

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LOS EFECTOS DE LA RESTRICCIÓN  
PARCIAL DEL AIRE DE ADMISIÓN E INCREMENTO DE LA  
TEMPERATURA DE LA MEZCLA AIRE - GAS NATURAL EN UN MOTOR  
DIESEL FUNCIONANDO EN MODO DIESEL/GAS**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR:**

Carlos Enrique Cieza Casamayor

**ASESOR:**

Julio César Cuisano Egúsqiza

Lima, Octubre, 2023

### Informe de Similitud

Yo, Julio César Cuisano Egúsquiza, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulado "Análisis exergético de los efectos de la restricción parcial del aire de admisión e incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural en un motor diesel funcionando en modo diesel/gas", del autor Cieza Casamayor, Carlos Enrique, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 17%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 27/10/2023.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: San Miguel, 27 de octubre de 2023.

|  |   |
|--|---|
| Apellidos y nombres del asesor:<br><u>Cuisano Egúsquiza, Julio César</u> |   |
| DNI: 10744493  | Firma<br> |
| ORCID: 0000-0002-2175-3656   |   |

## RESUMEN

Estudios energéticos revelan que el rendimiento de los motores de combustión interna (MCIA) disminuye con el incremento de altitud de operación; asimismo, es relevante destacar que el Perú importa grandes volúmenes de combustibles líquidos, cuyo precio se establece en mercados internacionales. Por lo expuesto, resulta importante buscar métodos que mejoren el desempeño de los MCIA en condiciones de elevación, así como promover el estudio de combustibles alternativos a los derivados del petróleo que brinden mayor seguridad energética al país.

Con la finalidad de encontrar los procesos de mayor desaprovechamiento energético de los MCIA, se plantea el presente trabajo de tesis. La investigación tiene como objetivo realizar el análisis exergético de un motor Diesel en operación diesel - gas natural (D/GN), simulando condiciones de altitud en laboratorio mediante la restricción parcial del aire de admisión al motor (D/GN+RA), sumado al efecto de incremento de temperatura de mezcla aire - gas natural (D/GN+RA+T), sometido a dos velocidades de giro (1500 rpm y 2000 rpm) y tres niveles de carga (40 Nm, 80 Nm y 120 Nm).

Los resultados del estudio comprenden el cálculo de las exergías de ingreso al sistema, calor transferido, gases de escape, irreversibilidades, eficiencia exergética y rendimiento exergético. Además, se determina y cuantifica la causa de las irreversibilidades, las cuales se han dividido en tres: pérdidas por fricción, deficiencias en el proceso de combustión y exergía no contabilizada. El estudio concluye que el modo de operación diesel presenta mejor eficiencia exergética que los modos diesel – gas natural; de la misma manera, es el modo que presenta menores pérdidas por irreversibilidades. Por otro lado, se determina que el modo de operación D/GN+RA+T muestra los mejores resultados exergéticos de los modos bicomcombustible.



### **DEDICATORIA**

A mis padres y abuelos, Maggi, Carlos, Laura y Antonio, por su gran sacrificio y apoyo incondicional.

A mi novia Nathalie, por su inmenso amor. A nuestros hijos, los he querido desde siempre. Por una vida llena de aventuras juntos.

A mi hermano Cristhian y mi tía Mirella, por su inmenso cariño.

A mis amigos en el cielo, Ithalo y Mellissa, por enseñarme a ser valiente y unido.

## AGRADECIMIENTOS

A mi asesor de tesis, el Dr. Julio César Cuisano Egúsquiza, por su tiempo, apoyo constante y sus valiosos consejos académicos y personales.

A los profesores de la sección de Ingeniería Mecánica, por prepararnos para afrontar los retos que depara el futuro. A la PUCP, que ha cambiado mi vida para siempre, les estaré eternamente agradecidos.

A todos los docentes y tutores a lo largo de mi vida académica en inicial, primaria y secundaria, gracias por confiar en mí.

A la familia Casamayor Mattos en Trujillo, especialmente para mi abuela Teófila. A la familia Quiroz en Cajamarca, en especial a mi tío Neptalí. A la familia Grados Casamayor. A mi suegra Nancy Ortega.

A mis amigos Miguel, Carlos, David, Christian, Mark, Solín y Jhon, su amistad alegra mi espíritu.

A mi tierra, Florencia de Mora, Trujillo - La Libertad. A mi casa, Villa del Norte, Los Olivos - Lima, por tantas aventuras.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

|   |      |
|---|------|
| RESUMEN .....   | i    |
| DEDICATORIA .....                                     | ii   |
| AGRADECIMIENTOS .....                                 | iii  |
| ÍNDICE DE CONTENIDO .....                             | iv   |
| LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS .....                | vii  |
| ÍNDICE DE FIGURAS.....                                | xiii |
| ÍNDICE DE TABLAS .....                                | xv   |
| I. Introducción .....                                 | 1    |
| I.1. Definición del problema .....                    | 2    |
| I.2. Propuesta solución.....                          | 3    |
| I.3. Justificación.....                               | 3    |
| I.4. Hipótesis .....                                  | 3    |
| II. Objetivos.....                                    | 4    |
| II.1. Objetivo general .....                          | 4    |
| II.2. Objetivos específicos.....                      | 4    |
| CAPÍTULO 1 .....                                      | 5    |
| FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....                             | 5    |
| 1.1. Motores de combustión interna alternativos ..... | 5    |
| 1.2. Dosado .....                                     | 8    |
| 1.3. Combustibles.....                                | 9    |
| 1.3.1. Diesel.....                                    | 9    |
| 1.3.2. Gas natural.....                               | 10   |
| 1.4. Leyes de la termodinámica .....                  | 10   |

|  |   |    |
|--|---|----|
| 1.4.1.                                 | Primera ley de la termodinámica .....   | 10 |
| 1.4.2.                                 | Segunda ley de la termodinámica .....   | 12 |
| CAPÍTULO 2.....                        |   | 19 |
| ESTADO DEL ARTE.....                   |   | 19 |
| CAPÍTULO 3.....                        |   | 27 |
| METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE EXERGÍA..... |   | 27 |
| 3.1.                                   | Parámetros geométricos del motor.....   | 29 |
| 3.2.                                   | Transferencia de calor en el motor.....   | 30 |
| 3.2.1.                                 | Tasa neta de liberación de calor .....  | 31 |
| 3.2.2.                                 | Tasa de liberación de calor a través de las paredes del cilindro del motor..... | 33 |
| 3.2.2.1.                               | Coeficiente convectivo de transferencia de calor.....                           | 35 |
| 3.3.                                   | Balance químico de reacción aire - combustible .....                            | 38 |
| 3.4.                                   | Potencia indicada .....   | 40 |
| 3.5.                                   | Exergía de sistemas.....  | 42 |
| 3.5.1.                                 | Exergía de ingreso al sistema .....   | 44 |
| 3.5.2.                                 | Exergía de trabajo .....  | 45 |
| 3.5.3.                                 | Exergía de transferencia de calor.....  | 45 |
| 3.5.4.                                 | Exergía de gases de escape .....  | 46 |
| 3.5.5.                                 | Irreversibilidades .....  | 48 |
| 3.5.5.1.                               | Irreversibilidad por fricción .....   | 48 |
| 3.5.5.2.                               | Irreversibilidad en el proceso de combustión.....                               | 49 |
| 3.5.5.3.                               | Irreversibilidad no contabilizada.....  | 51 |
| 3.6.                                   | Indicadores de exergía .....  | 51 |
| 3.6.1.                                 | Eficiencia exergética.....  | 51 |

|  |    |
|--|----|
| 3.6.2. Coeficiente de rendimiento exergetico .....                       | 52 |
| CAPÍTULO 4.....  | 53 |
| RESULTADOS Y ANÁLISIS .....  | 53 |
| 4.1. Exergía de ingreso al sistema.....                                  | 54 |
| 4.2. Exergía de trabajo .....  | 57 |
| 4.3. Exergía de transferencia de calor .....                             | 57 |
| 4.4. Exergía de gases de escape .....                                    | 63 |
| 4.5. Irreversibilidades.....   | 66 |
| 4.6. Irreversibilidades por fricción, combustión y no contabilizada..... | 69 |
| 4.7. Eficiencia exergetica.....  | 76 |
| 4.8. Coeficiente de rendimiento exergetico .....                         | 78 |
| CONCLUSIONES .....   | 81 |
| RECOMENDACIONES.....   | 86 |
| ANEXO A.....   | 90 |
| PROPIEDADES DE COMBUSTIBLES.....   | 90 |
| ANEXO B.....   | 92 |
| PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE GASES.....                                 | 92 |
| ANEXO C.....   | 95 |
| TEMPERATURA AL INTERIOR DEL CILINDRO .....                               | 95 |
| ANEXO D.....   | 96 |
| RESULTADOS EXERGETICOS .....   | 96 |

## LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

MCIA: Motor de combustión interna alternativos

MEC: Motor encendido por compresión

OSINERMIN: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería

MINEM: Ministerio de Energía y Minas

GN: Gas Natural

D/GN: Modo de operación diesel – gas natural

D/GN+RA: Modo de operación diesel – gas natural con restricción parcial de aire de admisión.

D/GN+RA+T: Modo de operación diesel – gas natural con restricción parcial de aire de admisión e incremento de temperatura de mezcla aire - gas natural

a : Diámetro de cigüeñal [m]

D: Diámetro de cabeza de cilindro [m]

l: Longitud de biela [m]

L: Carrera de pistón [m]

s: Distancia entre eje de pistón y eje de cigüeñal [m]

$\theta$ : Ángulo de giro del cigüeñal [°]

$R_{1-a}$ : Radio de cigüeñal [m]

$V_d$ : Volumen desplazado o cilindrada [m<sup>3</sup>]

$V_c$ : Volumen muerto [m<sup>3</sup>]

PMS: Punto muerto superior [-]

PMI: Punto muerto inferior [-]

- A: Área de superficie variable de intercambio de calor durante la combustión en el motor [m<sup>2</sup>]
- A<sub>p</sub>: Área de la cabeza del pistón [m<sup>2</sup>]
- A<sub>c</sub>: Área de base de combustión [m<sup>2</sup>]
- A<sub>θ</sub>: Área de superficie de intercambio de calor durante la combustión en el motor a un determinado ángulo de giro del cigüeñal [m<sup>2</sup>]
- p<sub>θ</sub>: Presión al interior del cilindro para un determinado ángulo de cigüeñal del experimento [bar]
- V<sub>θ</sub>: Volumen del cilindro para determinado ángulo de giro del cigüeñal [m<sup>3</sup>]
- φ: Dosado absoluto [-]
- φ<sub>r</sub>: Dosado relativo [-]
- φ<sub>e</sub>: Dosado estequiométrico [-]
- v<sub>c</sub>: Volumen de control [-]
- $\dot{m}_{\text{air}}$ : Flujo de masa de aire admitido [kg/s]
- $\dot{m}_{\text{comb}}$ : Flujo de masa de combustible [kg/s]
- $\dot{m}_i$ : Flujo másico al ingreso del volumen de control [kg/s]
- $\dot{m}_e$ : Flujo másico a la salida del volumen de control [kg/s]
- h<sub>i</sub>: Entalpía específica al ingreso del volumen de control [kJ/kg]
- h<sub>e</sub>: Entalpía específica a la salida del volumen de control [kJ/kg]
- $\dot{Q}_{\text{vc}}$ : Energía transferida hacia el volumen de control en forma de calor en un tiempo determinado [kJ/s]
- $\dot{W}_{\text{vc}}$ : Energía transferida desde el volumen de control en forma de trabajo en un tiempo determinado [kJ/s]
- $\frac{dE_{\text{vc}}}{dt}$ : Variación de energía en un volumen de control en un tiempo determinado [kJ/s]

|                              |  |
|------------------------------|--|
| S:                           | Entropía [kJ]  |
| $\sigma$ :                   | Exergía destruida [kJ/K]   |
| $s_i$ :                      | Entropía al ingreso de un volumen de control [kJ/kg.K]   |
| $s_e$ :                      | Entropía a la salida de un volumen de control [kJ/kg.K]  |
| $\frac{dS_{vc}}{dt}$ :       | Variación de entropía en el volumen de control [kW/K]  |
| $T_f$ :                      | Temperatura de frontera [K]  |
| $T_0$ :                      | Temperatura de referencia [K]  |
| $p_0$ :                      | Presión de referencia [bar]  |
| E:                           | Energía del sistema [kJ]   |
| X:                           | Exergía del sistema [kJ]   |
| $\dot{X}$ :                  | Exergía del sistema en un determinado tiempo [kW]  |
| $\frac{d\dot{X}_{vc}}{dt}$ : | Variación de la exergía del sistema en un volumen de control en un determinado tiempo [kW]                                   |
| $p_{atm}$ :                  | Presión atmosférica absoluta [bar]   |
| $p_2$ :                      | Presión manométrica de aire / mezcla aire – gas natural aguas abajo de válvula mariposa [bar]                                |
| $p_3$ :                      | Presión manométrica de aire / mezcla aire – gas natural admitido al ingreso del motor [bar]                                  |
| $p_6$ :                      | Presión de manométrica de gases de escape [bar]  |
| $T_1$ :                      | Temperatura atmosférica [°C]   |
| $T_3$ :                      | Temperatura de aire / mezcla aire – gas natural aguas arriba de intercambiador de calor y ventilador industrial externo [°C] |
| $T_4$ :                      | Temperatura de ingreso de aire / aire – GN admitido al ingreso del motor [°C]  |
| $T_6$ :                      | Temperatura de salida de gases de escape del motor [°C]  |

- $\partial Q_n$ : Tasa de calor neto liberado [kJ]
- $\partial Q_{comb}$ : Tasa de calor liberado durante la combustión [kJ]
- $\partial Q_p$ : Tasa de calor transferido entre la mezcla aire y combustible con las paredes del cilindro [kJ]
- $Q_{conv}$ : Transferencia de calor por convección [kJ]
- $Q_{rad}$ : Transferencia de calor por conducción [kJ]
- $T_\theta$ : Temperatura de la mezcla de gases al interior del cilindro [K]
- $T_p$ : Temperatura de pared del cilindro [K]
- $\gamma$ : Relación de calor específico [-]
- $\beta$ : Emisividad  $\left[\frac{W}{m^2K^4}\right]$
- $\sigma_e$ : Constante de Stefan Boltzmann [J/K]
- $Nu$ : Número de Nusselt [-]
- $h_c$ : Coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
- $K$ : Coeficiente conductivo de transferencia de calor  $\left[\frac{W}{mK}\right]$
- $Re$ : Número de Reynolds [-]
- $p_{ca}$ : Presión absoluta al cierre de la válvula de admisión [bar]
- $V_{ca}$ : Volumen al interior del cilindro al cierre de la válvula de admisión [m<sup>3</sup>]
- $T_{ca}$ : Temperatura de la mezcla en el colector de admisión [K]
- $p_{sc}$ : Presión al interior del cilindro si no ocurriera combustión [bar]
- $\rho$ : Densidad del fluido  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- $v_g$ : Velocidad de la mezcla de gases  $\left[\frac{m}{s}\right]$
- $\mu_g$ : Viscosidad de la mezcla de gases  $\left[\frac{N.s}{m^2}\right]$

- $w_g$ : Velocidad media del gas al interior del cilindro  $\left[\frac{m}{s}\right]$
- $\bar{S}_p$ : Velocidad media del pistón  $\left[\frac{m}{s}\right]$
- $v_d$ : Porcentaje de volumen de diesel en la mezcla [-]
- $v_{GN}$ : Porcentaje de volumen de Gas Natural en la mezcla [-]
- $i$ : Número de ciclos por vuelta [-]
- $z_{cil}$ : Número de cilindros del motor [-]
- $p_{me}$ : Presión media efectiva [bar]
- $p_{mi}$ : Presión media indicada [bar]
- $W_i$ : Trabajo indicado en cada ciclo de motor por cada cilindro [kJ]
- $P_e$ : Potencia efectiva obtenida de las condiciones del experimento [kW]
- $P_i$ : Potencia indicada por cilindro del motor [kW]
- $P_{i-t}$ : Potencia indicada de todos los cilindros del motor [kW]
- $\dot{X}_{IN}$ : Exergía que ingresa a las fronteras del sistema como combustible y aire [kW]
- $\dot{X}_W$ : Exergía de trabajo efectivo transferido hacia el eje del motor [kW]
- $\dot{X}_Q$ : Exergía de transferencia de calor de la mezcla de gases a las paredes [kW]
- $\dot{X}_{ex}$ : Exergía que sale de las fronteras del sistema por medio de los gases de escape del motor [kW]
- $\dot{I}$ : Irreversibilidades o exergía destruida [kW]
- $\dot{I}_{fri}$ : Irreversibilidad originada por fricción entre componentes mecánico y accionamientos auxiliares del motor [kW]
- $\dot{I}_{comb}$ : Irreversibilidad originada en el proceso de combustión [kW]
- $\dot{I}_{nc}$ : Irreversibilidades del sistema o exergía no contabilizada [kW]
- $\eta_{II}$ : Eficiencia exergética o de la segunda ley termodinámica [-]
- EPC: Coeficiente de rendimiento exergético [-]

- $T_{ex}$ : Temperatura de los gases de escape [K]
- $p_{ex}$ : Presión de los gases de escape [bar]
- $R_i$ : Constante de gas del compuesto  $i$  [kJ/kg.K]
- PCI: Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg]
- $x_{comb}$ : Exergía específica del combustible [kJ/kg]
- $x_{comb,d}$ : Exergía específica del diesel [kJ/kg]
- $x_{comb,GN}$ : Exergía específica del gas natural [kJ/kg]
- $\dot{m}_d$ : Flujo de masa de diesel [kg/s]
- $\dot{m}_{GN}$ : Flujo de masa de gas natural [kg/s]
- $\dot{m}_{ex}$ : Flujo de masa de gases de escape [kg/s]
- $\dot{m}_{i,p}$ : Flujo de masa de los productos de combustión [kg/s]
- $\dot{m}_{j,r}$ : Flujo de masa de los reactantes [kg/s]
- $x_i$ : Fracción molar de cada producto de combustión [-]
- $x_j$ : Fracción molar de cada reactante de la combustión [-]
- $C_{p,i}$ : Constante específica a presión constante del compuesto  $i$  [kJ/kg.K]
- $C_{p,ex}$ : Constante específica de calor a presión constante de los gases de escape [kJ/kg.K]
- $s_{i,p}$ : Entropía específica másica de productos de combustión [kJ/kg.K]
- $s_{j,r}$ : Entropía específica másica de reactantes [kJ/kg.K]
- $\dot{S}_{gen,comb}$ : Entropía generada en proceso de combustión [kW/K]

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1. Clasificación de motores .....  | 5  |
| Figura 2. Esquema de geometría del motor de combustión interna.....   | 6  |
| Figura 3. Ciclos del motor de cuatro tiempos .....  | 7  |
| Figura 4. Esquema de volumen de control.....  | 12 |
| Figura 5. Esquema de reservorio caliente y reservorio frío empleado en la desigualdad de Clausius.....  | 14 |
| Figura 6. Representación de dos procesos internamente reversibles de un sistema cerrado ...   | 15 |
| Figura 7. Representación de un proceso internamente reversible (R) y un proceso internamente irreversible (I) en un sistema cerrado.....  | 16 |
| Figura 8. Esquema de sistema cerrado que interactúa con su entorno.....   | 18 |
| Figura 9. Eficiencia exergética del estudio de un motor Kirloskar TAF1 en modo diesel y bicomcombustible, aplicando variación del tiempo de inyección y sometido a pme de 1.16 y 5.32 bar .....                   | 20 |
| Figura 10. Eficiencia exergética del estudio de un motor RABA-MAN D 2156 en modo diesel y diesel – gas natural, sometido a diversos niveles de carga e incremento el régimen de giro del motor.....               | 23 |
| Figura 11. Irreversibilidades del estudio de un motor RABA-MAN D 2156 en modo diesel y diesel – gas natural, sometido a diversos niveles de carga e incremento el régimen de giro del motor .....                 | 24 |
| Figura 12. Exergía del sistema de un motor diesel ISUZU 4JA1 sometido a 100 Nm de carga y velocidad de giro de 2000 rpm, operando en tres niveles de altitud: 500, 1500 y 2400 msnm.....                          | 25 |
| Figura 13. Exergía de destrucción de motor diesel ISUZU 4JA1 100 Nm de carga y velocidad de giro de 2000 rpm operando en tres niveles de altitud: 500, 1500 y 2400 msnm .....                                     | 26 |
| Figura 14 Esquema de equipos e instrumentación empleada en el Laboratorio de Energía para relevamiento de datos del motor .....   | 28 |
| Figura 15. Esquema de balance energético en cilindro de motor .....   | 31 |
| Figura 16. Ciclo de motor de 4 tiempos gráfica de presión – volumen. Las líneas de colores representan los periodos, azul: compresión, rojo: combustión, verde: expansión, naranja: escape, admisión: marrón..... | 40 |
| Figura 17. Esquema de volumen de control de un motor de combustión.....   | 43 |
| Figura 18. Exergía de ingreso a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 55 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 19. Exergía de ingreso a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 55 |
| Figura 20. Exergía de transferencia de calor a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar ..   | 58 |
| Figura 21. Exergía de transferencia de calor a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar ..   | 58 |
| Figura 22. Tasa neta de liberación de calor en motor a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....                                    | 61 |
| Figura 23. Temperatura de mezcla aire - combustible al interior de cilindro del motor a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 62 |
| Figura 24. Temperatura de gases de escape del motor a 1500 rpm y 2000 rpm; pme = 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....                         | 63 |
| Figura 25. Exergía de gases de escape a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 65 |
| Figura 26. Exergía de gases de escape a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 65 |
| Figura 27. Exergía de destrucción a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 67 |
| Figura 28. Exergía de destrucción a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....   | 67 |
| Figura 29. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 0.75 bar .....                                   | 70 |
| Figura 30. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 1.5 bar .....                                    | 71 |
| Figura 31. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 2.25 bar .....                                   | 72 |
| Figura 32. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 0.75 bar .....                                   | 73 |
| Figura 33. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 1.5 bar .....                                    | 74 |
| Figura 34. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 2.25 bar .....                                   | 75 |
| Figura 35. Eficiencia exergética a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....  | 76 |
| Figura 36. Eficiencia exergética a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....  | 77 |
| Figura 37. Coeficiente de rendimiento exergético a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....  | 79 |
| Figura 38. Coeficiente de rendimiento exergético a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar .....  | 79 |
| <br>  |    |
| Figura C. 1. Temperatura de mezcla aire - combustible al interior de cilindro del motor a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar ..... | 95 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|  |    |
|--|----|
| Tabla 1. Datos técnicos de motor Diesel del trabajo de tesis.....  | 27 |
| Tabla 2. Coeficientes de velocidad media de gas al interior del cilindro .....   | 37 |
|  |    |
| Tabla A. 1. Propiedades fisicoquímicas de Diesel B5- S50 en Perú .....   | 90 |
| Tabla A. 2. Propiedades fisicoquímicas del Gas Natural en Perú .....   | 91 |
|  |    |
| Tabla B. 1. Coeficiente específico a presión constante ( $C_p$ ), Entropía de formación ( $S^\circ$ ) y Entalpía de Formación ( $\Delta H_f$ ) estándar del Metano ( $CH_4$ ) de 200 – 3000 K .....  | 92 |
| Tabla B. 2. Coeficiente específico a presión constante ( $C_p$ ), Entropía de formación ( $S^\circ$ ) y Entalpía de Formación ( $\Delta H_f$ ) estándar del Etano ( $C_2H_6$ ) de 200 – 3000 K .....   | 93 |
| Tabla B. 3. Coeficientes Polinómicos para cálculo de Coeficiente específico a presión constante, Entalpía y Entropía específicas de gases .....  | 94 |
|  |    |
| Tabla D. 1. Resultados exergéticos en kW; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar. Exergía de Ingreso, Trabajo, Calor de Pared, Gases de Escape, Irreversibilidades del Sistema. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada. ....                | 96 |
| Tabla D. 2. Resultados exergéticos en porcentaje de la Exergía de Ingreso; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar. Exergía de Calor de Pared, Gases de Escape, Irreversibilidades del Sistema. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada. .... | 97 |
| Tabla D. 3. Resultados de Eficiencia Exergética y Coeficiente de Rendimiento Exergético; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar. ....  | 98 |

## I. Introducción

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) representan un activo clave en el desarrollo industrial y tecnológico de los países, con aplicaciones como: la generación eléctrica, transporte, carga, movilidad marítima, entre otros. Actualmente, el recurso base para el funcionamiento de los MCIA son principalmente los combustibles derivados del petróleo, entre los cuales destaca el diesel, cuyo consumo total en el 2022 superó los 48 millones de barriles, que representa el 64% de la demanda total de combustibles líquidos de ese año (OSINERGMIN, 2023).

La seguridad energética del país permite tener un crecimiento sostenible, por lo que la diversidad de fuentes brinda mayores posibilidades de alcanzar dicho objetivo. El Ministerio de Energía y Minas mediante su política energética establece como objetivo promover la diversificación de la matriz energética, incentivar el uso de energías limpias y mejorar la eficiencia energética (MINEM, 2020). Para ello, busca contar con la mayor autosuficiencia energética posible.

El Perú importa cerca del 56% del combustible diesel que consume diariamente, con una demanda que incrementa anualmente, en el 2022 la demanda de diesel fue 3.6% mayor a la registrada en el 2021 (OSINERGMIN, 2023). El costo al país de las importaciones de diesel se ve fuertemente relacionado al precio del petróleo, *comoditie* cuyo precio se define en mercados internacionales, diversas variables exógenas pueden crear alta volatilidad de precios. Por tanto, es muy valioso contar con alternativas que puedan sustituir o complementar al diesel en los sistemas de combustión. A tal efecto, el Perú dispone del gas natural como una valiosa alternativa, con reservas probadas de 9259 BFC (miles de millones de pies cúbicos) que se usan para abastecer al mercado nacional y de exportación (MINEM, 2023).

Diversos estudios energéticos demuestran que el rendimiento de los motores disminuye con el incremento de altitud de operación debido a la menor densidad del aire y sus efectos adversos en el proceso de combustión. Por su geografía, el Perú lidia con dichas limitaciones; con lo cual, resulta fundamental buscar métodos que mejoren el desempeño de los MCIA. En este escenario, es fundamental para el Perú contar con estudios que permitan identificar oportunidades de mejora en sistemas energéticos utilizando gas natural a diferentes condiciones de operación local.

El análisis energético de los motores permite reconocer importantes indicadores de desempeño, estudio que puede ser integrado con el análisis exergético, con el que se puede determinar los procesos de mayor desaprovechamiento de la energía. El presente trabajo busca brindar información comparativa del desempeño exergético de un MCIA en operación Diesel - gas natural, simulando condiciones de altitud en laboratorio a nivel del mar y la aplicación de técnicas que beneficien el rendimiento del motor.

### **I.1. Definición del problema**

En un reciente estudio desarrollado en el Laboratorio de Energía (LABEN) de la Pontificia Universidad Católica del Perú se simuló condiciones de altitud a nivel del mar, mediante la restricción parcial del aire de admisión a un motor en operación diesel – gas natural y el incremento de temperatura de la mezcla aire – gas al ingreso del motor, cuantificando el consumo específico de combustible, rendimiento efectivo y emisiones de gases contaminantes (Chevarría, 2017). El análisis energético de la referencia brinda datos relevantes de desempeño; sin embargo, no permite conocer a fondo los procesos que generan ineficiencias. Por ello, resulta importante desarrollar el análisis exergético del motor, información que será de utilidad para propuestas futuras que busquen maximizar el aprovechamiento de la energía.

## **I.2. Propuesta solución**

En base a las pruebas de restricción de aire parcial e incremento de temperatura de mezcla aire combustible en un motor en operación diesel – gas natural sometido a diversas cargas y regímenes de giro del motor, se realiza un procedimiento de cálculo detallado que permita evaluar y cuantificar las exergías de ingreso al motor, calor liberado, gases de escape y exergía destruida o irreversibilidades.

## **I.3. Justificación**

Es necesario mejorar el desempeño de motores de operación bicomcombustible a diversas altitudes. Con el objetivo de simular dicha condición se utiliza la técnica de restricción parcial de aire de admisión; asimismo, en busca de mejorar las condiciones termodinámicas, se incrementa la temperatura de mezcla aire - combustible de ingreso al motor. La aplicación de ambas técnicas, evaluadas mediante la primera y segunda ley de la termodinámica permitirá explorar posibles beneficios al rendimiento del motor.

En ese sentido, complementando el análisis energético desarrollado en un trabajo previo, el análisis exergético del motor brindará nueva información para un estudio integral que contribuya a mejora de los sistemas de combustión: indicadores exergéticos, modelado de transferencia de calor y, sobre todo, las fuentes de irreversibilidades (fricción mecánica, defectos de combustión y no contabilizado), siendo este último tópico poco explorado en los motores bicomcombustible, y menos aún, operando en condiciones representativas de altitud.

## **I.4. Hipótesis**

El análisis exergético en el motor en operación diesel – gas natural permitirá contribuir a maximizar el aprovechamiento de la energía. El uso de técnicas de restricción parcial de aire para simular condiciones de altitud y el incremento de temperatura de ingreso de la mezcla aire

– combustible son alternativas valiosas en la mejora del rendimiento del motor, pero mediante el análisis exergético se podrá confirmar que la eficiencia exergética mejora con su aplicación. Asimismo, se podrán identificar la tendencia que siguen las irreversibilidades dentro del sistema de combustión de la composición diesel - gas natural - aire.

## **II. Objetivos**

### **II.1. Objetivo general**

Investigar el análisis exergético de un motor de compresión en operación diesel – gas natural sometido a simulación de cambio de altitud (mediante la restricción parcial de aire de admisión al motor) e incremento de temperatura de la mezcla aire - gas natural.

### **II.2. Objetivos específicos**

- Revisar de bibliografía académica del estudio exergético de motores encendidos por compresión en operación diesel – gas natural.
- Calcular los reactantes y productos de combustión en cada punto de prueba del motor para determinar tasa de liberación de calor en cada ciclo de ensayo.
- Evaluar el efecto de la simulación de incremento de altitud en el motor diesel – gas natural mediante restricción parcial de aire admitido a través del rendimiento exergético y las irreversibilidades del sistema.
- Determinar si se encuentran mejoras en el rendimiento exergético y el coeficiente de desempeño del motor al incrementar la temperatura de la mezcla aire – gas natural al ingreso del motor, sometido a simulación de altitud (restricción parcial de aire admitido).

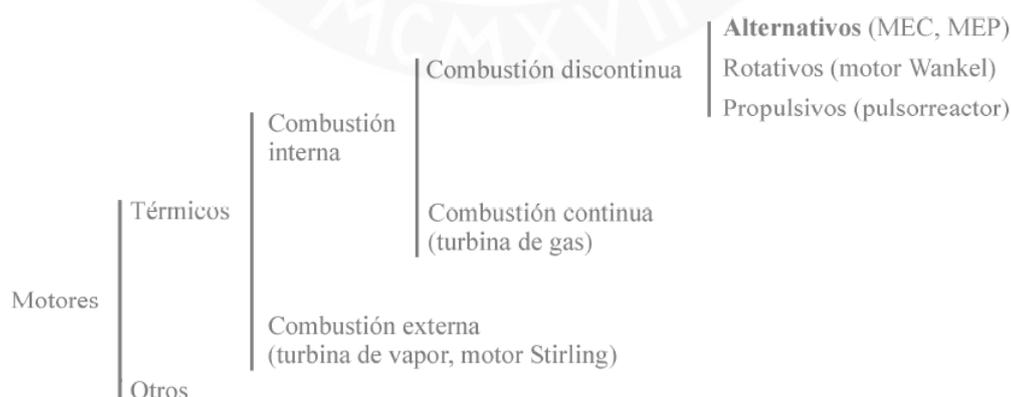
## CAPÍTULO 1

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 1.1. Motores de combustión interna alternativos

A finales del siglo diecinueve se realizó uno de los descubrimientos más importantes en el mundo de la ingeniería de motores, Nicolaus A. Otto y Eugen Langen consiguieron que la presión al interior de un cilindro se incrementara mediante el proceso de combustión aire y combustible, los gases ingresaban a la cámara y desplazaban a un cabezal acoplado a una biela, el cual a su vez se conectaba a un eje produciendo trabajo (Heywood 2018).

En general, un motor es un dispositivo con la capacidad de entrega energía mecánica a partir de cualquier tipo de energía. Existen diversos tipos de motores (ver Figura 1), los más usados hoy en día son los motores de combustión interna alternativos (MCIA), el cual es un equipo térmico que se encarga de transformar la energía química en energía mecánica mediante el proceso de combustión del aire y combustible (Payri y Desantes 2011). Actualmente, dos tipos de MCIA más importantes: los motores de encendido provocado (MEP) y los motores encendidos por compresión (MEC).



