia efectiva de las tres posiciones de la mariposa resultando una tendencia general de comportamiento de las curvas del motor:

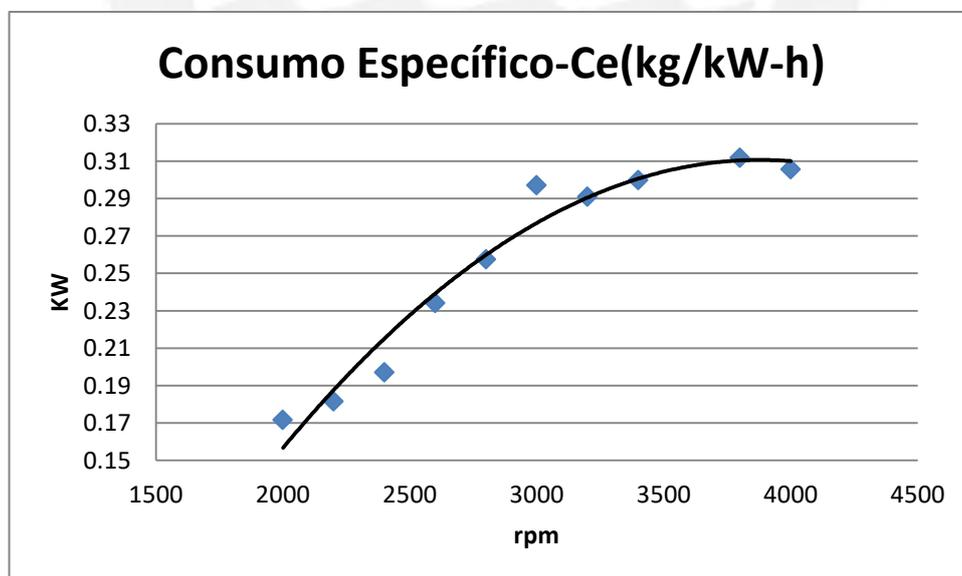


Gráfico 12: Consumo específico para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

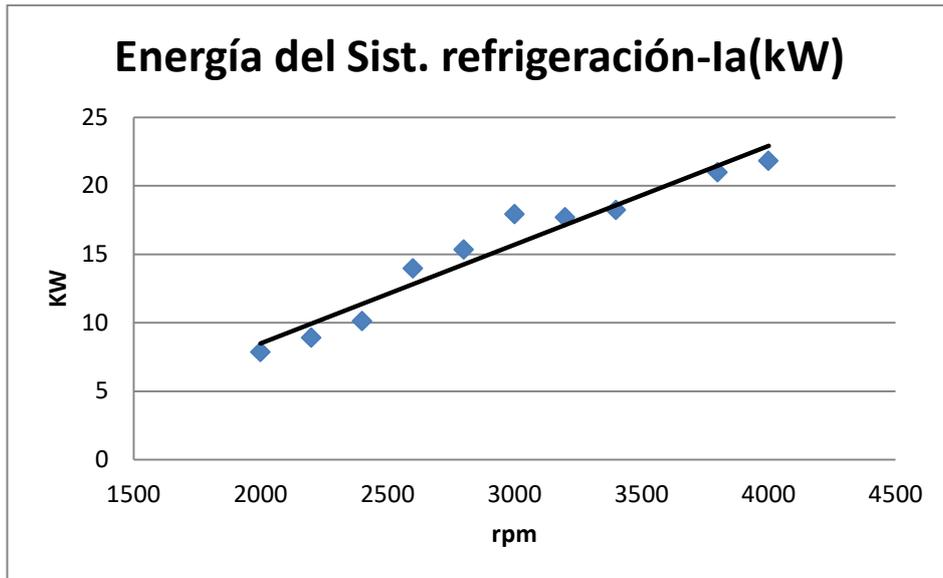


Gráfico 13: Perdidas de energía por el sistema de refrigeración para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