*Figura 1. Clasificación de motores*

*Fuente: Payri y Desantes (2011).*

Los MEP requieren de un agente externo para el inicio de la combustión, el cual se puede conseguir con el aporte de energía (chispa) a través de una bujía. En caso de que el combustible y el aire se mezclen previo al proceso de admisión, entonces se lo considera una mezcla homogénea; por otro lado, si en la admisión solo ingresa aire y el combustible se inyecta en el proceso de compresión, la mezcla se considera heterogénea (Payri y Desantes 2011).

Los MEC se caracterizan por conseguir el inicio de la combustión mediante la autoinflamación de la mezcla aire – combustible, para ello se necesitan una alta relación de compresión dentro de la cámara de combustión, pues el objetivo es elevar la temperatura de la mezcla lo suficiente para conseguir el autoencendido. El motor encendido por compresión más empleado hoy en día es el motor Diesel (Payri y Desantes 2011).

De acuerdo con el ciclo de trabajo que desarrolla un motor se puede clasificar en un motor de dos tiempos o de cuatro tiempos. La presente tesis se realiza en un motor de cuatro tiempos, por lo que el enfoque se situará en este tipo de motor. Previo a la exposición de los ciclos, es importante identificar los parámetros geométricos más relevantes del motor (ver Figura 2).

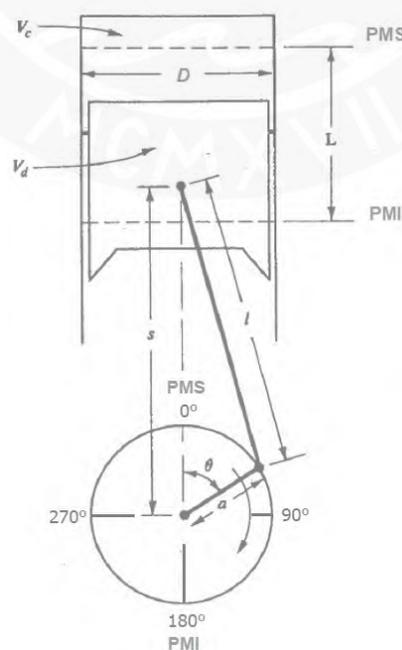


Figura 2. Esquema de geometría del motor de combustión interna

Fuente: adaptado de Heywood (2018)

donde

- $D$ : Diámetro de cabeza de cilindro (m);
- $L$ : Carrera de pistón (m);
- $s$ : Distancia entre eje de pistón y eje de cigüeñal (m);
- $a$  : Diámetro de cigüeñal (m);
- $l$ : Longitud de biela (m);
- $\theta$ : Ángulo de cigüeñal ( $^{\circ}$ );
- $V_d$ : Volumen desplazado o cilindrada ( $m^3$ );
- $V_c$ : Volumen muerto ( $m^3$ );
- PMS: Punto muerto superior;
- PMI: Punto muerto inferior.

En la Figura 3 se aprecian los ciclos del motor de cuatro tiempos: admisión, compresión, expansión y escape.

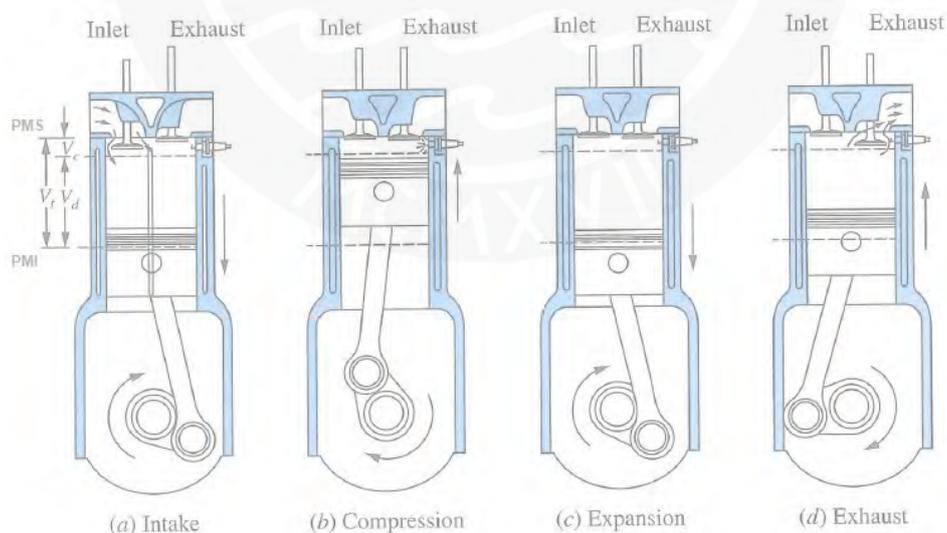


Figura 3. Ciclos del motor de cuatro tiempos

Fuente: adaptado de Heywood (2018)

A continuación, se expone cada uno de los ciclos del motor (Payri y Desantes 2011).

- Admisión: el pistón se desplaza desde el PMS al PMI mediante la apertura de las válvulas de admisión, permitiendo el ingreso del aire y combustible al cilindro. Cuando la mezcla de gases llega al PMI, la válvula de admisión se cierra.
- Compresión: la biela desplaza el cilindro desde el PMI hacia el PMS, reduciendo el volumen interno, con lo cual la mezcla de gases se comprime. Momentos antes de que el pistón alcance el PMS se produce la combustión, lo cual desencadena en un incremento súbito de presión al interior del cilindro.
- Expansión: El aumento de presión de la mezcla de gases conlleva a que el pistón se desplace rápidamente desde el PMS al PMI, produciendo trabajo.
- Escape: En el PMI se apertura las válvulas de escape con el fin de expulsar los gases quemados de la combustión, cuando el pistón alcanza el PMS las válvulas de escape se cierran y se abren las válvulas de admisión, iniciando un nuevo ciclo del motor.

## 1.2. Dosado

El dosado absoluto es un parámetro de funcionamiento que relaciona la masa de combustible y la masa de aire que ingresa al motor (Payri y Desantes 2011). Se expresa bajo la siguiente ecuación:

$$\phi = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{air}} \quad (1)$$

donde

- $\phi$ : dosado absoluto (-);
- $\dot{m}_{comb}$ : Flujo de masa de combustible (kg/s);
- $\dot{m}_{air}$ : Flujo de masa de aire admitido (kg/s).

El dosado estequiométrico refiere a una condición ideal en la que se cuenta con la cantidad de aire necesaria para quemar todo el combustible, para determinar su valor se realizar

el balance químico con la composición del combustible y el aire. En tanto, el dosado relativo expresa la relación de una condición real de la mezcla respecto al dosado estequiométrico.

$$\phi_r = \frac{\phi}{\phi_e} \quad (2)$$

donde

- $\phi_r$ : dosado relativo (-);
- $\phi$ : dosado absoluto (-), ecuación (1);
- $\phi_e$ : dosado estequiométrico (-).

Si el  $\phi_r$  es menor a 1, se le denomina dosado rico por el exceso de combustible respecto a la condición estequiométrica ideal; por otro lado, si el  $\phi_r$  es mayor a 1 se le considera dosado pobre, puesto que se cuenta menos combustible que la condición estequiométrica.

### 1.3. Combustibles

Se muestra las características principales de los combustibles empleados en las pruebas del trabajo de tesis, el contenido de este punto se basa en los libros de Heywood (2018), Payri y Desantes (2011).

#### 1.3.1. Diesel

El combustible diesel es un derivado del petróleo que está compuesto por una gran cantidad de hidrocarburos, tales como: naftas, parafinas, naftas, cadena aromática y olefinas; los cuales cuentan con una alta masa molecular, en promedio entre 170 y 200 kg/kmol de combustible. Otra característica importante es el punto de ebulición, cuyo valor rodea entre 180 y 370 °C. En cuanto a la densidad del diesel. Se conoce que puede variar entre 810 a 860 kg/m<sup>3</sup>, superando a la densidad de la gasolina.

Una de las propiedades más importantes del diesel es el número de cetano, que mide la capacidad de autoignición del combustible, el valor normal se halla entre 40 y 55. Asimismo, el poder calorífico inferior alcanza entre 42 y 43 MJ/kg.

### **1.3.2. Gas natural**

El gas natural es un hidrocarburo gaseoso compuesto principalmente por metano (fórmula química  $\text{CH}_4$ , con un volumen del compuesto entre 80% - 98%) y etano (fórmula química  $\text{C}_2\text{H}_6$ , con una ratio volumétrico de entre 1 – 10%), también se pueden encontrar en menor grado otros gases ligeros como el propano, butano, nitrógeno, entre otros. La masa de molecular del metano y el etano son 16 y 30 kg/kmol respectivamente, por tanto, el aporte volumétrico de cada uno determinará la masa molecular del gas natural, normalmente se encuentra entre 17 y 19 kg/kmol de combustible. De la misma manera, la densidad del gas natural se puede encontrar entre 0.6 – 0.75 kg/m<sup>3</sup>, siendo menor que la densidad del aire. El poder calorífico inferior alcanza entre 45 – 49 MJ/kg.

En tanto, una de las propiedades más relevante es el número de octano, el cual indica la capacidad de autodetonación del combustible. El gas natural puede alcanzar valores de hasta 130, superando a los valores típicos de la gasolina.

## **1.4. Leyes de la termodinámica**

El presente punto brinda un marco general para la comprensión de la primera y segunda ley de la termodinámica. Se emplea bibliografía de Moran y Shapiro (2006).

### **1.4.1. Primera ley de la termodinámica**

Se establece que la energía no se crea o se destruye, solo se transforma mediante calor o trabajo. El balance de energía de un sistema cerrado se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad (3)$$

En términos de diferenciales se puede reescribir la ecuación previa de la siguiente forma:

$$E = \partial Q - \partial W \quad (4)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (5)$$

Asimismo, la Figura 4 muestra el volumen de control (vc) de un sistema, que al aplicar la primera ley de la termodinámica nos proporciona la siguiente expresión:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left( u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left( u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (6)$$

Es importante considerar concepto de trabajo realizado tiene dos componentes, una es la energía que tiene la presión de fluido como masa que ingresa y sale del sistema; el segundo componente refiere a los efectos que puede producir el trabajo de volumen de control, tales como rotación de ejes, electricidad, desplazamiento del volumen de control, entre otros. Se realiza el siguiente arreglo:

$$\dot{W} = W_{vc} + \dot{m}_e(p_e A_e) - \dot{m}_i(p_i A_i) \quad (7)$$

Aplicando la ecuación (7) sobre la expresión (6) se obtiene:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (8)$$

donde

- $\frac{dE_{vc}}{dt}$ : Variación de energía contenida en volumen de control a un determinado tiempo (kJ/s);

- $\dot{Q}_{vc}$ : Energía transferida hacia el volumen de control en forma de calor en un determinado tiempo (kJ/s);
- $\dot{W}_{vc}$ : Energía transferida desde el volumen de control en forma de trabajo en un determinado tiempo (kJ/s);
- $\dot{m}_i$ : Flujo másico al ingreso del volumen de control (kg/s);
- $h_i$ : Entalpía específica al ingreso del volumen de control (kJ/kg);
- $\dot{m}_e$ : Flujo másico a la salida del volumen de control (kg/s);
- $h_e$ : Entalpía específica a la salida del volumen de control (kJ/kg).

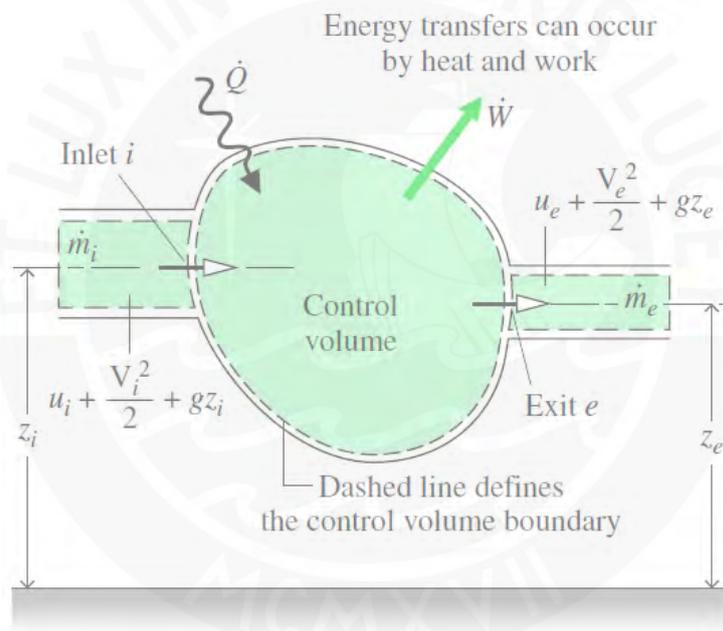


Figura 4. Esquema de volumen de control

Fuente: Moran y Shapiro (2006)

#### 1.4.2. Segunda ley de la termodinámica

Basada en la propuesta de Rudolf Clausius, el cual precisa lo siguiente: “es imposible para cualquier sistema operare de tal forma que de forma espontánea se produzca transferencia de energía de un cuerpo frío a un cuerpo caliente” (Moran y Shapiro 2006: 177). La segunda ley de la termodinámica indica que el balance de energía no permite conocer la dirección de

los procesos; asimismo, estipula que cualquier sistema tiende a realizar cambios espontáneos que lo lleven al equilibrio con su entorno.

Una de las aplicaciones más importantes es determinar el mejor rendimiento teórico del sistema, la cuales se ven afectadas por las irreversibilidades del sistema con su entorno. Un proceso reversible es aquel que puede regresar al sistema y al entorno a sus condiciones iniciales. La segunda ley de la termodinámica contribuye a conocer si un proceso es considerado reversible o no. Algunos ejemplos de proceso irreversible son: reacciones químicas, la fricción, la expansión de gases a bajas presiones, la magnetización con histéresis, entre otros.

La desigualdad de Clausius plantea dos conceptos para analizar mejor los sistemas cerrados y los de volumen de control: la propiedad de entropía y el balance de entropía del sistema. El enunciado matemático de Clausius se puede representar mediante la siguiente ecuación:

$$\oint \left( \frac{dQ}{T} \right)_f \leq 0 \quad (9)$$

En donde  $dQ$  refiere el calor transferido de una parte de la frontera de sistema en un instante del ciclo,  $T$  representa la temperatura absoluta de esa parte de la frontera. La denotación  $f$  se refiere al término frontera y el símbolo  $\oint$  significa integral cerrada. La Figura 5 presenta un esquema que ayuda a comprender mejor los términos.

Se emplea la siguiente ecuación con el fin de entender mejor la desigualdad:

$$\oint \left( \frac{dQ}{T} \right)_f = - \sigma_{ciclo} \quad (10)$$

Cuando  $\sigma_{ciclo} = 0$ , no se presentan irreversibilidades en el sistema; si  $\sigma_{ciclo} > 0$ , entonces existen irreversibilidades en el sistema; y en el caso de que  $\sigma_{ciclo} < 0$ , el sistema no existe.

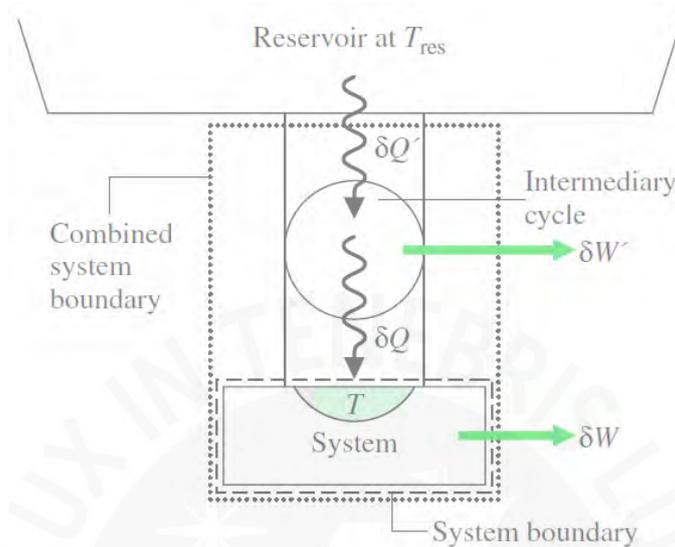


Figura 5. Esquema de reservorio caliente y reservorio frío empleado en la desigualdad de Clausius

Fuente: Moran y Shapiro (2006)

#### 1.4.2.1. Entropía

La entropía se define como el grado de desorden molecular o el nivel de equilibrio de un sistema termodinámico. Con el objetivo de expandir el concepto, la Figura 6 representa un sistema cerrado en el que se establece la ruta de procesos internamente reversibles: A, B y C. Por tanto, se considera que para llegar del estado 1 al 2 se puede tomar tanto el camino A como el camino B; de igual manera, en caso se busque retornar del estado 1 al estado 2, se elige el camino C. Bajo dichas consideraciones y con la aplicación de la ecuación (10) en ambos ciclos, se establece lo siguiente:

$$\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_A + \int_2^1 \left(\frac{dQ}{T}\right)_C = -\sigma_{ciclo} \quad (11)$$

$$\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_B + \int_2^1 \left(\frac{dQ}{T}\right)_C = -\sigma_{ciclo} \quad (12)$$

Teniendo en cuenta que son procesos internamente reversibles el  $\sigma_{ciclo}$  es cero, se establece:

$$\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_A = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_B \quad (13)$$

Con lo cual se puede afirmar que ambos presentan las mismas irreversibilidades, en otras palabras, la integral aplicada solo depende de los estados inicial y final. A dicha propiedad se le denomina entropía, cuya variación se puede plantear con la siguiente ecuación:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{int_{rev}} \quad (14)$$

donde

- $S_1$ : entropía del estado 1 (J/K);
- $S_2$ : entropía del estado 2 (J/K).

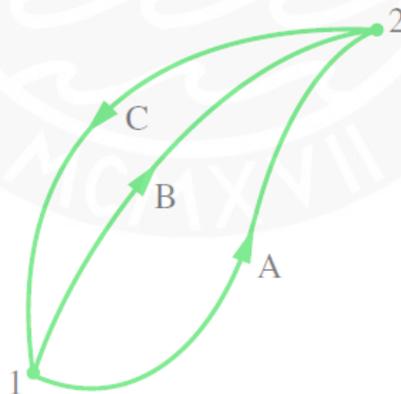


Figura 6. Representación de dos procesos internamente reversibles de un sistema cerrado

Fuente: Moran y Shapiro (2006)

Corresponde exponer el comportamiento del balance de entropía en caso existan rutas de proceso que no son internamente reversible (lo cual es habitual en los estudios) para sistemas cerrados. La Figura 7 muestra el proceso internamente reversible R y el proceso con

irreversibilidades internas I, al aplicar la ecuación (11) al ciclo, la expresión toma la siguiente forma:

$$\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_f + \int_2^1 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{int_{rev}} = -\sigma_{ciclo} \quad (15)$$

Al aplicar la ecuación (14), la fórmula se modifica a:

$$\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_f + (S_2 - S_1) = -\sigma_{ciclo} \quad (16)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_f + \sigma \quad (17)$$

donde

- $S_2 - S_1$ : Variación de entropía entre el estado 1 y 2 (J/K);
- $\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_f$ : Transferencia de entropía a por transferencia de calor en la frontera (J/K);
- $\sigma$ : Exergía destruida (J/K).



Figura 7. Representación de un proceso internamente reversible (R) y un proceso internamente irreversible (I) en un sistema cerrado

Fuente: Moran y Shapiro (2006)

El concepto de entropía se extiende para volúmenes de control, de la misma forma que en el caso de la energía, ver ecuación (8). La expresión se establece de la siguiente manera:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{\sigma}_{vc} \quad (18)$$

donde

- $\frac{dS_{vc}}{dt}$ : Variación de entropía en el volumen de control (W/K);
- $\dot{m}_i s_i$ : Entropía acompañada de transferencia de flujo de masa al ingreso del vc (W/K);
- $\dot{m}_e s_e$ : Entropía acompañada de transferencia de flujo de masa a la salida del vc (W/K);
- $\dot{\sigma}_{vc}$ : Exergía producida (J/K).

#### 1.4.2.2. Exergía

La exergía se define como el máximo trabajo teórico para llevar un sistema de interés al equilibrio con un entorno de referencia. Habitualmente las condiciones de referencia se establecen a 1 atmósfera de presión y 25°C. En un sistema cerrado (Figura 8), la exergía se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\dot{X} = (E - U_o) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (19)$$

donde

- $\dot{X}$ : Exergía del sistema (W);
- $E$ : Energía del sistema (W);
- $V$ : Volumen del sistema (W),
- $S$ : Entropía del sistema (W);
- $p_0$ : Presión de referencia (Pa);
- $T_0$ : Temperatura de referencia (K).

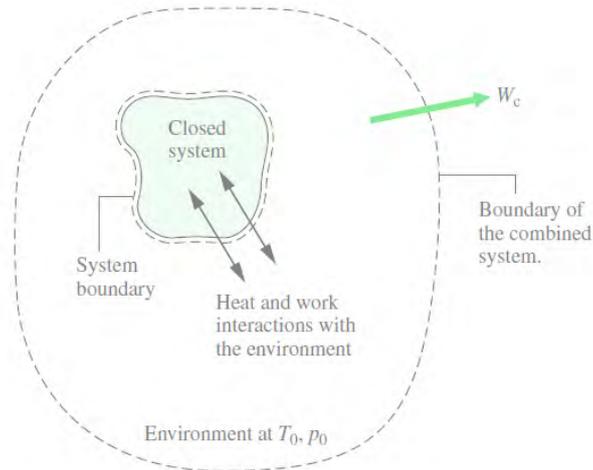


Figura 8. Esquema de sistema cerrado que interactúa con su entorno.

Fuente: Moran y Shapiro (2006)

Es fundamental considerar que, a diferencia de la energía, la exergía no se conserva debido a la presencia de irreversibilidades. Al emplear la ecuación de balance de energía (3) y balance de exergía (18) para un sistema cerrado, se consigue la siguiente nueva ecuación:

$$\dot{X}_2 - \dot{X}_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) dQ - [W - p_0(V - V_0)] - T_0\sigma \quad (20)$$

Asimismo, aplicando el balance de exergía para un volumen de control, se obtiene la expresión matriz para el análisis de la presente tesis:

$$\frac{dX_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i S_i - \sum_e \dot{m}_e S_e - T_0\dot{\sigma} \quad (21)$$

donde

- $\frac{d\dot{X}_{vc}}{dt}$ : Variación de entropía del sistema en un volumen de control (W);
- $T_0\dot{\sigma}$ : Exergía destruida (W);
- $T_f$ : Temperatura de la frontera (K).

## CAPÍTULO 2

### ESTADO DEL ARTE

El presente capítulo hará un recuento de los estudios más relevante de análisis exergético en motores de combustión, en donde se expondrán resultados comparativos de los experimentos en motores de combustión en operación diesel y, principalmente, diesel – gas natural (D/GN).

Se describirá previamente los principales términos de análisis de los artículos científicos, cabe indicar que más adelante, en el Capítulo 3, se hará una exposición más detallada de la forma de cálculo de cada uno de ellos. La eficiencia exergética se determina mediante relación entre el trabajo efectivo del motor y la exergía total que ingresa al sistema (combustibles y aire). El rendimiento exergético cuantifica la relación entre el trabajo efectivo del motor y la exergía que se pierde por irreversibilidades del sistema. Las irreversibilidades refieren a la exergía destruida o irrecuperable, esta condición se presenta debido a diversos factores, como: pérdidas mecánicas por fricción, deficiencias en el proceso de combustión, ineficiencias en la mezcla combustible - aire.

Verma, *et al.* (2017) realizaron el análisis exergético comparativo en un motor bicomcombustible, sustituyendo el diesel por gas natural, biogas e hidrógeno en diferentes ensayos; asimismo, utilizaron sincronización de la inyección del combustible piloto para reducir las emisiones a baja carga. Se estudió un motor Kirloskar TAF1 de un cilindro de 661 cm<sup>3</sup>, con relación de compresión de 17.5 y una velocidad constante de 1500 rpm; en cuanto a las condiciones de operación, los experimentos a baja carga se realizaron a una presión media efectiva (pme) de 1.16 bar y de alta carga a 5.32 bar. Los resultados de la Figura 9 muestran que a baja carga la eficiencia exergética del modo diesel (D) es entre 10 y 12.5%, siendo ligeramente superior al modo D/GN, que alcanza entre 10 y 11% (para una relación de

sustitución 10%); sin embargo, a altas cargas la eficiencia exergética del diesel y el modo D/GN son muy cercanas, en valores entre 25.5 y 27.5%. En cuanto a los resultados de rendimiento exergético (EPC) se determina que a 1.6 bar de presión media efectiva el modo diesel es de 0.2 y el modo D/GN alcanza 0.17; a una pme de 5.32 bar, el EPC tanto del modo diesel como del modo diesel – gas natural es de 0.81, lo cual confirma que el aprovechamiento de la exergía de trabajo respecto a las irreversibilidades es superior cuando el motor se encuentra sometido a altas cargas.

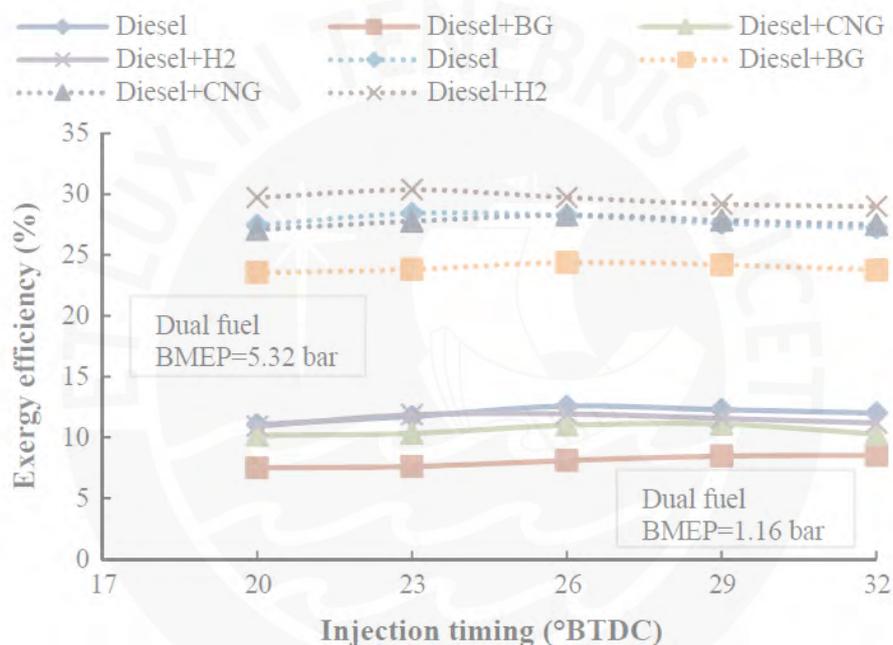


Figura 9. Eficiencia exergética del estudio de un motor Kirloskar TAF1 en modo diesel y bicomcombustible, aplicando variación del tiempo de inyección y sometido a pme de 1.16 y 5.32 bar

Fuente: Verma, et al. (2017)

Kaya, et al. (2020) estudiaron el comportamiento un motor Diesel acondicionando el modo bicomcombustible para el uso de gas natural (GN), obteniendo resultados tanto de carácter técnico (rendimiento exergético) como de carácter económico (análisis económico de beneficio exergético). El experimento se desarrolló en un motor de 8.9 kW de potencia con una relación de compresión de 17.5, a una velocidad constante de 2800 rpm con 4 niveles de carga (25%, 50%, 75% y 100%) y con cuatro fases de sustitución CNG20, CNG40 y CNG60, en donde el número que acompaña al CNG representa el porcentaje de energía que el gas natural aporta al

total de mezcla D+GN. Los resultados muestran que a baja y media carga (25% y 50%), a medida que se eleva la sustitución de GN por diesel, la eficiencia exergética disminuye para el modo D/GN; en estos casos el modo diesel supera ampliamente al modo bicomcombustible. Por otro lado, se verifica que a máxima carga (100%) la eficiencia exergética del modo diesel y los modos bicomcombustibles se tornan cercanos, llegando a alcanzar una eficiencia de 27.4 % en el modo D – CNG 20, superando al modo diesel.

Los resultados muestran que las irreversibilidades del modo bicomcombustible para cargas de 25%, 50% y 75% incrementan con el aumento del porcentaje de sustitución de gas natural por diesel, obteniendo picos del 73% de exergía destruida para el CNG 60 a 25% de carga y 54.7% en el CNG 40 a máxima carga. Los autores asocian dicho comportamiento a que el gas natural presenta mayor combustión incompleta debido a que su retraso de ignición es más lento, temperatura de cilindro más baja y menor grado de oxidación en la combustión.

En la Universidad de Kansas, Mattson, *et al.* (2017) estudiaron el desempeño exergético en un motor Yanmar L100V de 435 cm<sup>3</sup> de cilindraje y una potencia de 6.8 kW, al equipo se le instaló un sistema de recirculación de gases de escape para mejorar sus prestaciones. El ensayo se llevó a cabo a 3500 rpm de régimen de giro del motor, sometido a cuatro niveles de torque: 4.5, 9, 13.5 y 18 N-m, los cuales representan 25%, 50%, 75% y 100% de la máxima carga. Se utilizó cuatro variantes de composición de GN, con diferente porcentaje de metano, pero con la misma densidad volumétrica de energía en todos los casos: 37.3 MJ/m<sup>3</sup>. El trabajo considera el porcentaje de sustitución medida como la energía aportada por el GN a toda la mezcla (D/GN), con resultados para 0%, 7%, 18% y 40% de sustitución. Mediante el uso del programa de cómputo numérico Matlab se procesó los resultados de presión de cilindro, transferencia de calor y cálculo de exergía con el modelo cero dimensional, los coeficientes termodinámicos se obtuvieron con el *software* de cinética química CHEMKIN-III.

Las pruebas muestran que el incremento de carga eleva notablemente la eficiencia exergética. Además, los valores obtenidos en el modo diesel – gas natural a 7% y 18% de sustitución alcanzan valores similares en todos los ensayos: eficiencia exergética de 21-23 % a 25% de carga, 27-28% a 50% de carga, entre 31-32% de eficiencia a 75% y plena carga. Por otro lado, a 40% de sustitución, la eficiencia exergética se incrementa ligeramente, alcanza un 24-25% a 25% de carga, un 29-30% cuando la carga es 50%, en 31-33% a 75% de carga, y de 33-35% de eficiencia a máxima carga.

Los autores explican los resultados en función del comportamiento de cuatro parámetros fundamentales al incrementar el porcentaje de sustitución de combustible: en el caso del porcentaje de exergía de trabajo, incrementa su valor a medida que se incrementa la carga; el porcentaje de transferencia de calor disminuye al incrementarse la carga; el porcentaje de irreversibilidades internas decrece a medida que aumenta la carga; y el porcentaje de exergía de los gases de escape tiene un comportamiento convexo al incremento de carga. Las conclusiones denotan que el uso de natural mejora el rendimiento en la fase de pre-mezcla y la reduce durante la fase de combustión difusiva, incrementando la eficiencia exergética; así también, reduce las irreversibilidades internas y la transferencia de calor.

En la India, Natesan *et al.* (2019) realizaron el análisis energético y exergético en modo diesel – gas natural de un motor Kirloskar de 300 cm<sup>3</sup> y 3.7 kW de potencia. El trabajo aplica el método de incremento de temperatura de aire para comparar las prestaciones, los 4 puntos de ensayo de temperatura fueron a temperatura ambiente de 20° (293 K), 37 °C (310 K), 47°C (320 K) y 57°C (330 K); lo cuales fueron sometido a 20%, 40%, 60%, 80% y 100% de carga y a un régimen de velocidad de 1500 rpm. Los resultados de la investigación muestran que al 20% y 40% de carga, las mejores prestaciones de modo dual se obtienen con el aire de ingreso a temperatura atmosférica; sin embargo, los ensayos de carga de 60% en adelante indican que el efecto de incremento de temperatura beneficia la eficiencia exergética del motor. En tanto,

el experimento a máxima carga muestra que el modo D/GN con incremento de temperatura de aire a 320 K alcanza una eficiencia exergética del 57%, resultado que superan, inclusive, al modo de operación diesel.

El resultado de las investigaciones de Gumus y Atmaca (2013) en la Universidad Técnica de Estambul permite contar con una referencia importante para el desarrollo de la presente tesis. Los autores realizaron ensayos en un motor RABA-MAN D 2156 de un cilindraje de 10 344 cm<sup>3</sup>, con una potencia nominal de 141 kW, el cual se fue acondicionado para operación diesel – gas natural. Las pruebas se realizaron a regímenes de giro de 1200 rpm, 1500 rpm, 1800 rpm y 2100 rpm; con una relación de sustitución de gas natural por diesel que va desde los 33% al 78%, sometidas a cuatro niveles de cargas: 25%, 50%, 75% y 100%.