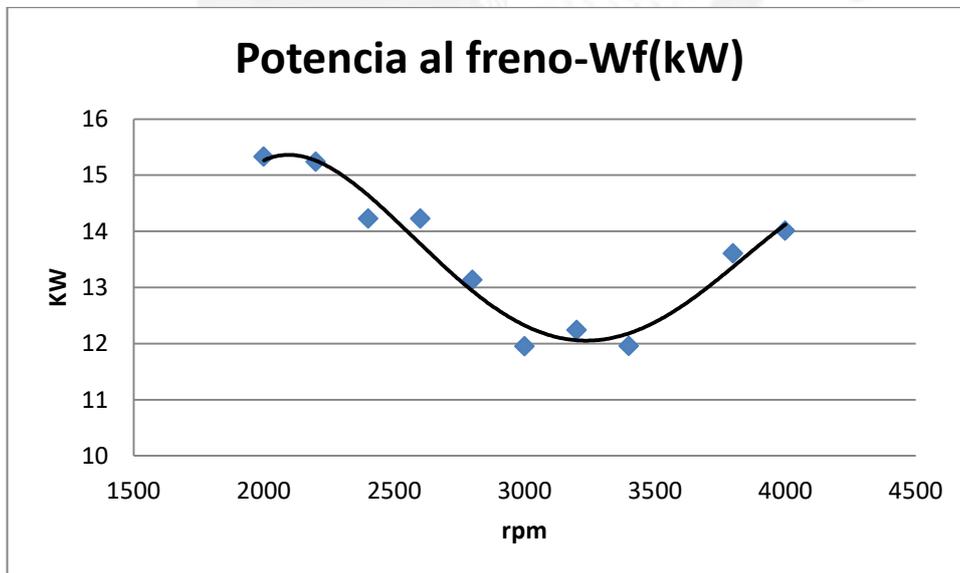


Gráfico 14: Potencia al freno para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

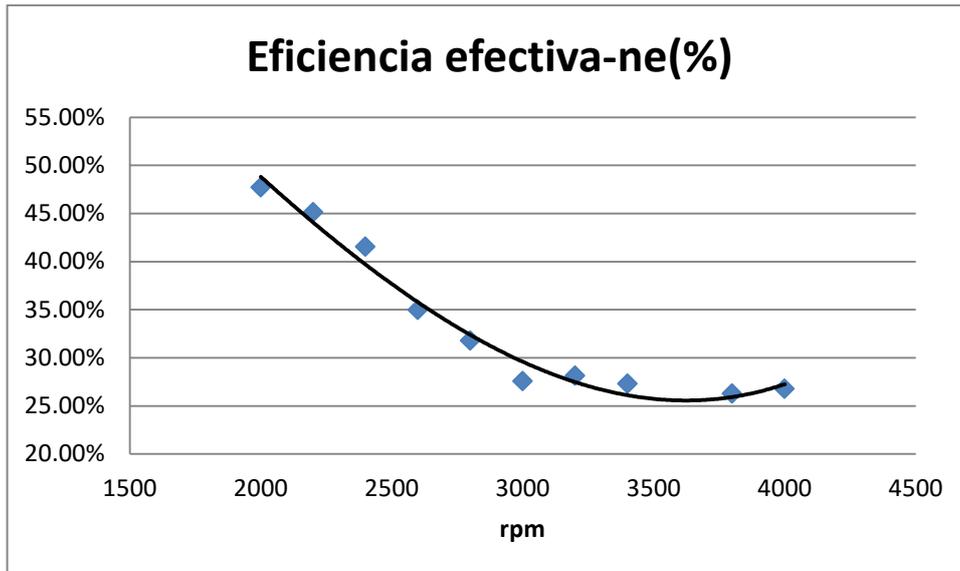


Gráfico 15: Eficiencia efectiva para diferentes rpm

Fuente .Elaboración propia

De donde se puede apreciar que del grafico 4.N la eficiencia del motor va disminuyendo hasta que aproximadamente desde los 3500 rpm se trata de estabilizar y mantener con un pequeño aumento gradual, esto se debe a que al inicio el motor utilizaba la energía del combustible para vencer las fricciones que surgen durante el funcionamiento del motor que luego de llegar a un régimen operativo y comenzar a aumentar su potencia.