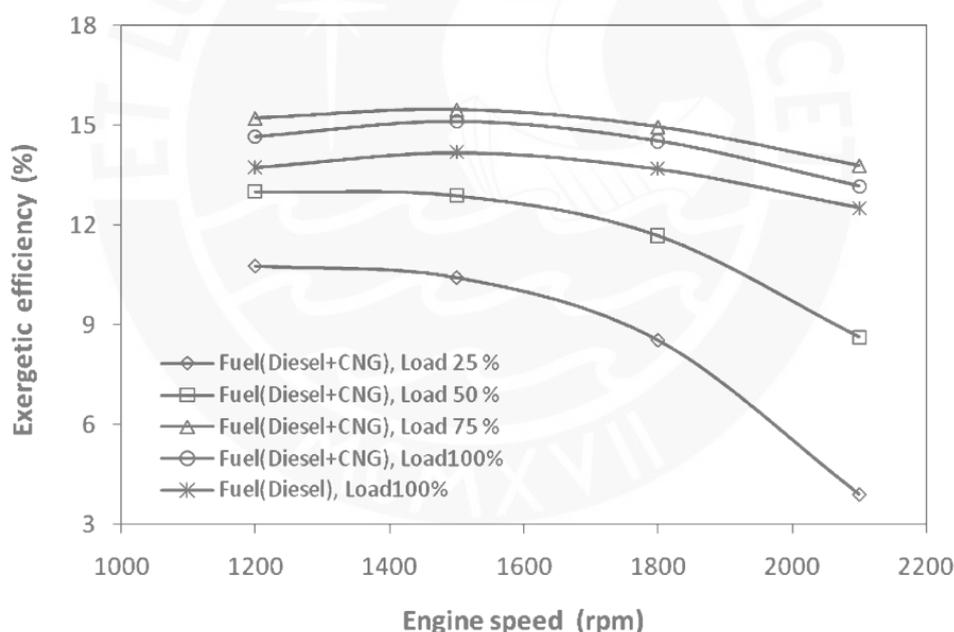


Figura 10. Eficiencia exergética del estudio de un motor RABA-MAN D 2156 en modo diesel y diesel – gas natural, sometido a diversos niveles de carga e incremento el régimen de giro del motor

Fuente: Gumus y Atmaca (2013)

Como se muestra en la Figura 10, a medida que se incrementa el régimen de giro del motor, se evidencia un descenso en la eficiencia exergética; tendencia que se acentúa principalmente en los ensayos de baja y media carga (25% y 50%) en la operación diesel – gas

natural. De la misma manera, se puede apreciar que al máximo régimen de giro (2100 rpm), la eficiencia exergética del modo D/GN es superior al modo diesel a máxima carga. Así también, se puede notar que en el modo D/GN a 75% y 100% de carga, el indicador exergético se encuentra entre 13.4 % y 15.2%, en tanto en el modo diesel a 100% de carga, la eficiencia ronda entre 12 y 13%. La máxima eficiencia exergética se alcanza en el modo D/GN a 75% de carga con un régimen de giro de 1500 rpm, con un valor de 15.2%; en el caso del modo diesel a 100% de carga, su máximo valor asciende a 15% con una velocidad, también, de 1500 rpm.

El estudio demuestra que las irreversibilidades se incrementan a medida que aumenta la velocidad de giro del motor (ver Figura 11). Se puede apreciar que a 100% de carga y a máxima velocidad (2100 rpm), la exergía destruida en el modo diesel es ligeramente mayor a del modo diesel – gas natural. A su vez, para las pruebas entre 1200 rpm y 1800 rpm, el modo diesel a 100% de carga y los modos diesel – gas natural de 25%, 50% y 75 % de carga, la pendiente de incremento de irreversibilidades se puede considerar constante; sin embargo, se aprecia el nivel de irreversibilidad se eleva notablemente cuando el motor opera en el máximo régimen de giro.

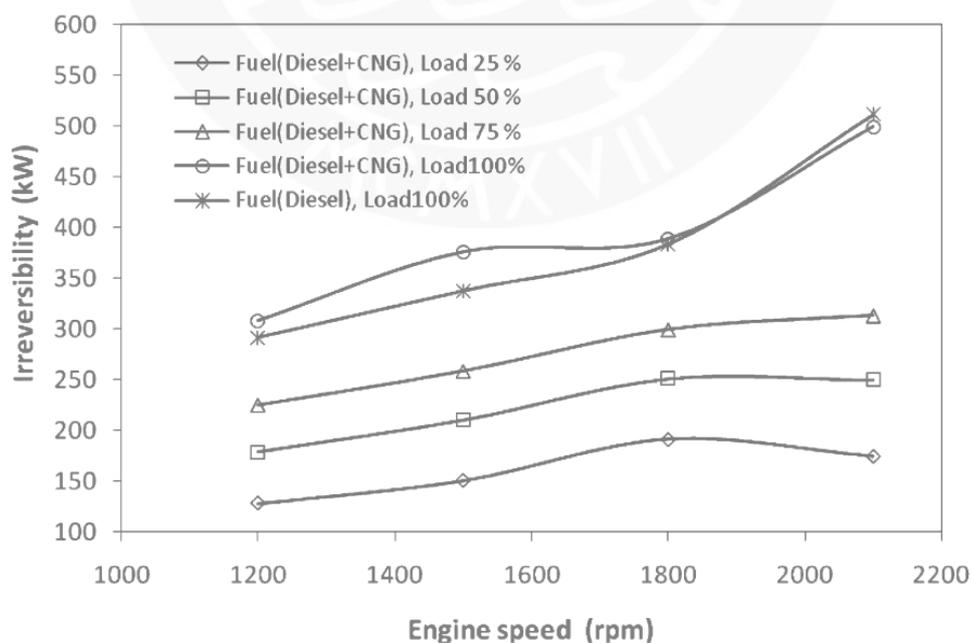


Figura 11. Irreversibilidades del estudio de un motor RABA-MAN D 2156 en modo diesel y diesel – gas natural, sometido a diversos niveles de carga e incremento el régimen de giro del motor

Fuente: Gumus y Atmaca (2013)

El plan de la presente tesis busca conocer el comportamiento exergético del motor bicomcombustible simulando condiciones de altitud. La mayoría de los estudios similares se realizan en condiciones de nivel del mar; es por ello, que resulta sumamente valioso los resultados de la investigación realizada por Agudelo *et al.* (2009) en la Universidad de Antioquia, Colombia. El estudio se llevó a cabo en un motor modelo ISUZU 4JA1 en operación diesel con turboalimentación, de 2499 cm<sup>3</sup> de cilindrada y una potencia máxima de 59 kW. Las pruebas se realizaron a tres niveles de altitud: 500, 1500 y 2400 msnm, alcanzando una presión atmosférica de 0.96, 0.85 y 0.76 bar; la velocidad de giro se estableció en 2000 rpm, sometido a una carga de 100 Nm (cerca del 60% de carga máxima).

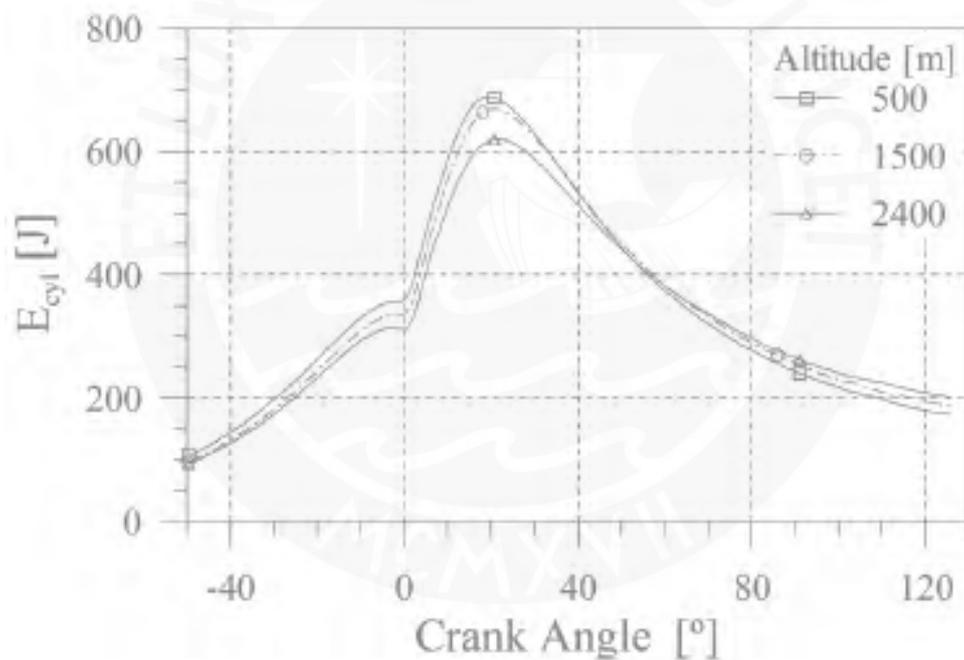


Figura 12. Exergía del sistema de un motor diesel ISUZU 4JA1 sometido a 100 Nm de carga y velocidad de giro de 2000 rpm, operando en tres niveles de altitud: 500, 1500 y 2400 msnm.

Fuente: Agudelo et al. (2009)

Los resultados indican que a medida que aumenta la altitud de operación, el dosado de la mezcla se enriquece, incrementando el consumo de combustible. Asimismo, se evidencia que la exergía de la mezcla de gases se reduce con el incremento de elevación (ver Figura 12), este comportamiento se debe a la menor presión que se alcanza al interior del cilindro durante el

proceso de combustión. Por otro lado, la exergía destruida se eleva a medida que se incrementa la altitud del ensayo (ver Figura 13), lo cual genera mayores irreversibilidades en el sistema a 2400 msnm; cabe destacar que, en todas las pruebas, el incremento de exergía destruida se alcanza en el proceso de combustión.

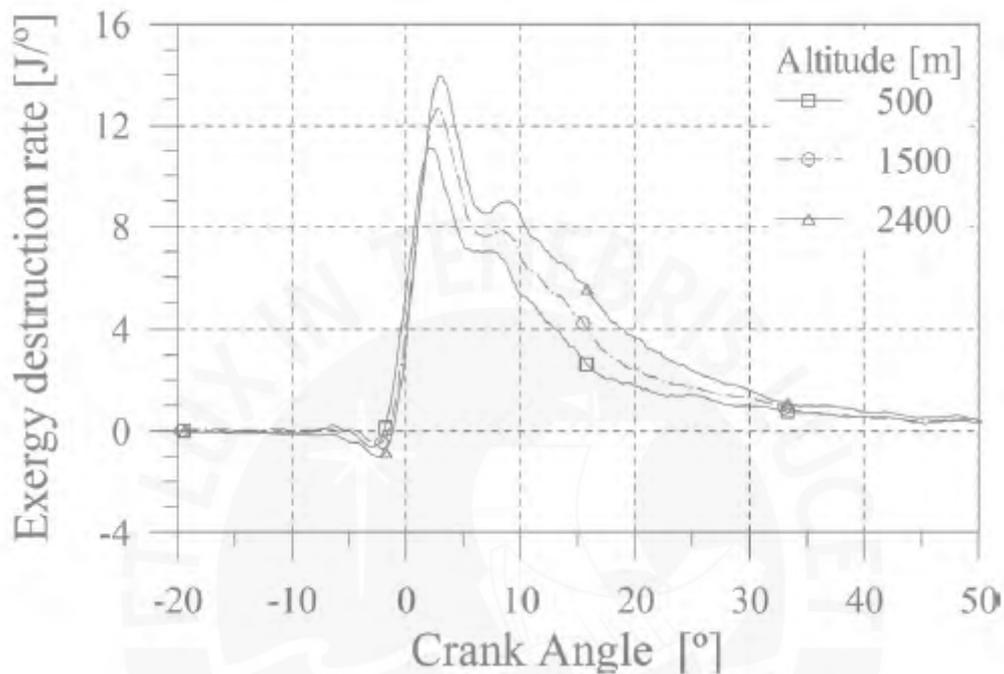


Figura 13. Exergía de destrucción de motor diesel ISUZU 4JA1 100 Nm de carga y velocidad de giro de 2000 rpm operando en tres niveles de altitud: 500, 1500 y 2400 msnm

Fuente: Agudelo et al. (2009)

### CAPÍTULO 3

#### METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE EXERGÍA

El presente capítulo tiene como objetivo desarrollar el método de cálculo de exergía para un motor de combustión interna. Previamente, se expone información técnica relevante para el caso de estudio.

Los datos empleados para el cálculo de exergía del presente trabajo de tesis se basan en un estudio previo realizado en el Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Las pruebas se realizaron en un motor Diesel sobrealimentado marca Cummins, modelo QSB6.7 de aplicación vehicular (especificaciones técnicas en la Tabla 1), al cual se le acondiciona instrumentación y equipamiento para el relevamiento de información del modo de operación diesel y diesel – gas natural (Chevarría 2017). El esquema general del experimento se puede apreciar en la Figura 14.

*Tabla 1. Datos técnicos de motor Diesel del trabajo de tesis*

| Especificaciones       | Datos Técnicos                   |
|------------------------|----------------------------------|
| Modelo                 | QSB6.7                           |
| Marca                  | Cummins                          |
| Motor                  | Diesel                           |
| Configuración          | 6 cilindros en línea - 4 tiempos |
| Aspiración             | Turboalimentación                |
| Diámetro del cilindro  | 107 mm                           |
| Carrera del pistón     | 124 mm                           |
| Relación de compresión | 17.3:1                           |
| Torque máximo          | 990 N-m                          |
| Volumen barrido        | 6.7 litros                       |
| Peso                   | 475 kg                           |
| Velocidad nominal      | 2200 rpm                         |
| Potencia               | 119 kW                           |

*Fuente: Cummins (2017)*

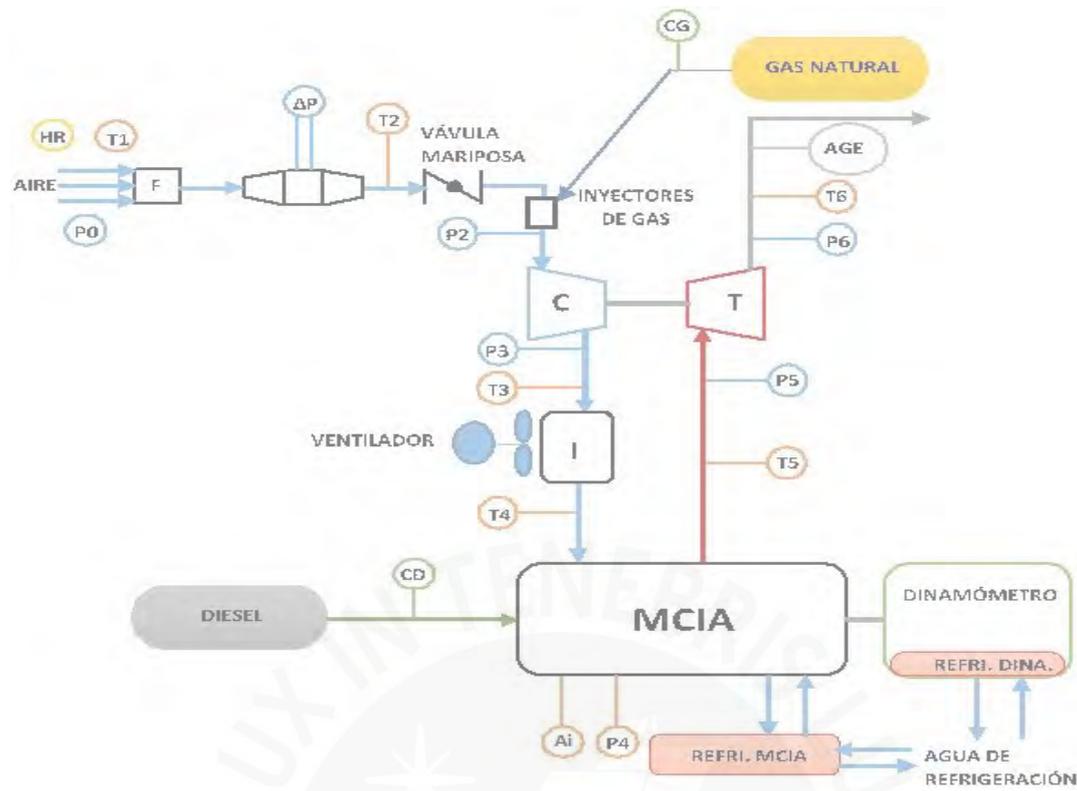


Figura 14 Esquema de equipos e instrumentación empleada en el Laboratorio de Energía para relevamiento de datos del motor

Fuente: Chevarría (2017)

donde

- $p_0$ : Presión atmosférica absoluta (bar);
- $p_2$ : Presión manométrica de aire / mezcla aire – gas natural aguas abajo de válvula mariposa (bar);
- $p_3$ : Presión manométrica de aire / mezcla aire – gas natural admitido al ingreso del motor (bar);
- $p_6$ : Presión de manométrica de gases de escape (bar);
- $T_1$ : Temperatura atmosférica ( $^{\circ}\text{C}$ );
- $T_3$ : Temperatura de aire / mezcla aire – gas natural aguas arriba de intercambiador de calor y ventilador industrial externo ( $^{\circ}\text{C}$ );
- $T_4$ : Temperatura de ingreso de aire / aire – GN admitido al ingreso del motor ( $^{\circ}\text{C}$ );
- $T_6$ : Temperatura de salida de gases de escape del motor ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $CG$ : Consumo de gas natural (kg/h);
- $CD$ : Consumo de combustible diesel (kg/h).

La información del experimento se emplea en el cálculo exergético del sistema. A continuación, los pasos previos: se determina las ecuaciones de los parámetros geométricos del motor. Luego, se realiza el cálculo de transferencia a través de las paredes del motor; en tercer lugar, se determina el balance químico de la reacción aire – combustible. En cuarto lugar, se calcula la potencia indicada.

El desarrollo previo permite obtener la exergía de los sistemas, que incluyen el cálculo de las exergías de ingreso al motor, trabajo, transferencia de calor, gases de escape y las irreversibilidades del sistema. Por último, se expone el cálculo de la eficiencia y el rendimiento exergético del motor.

### 3.1. Parámetros geométricos del motor

Las relaciones geométricas del motor se determinan a partir de la Figura 2. La relación de compresión ( $r_c$ ) vincula el volumen máximo alcanza el cilindro entre el volumen mínimo o, las relaciones se expresan de la siguiente forma:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (22)$$

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} \times L \quad (23)$$

$$V_c = \frac{V_d}{1 - r_c} \quad (24)$$

$$R_{l-a} = \frac{l}{a} \quad (25)$$

$$L = 2a \quad (26)$$

donde

- $R_{l-a}$ : Radio de cigüeñal.

A continuación, se muestra la expresión para determinar la distancia entre el eje del pistón y eje de cigüeñal para un determinado ángulo de cigüeñal.

$$s = l \cos \theta + (l^2 - a^2 \operatorname{sen}^2 \theta)^{1/2} \quad (27)$$

Durante el proceso de combustión, el área de superficie variable de intercambio de calor de expresa de la siguiente forma:

$$A = A_p + A_c + \pi D(l + a - s) \quad (28)$$

En donde  $A_p$  refiere al área de la cabeza del pistón y  $A_c$  al área de base de combustión, ambas se consideran  $\frac{\pi D^2}{4}$ , relacionando la información, se determina:

$$A_\theta = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{\pi D s}{4} \left( R_{l-a} + 1 - \cos \left( \frac{\theta \pi}{180} \right) - \sqrt{R_{l-a}^2 - \operatorname{sen}^2 \left( \frac{\theta \pi}{180} \right)} \right) \quad (29)$$

Similar al cálculo previo, el volumen del cilindro para cada ángulo de cigüeñal se determina bajo:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \times (l + a - s) \quad (30)$$

Reescribiendo la ecuación de volumen de cilindro:

$$V_\theta = V_c \left\{ 1 + \left( \frac{r_c - 1}{2} \right) \left[ R_{l-a} + 1 - \cos \left( \frac{\theta \pi}{180} \right) - \sqrt{R_{l-a}^2 - \operatorname{sen}^2 \left( \frac{\theta \pi}{180} \right)} \right] \right\} \quad (31)$$

### 3.2. Transferencia de calor en el motor

La liberación de calor en el proceso de combustión incide directamente en las presiones y temperaturas que alcanzan los gases dentro del cilindro, proporcionando la energía necesaria

para generar trabajo traducido en energía mecánica. Así también, la reacción química desencadena energía no aprovechada asociada a la transferencia de calor entre los gases y las superficies del cilindro.

### 3.2.1. Tasa neta de liberación de calor

La Figura 15 muestra el esquema de balance energético, se aprecia que la tasa de calor neto es la diferencia entre la tasa de calor por combustión y la tasa de calor que pierde el motor a través de las paredes del cilindro.

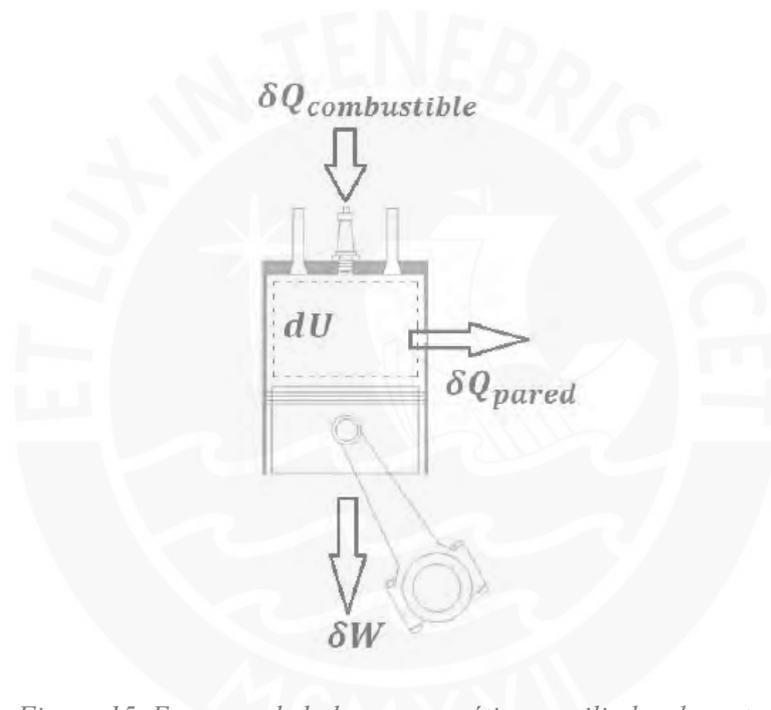


Figura 15. Esquema de balance energético en cilindro de motor

Fuente: Álvarez (2017)

La siguiente ecuación se expresará en función del ángulo de giro del cigüeñal:

$$\frac{\partial Q_n}{\partial \theta} = \frac{\partial Q_{comb}}{\partial \theta} - \frac{\partial Q_p}{\partial \theta} \quad (32)$$

donde

- $\partial Q_n$ : Tasa de calor neto liberado (kJ);
- $\partial Q_{comb}$ : Tasa de calor liberado durante la combustión (kJ);

- $\partial Q_p$ : Tasa de calor transferido entre la mezcla aire – combustible y las paredes del cilindro del motor (kJ).

Asimismo, al aplica la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados se obtiene:

$$\partial Q_n - \partial W = dU \quad (33)$$

Se conocen los siguientes conceptos:

$$\partial W = PdV \quad (34)$$

$$\partial U = m C_v dT \quad (35)$$

Y considerando que la mezcla aire - combustible se comporta como un gas ideal:

$$PV = RTm \quad (36)$$

Al aplicar la diferencial a la ecuación (36), se obtiene:

$$PdV + VdP = R \cdot m \cdot dT \quad (37)$$

Asimismo, la relación de calores específicos se vincula con las siguientes ecuaciones:

$$R = C_p - C_v \quad (38)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (39)$$

Reordenando las expresiones mostradas, la tasa neta de liberación de calor se representa mediante

$$\frac{\partial Q_n}{\partial \theta} = \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) P \frac{dV}{\partial \theta} + \left( \frac{1}{\gamma - 1} \right) V \frac{dP}{\partial \theta} \quad (40)$$

donde

- $\frac{\partial Q_n}{\partial \theta}$ : Tasa neta de liberación de calor liberado (kJ);
- $\gamma$ : Relación de calor específico (-).

### 3.2.2. Tasa de liberación de calor a través de las paredes del cilindro del motor

El intercambio de energía a través de la pared del motor se da mediante transferencia de calor por convección y conducción. Se empleará la ley de enfriamiento de Newton para determinar la tasa de calor por convección y la ley de Stefan Boltzmann para obtener la tasa de calor por radiación, expresadas bajo las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial Q_{conv}}{\partial t} = h_{\theta} A_{\theta} (T_{\theta} - T_p) \quad (41)$$

$$\frac{\partial Q_{rad}}{\partial t} = \beta \sigma_e A_{\theta} (T_{\theta}^4 - T_p^4) \quad (42)$$

$$\frac{\partial Q_p}{\partial t} = \frac{\partial Q_{conv}}{\partial t} + \frac{\partial Q_{rad}}{\partial t} \quad (43)$$

donde

- $Q_{conv}$ : Transferencia de calor por convección (J);
- $Q_{rad}$ : Transferencia de calor por radiación (J);
- $h_{\theta}$ : Coeficiente convectivo  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$ ;
- $A_{\theta}$ : Área de superficie de combustión ( $m^2$ ), ecuación (29);
- $T_{\theta}$ : Temperatura de la mezcla de gases al interior del cilindro (K);
- $T_p$ : Temperatura de pared del cilindro (K);
- $\beta$ : Emisividad, se considera 0.567 en motores Diesel;

- $\sigma_e$ : Constante de Stefan Boltzmann,  $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ .

Las ecuaciones de transferencia (41) y (42) relacionan el intercambio de calor en un periodo de tiempo. Se busca homogenizar los términos en función del ángulo de giro, derivada de la siguiente relación:

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6 \text{ RPM}} \quad (44)$$

donde el término RPM refiere a las revoluciones por minuto del cigüeñal.

Reescribiendo las ecuaciones (41) y (42):

$$\frac{\partial Q_{conv}}{\partial \theta} = \frac{h_{\theta} A_{\theta} (T_{\theta} - T_p)}{6 \text{ RPM}} \quad (45)$$

$$\frac{\partial Q_{rad}}{\partial \theta} = \frac{\beta \sigma A_{\theta} (T_{\theta}^4 - T_p^4)}{6 \text{ RPM}} \quad (46)$$

De forma general, la ecuación de calor transferido por la pared del cilindro (43) se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{\partial Q_p}{\partial \theta} = \frac{h_{\theta} A_{\theta} (T_{\theta} - T_p)}{6 \text{ RPM}} + \frac{\beta \sigma A_{\theta} (T_{\theta}^4 - T_p^4)}{6 \text{ RPM}} \quad (47)$$

De acuerdo con bibliografía técnica (Heywood 2018), la temperatura de pared no debe superar los 180°C pues produciría deterioro de las propiedades del lubricante, cabe indicar que en trabajos similares de cálculo de transferencia de calor (Ferrari 2011, Marín, 2017) se estimó la temperatura de pared cercana entre 90 – 100°C para motores Diesel. Replicando su utilidad, se seguirá dicha referencia para los cálculos del presente trabajo de tesis.

Para determinar la temperatura de la mezcla de gases al interior del cilindro se considera que el comportamiento de la mezcla es la de un gas ideal a lo largo del ciclo cerrado (válvulas de admisión y escape cerradas), utilizando la relación con la etapa de admisión, la temperatura de la mezcla de gases al interior del cilindro se determina mediante:

$$T_{\theta} = \frac{p_{\theta} \times V_{\theta} \times T_{ca}}{p_{ca} \times V_{ca}} \quad (48)$$

donde

- $p_{\theta}$ : Presión al interior del cilindro para un determinado ángulo de cigüeñal del experimento (bar);
- $V_{\theta}$ : Volumen al interior del cilindro para un determinado ángulo de cigüeñal ( $m^3$ ), ecuación (31);
- $p_{ca}$ : Presión absoluta al cierre de la válvula de admisión (bar);
- $V_{ca}$ : Volumen al interior del cilindro al cierre de la válvula de admisión ( $m^3$ );
- $T_{ca}$ : Temperatura de la mezcla en el colector de admisión (K).

### 3.2.2.1. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Diversos trabajos muestran diversas formas de calcular la transferencia de calor y el coeficiente convectivo entre la mezcla de gases y la pared del motor (Paury y Desantes 2011) asociando el número de Nusselt con los números de Reynolds y Prandtl, propiedades de la mezcla, geometría y condiciones de operación. Los siguientes números adimensionales permiten comprender el método a emplear:

$$Nu = \frac{h_c D}{K} \quad (49)$$

$$Re = \frac{\rho D v_g}{\mu_g} \quad (50)$$

donde

- $Nu$ : Número de Nusselt (adimensional);
- $h_c$ : Coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$ ;
- $K$ : Coeficiente conductivo de transferencia de calor  $\left(\frac{W}{m K}\right)$ ;
- $Re$ : Número de Reynolds (adimensional);
- $\rho$ : Densidad del fluido  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ ;
- $v_g$ : Velocidad de la mezcla de gases  $\left(\frac{m}{s}\right)$ ;
- $\mu_g$ : Viscosidad de la mezcla de gases  $\left(\frac{N.s}{m^2}\right)$ .

El método empleado por Woschni (1967) relaciona las ecuaciones (49) y (50) de la siguiente forma:

$$Nu = 0.035 Re^m \quad (51)$$

Heywood (2018) detalla que los trabajos de Woschni (1967) estiman el efecto del coeficiente conductivo y la viscosidad se relacionan con la temperatura media del gas con exponentes de 0.75 y 0.62 respectivamente; por lo que se determina la expresión:

$$h_c = 3.26 (D)^{m-1} (p)^m (w_g)^m (T_g)^{0.75-1.62m} \quad (52)$$

donde

- $h_c$ : Coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$ ;
- $D$ : Diámetro de la cabeza del cilindro (m);
- $p$ : Presión al interior del cilindro (kPa), dato de experimento;
- $w_g$ : Velocidad media de la mezcla de gas al interior del cilindro (m/s);
- $T_g$ : Temperatura media de la mezcla de gases (K),  $T_g = T_\theta$ , ver ecuación (48).

El cálculo requiere determinar el coeficiente convectivo para cada ángulo de cigüeñal, los datos de presión corresponden al experimento, por lo que  $p = p_{\theta}$ ; así también, la temperatura media de gases se estima de la ecuación (48), con lo que  $T = T_{\theta}$ .

La velocidad media del gas al interior del cilindro se estima con la siguiente ecuación:

$$w_g = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_{ca}}{p_{ca} V_{ca}} (p - p_{sc}) \quad (53)$$

donde

- $w_g$ : Velocidad media del gas al interior del cilindro (m/s);
- $\bar{S}_p$ : Velocidad media del pistón (m/s);
- $p_{ca}, V_{ca}, T_{ca}$ : Presión (bar), volumen total de cilindro y temperatura en la admisión;
- $C_1; C_2$ : Coeficientes variables del ciclo del motor;
- $p_{sc}$ : Presión al interior del cilindro si no ocurriera combustión (bar).

La Tabla 2 muestra los coeficientes requeridos en la ecuación (53).

Tabla 2. Coeficientes de velocidad media de gas al interior del cilindro

| Periodo                       | C1   | C2                    |
|-------------------------------|------|-----------------------|
| Admisión y expulsión de gases | 6.18 | 0                     |
| Compresión                    | 2.28 | 0                     |
| Combustión y expansión        | 2.28 | $3.24 \times 10^{-3}$ |

Fuente: Heywood (2018)

La presión al interior del cilindro si no hubiese combustión se determina mediante las relaciones del proceso politrópico, cuyo exponente ( $n$ ) se encuentra entre 1.25 y 1.35; a continuación, la expresión asociada:

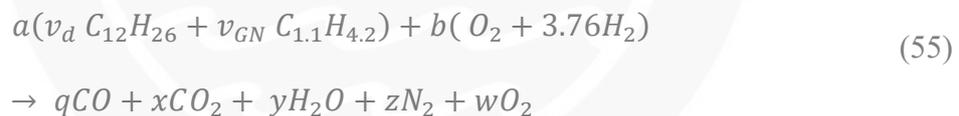
$$p_{sc} = p_{ca} \left( \frac{V_{ca}}{V_c} \right)^n \quad (54)$$

### 3.3. Balance químico de reacción aire - combustible

En el cálculo exergético requiere conocer la fracción molar y el número de moles de los reactantes y productos para cada punto del experimento. En el balance considera que los reactantes están compuestos por la mezcla de combustible diesel, gas natural (compuesto por 90% metano y 10% etano) y aire (Chevarría 2017). Las propiedades de los combustibles empleados se encuentran en el ANEXO A. Para el presente trabajo se considera que la fórmula química de los combustibles eran las siguientes:

- Diesel:  $C_{12}H_{26}$ ;
- Gas Natural: 90%  $C_1H_4$  + 10%  $C_2H_6$ . El cual se simplifica a la expresión  $C_{1.1}H_{4.2}$ .

En cuanto a los productos, se establece que se conforman por dióxido de carbono ( $CO_2$ ), monóxido de carbono ( $CO$ ), agua ( $H_2O$ ), nitrógeno ( $N_2$ ) y oxígeno ( $O_2$ ) (Jarquin *et al.* 2003). A continuación, la ecuación de balance:



donde

- $a, b, q, x, y, z, w$ : Número de moles de cada compuesto;
- $v_d$ : Porcentaje de volumen de diesel en la mezcla (%);
- $v_{GN}$ : Porcentaje de volumen de Gas Natural en la mezcla (%).

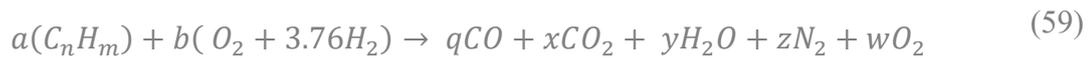
Se realizará un ajuste general para determinar la cantidad de carbonos e hidrógenos en cada punto de experimento.

$$C_nH_m = (v_d C_{12}H_{26} + v_{GN} C_{1.1}H_{4.2}) \quad (56)$$

$$n = (12 v_d + 1.1v_{GN}) \quad (57)$$

$$m = (26 v_d + 4.2v_{GN}) \quad (58)$$

reemplazando las ecuaciones (57) y (58) en (56):



La relación aire seco y combustible, con sus números de moles se expresa de la siguiente forma:

$$\phi = \frac{a \sum \bar{M}_{comb}}{b \sum \bar{M}_{air}} = \frac{a (12n + m)}{b (137.28)} \quad (60)$$

Los experimentos nos permiten conocer el valor de las moles de monóxido de carbono por la relación, en partes por millón. A continuación, se realiza balance molar para el carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno, obteniendo las siguientes expresiones:

$$= an - q$$

$$y = \frac{am}{2}$$

$$z = 3.76b$$

$$w = b - x - \frac{y}{2} - \frac{q}{2} \quad (61)$$

Usando la ecuación (59) y las relaciones (61), se calcula el número los moles de cada elemento quedan en función del número de moles del aire (b), lo cual permite determinar la fracción molar de cada compuesto.

### 3.4. Potencia indicada

La potencia indicada refiere el trabajo por una determinada unidad de tiempo que desarrolla el ciclo cerrado del motor en su gráfica de presión – volumen (Moran y Shapiro 2006). La siguiente gráfica describe lo expuesto.

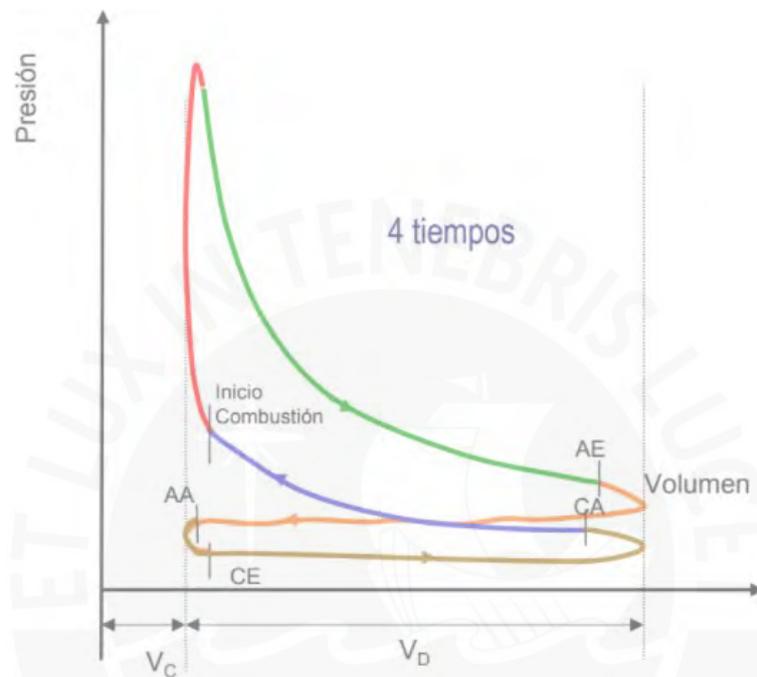


Figura 16. Ciclo de motor de 4 tiempos gráfica de presión – volumen. Las líneas de colores representan los periodos, azul: compresión, rojo: combustión, verde: expansión, naranja: escape, admisión: marrón

Fuente: Casanova (2014)

Cada punto de la Figura 16 expresa el determinado inicio y fin de etapa del ciclo del motor. Usando los datos de presión obtenidos del experimento, el trabajo indicado se expresa bajo la siguiente ecuación:

$$W_i = \oint_{-360^\circ}^{360^\circ} p_\theta dV_\theta \quad (62)$$

El área bajo la curva presión – volumen de la expresión (62) se puede aproximar de la siguiente forma (Ferrari 2011):

$$W_i = \sum_{-360^\circ}^{360^\circ} \left( \frac{p_\theta + p_{\theta+0.5}}{2} \right) \times (V_{\theta+0.5} - V_\theta) \quad (63)$$

donde

- $W_i$ : Trabajo indicado en cada ciclo de motor por cada cilindro (kJ);
- $p_\theta$ : Presión al interior del cilindro a determinado ángulo de cigüeñal  $\theta$  (kPa);
- $p_{\theta+0.5}$ : Presión al interior del cilindro a determinado ángulo  $\theta + 0.5$  (kPa);
- $V_\theta$ : Volumen del cilindro a determinado ángulo  $\theta$  ( $m^3$ );
- $V_{\theta+0.5}$ : Volumen del cilindro a determinado ángulo  $\theta + 0.5$  ( $m^3$ ).

La potencia indicada por cilindro se determina mediante:

$$P_i = W_i \times i \times \frac{RPM}{60} \quad (64)$$

donde

- $P_i$ : Potencia Indicada por cilindro del motor (kW);
- $W_i$ : Trabajo indicado en cada ciclo de motor por cada cilindro (kJ);
- $i$ : Número de ciclo por vuelta, en motores Diesel = 0.5;
- RPM: régimen de giro del cigüeñal (rev/min).

La potencia indicada total del motor se expresa con la ecuación:

$$P_{i-t} = z_{cil} \times P_i \quad (65)$$

donde

- $P_{i-t}$ : Potencia indicada de todos los cilindros del motor (kW);
- $z_{cil}$ : Número de cilindros del motor, el caso de estudio cuenta con un motor de 6 cilindros.

Se determinará la presión media indicada, medida que se utilizará como referencia para la presión media efectiva determinada en el experimento.

$$pmi = \frac{W_i}{V_T} \times 10^{-2} \quad (66)$$

donde

- $pmi$ : presión media indicada (bar);
- $W_i$ : Trabajo indicado en cada ciclo de motor por cada cilindro (kJ);
- $V_T$ : Volumen total de barrido, suma de  $V_c + V_d$ , ( $m^3$ ).

### 3.5. Exergía de sistemas

El análisis exergético permite determinar la mayor cantidad de trabajo útil respecto a un estado de referencia. Se analiza también las pérdidas de energía que imposibilitan que el sistema alcance la máxima eficiencia global, las causas que originan tales pérdidas denominadas irreversibilidades. El cálculo exergético del presente estudio asocia las ecuaciones de la segunda ley de la termodinámica y de volumen de control para un motor Diesel en operación bicomcombustible, sustituyendo diesel por gas natural.

El esquema del volumen de control requeridos para el análisis exergético muestra que el calor de diversos reservorios se transfiere hacia el sistema (ver Figura 17). En el caso del análisis de un motor de combustión difiere un tanto del esquema mostrado debido a que una parte del calor producido por la combustión viaja a través de las fronteras del volumen de control. La mezcla de gases al interior de los cilindros transfiere, en la mayor parte del ciclo, calor hacia las paredes del cilindro y los componentes del motor.

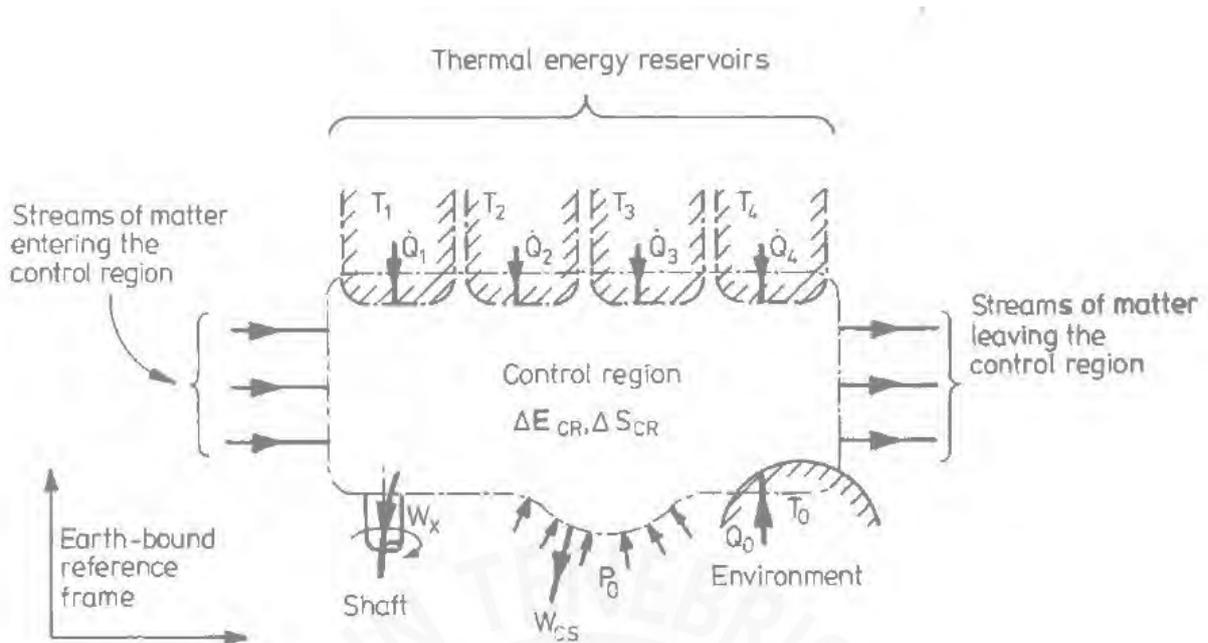


Figura 17. Esquema de volumen de control de un motor de combustión

Fuente: Kotas (1985)

La siguiente ecuación corresponde al balance exergético general del volumen de control en donde la variación el cambio exergía del sistema es cero.

$$\dot{X}_{IN} = \dot{X}_W + \dot{X}_Q + \dot{X}_{ex} + \dot{I} \quad (67)$$

donde:

- $\dot{X}_{IN}$ : Exergía que ingresa a las fronteras del sistema como combustible y aire (kW);
- $\dot{X}_W$ : Exergía de trabajo efectivo transferido hacia el eje del motor (kW);
- $\dot{X}_Q$ : Exergía de transferencia de calor de la mezcla de gases a las paredes (kW);
- $\dot{X}_{ex}$ : Exergía que sale de las fronteras del sistema por medio de los gases de escape del motor (kW);
- $\dot{I}$ : Irreversibilidades o exergía destruida (kW).

El cálculo de exergía requiere considerar una temperatura y presión de referencia, en el estudio se considerará  $T^\circ = 298 \text{ K}$  y  $p^\circ = 1.013 \text{ bar}$ .

### 3.5.1. Exergía de ingreso al sistema

La exergía de ingreso es aportada por los combustibles y el aire admitido. Para el caso de estudio se considera que la exergía del aire es cero (Verma *et al.* 2017). En referencia a la exergía de los combustibles, bibliografía especializada propone la siguiente expresión para la exergía específica (Rakopoulos y Giakoumis 2005):

$$x_{comb} = PCI \times \left[ 1.0401 + 0.01728 \left( \frac{H}{C} \right) + 0.0432 \left( \frac{O}{C} \right) + 0.2196 \left( \frac{S}{C} \right) \left( 1 - 2.0628 \frac{H}{C} \right) \right] \quad (68)$$

donde

- $x_{comb}$ : Exergía específica del combustible (kJ/kg);
- $PCI$ : Poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg);
- $H$ : Masa de hidrógeno por unidad de combustible (kg);
- $C$ : Masa de carbono por unidad de combustible (kg);
- $O$ : Masa de oxígeno por unidad de combustible (kg);
- $S$ : Masa de azufre por unidad de combustible (kg).

Como se detalló el subtítulo 3.3, la fórmula química del diesel y gas natural solo se expresan en función del carbono (C) y el hidrógeno (H), la ecuación (68) se puede reducir a la siguiente expresión:

$$x_{comb} = PCI \times \left[ 1.0401 + 0.01728 \left( \frac{H}{C} \right) \right] \quad (69)$$

Relacionando las ecuaciones (69) y los datos de flujo de masa de diesel y gas natural del experimento, se puede determinar exergía de ingreso:

$$\dot{X}_{IN} = \dot{m}_d x_{comb\_d} + \dot{m}_{GN} x_{comb\_GN} \quad (70)$$

donde

- $\dot{X}_{IN}$ : Exergía de ingreso al sistema (kW);
- $\dot{m}_d$ : Flujo de masa de diesel (kg/s);
- $\dot{m}_{GN}$ : Flujo de masa de gas natural (kg/s);
- $x_{comb\_d}$ : Exergía específica del diesel (kJ/kg), aplicar ecuación (69);
- $x_{comb\_GN}$ : Exergía específica del gas natural (kJ/kg), aplicar ecuación (69).

### 3.5.2. Exergía de trabajo

La exergía de trabajo refiere al trabajo efectivo por unidad de tiempo que desarrolla el motor, es decir, la potencia efectiva que se expresa bajo la siguiente expresión:

$$\dot{X}_W = P_e \quad (71)$$

donde:

- $\dot{X}_W$ : Exergía de trabajo efectivo transferido hacia el eje del motor (kW);
- $P_e$ : Potencia efectiva obtenida de las condiciones del experimento (kW).

### 3.5.3. Exergía de transferencia de calor

La transferencia de calor entre la mezcla de gases y las paredes del motor es variable a lo largo del ciclo del motor, la ecuación que describe su comportamiento es la siguiente:

$$\dot{X}_Q = z_{cil} \times \sum \left( 1 - \frac{T^\circ}{T_\theta} \right) \dot{Q}_p \quad (72)$$

donde

- $\dot{X}_Q$ : Exergía de transferencia de calor de la mezcla de gases a las paredes (kW);
- $z_{cil}$ : Número de cilindros del motor diesel, el motor del experimento cuenta con 6;

- $T_\theta$ : Temperatura de la mezcla de gases al interior del cilindro (K), se calcula mediante la ecuación (48);
- $\dot{Q}_p$ : Calor transferido entre la mezcla aire y combustible con las paredes del cilindro (kW), se obtiene aplicando la ecuación (47).

#### 3.5.4. Exergía de gases de escape

Los gases de escape del motor salen de la frontera del volumen de control, desaprovechando la exergía asociada, la siguiente ecuación permite determinar su valor:

$$\dot{X}_{ex} = \dot{m}_{ex} \times C_{p,ex} \times (T_{ex} - T_0) - \left\{ \dot{m}_{ex} \times T_0 \times \left( C_{p,ex} \times \ln\left(\frac{T_{ex}}{T_0}\right) - R_u \times \ln\left(\frac{p_{ex}}{p_0}\right) \right) \right\} \quad (73)$$

donde:

- $\dot{m}_{ex}$ : Flujo de masa de gases de escape (kg/s);
- $C_{p,ex}$ : Constante específica de calor a presión constante de los gases de escape (kJ/kg.K);
- $T_{ex}$ : Temperatura de los gases de escape (K),  $T_6$  del experimento;
- $p_{ex}$ : Presión de los gases de escape (bar),  $p_6$  en el experimento;
- $T_0$ : Temperatura de referencia, 298 K;
- $p_0$ : Presión de referencia, 1.013 bar.

El flujo de masa de gases de escape se expresa como la suma del aire seco y los combustibles utilizados, diesel y gas natural.

$$\dot{m}_{ex} = \dot{m}_{air,s} + \dot{m}_d + \dot{m}_{GN} \quad (74)$$

El coeficiente específico de los gases de escape a presión constante requiere el análisis de los compuestos que forman la mezcla, tales como el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), monóxido de carbono (CO), agua (H<sub>2</sub>O), nitrógeno N<sub>2</sub> y oxígeno O, calculados en el punto 3.3 Balance . Se utiliza el repositorio de reacciones GRI -Mech, que se basa en los datos termodinámicos desarrollados por la NASA (1993), determinando los coeficientes polinómicos de cada término de las ecuaciones de coeficiente específico a presión constante, entalpía y entropía específicas para cada producto de combustión (NASA 1993; Burcat y Gardiner 1994).

$$\frac{C_{p,i}}{R_i} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (75)$$

donde:

- $C_{p,i}$ : Constante específica a presión constante del compuesto  $i$  (kJ/kg. K);
- $R_i$ : Constante de gas del compuesto  $i$ , constante universal de los gases entre la masa molecular el producto  $i$  (kJ/kg. K);
- $T$ : Temperatura del compuesto a la salida de los gases de escape,  $T = T_{ex}$  (K);
- $a_{i1,2,3,4,5}$  = Coeficientes polinómicos de ecuación (ANEXO B).

Utilizando la ecuación (75) se determina el coeficiente para los gases de escape:

$$C_{p,ex} = \sum_i x_j C_{p,j} \quad (76)$$

donde

- $C_{p,ex}$ : Constante específico de calor a presión constante de los gases de escape (kJ/kg.K);
- $x_i$ : Fracción molar de cada producto de combustión (%);

### 3.5.5. Irreversibilidades

La exergía de destrucción o irreversibilidad es la energía irrecuperable que se pierde en los diferentes procesos del ciclo del motor. En el presente trabajo, las pérdidas se clasificarán de la siguiente forma: por fricción mecánica o rozamiento, las originadas como parte del proceso de combustión, por último, la exergía que no es posible contabilizar.

$$\dot{i} = \dot{I}_{fri} + \dot{I}_{comb} + \dot{I}_{nc} \quad (77)$$

donde

- $\dot{I}$ : Exergía destruida o irreversibilidades del sistema (kW);
- $\dot{I}_{fri}$ : Irreversibilidad originada por fricción entre componentes mecánico y accionamientos auxiliares del motor (kW);
- $\dot{I}_{comb}$ : Irreversibilidad originada en el proceso de combustión (kW);
- $\dot{I}_{nc}$ : Irreversibilidades del sistema o exergía no contabilizada (kW).

#### 3.5.5.1. Irreversibilidad por fricción

La potencia indicada determinada con la ecuación (65) incluye las pérdidas por fricción mecánica en el desarrollo de trabajo por el cilindro, la siguiente expresión permite calcular las irreversibilidades de fricción:

$$\dot{I}_{fri} = P_{i-t} - P_e \quad (78)$$

donde

- $\dot{I}_{fri}$ : Irreversibilidades originadas por fricción mecánica (kW);
- $P_{i-t}$ : Potencia indicada total descrita por la curva presión – volumen (kW);
- $P_e$ : Potencia efectiva o de eje del motor, datos del experimento (kW).

### 3.5.5.2. Irreversibilidad en el proceso de combustión

En los trabajos de Verma *et al.* (2017) y Alkidas (1988) se estima la exergía que se destruye a causa del proceso de combustión, en donde no existe reacciones completas, existen hidrocarburos no quemados, disipación de calor, zona de alta difusividad, entre otras causas. La siguiente correlación determina su valor:

$$\dot{I}_{comb} = T^{\circ} \times \dot{S}_{gen,comb} \quad (79)$$

donde

- $\dot{I}_{comb}$ : Irreversibilidad generada en proceso de combustión (kW);
- $\dot{S}_{gen,comb}$ : Entropía generada en proceso de combustión (kW / K).

Debido a la alta complejidad del proceso de combustión, las reacciones que se desencadenan originan generación de exergía, expresadas mediante la siguiente relación:

$$\dot{S}_{gen,comb} = \sum_i \dot{m}_{i,p} s_{i,p} - \sum_i \dot{m}_{j,r} s_{j,r} - \sum_{-360}^{+360} \frac{\dot{Q}_p}{T_g} \quad (80)$$

donde

- $\dot{m}_{i,p}$ : Flujo de masa de los productos de combustión (kg/s);
- $\dot{m}_{j,r}$ : Flujo de masa de los reactantes (kg/s);
- $s_{i,p}$ : Entropía específica másica de productos de combustión (kJ / kg.K);
- $s_{j,r}$ : Entropía específica másica de reactantes (kJ / kg.K);
- $\dot{Q}_p$ : Calor transferido entre la mezcla aire - combustible y las paredes del cilindro (kJ) para cada ángulo de cigüeñal, ecuación (47);
- $T_g$ : Temperatura de los gases al interior del cilindro (K),  $T_g = T_{\theta}$ , ecuación (48).

La entropía específica de los reactantes y productos debe estimarse considerando la presión de admisión y escape respectivamente; a continuación, se estimada de forma general la ecuación asociada en ambos casos (Kotas 1985).

$$s_{(T,p_i)} = s_{i(T,p_o)} - R_i \ln \left( x_i \frac{p_i}{p_o} \right) \quad (81)$$

donde

- $s_{(T,p_i)}$ : Entropía específica de los reactantes o productos de combustión (kJ/ kg.K);
- $s_{i(T,p_o)}$ : Entropía específica del reactante o producto (kJ/ kg.K);
- $R_i$ : Constante de gas del compuesto (kJ/ kg.K);
- $p_i$ : Presión de admisión para lo reactantes o presión de gases de escape para productos de combustión (bar).

El cálculo de la entropía específica de los reactantes y productos a presión atmosférica utiliza el repositorio de reacciones GRI -Mech, basado en datos termodinámicos de NASA–Lewis (1993), que ofrece el valor de los coeficientes polinómicos que estiman la entropía para cada compuesto a temperaturas de 300 – 5000 K.

$$\frac{s_{i(T,p_o)}}{R_i} = a_{i1} \ln(T) + a_{i2}T + \frac{a_{i3}}{2}T^2 + \frac{a_{i4}}{3}T^3 + \frac{a_{i5}}{4}T^4 + a_{i7} \quad (82)$$

donde

- $s_{i(T,p_o)}$ : Entropía específica del reactante o producto (kJ/kg. K);
- $T$ : Temperatura del reactante en la admisión,  $T = T_{ad}$ ; y la temperatura del producto a la salida de los gases de escape  $T = T_{ex}$  (K);
- $a_{i1,2,3,4,5,7}$ : Coeficientes polinómicos de la ecuación (ANEXO B).

### 3.5.5.3. Irreversibilidad no contabilizada

Las irreversibilidades no contabilizadas refieren a la exergía de destrucción que no pudo clasificarse en ninguna de las tres categorías previas, se puede estimar utilizando las ecuaciones (77), (78) y (79) mediante:

$$\dot{I}_{nc} = \dot{I} - (\dot{I}_{fri} + \dot{I}_{comb}) \quad (83)$$

donde

- $\dot{I}_{nc}$ : Irreversibilidades no contabilizadas (kW);
- $\dot{I}$ : Irreversibilidad global o exergía destruida (kW);
- $\dot{I}_{fri}$ : Irreversibilidades originadas por fricción mecánica (kW);
- $\dot{I}_{comb}$ : Irreversibilidad originada en el proceso de combustión (kW).

## 3.6. Indicadores de exergía

Los indicadores exergéticos de un motor, en conjunto con los indicadores energéticos (eficiencia efectiva, consumo específico de combustible, entre otros), contribuyen a realizar análisis comparativos de desempeño de los MCIA. Asimismo, tal y como se expuso en los capítulos anteriores, el análisis exergético brinda mayor detalle sobre las causas de las irreversibilidades del sistema. A continuación, el método de cálculo de los indicadores de exergía más empleados.

### 3.6.1. Eficiencia exergética

Permite conocer la relación entre la exergía de trabajo y la exergía que ingresa al sistema, a este indicador se le denomina también como eficiencia de la segunda ley de la termodinámica, se expresa bajo la siguiente ecuación:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_W}{\dot{X}_{IN}} \times 100\% \quad (84)$$

donde

- $\eta_{II}$ : Eficiencia exergética o de la segunda ley termodinámica (-);
- $\dot{X}_W$ : Exergía de trabajo efectivo (kW), ecuación (71);
- $\dot{X}_{IN}$ : Exergía que ingresa al sistema como combustible y aire (kW), ecuación (69).

### 3.6.2. Coeficiente de rendimiento exergético

Mide la relación entre la exergía aprovechada como trabajo y la exergía que se destruye a través de las irreversibilidades.

$$EPC = \frac{\dot{X}_W}{\dot{I}} \quad (85)$$

donde

- $EPC$ : Coeficiente de rendimiento exergético (-);
- $\dot{X}_W$ : Exergía de trabajo efectivo (kW), ecuación (71);
- $\dot{I}$ : Exergía destruida o irreversibilidades del sistema (kW), ecuación (77).

## CAPÍTULO 4

### RESULTADOS Y ANÁLISIS

El presente capítulo muestra los resultados exergéticos obtenidos de las pruebas en el motor a velocidades de giro de 1500 rpm y 2000 rpm, sometidos a las cargas de 40 Nm, 80 Nm y 120 Nm, representados por la presión media efectiva (pme): 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar respectivamente. Por lo que se generan 24 puntos de evaluación.

Los gráficos de barras fueron elaborados a velocidad constante conjugados con los tres grados de carga. Cada gráfico de modo de operación del motor se le asigna un color: el modo diesel es representado por el color mostaza, el modo diesel – gas natural (D/GN) se le designa el color verde agua, el modo diesel – gas natural con restricción de aire (D/GN+RA) se grafica con color azul, y por último, al modo diesel – gas natural con restricción de aire y aumento de temperatura (D/GN+RA+T) se le asigna el color coral.

Previo al desarrollo de los resultados exergéticos, es importante mencionar alcances la relación de sustitución de combustible en cada punto de análisis. En las pruebas a 1500 rpm en el modo D/GN fluctuó entre 42% y 45%, para el modo D/GN+RA varía de 44% a 58%, y en el modo D/GN+RA+T oscila entre 54% y 61%. A 2000 rpm, la relación de sustitución para el modo D/GN varió de 33% a 38%, para el modo D/GN+RA varió de 45% a 49%, y en el modo D/GN+RA+T oscila entre 50% y 53%.

La sustitución de diesel por gas natural se realizó mediante cuatro inyectores electrónicos, buscando mantener la proporción constante en cada punto comparativo; sin embargo, la restricción de flujo de aire y el aumento de temperatura desencadenó un aumento en la relación a sustituir, posiblemente por la lógica de control del motor. Los datos del experimento así lo confirman, pues a 1500 rpm en los modos de sustitución D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T se mantienen casi constante el consumo de gas natural entre 4.70 y 4.83 kg/h

a 0.75 bar de pme, entre 4.53 a 4.63 kg/h a 1.5 bar, y entre 5.43 y 5.55 kg/h bajo una carga de 2.25 bar. En referencia a las pruebas a 2000 rpm, los modos D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T el comportamiento de consumo de gas natural es aún más claro, requiriendo entre 6.72 a 6.81 kg/h a 0.75 bar de pme, desde 6.74 a 6.82 kg/h para 1.5 bar, y entre 6.71 a 6.79 kg a 2.25 bar. Importante precisa que el cambio de dosado de la mezcla con sustitución se logra a través de la restricción de aire.

Los siguientes puntos desarrollan los resultados más saltantes del estudio de tesis, dando un enfoque principal a la exergía de los sistemas, la causa de las irreversibilidades y su cuantificación, así como los indicadores exergéticos obtenidos.

#### **4.1. Exergía de ingreso al sistema**

Los resultados del experimento a través de la ecuación (70) permiten conocer la exergía de ingreso al motor, tal como se muestra en la Figura 18 y Figura 19, donde se aprecia la evolución de la exergía de los cuatro modos del experimento bajo los tres regímenes de carga, y manteniendo constante la velocidad angular. Se podrá comprobar la capital influencia de la exergía de ingreso mediante la sustitución de gas natural por diesel, logrando incrementos de exergía desde 55% a 111% al variar del modo diesel al modo diesel gas. Por otro lado, la exergía de ingreso asociada a los modos D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T varían poco entre sí, a pesar del empobrecimiento o enriquecimiento de la mezcla, dando cuenta de el efecto dominante de la sustitución en los resultados.

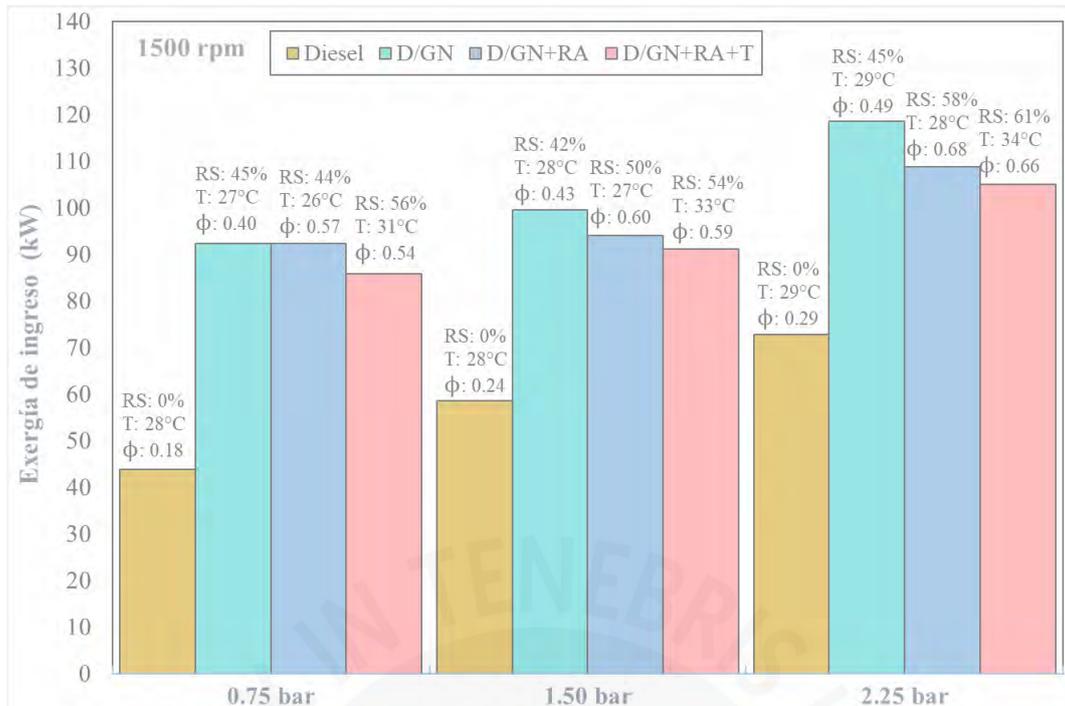


Figura 18. Exergía de ingreso a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

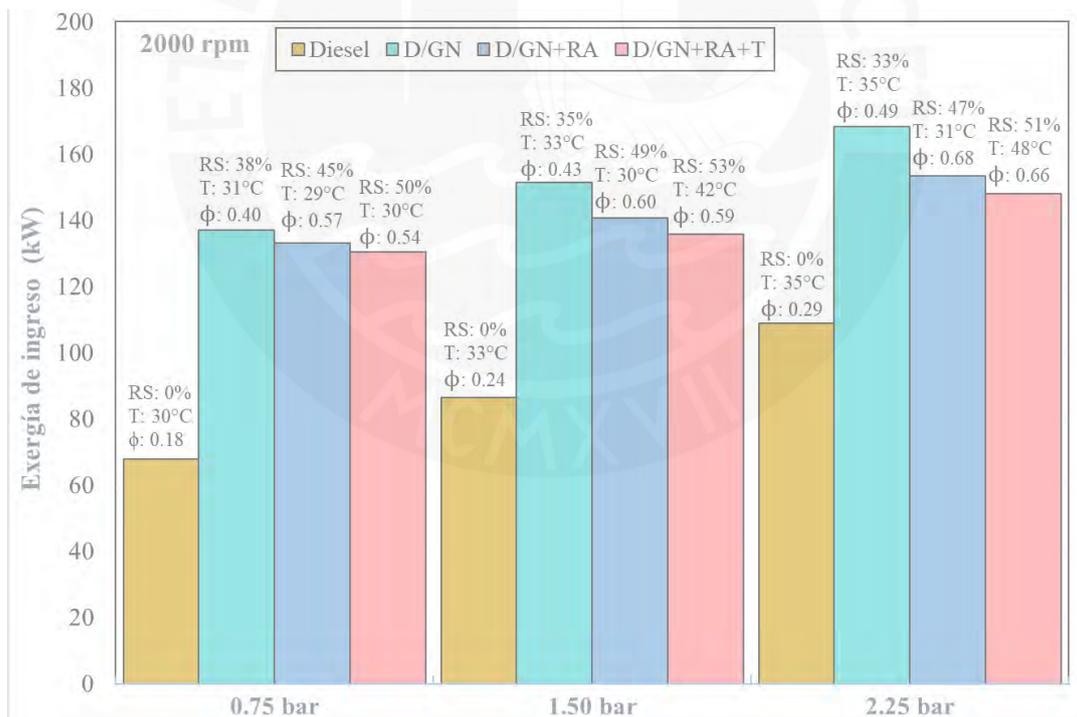


Figura 19. Exergía de ingreso a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

La comparación del modo D/GN respecto al modo diesel a 1500 rpm muestra que la exergía que se invierte para una carga de 0.75 bar se incrementa en un +111% (43.7 a 92.4 kW), +70.1% para una pme de 1.5 bar (58.5 a 99.6 kW), y para 2.25 bar de carga un aumento

en +62.8% (de 72.8 a 118.6 kW). La comparación a 2000 rpm sigue una tendencia similar, a 0.75 bar +101.7% (67.9 a 136.9 kW), un incremento de +75.4% para 1.5 bar (86.4 a 151.5 kW), y para 2.25 bar de carga un aumento en +54.5% (109 a 168.4 kW). El incremento de exergía al sustituir gas natural por diesel se debe al alto poder calorífico del gas natural respecto al diesel, ofreciendo mayor potencial de liberación de energía química durante la combustión.