Según los ensayo se puede percibir del grafico 4.M una tendencia en la potencia al freno que tiende a disminuir entre las velocidades de 3000 a 3500 rpm donde también se puede percibir del grafico 4.K que el consumo específico entre este rango de velocidades es mayor produciendo ambos efectos a la disminución de la eficiencia total del motor dentro de este rango de velocidades.

Por último también del grafico 4.L del consumo de energía por parte del sistema de refrigeración se puede llegar a percibir que dentro de este rango de velocidades entre los 3000 y 3500 rpm es sistema de refrigeración absorbe más energía ya que existe un incremento en las perdidas del motor por un mayor consumo de combustible sin aumentar la potencia al freno.

4.3. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Se procederá a ser una comparación entre los balances energéticos y exergéticos con el fin de mostrar las diferencias entre ambos balances:

Concepto (%de pérdida)	Energético (%)	Exergético (%)
Gases de combustión	1,6-2,1	10-10,28
Sistema de lubricación	24,3-27,5	1,8-2,00
Sistema de enfriamiento	24,5-38,3	37,9
Transmisión de calor	1,7-1,9	13,98-15,00
Válvula de admisión	0	1,07-2,58
Válvula de escape	0	10,12-10,29
Múltiple de admisión	0	0,32-0,34
Trabajo útil	27-31	14,22-14,45

Tabla 11: Comparación de diferentes análisis en un rango de 2000 a 3000 rpm

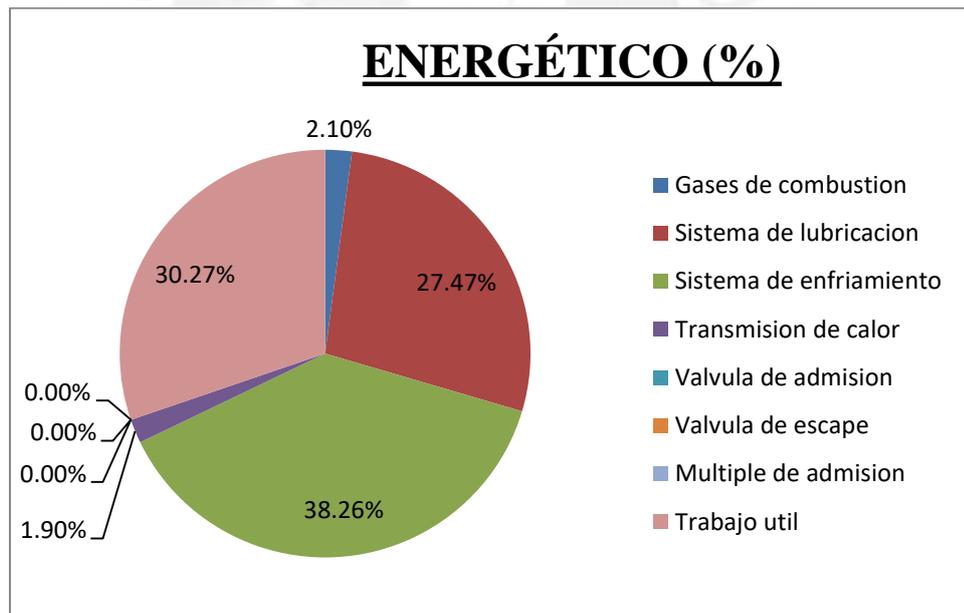


Gráfico 16: Distribución de Energía según un análisis Energético entre 2000 y 3000 rpm