La restricción de aire D/GN+RA respecto al modo D/GN a 1500 rpm denota un valor casi constante en la exergía de ingreso, disminuyendo tan solo en un -0.1% para 0.75 bar (92.4 a 92.3 kW) con un aumento del dosado de +43% (0.40 a 0.57); un descenso de la exergía para una carga de 1.5 bar de -5.5% (99.6 a 94.1 kW) acompañada de un incremento de dosado de +41% (0.43 a 0.60); y por último, una caída de la exergía de -8.3% para 2.25 bar (118.6 a 108.7 kW) con un crecimiento del dosado de +39% (0.49 a 0.68). El comportamiento a 2000 rpm es similar, se evidencia una caída de exergía al ingreso en - 2.7% a 0.75 bar (136.9 a 133.2 kW) con un incremento de dosado de +44% (0.40 a 0.57); para una carga de 1.5 bar un decremento de la exergía de ingreso en un -7.2% (de 151.5 a 140.6 kW) acompañado de aumento de dosado en 52% (0.43 a 0.60); a 2.25 bar de carga disminuye la exergía de -8.9% (de 168.4 a 153.4 kW) con crecimiento de dosado en +56% (0.49 a 0.68). Es claro que la exergía de ingreso disminuye en bajos porcentajes al aplicar restricción de flujo de aire, esto se apoya en que el modo D/GN+RA requiere menor cantidad de diesel que el modo D/GN, tal como se detalló en el tercer párrafo del presente capítulo. El dosado se controla a través de la restricción de aire admitido al motor, puesto que el consumo de gas natural permanece casi invariable.

Los resultados del aumento de temperatura del aire de ingreso comparan al modo D/GN+RA+T respecto al modo D/GN+RA. A 1500 rpm con una carga de 0.75 bar, la exergía de ingreso desciende en -7% (92.3 a 85.8 kW) tras el aumento de temperatura de 25.8 a 31.2°C en la admisión; sometido a una carga de 1.5 bar la exergía decrece en un -3.2% (94.1 a 91.1 kW) por el incremento de temperatura de mezcla 26,7 a 32.9 °C al ingreso del motor; bajo 2.25

bar de carga la exergía desciende un -3.4% (108.7 a 105 kW) al aumentar la temperatura de 27.5 a 34.3 °C. En los experimentos a 2000 rpm y bajo una presión media efectiva de 0.75 bar la exergía de ingreso decae un -2% (133.2 a 130.5 kW) con un incremento de temperatura de admisión de 29.1 a 40.1 °C; sometido a una carga de 1.5 bar y un aumento de temperatura de 30.1 a 41.83 °C, la exergía decrece un -3.4% (140.6 a 135.8 kW); por último, para 2.25 bar la exergía de ingreso disminuye -3.6% (153.4 a 147.9 kW) con un ascenso de temperatura de 30.7 a 48.1 °C. La disminución sostenida entre la exergía de ingreso en el modo D/GN+RA+T en referencia al modo D/GN+RA se sustenta en la disminución de consumo de diesel frente al aumento de la temperatura en la admisión, decayendo la energía química agregada.

#### **4.2. Exergía de trabajo**

La exergía de trabajo para cada grupo conformado por las velocidades de giro a 1500 rpm y 2000 rpm conjugadas con los tres grados de carga de 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar proporcionan un valor constante de exergía de trabajo en los cuatro modos de operación (Diesel, D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T), esto se debe a que la exergía de trabajo tiene el mismo valor que la potencia efectiva, referida mediante la ecuación (71).

Los resultados muestran que a 1500 rpm con una carga de 0.75 bar la exergía de trabajo es de 6.28 kW; a 1.5 bar, la potencia efectiva a 12.57 kW; y para una carga de 2.25 bar, la exergía se incrementó hasta 18.85 kW. El incremento de régimen de giro a 2000 rpm mostró que a 0,75 bar la exergía de trabajo es de 8.38 kW, con presión media efectiva de 1.5 bar la exergía crece a 16.76 kW, y con carga de 2.25 bar la exergía aumenta hasta 25.13 kW.

#### **4.3. Exergía de transferencia de calor**

Durante las cuatro fases de motor existe intercambio de calor entre la mezcla de gases y las paredes del cilindro, afectando el potencial exergético de transferencia de calor en los

diferentes modos de operación, condiciones de carga y régimen de giro. Mediante la aplicación de la ecuación (72) se expresan los resultados exergéticos en la Figura 20 y Figura 21.

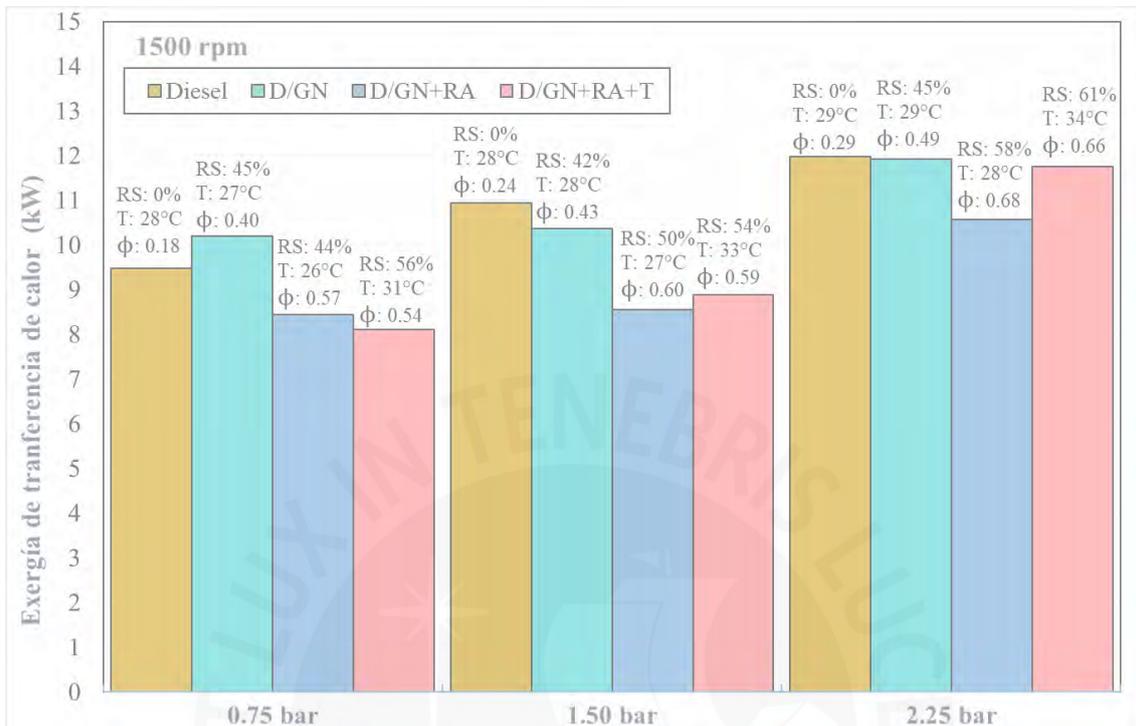


Figura 20. Exergía de transferencia de calor a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

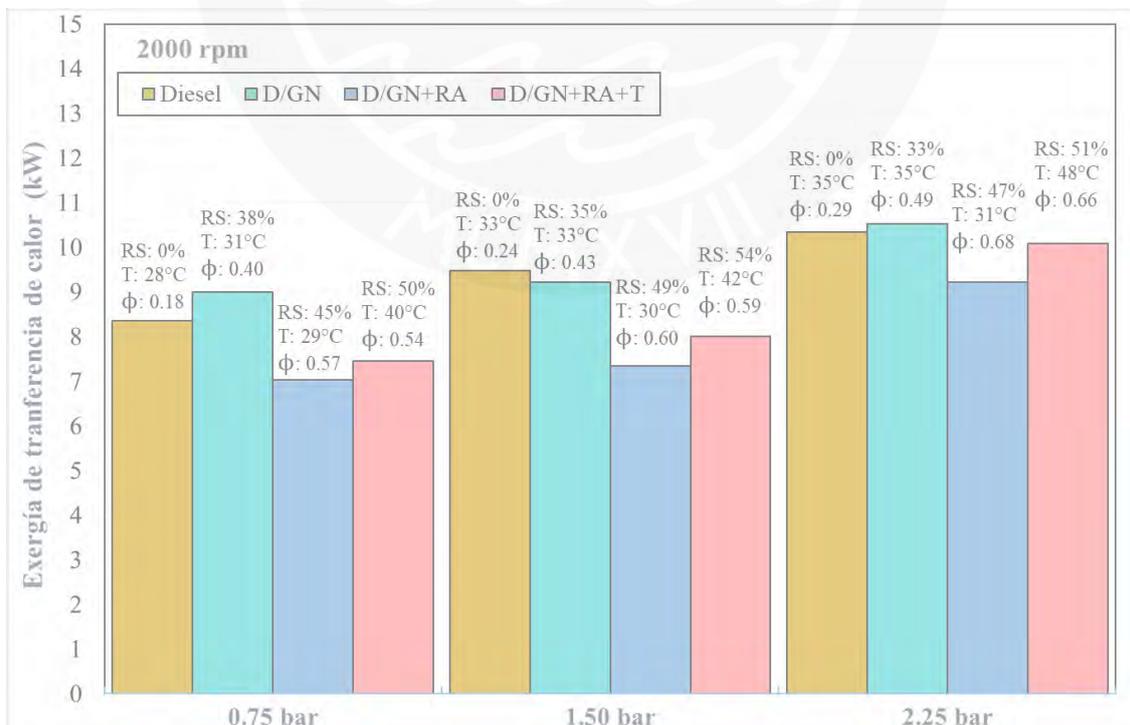


Figura 21. Exergía de transferencia de calor a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

Con la finalidad de realizar una asociación comparativa similar a la de estudios previos, la exérgica de transferencia de calor se realiza respecto a la exérgica de ingreso. En el modo Diesel a 1500 rpm y condiciones de carga a 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar, la relación exérgica de calor respecto a su exérgica de ingreso es de 21.7%, 18.7% y 16.5% respectivamente; de forma similar, los ensayos a 2000 rpm a 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar muestran que la relación exérgica de calor y de ingreso es 12.3%, 11%, 9.5% respectivamente.

Los ensayos en el modo D/GN mostraron que a 1500 rpm y a 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar de carga, la proporción de exérgica de calor respecto a su exérgica de ingreso es de 11%, 10.4% y 10.1% respectivamente. De la misma manera, a 2000 rpm y carga de 0.75 bar, 1.5 bar, 2.25 bar la relación exérgica de calor y de ingreso es de 6.6%, 6.1%, 6.2% respectivamente.

El modo D/GN+RA a 1500 rpm y presión media efectiva de 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar, la proporción exérgica de calor respecto a su exérgica de ingreso es de 9.2%, 9.1% y 9.7% respectivamente; de la misma manera, a 2000 rpm a 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar de carga la relación exérgica de calor y la exérgica de ingreso es de 5.3%, 5.2%, 6% respectivamente.

Las pruebas en el modo D/GN+RA+T a 1500 rpm y a 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar de carga, indican que la relación de exérgica de calor respecto y exérgica de ingreso es de 9.5%, 9.8%, 11.2% respectivamente. En los ensayos a 2000 rpm y carga de 0.75 bar, 1.5 bar, 2.25 bar la proporción de exérgica de calor y exérgica de ingreso es de 5.7%, 5.9%, 6.8% respectivamente.

El siguiente análisis se centrará en la comparación en los diferentes modos de operación del ensayo. El modo D/GN muestra que la exérgica de calor respecto al modo Diesel a 1500 rpm con 0.75 bar de carga, aumenta en un +7.6% (9.5 a 10.2 kW); para 1.5 bar de presión media, la exérgica decrece un -5.3% (10.9 a 10.4 kW); y que a 2.25 bar la exérgica decae un -0.5% (12 a 11.9 kW). En el régimen de 2000 rpm la exérgica de calor a 0.75 bar se incrementa en un +7.6% (8.4 a 9 kW), con carga de 1.5 bar la exérgica decae en -2.8% (9.5 a 9.2 kW), y

con régimen de carga 2.25 bar la exergía aumenta un +1.7% (10.3 a 10.5 kW). Asimismo, se puede notar que, a todos los niveles de carga, el calor transferido entre las paredes y el gas al interior del cilindro en los modos D/GN y diesel son similares.

En la operación con sustitución y al agregar la restricción de aire en el modo D/GN+RA, la exergía de transferencia de calor respecto al modo D/GN a 1500 rpm muestra que cuando la carga es 0.75 bar el valor cae -17.2% (10.2 a 8.4 kW); a 1.5 bar de presión media efectiva, la exergía disminuye en -17.4% (10.4 a 8.6 kW); y para 2.25 bar la exergía cae un -11.5% (11.9 a 10.6 kW). En los ensayos a 2000 rpm con presión media efectiva de 0.75 bar, el valor disminuye -21.8% (9 a 7 kW); cuando la carga es 1.5 bar, la exergía decrece en -20.4% (9.2 a 7.3 kW); y para 2.25 bar, la exergía de calor disminuye en -12.3% (10.5 a 9.2 kW). Se puede apreciar que la exergía de calor disminuye entre 8 – 16% en el modo D/GN+RA en referencia al modo D/GN, ello se sustenta en una menor tasa de transferencia de calor cuando hay restricción de aire, además del efecto de mayor temperatura de mezcla.

Al estudiar los resultados D/GN+RA+T respecto al modo D/GN+RA que a 1500 rpm y una carga de 0.75 bar, la exergía de calor cae un -4% (8.4 a 8.1 kW); para 1.5 bar, el valor se incrementa +3.8% (8.6 a 8.9 kW); y a 2.25 bar de presión media efectiva, la exergía aumenta en +11.3% (10.6 a 11.8 kW). Cuando los experimentos se realizaron a 2000 rpm con una carga de 0.75 bar, la exergía crece un 6.1% (7 a 7.5 kW); a 1.5 bar de presión media, el valor aumenta en un 9% (7.3 a 8 kW); y para 2.25 bar, la exergía de calor aumenta 9.4% (9.2 a 10.1 kW). Es claro que en la mayoría de los casos la exergía de calor aumentó en el modo D/GN+RA+T, esto se debe a que el calor transferido es ligeramente mayor que en el modo D/GN+RA.

En términos porcentuales (respecto a la exergía de ingreso), se puede afirmar que la sustitución de gas natural por diesel contribuye a una menor pérdida de exergía por transferencia de calor de la mezcla aire – combustible con las paredes del motor. Se conoce

que la temperatura de la mezcla incide directamente el intercambio de calor con la pared del cilindro, afectando la exergía de transferencia de calor. La Figura 22 y Figura 23 muestran los resultados de tasa neta de liberación de calor y temperatura de mezcla a 2000 rpm, las pruebas a 1500 rpm se encuentran en el ANEXO 3.

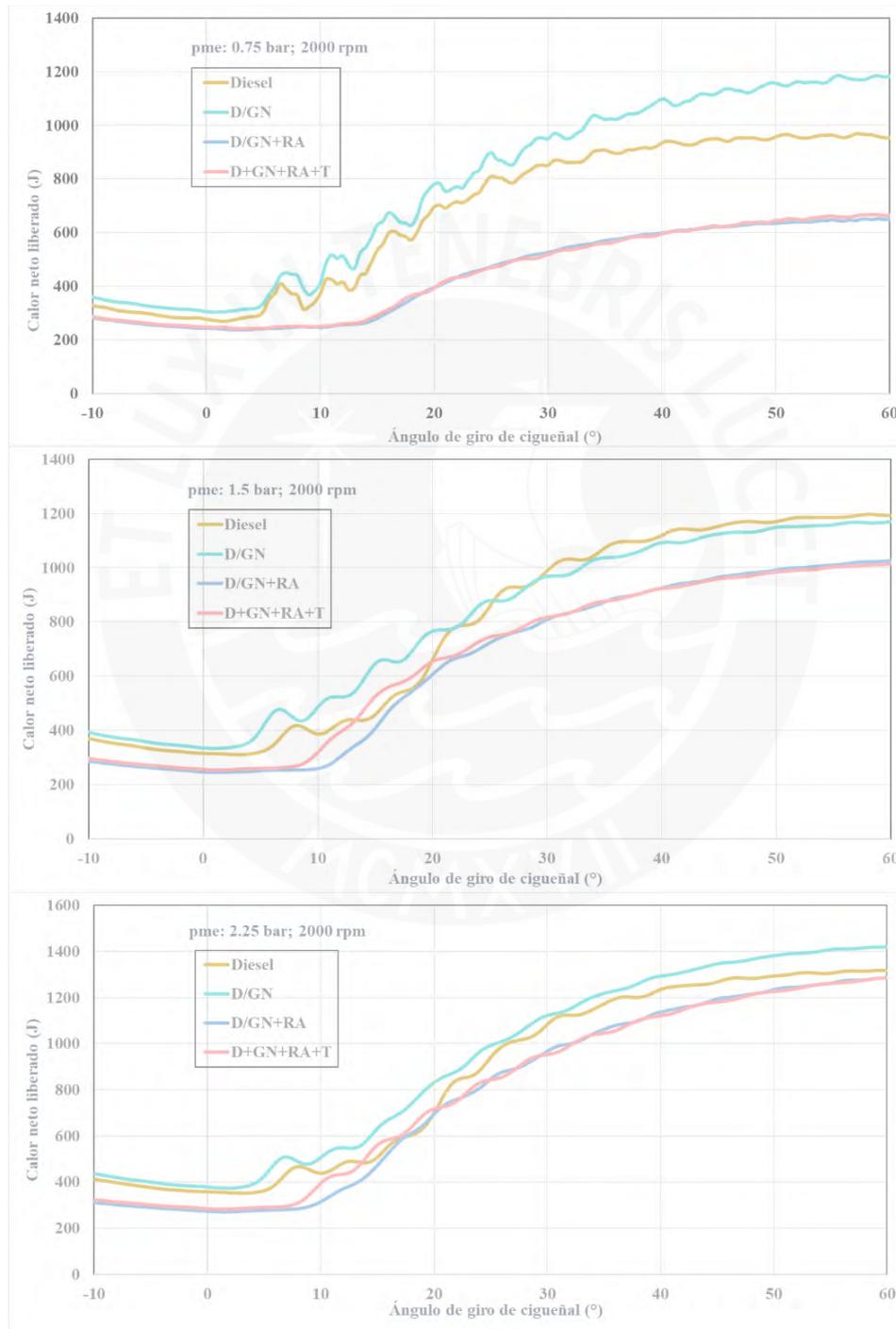


Figura 22. Tasa neta de liberación de calor en motor a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

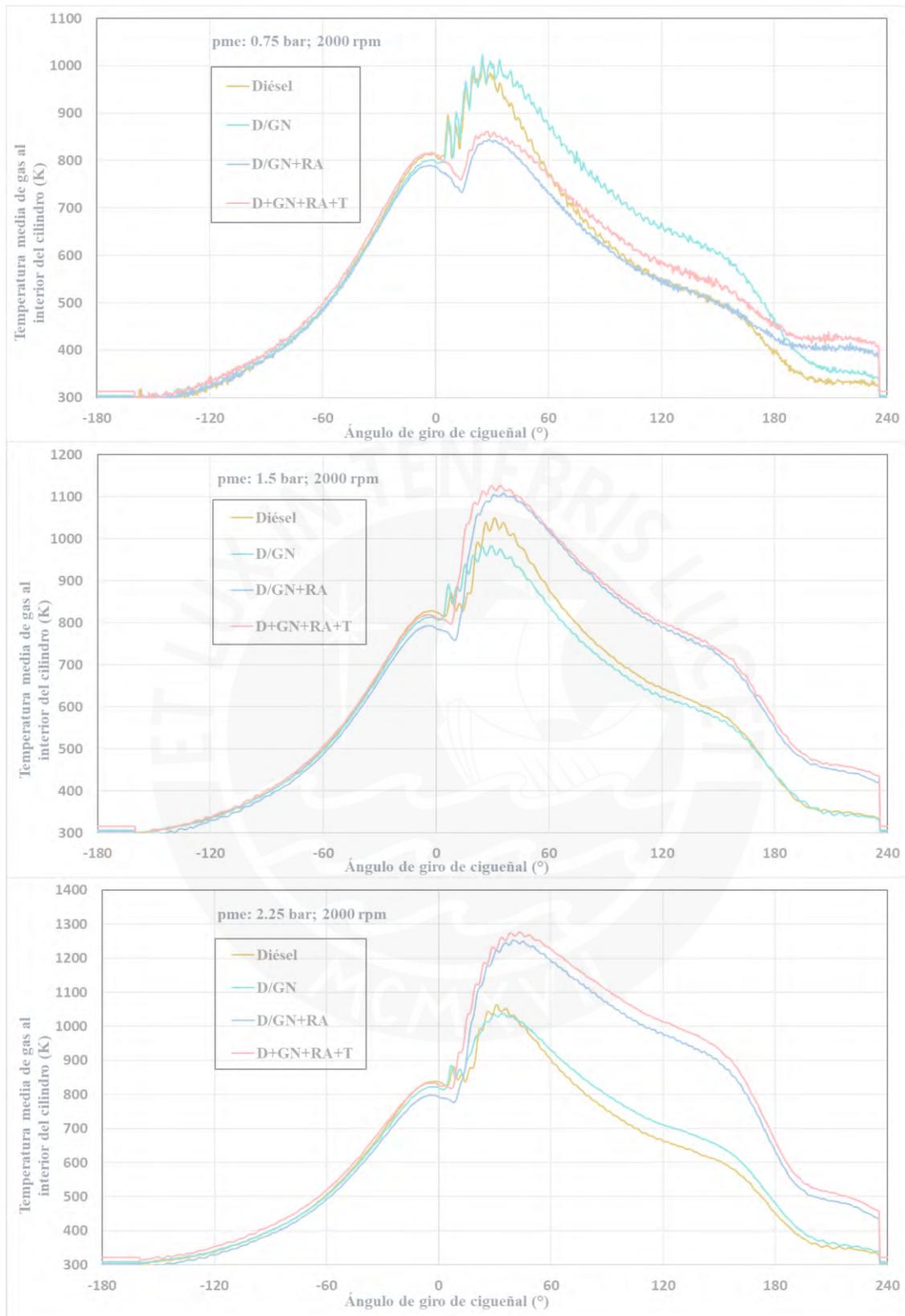


Figura 23. Temperatura de mezcla aire - combustible al interior de cilindro del motor a 2000 rpm;  
pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

#### 4.4. Exergía de gases de escape

Parte de la exergía de ingreso se transforma en exergía de gases de escape, para lo cual resulta fundamental el análisis de emisiones mediante el balance químico de la reacción detallado en el subtítulo 3.3. El resultado de los productos de combustión ayudan a determinar el calor específico de la mezcla de gases a la salida del motor. Asimismo, los ensayos brindan información de las emisiones y de la temperatura salida de gases del motor (Chevarría 2017). Con lo previamente mencionado y la aplicación de la ecuación (73) se puede estimar la exergía de gases de escape del motor.

Previo al desarrollo exergético, es importante mencionar que la temperatura de gases de escape (Figura 24) en los modos diesel y D/GN son similares; así también, se puede apreciar que la técnica de restricción de aire incrementa considerablemente la temperatura de gases de escape. Del mismo modo, es claro que las temperaturas más altas se encuentran en el modo D/GN+RA+T.

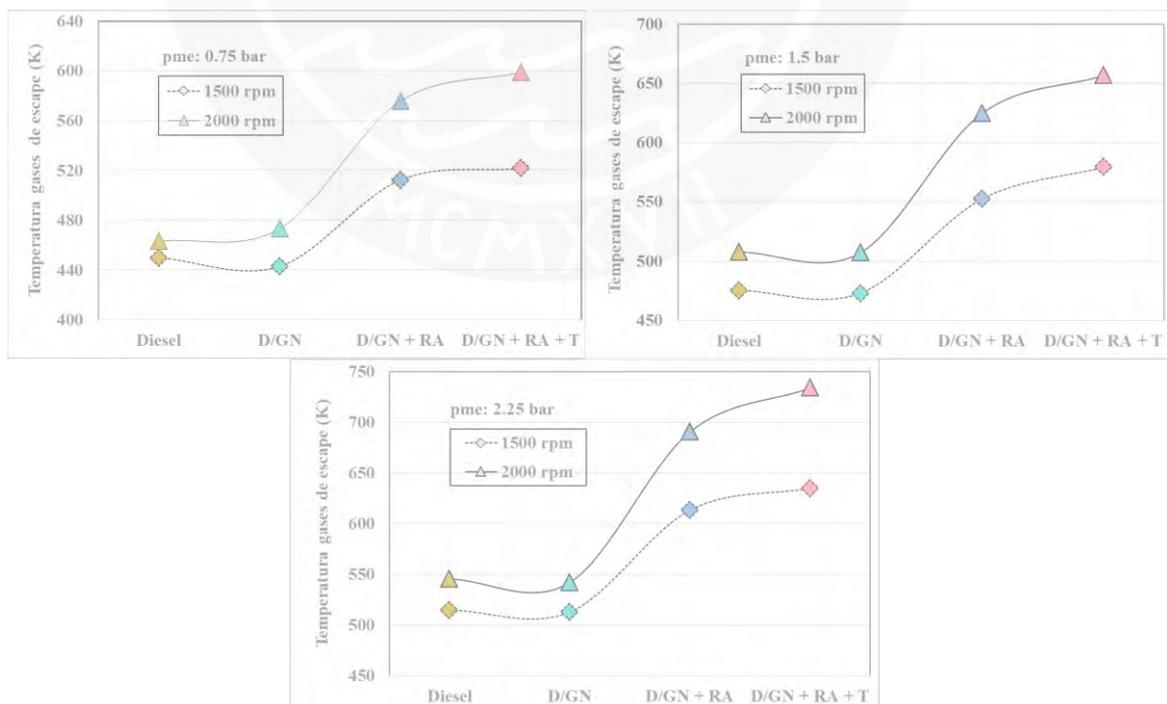


Figura 24. Temperatura de gases de escape del motor a 1500 rpm y 2000 rpm;  $p_{me} = 0.75$  bar, 1.5 bar y 2.25 bar

En el presente punto se realiza el análisis de exergía de gases de escape en los diversos modos de operación respecto a la exergía de ingreso. Como se puede apreciar en el ANEXO D, indiferente a la carga o régimen de giro, la tendencia exergética sigue el mismo patrón en los seis grupos de ensayo (1500 rpm y 2000 rpm,  $p_{me} = 0.75, 1.5$  y  $2.25$  bar). La exergía de gases de escape porcentual decae cuando el modo diesel cambia al modo D/GN; luego, sobreviene una leve recuperación, incrementando su valor porcentual en el modo D/GN+RA; por último, al aplicar la técnica de aumento de temperatura en el modo D/GN+RA+T, se aprecia un incremento en el porcentaje de exergía. No obstante, ninguno de los modos con restricción de aire alcanza el valor porcentual de exergía del modo diesel.

El segundo criterio de comparación agrupa las pruebas bajo la misma carga y velocidad de giro, analizando el efecto en su modo de operación. Los resultados exergéticos se encuentran en la Figura 25 y Figura 26. En el modo de sustitución de gas natural por diesel (D/GN) respecto al modo diesel da cuenta que, en los ensayos a 1500 rpm, la exergía difiere hasta en un 3%. Por otro lado, en los experimentos a 2000 rpm la tendencia fue un tanto más notorio, a 0.75 bar la exergía aumenta un +15.4% (6.8 a 7.8 kW); cuando la presión media efectiva aumenta a 1.5 bar el valor de exergía incrementa en un +5% (9.9 a 10.4 kW); para los ensayos a 2.25 bar de presión media efectiva, el valor se mantiene casi constante, cerca de 13.7 kW. A pesar de que la temperatura de gases de escape en ambos modos es similar, el coeficiente de calor específico en el modo D/GN es ligeramente mayor que el modo diesel debido al aumento de la fracción molar de dióxido de carbono y vapor de agua.

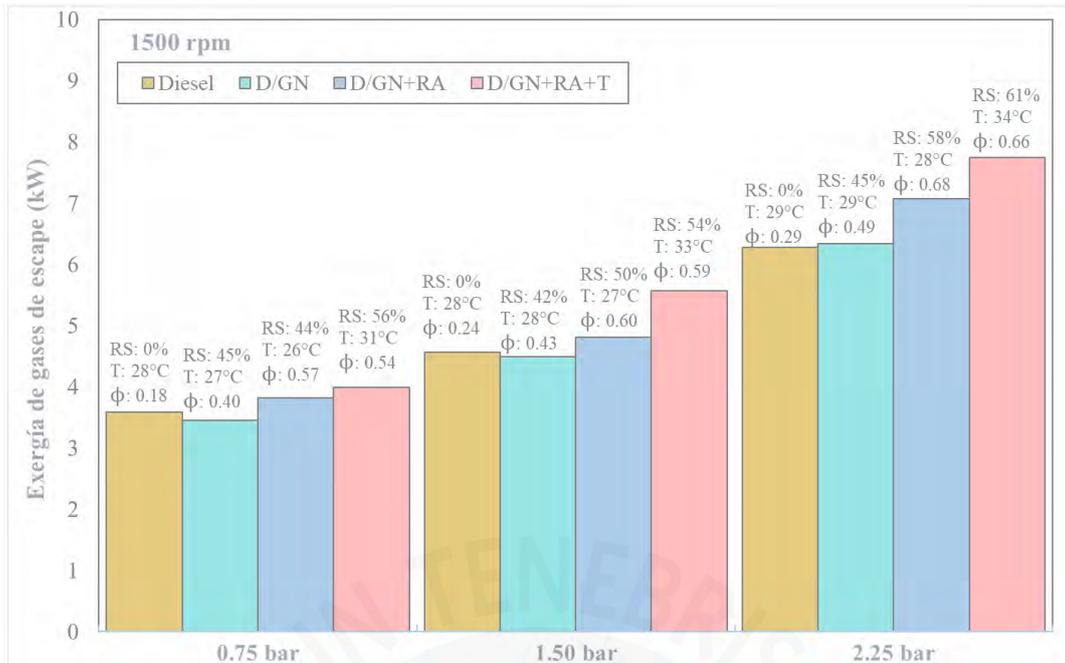


Figura 25. Exergía de gases de escape a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

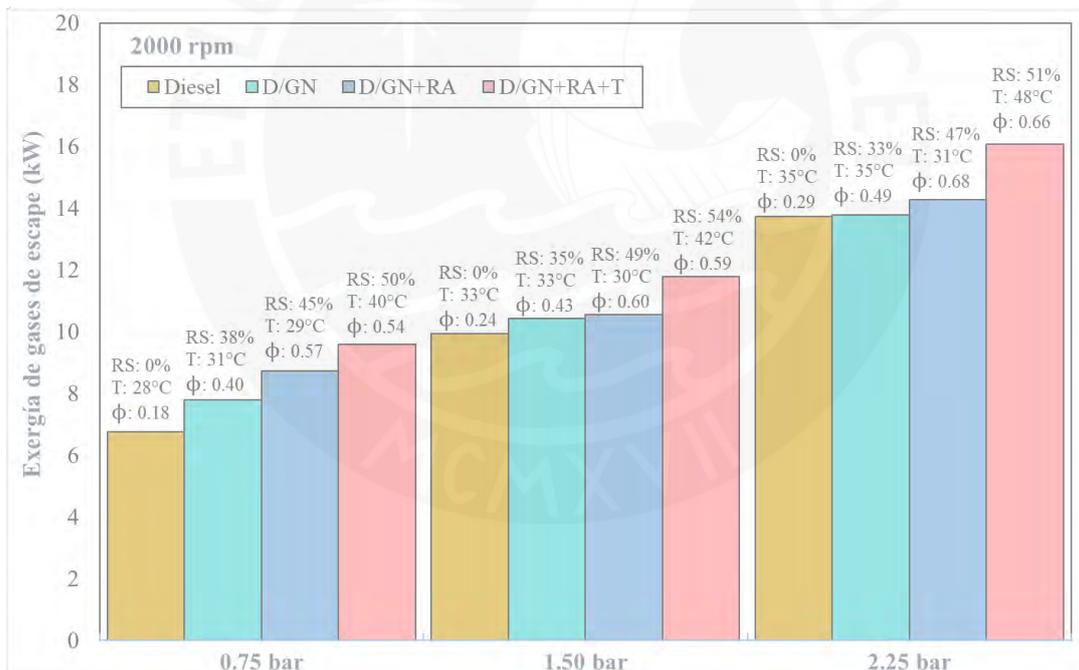


Figura 26. Exergía de gases de escape a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

El ensayo con restricción de aire (D/GN+RA) la exergía de gases de escape aumentó respecto al modo D/GN en todos los casos. A 1500 rpm y con carga 0.75 bar la exergía aumentaba un +10.6% (3.5 a 3.8 kW); a una presión media de 1.5 bar, el valor se incrementa en +7% (4.5 a 4.8 kW); y a 2.25 bar, la exergía de gases de escape sube en +11.6% (6.3 a 7.1

kW). Las pruebas de aumento de régimen a 2000 rpm dieron como resultado que a 0.75 bar de carga, la exergía crece +11.9% (7.8 a 8.7 kW); para 1.5 bar, es ligeramente mayor en +1.2% (10.4 a 10.6 kW); en el caso de 2.25 bar de presión media efectiva, la exergía se incrementa ligeramente en +3.6% (13.8 a 14.3 kW). Los resultados se basan en la clara diferencia entre la temperatura de salida de gases de escape, el modo D/GN+RA supera entre 70 a 100 K en las pruebas a 1500 rpm y entre 100 y 150 K en los ensayos a 2000 rpm.

Al agregar el efecto del incremento de temperatura en la admisión (D/GN+RA+T), la exergía de gases de escape se incrementa respecto al modo D/GN+RA. Cuando el régimen de sitúa en 1500 rpm y la carga en 0.75 bar, la exergía se incrementa en +4.4% (3.8 a 4 kW); para una carga de 1.5 bar, el valor sube en +15.9% (4.8 a 5.6 kW); a una presión media efectiva de 2.25 bar, la exergía de gases de escape aumenta en +3.3% (8.8 a 9.1 kW). En los ensayos a 2000 rpm y a 0.75 bar la exergía subió un +9.4% (7.1 a 7.7 kW); con una presión media efectiva de 1.5 bar, el valor se incrementó en +9.8% (8.7 a 9.6 kW); a una carga de 2.25 bar, la exergía de gases a la salida +12.5% (14.3 a 16.1 kW). Los resultados obtenidos se sustentan en una ligera diferencia entre el coeficiente a presión constante en el modo de operación D/GN+RA+T respecto al modo con restricción, aunque el principal efecto continúa siendo la mayor temperatura de gases de escape; en las pruebas a 1500 rpm el modo D/GN+RA+T supera entre 10 – 27 K al modo D/GN+RA y en los ensayos a 2000 rpm entre 23 y 44 K.

#### 4.5. Irreversibilidades

Las irreversibilidades o la exergía destruida ocupan una gran fracción de la exergía de ingresa al sistema. Las causas de la pérdida son diversas: deficiencias en el proceso de combustión, pérdidas por fricción mecánica, entre otros; el presente punto abarca una visión macro de las irreversibilidades. Con la información recogida en los ensayos y la aplicación de la ecuación (77) se consigue cuantificar la exergía destruida en los diversos modos de operación, los resultados se encuentran en la Figura 27 y Figura 28.

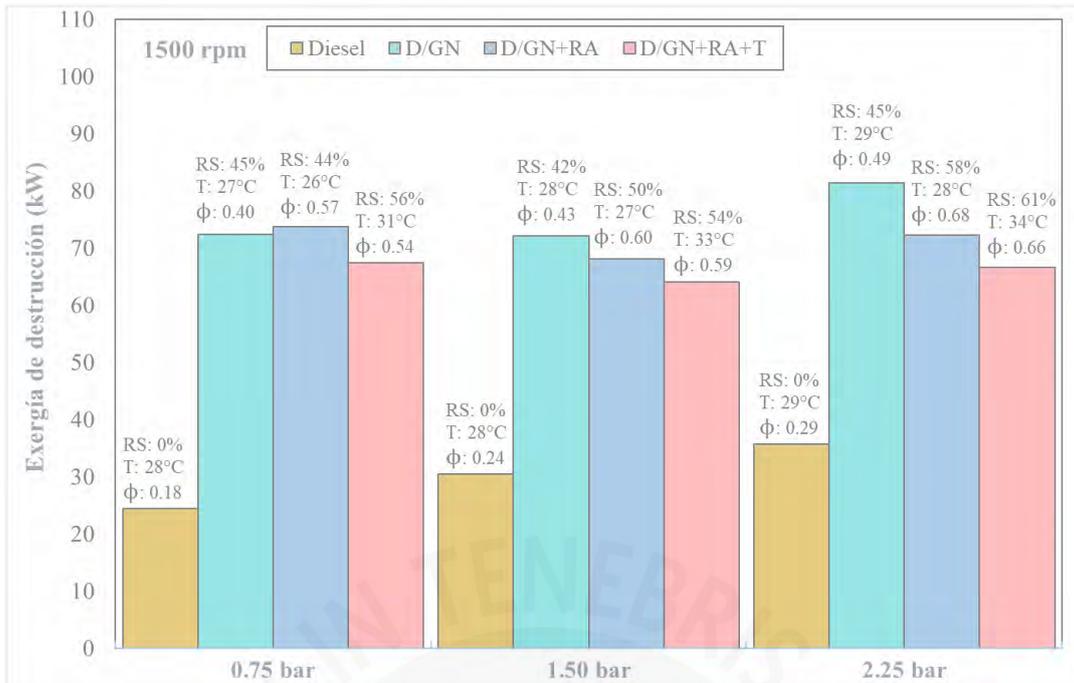


Figura 27. Exergía de destrucción a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

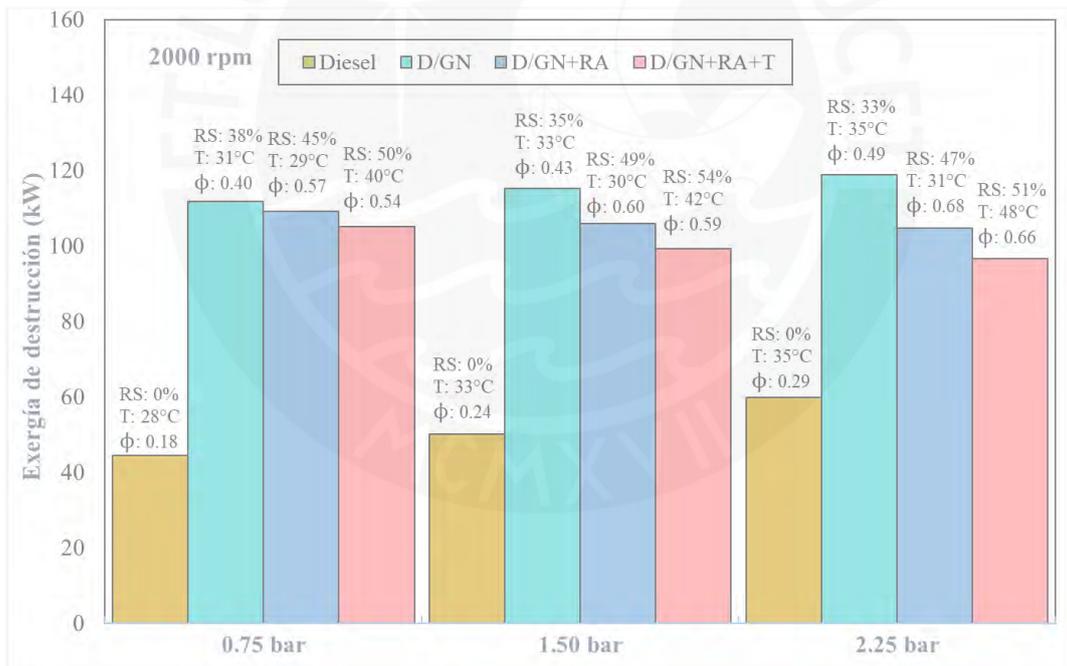


Figura 28. Exergía de destrucción a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

Esta primera comparación se orienta a la relación entre la exergía destruida respecto al exergía de ingreso en el motor. En las pruebas a 1500 rpm y carga 0.75 bar, la relación de exergía destruida alcanzó 55.8%, 78.4%, 79.9% y 78.6% en los modos diesel, D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T respectivamente; cuando la carga aumenta a 1.5 bar, la proporción

fue 52%, 72.5%, 72.4% y 70.3% en los modos diesel, D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T respectivamente; cuando la presión media efectiva se encontró en 2.25 bar la relación exergética alcanzó el 49%, 68.7, 66.4 y 63.5% en los D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T. Este comportamiento se acentúa a 2000 rpm, los resultados confirman que el modo diesel destruye menor exergía respecto a los demás modos de operación; además, a medida que aumenta la carga aplicada al motor, la exergía destruida disminuye. De igual manera, se puede afirmar que el modo D/GN+RA+T presenta el mejor desempeño de exergía destruida de los modos bicomcombustible, en las pruebas a 1500 y a 2000 rpm a 2.25 bar de pme la razón exergética alcanzo 63.5% y 65.3% respectivamente.

La segunda comparación se centra en los modos de operación del motor, es importante precisar que el detalle de las causas de las irreversibilidades de los modos será expuesto en el siguiente título. El modo con sustitución simple (D/GN) respecto al modo diesel, se destruye mayor exergía en todos los puntos del experimento. Las pruebas a 1500 rpm sometidas a 0.75 bar de carga, la exergía de destrucción aumenta un +196.8% (24.4 a 72.4 kW); cuando la presión media efectiva es 1.5 bar, la exergía crece un +137% (30.4 a 72.1 kW); a 2.25 bar, la exergía de destrucción incrementa su valor un 128% (35.7 a 81.4 kW) respecto a un modo a otro. En los experimentos a 2000 rpm y 0.75 bar de pme, la exergía de destrucción crece +151.7% (44.4 a 111.7 kW); cuando la carga incrementa a 1.5 bar, su valor aumenta un +129.3% (50.2 a 115.1 kW); a 2.25 bar, la exergía crece en +99.1% (59.7 a 119 kW).

En las pruebas de aplicación de restricción de aire (D/GN+RA), la exergía de destrucción es, en la mayoría de las pruebas, ligeramente menor a la exergía del modo D/GN; la excepción se encuentra en el experimento a 1500 rpm y carga 0.75 bar, con una igualdad técnica de +1.8% (72.4 a 73.7 kW). En los ensayos a 1500 rpm y carga de 1.5 bar, la exergía decrece en -5.5% (72.1 a 68.1 kW); para una presión media efectiva de 2.25 bar, el valor decrece un -11.3% (81.4 a 72.2 kW);.Las pruebas a 2000 rpm muestran que la exergía de destrucción fue menor en el

modo con restricción de aire para todos los casos, sometido a una carga de 0.75 bar, el decremento fue de -2.4% (111.7 a 109.1 kW); cuando la presión media aumentó a 1.5 bar, la exergía decreció un -8% (115.1 a 105.9 kW); y para 2.25 bar de pme, la exergía disminuyó un -11.9% (119 a 104.8 kW). Se aprecia que a medida que la carga aumenta, la diferencia entre los modos D/GN+RA y D/GN es mayor.

En las pruebas con aplicación de restricción de aire e incremento de temperatura en la admisión (D/GN+RA+T) la exergía de destrucción respecto al modo D/GN+RA fue menor en todos los puntos. Los ensayos a 1500 rpm y carga 0.75 bar arrojaron que la exergía decayó un -8.6% (73.7 a 67.4 kW); cuando la presión media aumenta a 1.5 bar, la exergía desciende en -6% (68.1 a 64.1 kW); y para una carga de 2.25 bar, el valor disminuye un -7.7% (72.2 a 66.7 kW). En las pruebas con régimen de giro a 2000 rpm la tendencia fue similar, a 0.75 bar, la exergía decrece -3.7% (109.1 a 105.1 kW); cuando la presión media aumenta a 1.5 bar, el valor de exergía destruida decae -6.3% (105.9 a 99.3 kW); al incrementa la carga a 2.25 bar, la exergía disminuye en un -7.8% (104.8 a 96.6 kW).

#### **4.6. Irreversibilidades por fricción, combustión y no contabilizada**

Son diversas las causas que originan la destrucción de la exergía, el presente trabajo considera tres categorías principales de irreversibilidades: las originadas por la fricción mecánica, las causadas por la deficiencia en el proceso de combustión, y por último, las no contabilizadas; para el cálculo de cada una de ellas se emplean las ecuaciones (78), (79) y (83) respectivamente.

Los resultados de las irreversibilidades respecto a la exergía de ingreso al sistema se encuentran en el ANEXO D. El segundo análisis estudia el comportamiento de los cuatro modos de operación en conjunto. En esta sección, los resultados exergéticos se distinguen por

el color naranja para las irreversibilidades de combustión, el color amarillo para las irreversibilidades de fricción, y el color gris para las irreversibilidades no contabilizadas.

Los experimentos a 1500 rpm y presión media efectiva de 0.75 bar (Figura 29) muestran que la irreversibilidad por combustión más alta se presentó en el modo D/GN+RA con 52.1 kW (56.5% de la exergía de ingreso), el menor valor se encuentra en el modo diesel a 10.3 kW (23.6% de la exergía de ingreso). En cuanto a las irreversibilidades por fricción, se evidencia que tienen mayor efecto en el modo D/GN, destruyendo 16.9 kW de exergía (18.3% de la exergía de ingreso), y el nivel más bajo se presentó en el modo diesel con 10.1 kW (23.6% de la exergía de ingreso). Respecto a la exergía no contabilizada, el modo diesel muestra los niveles más bajos, alcanzando entre 2.2 y 3.9 kW (entre 3% y 9 % de la exergía de ingreso); por otro lado, los modos bicomcombustibles muestran un mayor nivel de irreversibilidades no contabilizada, situadas entre 4.8 y 9.8 kW (entre 4.4% y 11.4% de exergía de ingreso).

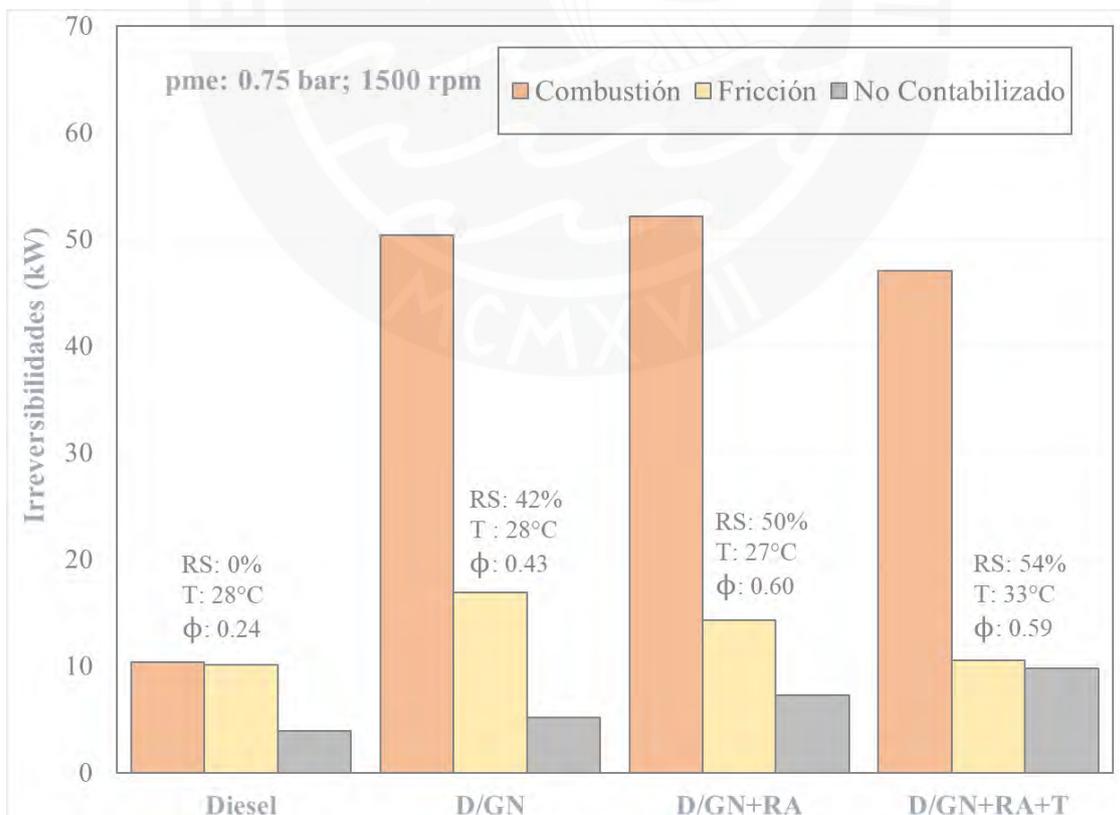


Figura 29. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 0.75 bar

Las pruebas a 1500 rpm de régimen y sometido a 1.5 bar de carga (Figura 30), la irreversibilidad de combustión afecta en mayor medida al modo D/GN, destruyendo 54.8 kW de exergía (55% de exergía al ingreso), seguido muy de cerca por el modo D/GN+RA y D/GN+T; las irreversibilidades en el modo diesel es la más baja con 13.8 kW (23.6% de la exergía al ingreso). La destrucción de exergía por fricción más alta se presenta en el modo diesel con 13.4 kW (23% de la exergía de ingreso), y el menor valor con 7.9 kW en el modo D/GN+RA+T (8.7% de la exergía al ingreso). En referencia a la exergía no contabilizada, el máximo valor se encuentra en el modo D/GN con 6.5 kW (6.6% de la exergía de ingreso), y el mínimo destruye 3.2 kW en el modo diesel (5.5% de la exergía al ingreso).

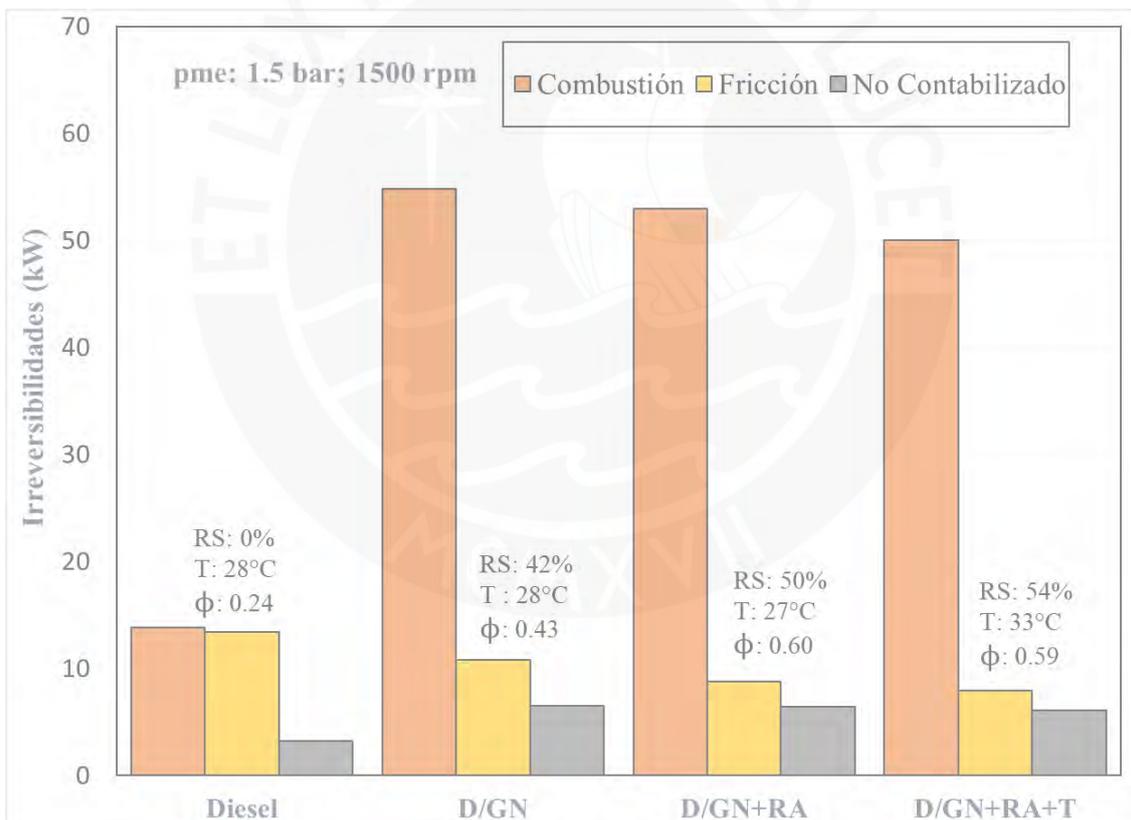


Figura 30. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 1.5 bar

Las pruebas a 1500 rpm y carga de 2.25 bar de pme (Figura 31) evidencia que la irreversibilidad de combustión más alta se alcanza en el modo D/GN con 62.3 kW (52.6% de la exergía de ingreso), en cuanto al valor más bajo se obtiene en el modo diesel con 21.3 kW (29.3% de la exergía de ingreso). La irreversibilidad por fricción muestra su valor más alto en el modo D/GN, alcanzando 13.3 kW (11.2% de exergía al ingreso), el valor más bajo se obtiene D/GN+RA con 9.7 kW (9% de exergía al ingreso). En cuanto a la irreversibilidad no contabilizada, el máximo valor se encuentra en el modo D/GN, el cual destruye 5.9 kW de exergía (5% de exergía de ingreso), el mínimo valor se presenta en el modo diesel con 2.2 kW (3% de exergía al ingreso).

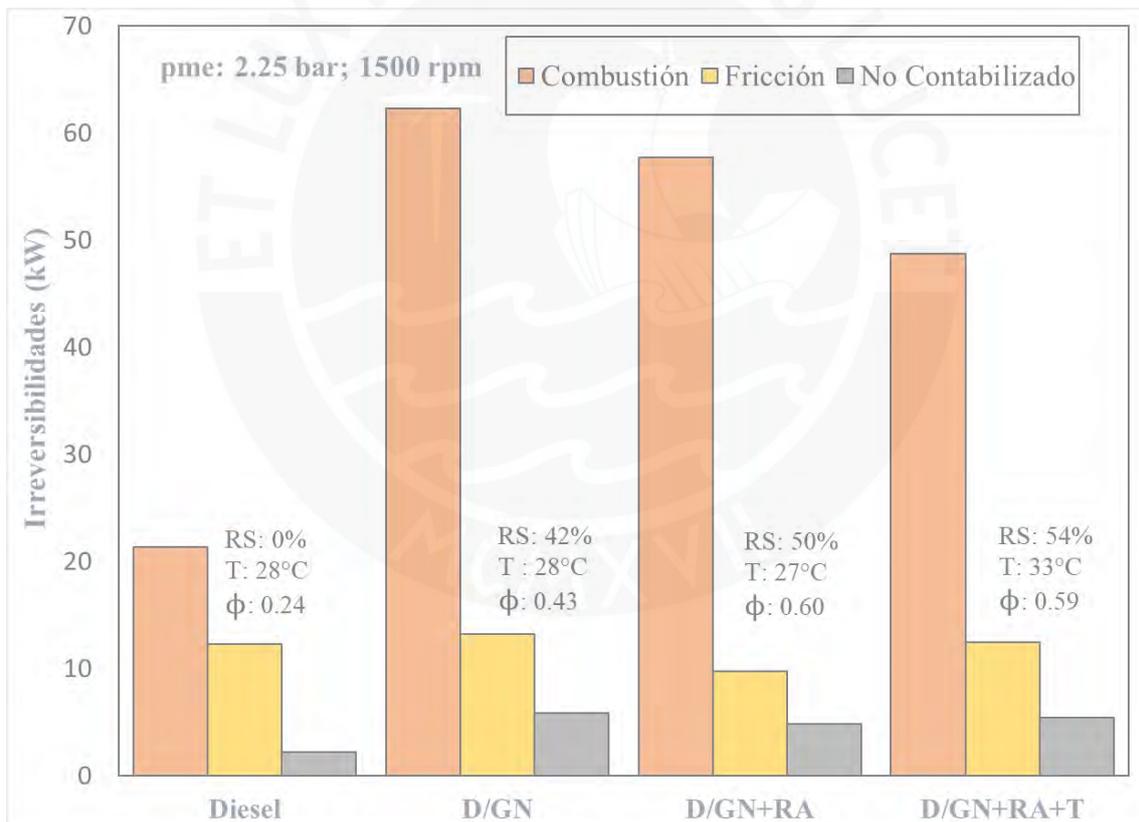


Figura 31. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 1500 rpm y pme: 2.25 bar

Los ensayos a 2000 rpm y 0.75 bar de carga (Figura 32) indican que el nivel de exergía destruida por combustión alcanza su máximo en el modo D/GN con 77.8 kW (56.8% de la exergía de ingreso), y el mínimo valor en operación diesel con 22.3 kW (32.8% de la exergía de ingreso). En cuanto a las irreversibilidades por fricción, también el modo D/GN alcanza el mayor valor a 25.9 kW (18.9% de la exergía de ingreso), el mínimo valor se alcanza en el modo diesel con 16.8 kW (24.8% de la exergía de ingreso). La irreversibilidad no contabilizada máxima se alcanza en el modo D/GN+RA con 12 kW (9% de exergía al ingreso), el mínimo valor se encuentra en el modo diesel (7.8% de exergía de ingreso).

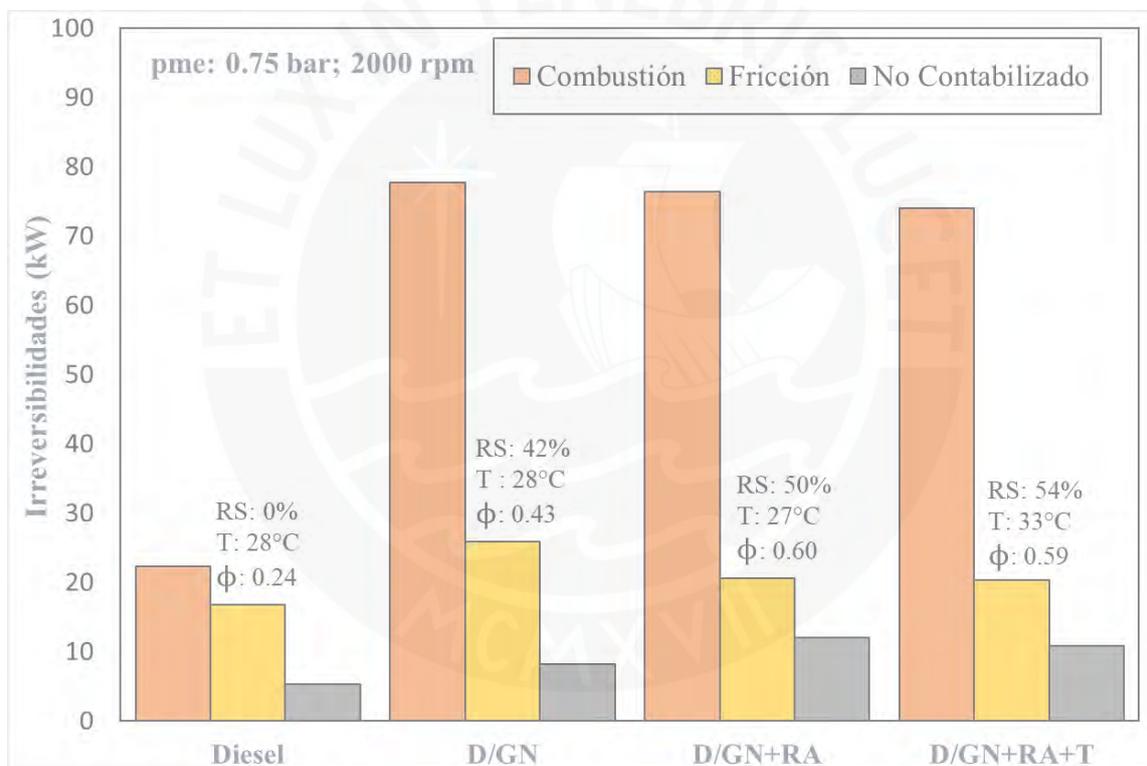


Figura 32. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 0.75 bar

Los resultados de los experimentos a 2000 rpm y carga de 1.5 bar (Figura 33) revelan que el máximo valor de irreversibilidad a causa de la combustión se alcanza en el modo D/GN con 86.1 kW (56.1% de la exergía de ingreso), y el mínimo valor de exergía a 35.4 kW (33.8% de exergía al ingreso) en el modo diesel. Las irreversibilidades por fricción más alta se presentan en el modo diesel con 17 kW (19.7% de la exergía de ingreso), el mínimo valor en la operación D/GN+RA+T con 11.3 kW (8.3% de la exergía de ingreso). En cuanto a la exergía destruida no contabilizada, el máximo se obtiene a 14.2 kW (9.4% de exergía al ingreso) en el modo D/GN, y el menor valor en el modo diesel a 4 kW (4.6% de exergía de ingreso).

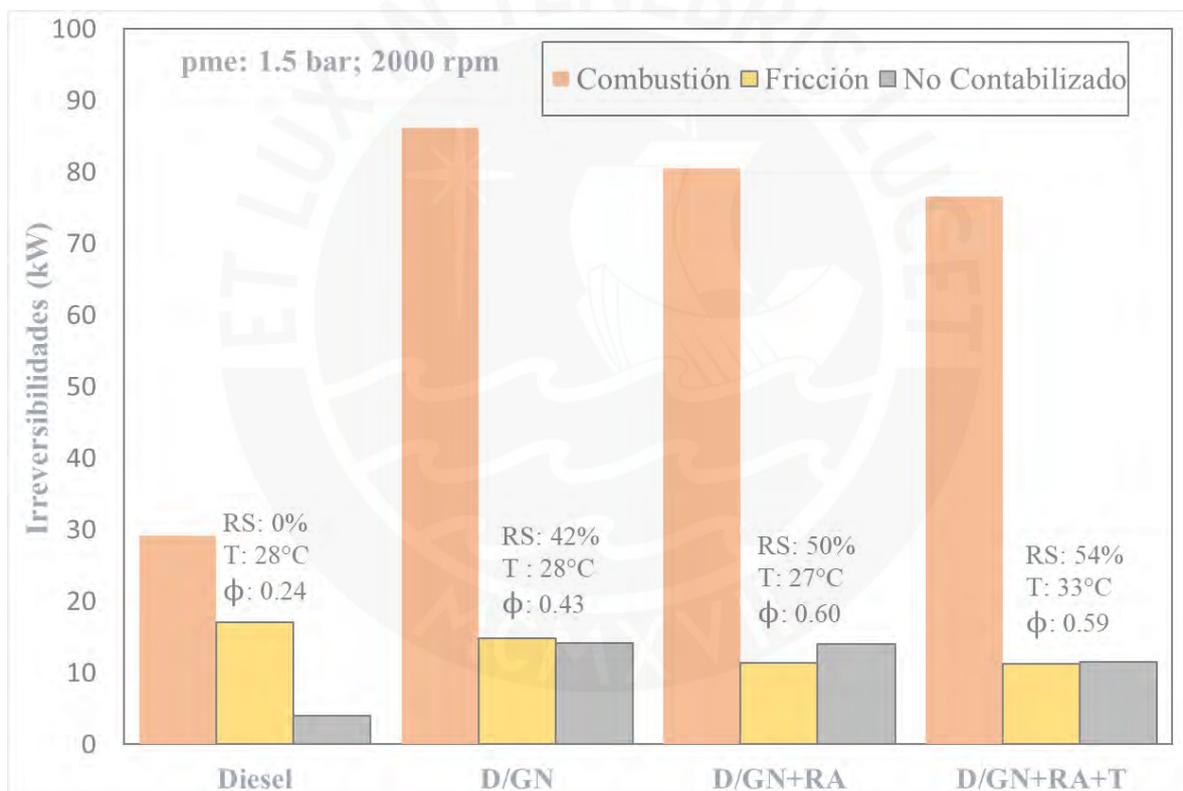


Figura 33. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 1.5 bar

Las pruebas a 2000 rpm y presión media efectiva de 2.25 bar (Figura 34), muestran que la exergía destruida a causa de la combustión obtiene su máximo en el modo D/GN con 96.1 kW (57% de la exergía de ingreso), y el mínimo valor se encuentra en la operación diesel con 43.3 kW (39.8% de la exergía de ingreso). Las irreversibilidades de fricción afectan principalmente al modo D/GN, con un valor de exergía destruida de 16.4 kW (9.8% de la exergía de ingreso), el mínimo valor se obtiene en operación diesel con 12.4 kW (11.4% de exergía al ingreso). La exergía no contabilizada alcanza su máximo en la operación D/GN+RA+T en 7.7 kW (5.2% de exergía al ingreso), el menor valor en el modo diesel con 4 kW (3.7% de exergía al ingreso).