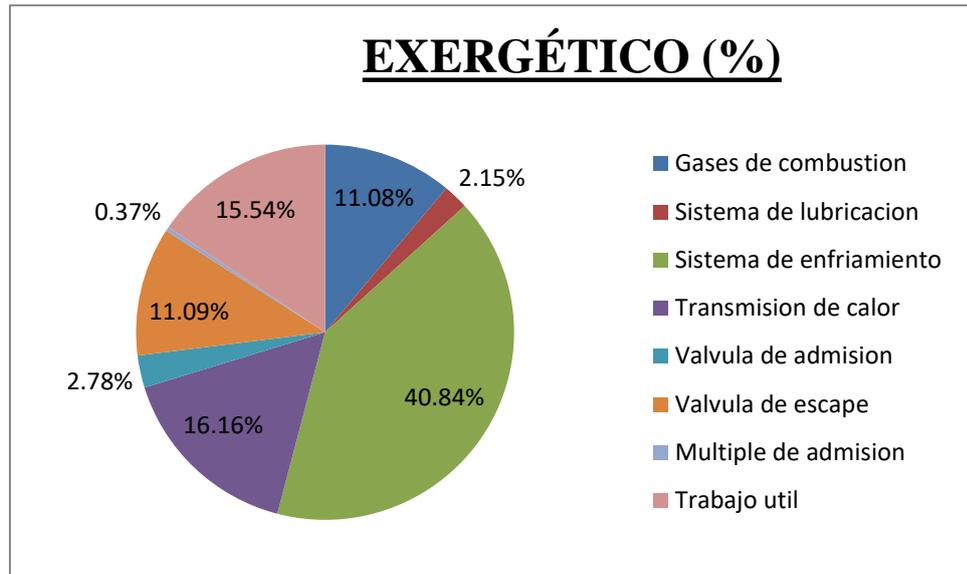


Gráfico 17: Distribución de Energía según un análisis exerético entre 2000 y 3000 rpm

Según el análisis energético la mayor pérdida de energía se presenta en el sistema de enfriamiento, a diferencia del análisis exerético donde la mayor pérdida de exerjía se presenta en los gases de combustión.

Esto sucede ya que el análisis exerético considera que el flujo del sistema de enfriamiento es necesario para el funcionamiento de la maquina térmica, mientras que el análisis energético lo considera como una de las pérdidas de mayor magnitud por ser este un flujo que no forma parte del trabajo útil final.

Esta consideración del análisis exerético se basa en la capacidad de un estado para poder realizar trabajo y en este caso el flujo de energía del sistema de enfriamiento posee cierta utilidad que permite que el motor funcione.

Sin embargo se debe tratar de mantener una temperatura de operación lo más elevada posible del motor para disminuir la cantidad de exerjía que se trasmite al sistema de enfriamiento, cuidando que esta no exceda la temperatura límite del material del cual está fabricado el motor.

También podemos observar que en el análisis energético el porcentaje del flujo de energía disipada por los gases de combustión esta alrededor de un 2% en promedio, mientras que según el análisis exerético se presenta como un 10% del total de la exerjía del sistema. Este porcentaje del análisis exerético sumado con la anergia por falta de combustión de la gasolina y la anergia que se produce en la válvula de escape dan un total que excede al trabajo útil.

Es por ello que se debe centrar la atención en estos procesos para reducir estas pérdidas y así aumente la eficiencia del motor.

Por ultimo si comparamos los flujos disipados en el sistema de lubricación, el análisis energético nos muestra que el porcentaje va desde 24.3-27.5 % mientras que en el análisis exergético el valor es mucho inferior alrededor de 2 %. Esto se debe a que el flujo de exergía que disipa (anergia) en el sistema de lubricación se puede transformar luego en exergía por transferencia de calor en otro sistema del motor.

4.4. VALIDACIÓN DE METODOLOGÍA PROPUESTA

En el anexo H se presenta la metodología final que se deberá seguir para analizar Exergéticamente un motor de Combustión Interna encendido por chispa que permita reforzar los conocimientos obtenidos en los cursos de Termodinámica y que a la vez también incentive a desarrollar mayor interés en los alumnos para que profundicen en este método de análisis. Así se podrá tener mayor conocimiento de sus ventajas, sus aplicaciones y facilidades de análisis para llegar a la optimización del proceso de combustión.