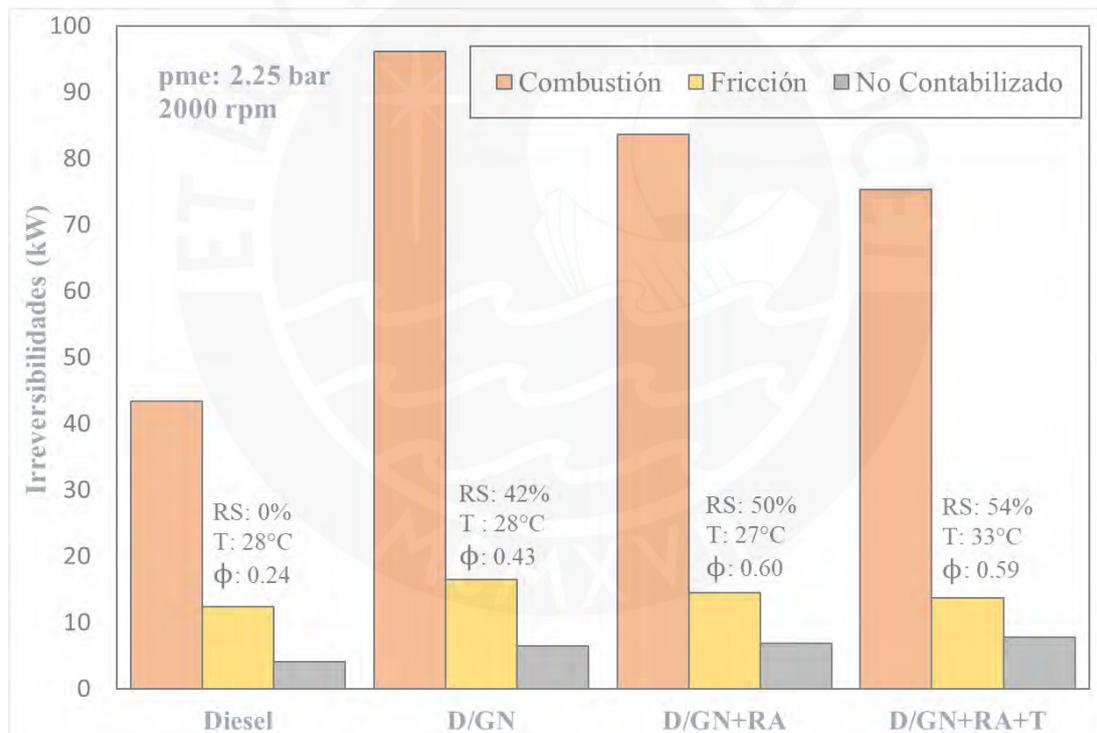


Figura 34. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada a 2000 rpm y pme: 2.25 bar

El trabajo revela que las irreversibilidades por combustión son altamente predominantes, en los experimentos en modo bicomcombustible la exergía destruye entre 46% y 58% de la exergía de ingreso; en tanto, en el modo diesel la irreversibilidad por combustión se halla entre 23% y 40% de afectación. Asimismo, se aprecia considerable el incremento de exergía destruida en el modo diesel con el incremento de velocidad, efecto que no se presenta en los modos diesel

– gas natural. Los resultados para las irreversibilidades por fricción son la segunda mayor causa de exergía destruida, el modo diesel consume entre 11.4% y 24.8% de exergía de ingreso; mientras que las irreversibilidades en los modos con sustitución varían entre 8% y 18.9% de la exergía de ingreso. En tercer lugar, la exergía no contabilizada en el modo diesel representa entre 3% y 9% de exergía al ingreso; en tanto, en los modos bicomcombustible dicha pérdida se halla en el orden de 3.8 a 11.4% respecto a la exergía de ingreso al sistema.

#### 4.7. Eficiencia exergética

Uno de los parámetros de comparación más empleado para analizar el rendimiento de motores es la eficiencia efectiva, el cual se determina mediante la relación entre la energía mecánica del eje del motor y la energía química liberada por el combustible. Como se detalló en un punto anterior, el complemento de análisis del rendimiento es la eficiencia exergética o eficiencia de la segunda ley de la termodinámica. El cálculo indica la relación de la potencia desarrollada por el motor y la exergía de ingreso al sistema, se emplea la ecuación (84). Los resultados se muestran en la Figura 35 y Figura 36.

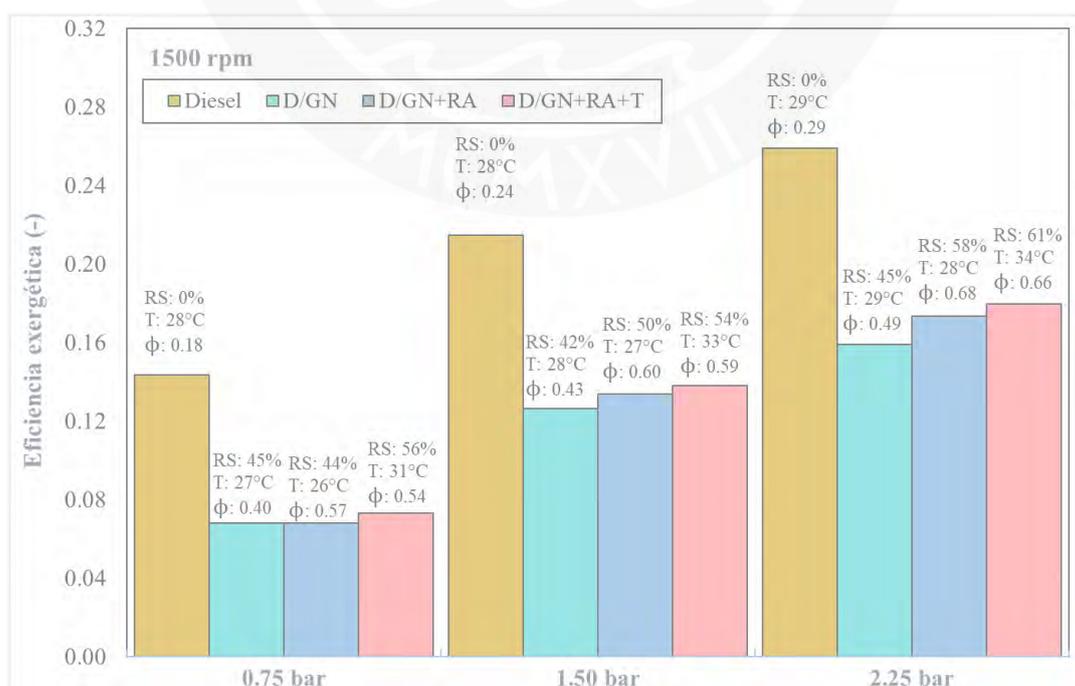


Figura 35. Eficiencia exergética a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

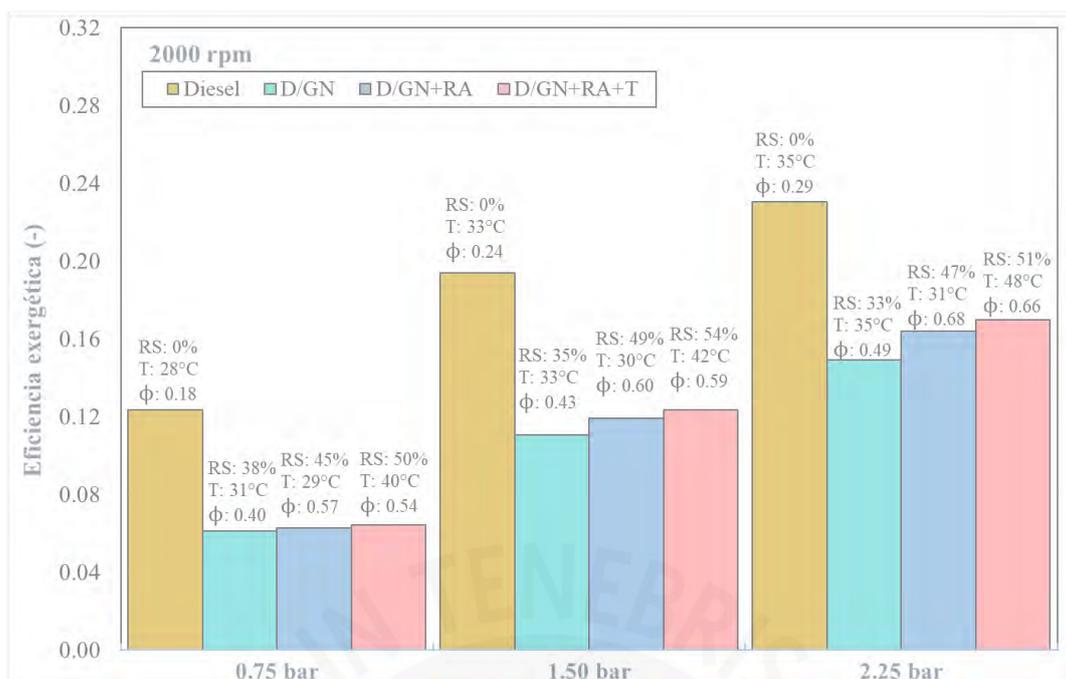


Figura 36. Eficiencia exergetica a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

Los ensayos a 1500 rpm y con carga 0.75 bar muestran que la eficiencia en los modos diesel, D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T las eficiencias de segunda ley son 14.4%, 6.8%, 6.8% y 7.3% respectivamente; cuando la carga aumenta a 1.5 bar, las eficiencias alcanzaron 21.5%, 12.6%, 13.4% y 13.8% respectivamente; en tanto, a una presión media efectiva de 2.25 bar, la eficiencia exergetica fue 25.9%, 15.9 %, 17.3% y 18% respectivamente. El experimento con un régimen de velocidad a 2000 rpm y presión media efectiva de 0.75 bar, la eficiencia en los modos D/GN, D/GN+RA, D/GN+RA+T se situaron en 12.3%, 6.1%, 6.3% y 6.4% respectivamente; al incrementar la carga a 1.5 bar, las eficiencias de segunda ley son 19.4%, 11.1%, 11.9% y 12.3% correspondientemente; y con una carga de 2.25 bar, los valores de eficiencia exergetica fueron 23.1%, 14.9%, 16.4% y 17%.

La tendencia indica que el modo diesel presenta el mejor rendimiento exergetico en todas las condiciones de carga y velocidad de giro, alcanzando 25.9%; la ventaja mostrada respecto a los modos con sustitución se debe alto consumo de gas natural que se necesita para sustituir el aporte energético que proporciona el diesel. Además, se debe tener en cuenta el alto poder

calorífico del gas natural en la cámara de combustión de un motor diseñado para trabajar bajo otras prestaciones (modo diesel), lo cual produce un alto potencial de liberación de energía en el proceso de combustión, ello puede conllevar a incrementar la exergía destruida del sistema. En el título de irreversibilidad se expande dicho concepto.

La operación del motor con sustitución presenta la mayor eficiencia exergética en el modo de operación D/GN+RA+T con 18%, seguido ligeramente por el modo D/GN+RA a 17.3%, entretanto, la mejor prestación en operación D/GN obtuvo 15.9%. El comportamiento expuesto se debe al bajo consumo de flujo de diesel cuando el motor opera con restricción de aire y alta temperatura de admisión, precisando el hecho de que el consumo de gas natural en los tres modos es muy similar en todos los seis grupos de ensayos. A medida que la carga aumenta, las eficiencias de segunda ley se incrementan notablemente, dando cuenta que el equipo eleva el aprovechamiento exergía a través de un mejor proceso de combustión y consigue reducir las irreversibilidades de sistema.

#### **4.8. Coeficiente de rendimiento exergético**

El análisis exergético cuenta con un segundo indicador de rendimiento, es la relación entre la potencia desarrollada por el motor y la exergía asociada a las irreversibilidades del sistema, esta razón se le denomina coeficiente de rendimiento exergético. Los resultados se muestran en la Figura 37 y Figura 38.

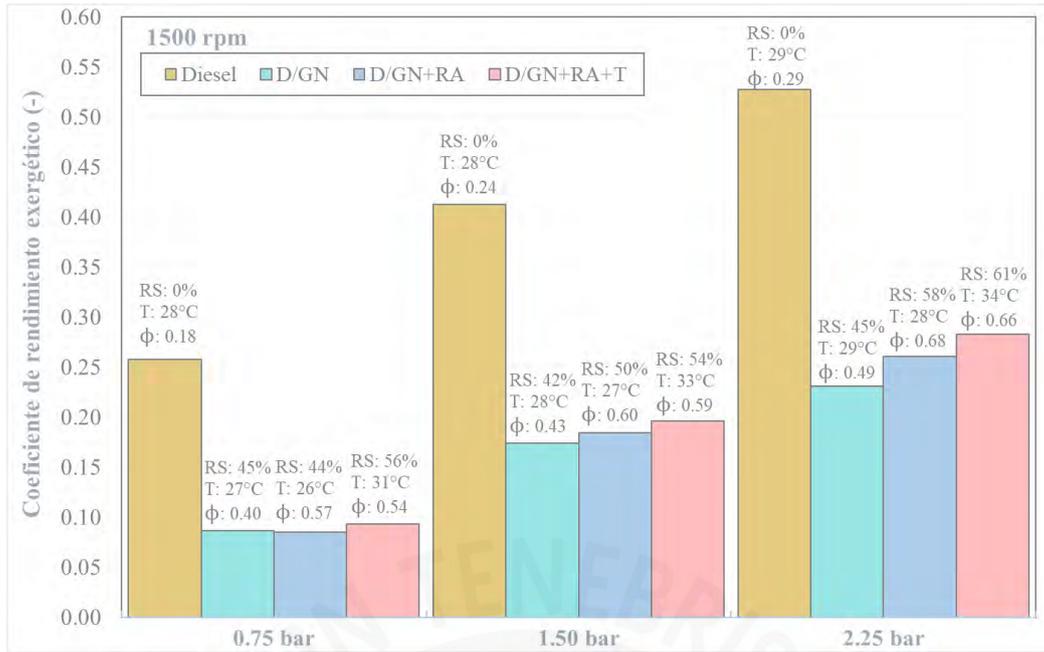


Figura 37. Coeficiente de rendimiento exergético a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

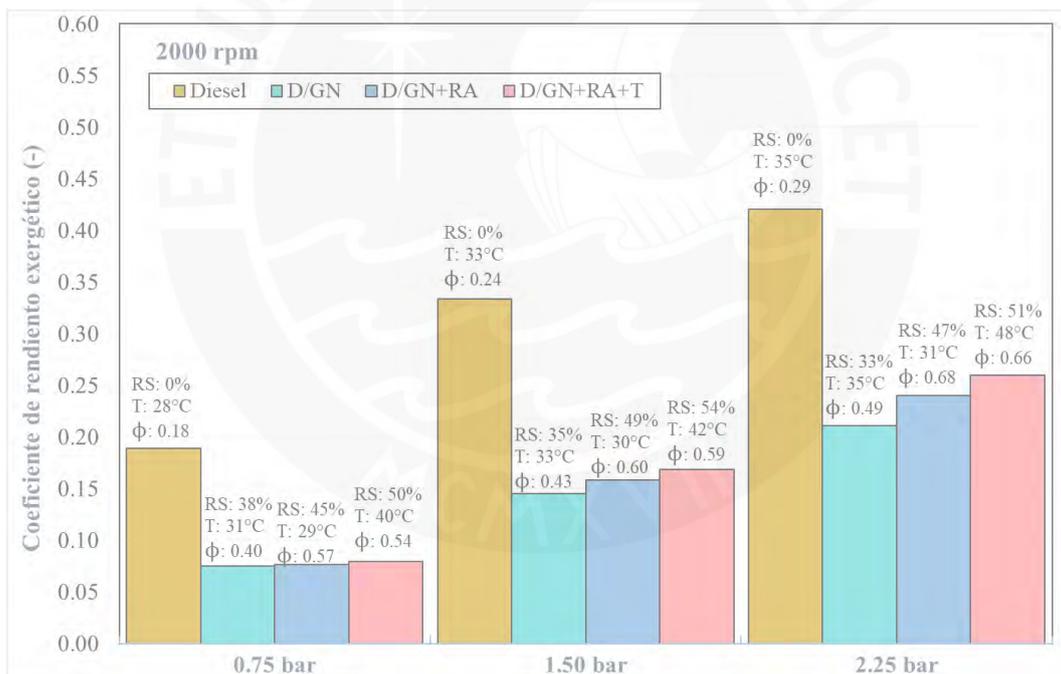


Figura 38. Coeficiente de rendimiento exergético a 2000 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

Se aprecia que a en los ensayos a 1500 rpm y con una carga de 0.75 bar, los coeficientes de rendimiento exergético en los modos diesel, D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T son 25.8%, 8.7%, 8.5% y 9.3% respectivamente; cuando la presión media efectiva aumenta a 1.5 bar, el coeficiente sube a 41.3%, 17.4%, 18.4% y 19.6% correspondientemente; y para 2.25 bar, el rendimiento crece a 52.8%, 23.1%, 26.1% y 28.3% respectivamente. El comportamiento de los

experimentos a 2000 rpm fue similar, con una carga de 0.75 bar en los modos de operación diesel, D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T el coeficiente de rendimiento alcanza 18.9%, 7.5%, 7.7% y 8% respectivamente; al incrementar la carga a 1.5 bar, el coeficiente exergético se eleva a 33.4%, 14.6%, 15.8% y 16.9% correspondientemente a los modos establecidos; y a una presión media de 2.25 bar, el coeficiente de rendimiento crece a 42.1%, 21.1%, 24% y 26% respectivamente.

El coeficiente de rendimiento tiene un comportamiento similar al de la eficiencia exergética, el mayor aprovechamiento de exergía en forma de trabajo respecto a la exergía destruida se encuentra en el modo diesel, alcanzando 52.8%; le sigue en orden la operación D/GN+RA+T con 28.3%; luego se encuentra el modo D/GN+RA, alcanzando 26.1% de rendimiento exergético; en el modo D/GN su valor llega a 23.1%. En todos los casos, el máximo rendimiento se obtuvo en los ensayos a 1500 rpm de régimen de giro y 2.25 bar de presión media efectiva.

## CONCLUSIONES

Se consiguió revisar bibliografía técnica de los modos de operación diesel – gas natural en motores encendidos por compresión, los resultados exergéticos de la presente tesis guardan correlación con los estudios previos realizados.

El balance químico de la mezcla de los combustible diesel y gas natural permitió obtener los gráficos de calor neto liberado y temperatura al interior del cilindro.

Se realizó satisfactoriamente el estudio exergético del motor ensayado en los modos de operación diesel, diesel – gas natural (D/GN), el modo diesel – gas natural con restricción de aire de admisión (D/GN+RA), y la operación diesel – gas natural con restricción de aire e incremento de temperatura de la mezcla de gases al ingreso del motor (D/GN+RA+T). Los hallazgos complementan un trabajo de investigación previamente realizado (Chevarria 2017).

El análisis exergético permitió conocer las oportunidades de mejora en el rendimiento del motor, el cual busca evitar una alta presencia de exergía de destrucción, otorgando mayor capacidad de energía en forma de trabajo. Asimismo, los indicadores de eficiencia exergética y el coeficiente de rendimiento exergético son claves para encontrar las mejoras de acuerdo con la carga del motor y la velocidad de giro. De la misma manera, se consiguió evaluar el efecto exergético de aplicar simulación de incremento de altitud mediante la técnica de restricción de aire de admisión, así también, se estudian los beneficios del incremento de temperatura de la mezcla aire – combustible al ingreso del cilindro del motor.

El cálculo de exergía revela el efecto de la sustitución de combustible, la restricción de aire y la temperatura en la operación del motor, mostrando ventajas y puntos débiles de cada grupo ensayado. Las siguientes proposiciones destacan los hallazgos del estudio:

La exergía de ingreso es claramente mayor en los modos con sustitución que en el modo diesel, encontrando su valor más alto en la operación D/GN, alcanzando 168.4 kW en las pruebas a 2000 rpm y 2.25 bar de presión media efectiva. Dicho fenómeno se explica por los siguientes factores: en primer lugar, el mayor poder calorífico del gas natural respecto al diesel; el segundo refiere a que el modo D/GN emplea mayor flujo de combustible diesel que los modos con restricción parcial de aire. La exergía de ingreso del modo diesel es mucho menor que las del modo bicomcombustible, la operación diesel alcanza su máximo en 109 kW.

En el análisis de la exergía de transferencia de calor muestra que en términos porcentuales respecto a la exergía de ingreso al sistema. Se aprecia que el modo diesel presenta mayores pérdidas por exergía transferida, alcanzando un 21.7% en las pruebas de 0.75 bar de carga y 1500 rpm de velocidad de giro. Es importante destacar que los resultados se sustentan en que la temperatura de mezcla de gases al interior del cilindro del modo diesel, en la mayoría de los ensayos, es menor que la de los modos diesel – gas natural; ello guarda coherencia con la ecuación transferencia de exergía, puesto que la temperatura de mezcla es inversamente proporcional a la exergía de calor transferido. Por otro lado, en los modos bicomcombustible, la operación D/GN es el que presenta mayor exergía por transferencia de calor para los ensayos a 0.75 bar y 1.5 bar, alcanzando un 11% y 10.4% (de exergía de ingreso al motor) respectivamente. Asimismo, se puede evidencia que, con el aumento de velocidad de giro del motor, la exergía por transferencia de calor disminuye.

La exergía de gases de escape más alta se sitúa en el modo diesel, alcanzando 8.2% de la exergía de ingreso en las pruebas a 1500 rpm de velocidad de giro y 0.75 bar de carga; los modos con restricción de aire presentan una tendencia similar, con una ligera ventaja en el modo D/GN+RA+T. Por otro lado, el modo D/GN es el que evidencia menores valores de exergía de gases de escape en todos los ensayos. Los fundamentos recaen en la temperatura

que alcanza la mezcla de gases a la salida del motor y el coeficiente específico a presión constante (determinado a partir de la composición los productos de combustión).

Las irreversibilidades del sistema afectan en menor medida al modo diesel, alcanzando una pérdida del 49% (respecto a la exergía de ingreso al sistema) a 1500 rpm de velocidad de giro y 2.25 de presión media efectiva. En cuanto a los modos de operación con sustitución, el efecto de las irreversibilidades es mayor en el modo D/GN para las pruebas de 1.5 bar y 2.25 bar de carga, obteniendo una pérdida de exergía de ingreso del 76% y 70.6% respectivamente. Por otro lado, para los ensayos a 0.75 bar de pme de los modos bicomcombustible, se evidencia que la pérdida superior de exergía de ingreso se presenta en el modo D/GN+RA con un 81% de exergía destruida.

Se consiguió analizar los diversos tipos de irreversibilidades, determinando que las deficiencias en el proceso de combustión son, en gran medida, la mayor causa de exergía destruida del sistema. La combustión afecta entre un 23.6% y 39.8% de la exergía de ingreso en el modo de operación diesel. El mejor desempeño en los modos bicomcombustible se encuentra la operación D/GN+RA+T a 1500 rpm y 2.25 bar de carga, alcanzando a destruir el 46.4% de la exergía de ingreso por el proceso de combustión; por otro lado, el desempeño más deficiente se halla en el modo D/GN+RA a 2000 rpm de velocidad de giro y 0.75 bar de pme, obteniendo una destrucción de exergía de ingreso del 57.4%.

La segunda mayor causa de pérdida de exergía es la fricción mecánica, la cual se acentúa en el modo diesel gas respecto a los modos bicomcombustible en todas las pruebas (en términos porcentuales de exergía de ingreso), el pico de pérdida de exergía destruida por fricción alcanza 24.8% a 2000 rpm de velocidad de giro y 0.75 bar de carga. De la misma manera, el punto más alto de exergía perdida por fricción para la operación diesel – gas natural se encuentra en el modo D/GN, también a 2000 rpm y 0.75 bar de pme, en el que se destruye el 18.9% de exergía

de ingreso al sistema. Por otro lado, se puede apreciar que el modo que ofrece mejores prestaciones por baja pérdida por fricción es el modo D/GN+RA a 2000 rpm y 1.5 bar de carga, con 8.1% de exergía destruida. Es importante subrayar que a medida que se incrementa la carga en los dos grupos de velocidad, la exergía perdida a causa de la fricción disminuye, lo cual indica que el motor muestra mejores prestaciones en dichos puntos de operación. Por último, de los cuatros modos de operación presentados, la exergía no contabilizada alcanza su punto más alto en el modo D/GN+RA+T a 1500 rpm y 0.75 bar de carga, la irreversibilidad llega a ser el 11.4% de la exergía de ingreso; por otra parte, el menor valor de exergía no contabilizada encontrado se sitúa en el modo diesel a 1500 rpm y 2.25 bar de pme, representando 3% de la exergía de ingreso.

Los indicadores de exergía estudiados permiten comparar el comportamiento de los diversos modos de operación de forma más amplia. Los resultados indican que la eficiencia exergética de la operación diesel es superior al de los modos bicomcombustible, con un pico de 25.9% (respecto a la exergía de ingreso) en las pruebas a 1500 rpm y 2.25 bar de presión media efectiva. De igual forma, los modos D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T alcanzan su máximo valor en el mismo grupo de velocidad y carga que el diesel, con una eficiencia exergética de 15.9%, 17.3% y 18% (de la exergía al ingreso del sistema) respectivamente. Por tanto, se puede colegir que de los modos diesel – gas natural, la operación D/GN+RA+T es el que presenta mejores prestaciones; la eficiencia de la segunda ley de la termodinámica en dicho modo se alcanza en una carga de 2.25 bar, con una ligera ventaja a 1500 rpm (18%) sobre las pruebas a 2000 rpm (17%). Es importante destacar que el comportamiento exergético del presente trabajo guarda correlación con la tendencia que sigue la eficiencia efectiva en el trabajo de Chevarría (2017).

El segundo indicador desarrollado fue el coeficiente de rendimiento exergético, que relaciona la relación entre la potencia efectiva del motor y las irreversibilidades del sistema. Es

importante mencionar que el comportamiento de este indicador similar al de la eficiencia exergética. Los máximos valores de este indicador se obtienen en las pruebas a 2000 rpm de velocidad y 2.25 bar de presión media efectiva, en el que los modos diesel, D/GN, D/GN+RA y D/GN+RA+T alcanzan un 52.8%, 23.1%, 26.1% y 28.3% respectivamente. De igual forma, se constata que los valores mínimos de rendimiento exergético se encuentran a baja carga de operación.

El trabajo contribuye a determinar que, de los modos de sustitución de combustible, la operación D/GN+RA+T presenta el mejor desempeño exergético, principalmente a cargas altas y con valores ligeramente superiores a 1500 rpm que 2000 rpm. Es relevante detallar también que, si bien el diesel muestra las mejores prestaciones de los cuatro modos de operación estudiados, en condiciones específicas como la de escasez de combustibles líquidos, y teniendo en cuenta la disponibilidad del recurso en el país, el gas natural se muestra como una opción de especial consideración.

## RECOMENDACIONES

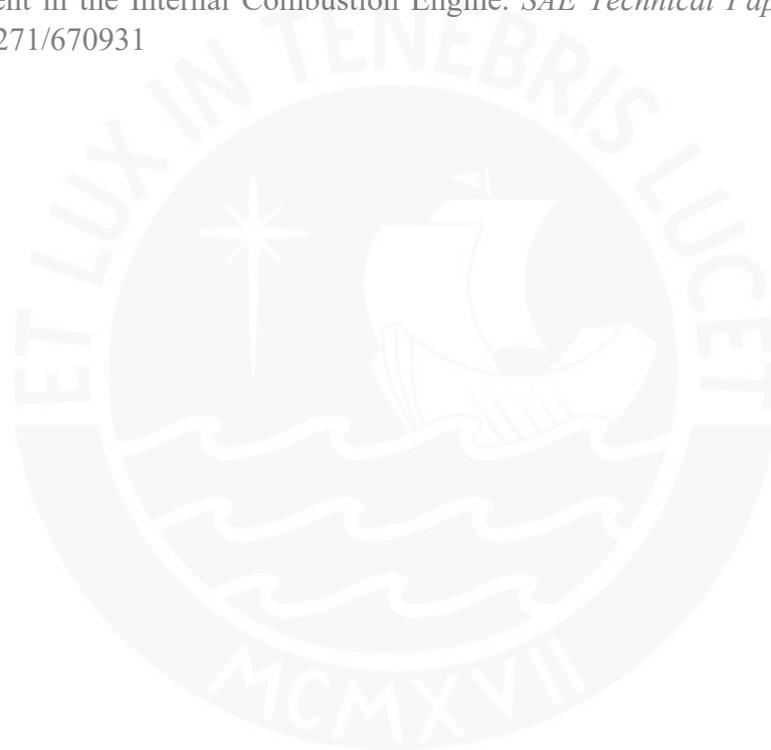
- Con la finalidad de evaluar el mejor rendimiento, sería importante realizar pruebas con otros combustibles como el gas licuado de petróleo (GLP), etanol, hidrógeno, entre otros.
- Se puede realizar un análisis termo-económico que incluya los estudios de energía y exergía desarrollados para el motor en modo diesel – gas natural.
- Se pudo simular la operación en altitud del motor aplicando el método de restricción parcial de aire; sin embargo, sería ideal llevar a cabo ensayos al motor en condiciones reales de elevación.
- Con los resultados de la presente tesis, sería importante proponer trabajos posteriores que postulen mejoras al motor con el fin de elevar su rendimiento.
- Por el estudio de bibliografía técnica se conoce que la técnica de cambio de sincronización inyección del combustible podría mejorar las prestaciones de los motores, sería importante considerar dicha implementación con fines académicos e industriales.

## BIBLIOGRAFÍA

- Agudelo, J., Agudelo, A., & Pérez, J. (2009). Energy and Exergy analysis of a light duty diesel. *GIMEL*, 45-54. Retrieved from <https://bibliotecadigital.udea.edu.co/handle/10495/5014>
- Alkidas, A. C. (1988). The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. doi:10.1115/1.3240143
- Alvarez, J. (2017). Evaluación Experimental y Modelado Termodinámico del Proceso de Combustión de un Motor Diesel de Aplicación Industrial. (*Tesis de Maestría*). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Annand, W. (1963). Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177, 973-995. doi:10.1243/PIME\_PROC\_1963\_177\_069\_02
- Burcat, A., & Gardiner, W. (2000). Ideal Gas Thermochemical Data for Combustion and Air Pollution Use. En SPRINGER (Ed.), *Gas-Phase Combustion Chemistry* (págs. 489–538). New York. Obtenido de [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4612-1310-9\\_5](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4612-1310-9_5)
- Casanova, J. (2014). Ciclos Teóricos y Reales. España: Universidad Politécnica de Madrid.
- Chevarría, A. (2017). Efectos de la Restricción Parcial del Aire de Admisión e Incremento de la Temperatura de la Mezcla Aire-Gas Natural en un Motor Diesel Funcionando en el Modo Diesel/Gas. (*Tesis de Maestría*). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Chirkov, A., & Stefanovski, B. (1958). O Dominiruyushchem Sposoby Pyeryedachi Tepla v Tsilindrach Dvigatyelyei Vnutryenneye Sgoraniya. *Trudy Rostovskova Instituta Injnyerov Jyelyeznodorovnova Transporta*, 21.
- Cuisano, J. (2011). Avaliação Experimental de um Motor do Ciclo Diesel Operando no Modo Bicomcombustível: Diesel/Etanol e Diesel/Gás. (*Tesis de Doctorado*). Pontificia Universidad Católica de Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil.
- Cummins. (2017). <https://cumminsengines.com/qs6-7-agriculture-tier->.
- Elser, K. (1954). Der Instationäre Wärmeübergang in Diesel Motoren. *Mitt. Inst. Thermodyn*, 15.
- Ferrari, F. (2011). Análise de um Motor do Ciclo Diesel operando no Modo Bicomcombustível: Diesel / Etanol. (*Tesis de Doctorado*). Pontificia Universidad Católica de Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.
- Gümüs, M., & Atmaca, M. (2013). Energy and Exergy Analyses Applied to a CI Engine Fueled with Diesel and Natural Gas. *Energy Sources*, 1017-1027. doi:10.1080/15567036.2010.516312
- Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, United States of America: MCGraw-Hill.