CONCLUSIONES

1. En la presente tesis se propone una metodología para el desarrollo de un análisis Exergético en un motor de combustión interna que reforzarán la teoría de la Exergía, sus aplicaciones y sus ventajas. Esta metodología sigue los estándares internacionales ya que tomó como referencia para su elaboración normas internacionales como la SAE J1349 MAR2008 y la SAE J1995 y ha sido validada con un ensayo experimental.
2. Teniendo en consideración lo importante que se ha vuelto el impacto ambiental la utilización de esta metodología permite identificar el tipo, magnitud y localización de las irreversibilidades en el ciclo de combustión interna de un motor de encendido por chispa, pasos fundamentales que servirán para plantear posibles soluciones que en un mediano a largo plazo permita hacer aún más eficiente el ciclo de combustión en los motores reduciendo así el porcentaje de las emisiones nocivas hacia el medio ambiente.
3. La presente tesis propone estrategias que permiten optimizar el rendimiento del ciclo en un motor de encendido por chispa, dichas estrategias son resultado de haber realizado el ensayo, el cual nos brinda información sobre que procesos debemos concentrar nuestros esfuerzos para la optimización del rendimiento del motor. Los procesos que presentaron mayores magnitudes de Exergía perdida se dieron en la válvula de escape, gases de combustión y combustible sin quemar con un porcentaje acumulado del 30% de la Exergía generada durante el proceso de combustión.
4. La tesis muestra las ventajas de un análisis Exergético a un motor de combustión interna frente a otros análisis, quedando en evidencia su mayor simplicidad de cálculo por tener menor cantidad de variables sin perder la confiabilidad del mismo. Además permite difundir y a la vez fortalecer los conceptos teóricos de Exergía que alguna vez se inculcaron y que por falta de práctica y conocimiento de sus aplicaciones se olvidaron.
5. Luego de realizar el ensayo se puede apreciar que tanto el análisis exergético como el energético son muy confiables ya que analizando de diferentes maneras el proceso de combustión interna en un motor de encendido por chispa se llegó a demostrar el mismo comportamiento de un motor frente a variables específicas tomadas como referencia (curvas características de eficiencia, consumo específico, y potencia del motor). Sin embargo el análisis exergético nos brinda una información más detallada acerca de la magnitud y localización de las pérdidas.

BIBLIOGRAFIA

1. Biel Gayé: Formalismos y Métodos de la Termodinámica, Vol.1.Editorial Reverté.p.p.39-70, 217-238.1998.
2. C.R.Ferguson and A.T.Kirkpatrick, Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, 2da edition, John Wiley & Sons, Inc., p.p.1-26, 66-97.2001.
3. Dincer, I., & Cengel, Y. A. (2001). Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. entropy, 116-149.
4. F.Payri , J.M.Desantes: Motores de combustión interna alternativos, editorial Reverte S.A. ,2011.
5. Giacosa, Dante: Motores endotérmicos, ed.Dossat, Madrid .1979
6. Gómez, Jose Luis .Termodinámica: Análisis Exergético. España: Reverte, 1990,p.p.11-63, 1990.
7. Holman, J. (1998). Transferencia de calor. Madrid: McGraw-Hill/Interamericana de España, S.A.U.
8. Ismael Rivera Olin, Análisis Exergético a un motor de combustión interna Otto, Retrieved 18-09-2012 www.ipn.mx
9. J.B.Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals.McGraw-Hill, 1988.
10. John R. Agudelo, Andres F. Agudelo e IbaG.Cuadrado: Análisis de la primera y segunda ley de un motor operando con biodiesel de aceite de palma, revista Energética de la Universidad Nacional de Colombia, 2006.
11. José Antonio E. García Álvarez, Así funciona el motor a gasolina, Fuente electrónica .Retrieved 21-05-2012 from www.asifunciona.com
12. Luis Lastra Espinoza, Guillermo Lira Cacho, Elizabet Vera Becerra, Danilo Valenzuela Oblitas, Andres Valderrama Romero, Julio Estrada Pita, Max IvanAldave Ruiz. Motores de combustión Interna-Laboratorios y prácticas.1era Edición. Lima-Perú: Instituto de motores de combustión interna.
13. Real Academia Española.(2012,Mayo20).Real Academia Española. Retrieved Mayo 20,2012,from www.rae.es
14. Shapiro, Howard y Moran, Michael. Fundamentos de termodinámica técnica.2da Ed.,Barcelona:Editorial Reverté. p.p.309-373.2004
15. Som, S., & Datta, A. (2008). Thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion processes. Progress in Energy and Combustion Science, 351-376.