- Jarquín, G., Polupan, G., & Hernández, J. (2003). Cálculo de Productos de la Combustión Empleando Métodos Numéricos. *Mecánica Computacional*, 12, 2452-2466. Obtenido de <https://cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/820>
- Kaya, C., Zafer, A., Kökkülünk, G., & Safa, A. (2020). Exergetic and Exergoeconomic Analyzes of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for a Diesel Engine. *Energy Sources: Part A*, 1-20. doi:10.1080/15567036.2020.1811429
- Kotas, T. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Londres, Reino Unido: Butterworths.
- Mattson, J., Langness, C., & Depcik, C. (2017). Exergy Analysis of Dual-Fuel Operation with Diesel and Moderate Amounts of Compressed Natural Gas in a Single-Cylinder Engine. *Combustion Science and Technology*, 190, 470-488. doi:10.1080/00102202.2017.1399882
- McBride, B., Gordon, S., & Reno, M. (1993). *Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties*. University of Berkeley. Washington D.C.: NASA. Obtenido de [http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/data/nasa\\_plnm.html](http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/data/nasa_plnm.html)
- MINEM. (2020). *Ministerio de Energía y Minas*. Obtenido de Política Energética Nacional del Perú 2010 - 2040: [https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/OGP/Eval-ImplemAnual2020-Pol%C3%83\\_ticaEnergeticaNac2010-2040.pdf](https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/OGP/Eval-ImplemAnual2020-Pol%C3%83_ticaEnergeticaNac2010-2040.pdf)
- MINEM. (2023). *Ministerio de Energía y Minas*. Obtenido de Libro de Recursos de Hidrocarburos 2021: <https://www.gob.pe/institucion/minem/informes-publicaciones/3874421-libro-de-recursos-de-hidrocarburos-2021>
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (5th ed.). New Jersey: John Wiley & Sons.
- NASA. (1993). Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species Report TM-4513. USA: National Aeronautics and Space Administration. Retrieved from <https://ntrs.nasa.gov/citations/19940013151>
- Natesan, V., Periyasamy, S., Muniappan, K., & Rajamohan, S. (2019). Experimental investigation and exergy analysis on homogeneous charge compression ignition engine fueled with natural gas and diethyl ether. *Environmental Science and Pollution Research*, 19. doi:<https://doi.org/10.1007/s11356-018-04089-8>
- OSINERGMIN. (2023). *Documentos SCOP*. Obtenido de Demanda Nacional de Combustibles Líquidos 2022: <https://www.osinergmin.gob.pe/empresas/hidrocarburos/scop/documentos-scop>
- Payri, F., & Desantes, J. (2011). *Motores de Combustion Interna Alternativos*. Valencia, España: Reverté.
- Petróleos del Perú - PETROPERÚ. (2017). *Especificaciones Técnicas del Gas Natural*. Perú. Obtenido de <https://gnsur.petroperu.com.pe/documentospetroperu/FichasGasNaturalSeguridadCast.pdf>

- Petróleos del Perú - PETROPERÚ. (2019). *Especificaciones Técnicas de Diesel B5 S-50*. Perú. Obtenido de <https://www.petroperu.com.pe/productos/combustibles/diesel-ultra/>
- Rakopoulos, C., & Giakoumis, E. (2006). Second-law analyses applied to internal combustion engines. (ELSEVIER, Ed.) *Progress in Energy and Combustion Science*, 2-47. doi:<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.10.001>
- Turns, S. R. (2000). *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. Singapore: McGraw-Hill.
- Verma, S., Das, L., Bhatti, S., & Kaushik, S. (2017). A Comparative Exergetic Performance and Emission Analysis of Pilot Diesel. *Energy Conversion and Management*, 764-777. doi:[10.1016/j.enconman.2017.09.035](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.035)
- Woschni, G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Technical Paper 670931*, 1-19. doi:[10.4271/670931](https://doi.org/10.4271/670931)



## ANEXO A

### PROPIEDADES DE COMBUSTIBLES

*Tabla A. 1. Propiedades fisicoquímicas de Diesel B5- S50 en Perú*

| ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PETROPERÚ  |   |      |                                     |                      |
|--|---|------|-------------------------------------|----------------------|
| CLASE DE PRODUCTO<br><b>COMBUSTIBLE</b>  |   |      | Fecha efectiva:<br>Enero 2019       |                      |
| TIPO DE PRODUCTO<br><b>DESTILADO MEDIO ULTRA BAJO AZUFRE + 5% BIODIESEL B100</b>   |   |      | Reemplaza edición de:<br>Enero 2014 |                      |
| NOMBRE DE PRODUCTO<br><b>DIESEL B5 S-50</b>  |   |      |                                     |                      |
| ENSAYOS  | ESPECIFICACIONES (a)  |      | MÉTODO                              |                      |
|  | MIN.  | MÁX. | ASTM                                | OTROS                |
| <b>APARIENCIA</b>  | Clara y brillante, libre de agua y partículas en suspensión |      |                                     | Visual               |
| Color ASTM (b)   | 3.0   |      | D1500, D6045                        | Visual               |
| <b>VOLATILIDAD</b>   | Reportar  |      | D1298, D4052                        |                      |
| Gravedad API a 60 °F   | Reportar  |      | D86, D2687, D7344, D7345            | ISO 3405             |
| Destilación, °C (a 760 mmHg)   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Punto inicial de ebullición  | Reportar  |      |                                     |                      |
| 5 %V recuperado  | Reportar  |      |                                     |                      |
| 10 %V recuperado   | Reportar  |      |                                     |                      |
| 20 %V recuperado   | Reportar  |      |                                     |                      |
| 50 %V recuperado   | Reportar  |      |                                     |                      |
| 90 %V recuperado   | 282   | 360  |                                     |                      |
| 95 %V recuperado   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Punto final de ebullición  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Punto de inflamación, °C   | 52  |      | D93, D3628, D7054                   | ISO 2719             |
| <b>FLUIDEZ</b>   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Viscosidad cinemática a 40°C, cSt (c)  | 1.9   | 4.1  | D-445                               | ISO 3104             |
| Punto de escumamiento, °C (d)  |   | +4   | D97, D5949, D5950                   | ISO 3016             |
| <b>COMBUSTIÓN</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Número de cetano (e)   | 45  |      | D613                                | ISO 5165             |
| Índice de cetano (f)   | 40  |      | D4737, D976                         | ISO 4264             |
| <b>COMPOSICIÓN</b>   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Cenizas, % masa  |   | 0.01 | D482                                | ISO 6245             |
| Residuo de carbón, 10% residuo destilación, %masa  |   | 0.35 | D4530, D189, D524                   | ISO 6615             |
| Azufre total, mg/Kg  |   | 50   | D5453, D2622, D7039, D7220          | ISO 20046, ISO 14596 |
| <b>CORROSIVIDAD</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Corrosión lámina de cobre, 3h, 50°C, N°  |   | 3    | D130                                | ISO 2160             |
| <b>CONTAMINANTES</b>   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Agua y Sedimentos, %V  |   | 0.05 | D2109                               |                      |
| <b>ESTABILIDAD A LA OXIDACIÓN</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Estabilidad a la oxidación, mg/100mL   | Reportar  |      | D2274, D7545                        |                      |
| <b>LUBRICIDAD</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Lubricidad, diámetro rasgado de uso corregido, HFRR a 60°C, micras   |   | 520  | D6079, D7688                        | ISO 12156-1          |
| <b>REQUERIMIENTOS DE OPERATIVIDAD</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Punto de Obstrucción del Filtro, Flujo en Frío, (CFPP ó PCOFF), °C   |   | -8   | D6371                               | UNE-EN-116           |
| <b>CONDUCTIVIDAD</b>   | Reportar  |      |                                     |                      |
| Conductividad, pS/m  | 25  |      | D2624, D4308                        |                      |
| <b>BIODIESEL 100 (B100)</b>  | Reportar  |      |                                     |                      |
| Contenido, % Vol.  |   | 5    | D7371                               | UNE EN 14078         |
| <b>OBSERVACIONES:</b>  |   |      |                                     |                      |
| (a) De conformidad con el D.S. N° 092-2009-EM y su Fe de Erratas.  |   |      |                                     |                      |
| (b) Se aplicará colorante verde en las Plantas de Ventas, según decisión de la Gerencia Comercial.                                   |   |      |                                     |                      |
| (c) La viscosidad cinemática a 40°C puede ser 1.7 cSt, si el Punto de Nube especificado es menor a -12°C para los meses fríos.       |   |      |                                     |                      |
| (d) Cuando el cliente lo requiera, se determinará el Punto de Nube por el método ASTM D-2500.  |   |      |                                     |                      |
| (e) De no contar con el equipo del método ASTM D-613 (Número de Cetano), se calculará el Índice de Cetano con el método ASTM D-4737. |   |      |                                     |                      |
| (f) El método ASTM D-976, se usará únicamente para combustibles Diesel de rango de N° Cetano entre 56.5 a 60.0.                      |   |      |                                     |                      |

Fuente: PETROPERÚ (2019)

Tabla A. 2. Propiedades fisicoquímicas del Gas Natural en Perú

|  |   |
|--|---|
| Aspecto:   | Gas comprimido.                         |
| Color:   | Incoloro.                               |
| Olor:  | Inodoro.                                |
| Umbral olfativo:   | No hay datos disponibles.               |
| pH:  | No aplicable.                           |
| Punto/intervalo de fusión:   | -183°C (Metano).                        |
| Punto/intervalo de ebullición:   | -161°C (Metano).                        |
| Punto de inflamabilidad:   | -188°C (Metano).                        |
| Velocidad de evaporación:  | No hay datos disponibles.               |
| Inflamabilidad (sólido, gas):  | Extremadamente inflamable.              |
| Límite de explosión:<br>(Límite inferior de explosión<br>Límite superior de explosión) | LEL: 4,14.<br>UEL: 17% vol% EN 61779-1. |
| Presión de vapor:  | 147 kPa Metano.                         |
| Densidad:  | 0,7- 0,85 kg/m <sup>3</sup> .           |
| Densidad relativa<br>(aire =1):  | 0,54- 0,66 g/cm <sup>3</sup> .          |
| Solubilidad en agua:   | 22mg/l en agua a 25°C.                  |
| Solubilidad en otros disolventes:  | No hay datos disponibles.               |
| Coefficiente reparto n-octano/agua:  | No hay datos disponibles.               |
| Temperatura de auto-inflamación:   | 600°C (Metano).                         |
| Temperatura de descomposición:   | No hay datos disponibles.               |
| Viscosidad:  | No hay datos disponibles.               |

Fuente: PETROPERÚ (2017)

## ANEXO B

## PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE GASES

Tabla B. 1. Coeficiente específico a presión constante ( $C_p$ ), Entropía de formación ( $S^\circ$ ) y Entalpía de Formación ( $\Delta H_f$ ) estándar del Metano ( $CH_4$ ) de 200 – 3000 K

| T    | $C_p$    | $S^\circ$ | $\Delta H_f$ |
|------|----------|-----------|--------------|
| K    | kJ/kg. K | kJ/kg . K | kJ/kg        |
| 200  | 2.091    | 10.802    | -4.488       |
| 298  | 2.232    | 11.655    | -4.658       |
| 300  | 2.237    | 11.671    | -4.658       |
| 400  | 2.536    | 12.351    | -4.841       |
| 500  | 2.907    | 12.956    | -5.024       |
| 600  | 3.297    | 13.521    | -5.181       |
| 700  | 3.669    | 14.057    | -5.312       |
| 800  | 4.004    | 14.570    | -5.417       |
| 900  | 4.307    | 15.059    | -5.495       |
| 1000 | 4.603    | 15.528    | -5.574       |
| 1100 | 4.859    | 15.978    | -5.600       |
| 1200 | 5.092    | 16.412    | -5.626       |
| 1300 | 5.299    | 16.828    | -5.652       |
| 1400 | 5.487    | 17.226    | -5.652       |
| 1500 | 5.655    | 17.611    | -5.652       |
| 1600 | 5.807    | 17.982    | -5.626       |
| 1700 | 5.943    | 18.338    | -5.600       |
| 1800 | 6.068    | 18.681    | -5.574       |
| 1900 | 6.178    | 19.013    | -5.521       |
| 2000 | 6.280    | 19.333    | -5.495       |
| 2100 | 6.374    | 19.641    | -5.443       |
| 2200 | 6.461    | 19.940    | -5.391       |
| 2300 | 6.539    | 20.227    | -5.364       |
| 2400 | 6.615    | 20.507    | -5.286       |
| 2500 | 6.683    | 20.780    | -5.234       |
| 2600 | 6.749    | 21.044    | -5.181       |
| 2700 | 6.811    | 21.298    | -5.129       |
| 2800 | 6.869    | 21.546    | -5.050       |
| 2900 | 6.927    | 21.790    | -4.998       |
| 3000 | 6.981    | 22.025    | -4.919       |

Fuente: NASA (1993)

Tabla B. 2. Coeficiente específico a presión constante ( $C_p$ ), Entropía de formación ( $S^\circ$ ) y Entalpía de Formación ( $\Delta H_f$ ) estándar del Etano ( $C_2H_6$ ) de 200 – 3000 K

| <b>T</b> | <b>C<sub>p</sub></b> | <b>S°</b>      | <b>Delta_Hf</b> |
|----------|----------------------|----------------|-----------------|
| <b>K</b> | <b>kJ/kg·K</b>       | <b>kJ/kg·K</b> | <b>kJ/kg</b>    |
| 200      | 0.010                | 7.524          | -2.817          |
| 298      | 1.875                | 8.191          | -2.991          |
| 300      | 1.884                | 8.203          | -2.991          |
| 400      | 2.328                | 8.806          | -3.170          |
| 500      | 2.778                | 9.374          | -3.320          |
| 600      | 3.194                | 9.918          | -3.454          |
| 700      | 3.554                | 10.439         | -3.559          |
| 800      | 3.859                | 10.934         | -3.634          |
| 900      | 4.123                | 11.403         | -3.693          |
| 1000     | 4.384                | 11.852         | -3.753          |
| 1100     | 4.595                | 12.279         | -3.783          |
| 1200     | 4.780                | 12.687         | -3.798          |
| 1300     | 4.945                | 13.076         | -3.813          |
| 1400     | 5.088                | 13.449         | -3.813          |
| 1500     | 5.216                | 13.803         | -3.813          |
| 1600     | 5.326                | 14.144         | -3.813          |
| 1700     | 5.423                | 14.470         | -3.798          |
| 1800     | 5.509                | 14.782         | -3.783          |
| 1900     | 5.583                | 15.081         | -3.768          |
| 2000     | 5.649                | 15.370         | -3.753          |
| 2100     | 5.708                | 15.647         | -3.738          |
| 2200     | 5.758                | 15.914         | -3.708          |
| 2300     | 5.805                | 16.172         | -3.693          |
| 2400     | 5.845                | 16.418         | -3.678          |
| 2500     | 5.882                | 16.659         | -3.663          |
| 2600     | 5.917                | 16.889         | -3.634          |
| 2700     | 5.948                | 17.114         | -3.619          |
| 2800     | 5.977                | 17.330         | -3.604          |
| 2900     | 6.004                | 17.541         | -3.589          |
| 3000     | 6.029                | 17.745         | -3.574          |

Fuente: NASA (1993)

Tabla B. 3. Coeficientes Polinómicos para cálculo de Ceficiente específico a presión constante, Entalpía y Entropía específicas de gases

| Compuestos | Rango Temperatura (K) | a1         | a2           | a3           | a4           | a5           | a6          | a7           |
|------------|-----------------------|------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|--------------|
| CO         | 300-1000              | 3.57953347 | -0.000610354 | 1.01681E-06  | 9.07006E-10  | -9.04424E-13 | -14344.086  | 3.50840928   |
|            | 1000-5000             | 2.71518561 | 0.002062527  | -9.98826E-07 | 2.30053E-10  | -2.03648E-14 | -14151.8724 | 7.81868772   |
| CO2        | 300-1000              | 2.35677352 | 0.008984597  | -7.12356E-06 | 2.45919E-09  | -1.437E-13   | -48371.9697 | 9.90105222   |
|            | 1000-5000             | 3.85746029 | 0.00441437   | -2.21481E-06 | 5.2349E-10   | -4.72084E-14 | -48759.166  | 2.27163806   |
| H2O        | 300-1000              | 4.19864056 | -0.002036434 | 6.5204E-06   | -5.48797E-09 | 1.77198E-12  | -30293.7267 | -0.849032208 |
|            | 1000-5000             | 3.03399249 | 0.002176918  | -1.64073E-07 | -9.7042E-11  | 1.68201E-14  | -30004.2971 | 4.9667701    |
| O2         | 300-1000              | 3.78245636 | -0.002996734 | 9.8473E-06   | -9.6813E-09  | 3.24373E-12  | -1063.94356 | 3.65767573   |
|            | 1000-5000             | 3.28253784 | 0.001483088  | -7.57967E-07 | 2.09471E-10  | -2.16718E-14 | -1088.45772 | 5.45323129   |
| N2         | 300-1000              | 3.298677   | 0.00140824   | -3.96322E-06 | 5.64152E-09  | -2.44485E-12 | -1020.8999  | 3.950372     |
|            | 1000-5000             | 2.92664    | 0.001487977  | -5.68476E-07 | 1.0097E-10   | -6.75335E-15 | -922.7977   | 5.980528     |
| NO         | 300-1000              | 4.2184763  | -0.004638976 | 1.1041E-05   | -9.33614E-09 | 2.80358E-12  | 9844.623    | 2.2808464    |
|            | 1000-5000             | 3.2606056  | 0.001191104  | -4.2917E-07  | 6.94577E-11  | -4.03361E-15 | 9920.9746   | 6.3693027    |
| O          | 300-1000              | 3.1682671  | -0.003279319 | 6.64306E-06  | -6.12807E-09 | 2.11266E-12  | 29122.2592  | 2.05193346   |
|            | 1000-5000             | 2.56942078 | -8.59741E-05 | 4.19485E-08  | -1.00178E-11 | 1.22834E-15  | 29217.5791  | 4.78433864   |

Fuente: Burcat y Gardiner (2000)

## ANEXO C

## TEMPERATURA AL INTERIOR DEL CILINDRO

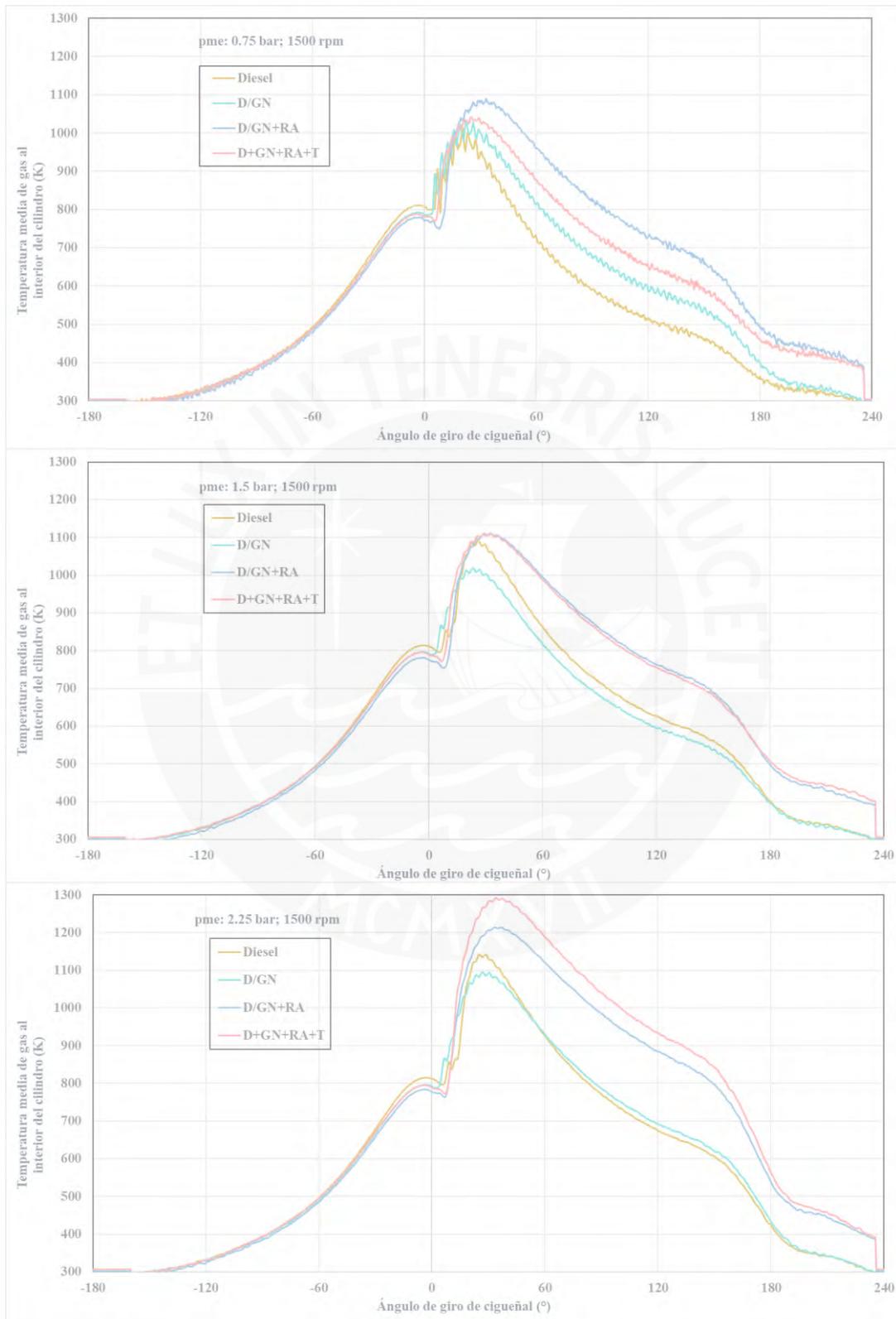


Figura C. 1. Temperatura de mezcla aire - combustible al interior de cilindro del motor a 1500 rpm; pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar

**ANEXO D**  
**RESULTADOS EXERGÉTICOS**

*Tabla D. 1. Resultados exergéticos en kW; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar. Exergía de Ingreso, Trabajo, Calor de Pared, Gases de Escape, Irreversibilidades del Sistema. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada.*

| Punto de Ensayo | pme      | Velocidad | Modo de Operación | Relación de Sustitución | Exergía Ingreso Diesel + GN | Exergía de Trabajo | Exergía Calor Pared | Exergía Gases Escape | Irreversibilidades del Sistema | Irreversibilidad Combustión | Irreversibilidad Fricción | Irreversibilidad No Contabilizada |
|-----------------|----------|-----------|-------------------|-------------------------|-----------------------------|--------------------|---------------------|----------------------|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------------|
|                 |          |           |                   |                         | $X_{IN}$                    | $X_W$              | $X_Q$               | $X_{EX}$             | $I$                            | $I_{comb}$                  | $I_{fri}$                 | $I_{nc}$                          |
| 1               | 0.75 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 43.7                        | 6.3                | 9.5                 | 3.6                  | 24.4                           | 10.3                        | 10.1                      | 3.9                               |
| 2               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 92.4                        | 6.3                | 10.2                | 3.5                  | 72.4                           | 50.4                        | 16.9                      | 5.2                               |
| 3               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 44%                     | 92.3                        | 6.3                | 8.4                 | 3.8                  | 73.7                           | 52.1                        | 14.3                      | 7.3                               |
| 4               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 56%                     | 85.8                        | 6.3                | 8.1                 | 4.0                  | 67.4                           | 47.1                        | 10.5                      | 9.8                               |
| 5               | 1.50 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 58.5                        | 12.6               | 10.9                | 4.6                  | 30.4                           | 13.8                        | 13.4                      | 3.2                               |
| 6               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 42%                     | 99.6                        | 12.6               | 10.4                | 4.5                  | 72.1                           | 54.8                        | 10.8                      | 6.5                               |
| 7               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 50%                     | 94.1                        | 12.6               | 8.6                 | 4.8                  | 68.1                           | 53.0                        | 8.8                       | 6.4                               |
| 8               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 54%                     | 91.1                        | 12.6               | 8.9                 | 5.6                  | 64.1                           | 50.0                        | 7.9                       | 6.1                               |
| 9               | 2.25 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 72.8                        | 18.8               | 12.0                | 6.3                  | 35.7                           | 21.3                        | 12.2                      | 2.2                               |
| 10              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 118.6                       | 18.8               | 11.9                | 6.3                  | 81.4                           | 62.3                        | 13.3                      | 5.9                               |
| 11              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 58%                     | 108.7                       | 18.8               | 10.6                | 7.1                  | 72.2                           | 57.7                        | 9.7                       | 4.8                               |
| 12              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 61%                     | 105.0                       | 18.8               | 11.8                | 7.7                  | 66.7                           | 48.7                        | 12.5                      | 5.4                               |
| 13              | 0.75 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 67.9                        | 8.4                | 8.4                 | 6.8                  | 44.4                           | 22.3                        | 16.8                      | 5.3                               |
| 14              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 38%                     | 136.9                       | 8.4                | 9.0                 | 7.8                  | 111.7                          | 77.8                        | 25.9                      | 8.1                               |
| 15              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 45%                     | 133.2                       | 8.4                | 7.0                 | 8.7                  | 109.1                          | 76.4                        | 20.6                      | 12.0                              |
| 16              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 50%                     | 130.5                       | 8.4                | 7.5                 | 9.6                  | 105.1                          | 74.0                        | 20.3                      | 10.8                              |
| 17              | 1.50 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 86.4                        | 16.8               | 9.5                 | 9.9                  | 50.2                           | 29.2                        | 17.0                      | 4.0                               |
| 18              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 35%                     | 151.5                       | 16.8               | 9.2                 | 10.4                 | 115.1                          | 86.1                        | 14.8                      | 14.2                              |
| 19              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 49%                     | 140.6                       | 16.8               | 7.3                 | 10.6                 | 105.9                          | 80.6                        | 11.4                      | 14.0                              |
| 20              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 53%                     | 135.8                       | 16.8               | 8.0                 | 11.8                 | 99.3                           | 76.5                        | 11.3                      | 11.5                              |
| 21              | 2.25 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 109.0                       | 25.1               | 10.3                | 13.7                 | 59.7                           | 43.3                        | 12.4                      | 4.0                               |
| 22              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 33%                     | 168.4                       | 25.1               | 10.5                | 13.8                 | 119.0                          | 96.1                        | 16.4                      | 6.5                               |
| 23              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 47%                     | 153.4                       | 25.1               | 9.2                 | 14.3                 | 104.8                          | 83.6                        | 14.4                      | 6.8                               |
| 24              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 51%                     | 147.9                       | 25.1               | 10.1                | 16.1                 | 96.6                           | 75.2                        | 13.7                      | 7.7                               |

Tabla D. 2. Resultados exergéticos en porcentaje de la Exergía de Ingreso; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar. Exergía de Calor de Pared, Gases de Escape, Irreversibilidades del Sistema. Irreversibilidades de combustión, fricción y no contabilizada.

| Punto de Ensayo | pme      | Velocidad | Modo de Operación | Relación de Sustitución | Exergía Calor Pared | Exergía Gases Escape | Irreversibilidades del Sistema | Irreversibilidad Combustión | Irreversibilidad Fricción | Irreversibilidad No Contabilizada |
|-----------------|----------|-----------|-------------------|-------------------------|---------------------|----------------------|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------------|
|                 |          |           |                   |                         | X <sub>Q</sub>      | X <sub>EX</sub>      | I                              | I <sub>comb</sub>           | I <sub>fri</sub>          | I <sub>nc</sub>                   |
| 1               | 0.75 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 21.7%               | 8.2%                 | 55.8%                          | 23.6%                       | 23.2%                     | 9.0%                              |
| 2               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 11.0%               | 3.7%                 | 78.4%                          | 54.5%                       | 18.3%                     | 5.6%                              |
| 3               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 44%                     | 9.2%                | 4.1%                 | 79.9%                          | 56.5%                       | 15.5%                     | 7.9%                              |
| 4               | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 56%                     | 9.5%                | 4.7%                 | 78.6%                          | 54.9%                       | 12.3%                     | 11.4%                             |
| 5               | 1.50 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 18.7%               | 7.8%                 | 52.0%                          | 23.6%                       | 23.0%                     | 5.5%                              |
| 6               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 42%                     | 10.4%               | 4.5%                 | 72.5%                          | 55.0%                       | 10.9%                     | 6.6%                              |
| 7               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 50%                     | 9.1%                | 5.1%                 | 72.4%                          | 56.3%                       | 9.3%                      | 6.8%                              |
| 8               | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 54%                     | 9.8%                | 6.1%                 | 70.3%                          | 54.9%                       | 8.7%                      | 6.7%                              |
| 9               | 2.25 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 16.5%               | 8.6%                 | 49.0%                          | 29.3%                       | 16.8%                     | 3.0%                              |
| 10              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 10.1%               | 5.4%                 | 68.7%                          | 52.6%                       | 11.2%                     | 5.0%                              |
| 11              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 58%                     | 9.7%                | 6.5%                 | 66.4%                          | 53.1%                       | 9.0%                      | 4.4%                              |
| 12              | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 61%                     | 11.2%               | 7.4%                 | 63.5%                          | 46.4%                       | 11.9%                     | 5.2%                              |
| 13              | 0.75 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 12.3%               | 10.0%                | 65.4%                          | 32.8%                       | 24.8%                     | 7.8%                              |
| 14              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 38%                     | 6.6%                | 5.7%                 | 81.6%                          | 56.8%                       | 18.9%                     | 5.9%                              |
| 15              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 45%                     | 5.3%                | 6.6%                 | 81.9%                          | 57.4%                       | 15.5%                     | 9.0%                              |
| 16              | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 50%                     | 5.7%                | 7.3%                 | 80.5%                          | 56.7%                       | 15.5%                     | 8.3%                              |
| 17              | 1.50 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 11.0%               | 11.5%                | 58.1%                          | 33.8%                       | 19.7%                     | 4.6%                              |
| 18              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 35%                     | 6.1%                | 6.9%                 | 76.0%                          | 56.8%                       | 9.8%                      | 9.4%                              |
| 19              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 49%                     | 5.2%                | 7.5%                 | 75.3%                          | 57.3%                       | 8.1%                      | 9.9%                              |
| 20              | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 53%                     | 5.9%                | 8.7%                 | 73.1%                          | 56.3%                       | 8.3%                      | 8.5%                              |
| 21              | 2.25 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 9.5%                | 12.6%                | 54.8%                          | 39.8%                       | 11.4%                     | 3.7%                              |
| 22              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 33%                     | 6.2%                | 8.2%                 | 70.6%                          | 57.0%                       | 9.8%                      | 3.8%                              |
| 23              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 47%                     | 6.0%                | 9.3%                 | 68.3%                          | 54.5%                       | 9.4%                      | 4.4%                              |
| 24              | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 51%                     | 6.8%                | 10.9%                | 65.3%                          | 50.9%                       | 9.2%                      | 5.2%                              |

Tabla D. 3. Resultados de Eficiencia Exergética y Coeficiente de Rendimiento Exergético; pruebas a 1500 rpm y 2000 rpm, pme: 0.75 bar, 1.5 bar y 2.25 bar.

| Punto | pme      | Velocidad | Modo de Operación | Relación de Sustitución | Eficiencia Exergética | Coeficiente de Rendimiento Exergético |
|-------|----------|-----------|-------------------|-------------------------|-----------------------|---------------------------------------|
|       |          |           |                   |                         | $\eta_{II}$           | EPC                                   |
| 1     | 0.75 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.14                  | 0.26                                  |
| 2     | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 0.07                  | 0.09                                  |
| 3     | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 44%                     | 0.07                  | 0.09                                  |
| 4     | 0.75 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 56%                     | 0.07                  | 0.09                                  |
| 5     | 1.50 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.21                  | 0.41                                  |
| 6     | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 42%                     | 0.13                  | 0.17                                  |
| 7     | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 50%                     | 0.13                  | 0.18                                  |
| 8     | 1.50 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 54%                     | 0.14                  | 0.20                                  |
| 9     | 2.25 bar | 1500 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.26                  | 0.53                                  |
| 10    | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN              | 45%                     | 0.16                  | 0.23                                  |
| 11    | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA           | 58%                     | 0.17                  | 0.26                                  |
| 12    | 2.25 bar | 1500 rpm  | D/GN+RA+T         | 61%                     | 0.18                  | 0.28                                  |
| 13    | 0.75 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.12                  | 0.19                                  |
| 14    | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 38%                     | 0.06                  | 0.07                                  |
| 15    | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 45%                     | 0.06                  | 0.08                                  |
| 16    | 0.75 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 50%                     | 0.06                  | 0.08                                  |
| 17    | 1.50 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.19                  | 0.33                                  |
| 18    | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 35%                     | 0.11                  | 0.15                                  |
| 19    | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 49%                     | 0.12                  | 0.16                                  |
| 20    | 1.50 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 53%                     | 0.12                  | 0.17                                  |
| 21    | 2.25 bar | 2000 rpm  | Diesel            | 0%                      | 0.23                  | 0.42                                  |
| 22    | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN              | 33%                     | 0.15                  | 0.21                                  |
| 23    | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA           | 47%                     | 0.16                  | 0.24                                  |
| 24    | 2.25 bar | 2000 rpm  | D/GN+RA+T         | 51%                     | 0.17                  | 0.26                                  |