



UNIDAD IZTAPALAPA  
DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA  
POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE

**“Análisis de costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100”**

PRESENTA

Ivan David Alegria Ruiz  
2203802557

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Raúl Lugo Leyte

Jurado:

Dr. Martín Salazar Pereyra (Presidente)  
Dr. Juan José Ambriz García (Secretario)  
M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco (Vocal)

31 de octubre de 2023

**ANÁLISIS DE COSTOS EXERGÉTICOS DE LA TURBINA  
DE GAS AERODERIVADA GE-LMS100**

Tesis que presenta

**Ivan David Alegria Ruiz**

Que para obtener el grado de

**Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)**



**Casa abierta al tiempo**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA UNIDAD IZTAPALAPA  
DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA  
POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE**

---

**Análisis de costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100**

---

TESIS

Que para obtener el grado de

MAESTRO EN CIENCIAS EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE

PRESENTA

Ivan David Alegria Ruiz

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Raúl Lugo Leyte

CDMX, 31 de octubre de 2023

# Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón del Sistema Nacional de Posgrados de Calidad del CONAHCyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, para el desarrollo de esta tesis.

# Agradecimientos personales

*A Dios:* Porque me lo ha dado todo, y me ha permitido llegar hasta este punto junto a las personas que amo.

*A mi mamá Altagracia:* Por ser mi fuerza y motivación para continuar creciendo y mejorando cada día de mi vida. Por todo su esfuerzo, por su apoyo constante, por procurar y cuidar de mí siempre, y sobre todo por su amor incondicional. A ella le agradezco principalmente, y le dedico con cariño y humildad este paso de mi vida.

*A mi familia:* A mi padre Juan por su esfuerzo y apoyo incondicional; a mis hermanos Juan Manuel, Alejandro y Roberto, por su apoyo, sus consejos y por ser ejemplos a seguir; a mi hermanita Paola por su cariño, su apoyo y por el orgullo de ser su hermano. A mis abuelitos Rosa y Mariano, que aunque ya no están, gracias a su amor, al soporte y al apoyo que le dieron a la familia, todo ha sido posible. Finalmente, agradezco el apoyo y el cariño de todos los familiares que pudiese omitir en este texto.

*A mi director de tesis, el Dr. Raúl Lugo Leyte:* Por confiar en mí y darme la oportunidad de realizar este proyecto de investigación bajo su guía. Su calidad, empeño y profesionalismo lo han convertido en un modelo a seguir como profesional y como ser humano. Por último, agradezco su paciencia y su tiempo para instruirme con sabiduría en este proceso tan importante en mi vida.

*A mi profesor, el M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco:* Por su apoyo y sabiduría compartida, que han sido muy importantes en mi formación académica y personal.

*A mis amigos Peto, Sergio, Ladislao, Fernanda y Pavel:* Por apoyarme y acompañarme en este proceso, compartiendo conmigo conocimiento, experiencias y momentos inolvidables.

*A los compañeros y profesores de la Planta Piloto 2:* Agradezco a la PP2, por ser el lugar donde conocí a grandes profesionales de la ingeniería y de la ciencia, que contribuyeron en gran medida en mi formación profesional y en mi búsqueda continua por mejorar cada día.

*A la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa:* Gracias a esta casa de estudios, por darme la oportunidad y herramientas para formarme como maestro en ciencias.

*A todas las personas que han formado parte de mi vida y me han apoyado directa o indirectamente, porque este proyecto de investigación ha sido producto de un trabajo en equipo, en el que he recibido el apoyo y el cariño de muchas personas.*

# Comité tutorial

*Director*

**Dr. Raúl Lugo Leyte.** Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa.

# Índice general

|   |      |
|---|------|
| Índice de figuras .....   | ix   |
| Índice de tablas .....  | xiii |
| Nomenclatura.....   | xvi  |
| Resumen .....   | 1    |
| Aabstract .....   | 3    |
| Introducción.....   | 5    |
| Turbina de gas .....  | 7    |
| Antecedentes de las turbinas de gas .....   | 7    |
| Turbinas de gas en la actualidad .....  | 8    |
| Clasificación de las turbinas de gas .....  | 9    |
| Evolución de las turbinas de gas y tecnología de enfriamiento intermedio .....              | 11   |
| Compresión con enfriamiento intermedio .....  | 12   |
| Análisis termodinámicos y de costos exergéticos, en las turbinas de gas aeroderivadas ..... | 13   |
| Turbina de gas aeroderivada GE-LMS 100 .....  | 13   |
| Justificación .....   | 15   |
| Antecedentes del análisis de costos exergéticos.....  | 16   |
| Capítulo 1 – Pregunta de investigación y objetivos .....                                    | 20   |
| Pregunta de investigación .....   | 20   |
| 1.1 Objetivo general. ....  | 20   |
| 1.1.1 Objetivos particulares. ....  | 20   |
| Capítulo 2 – Análisis de primera ley de la termodinámica en la TG GE-LMS100 .....           | 21   |
| 2. Análisis energético. ....  | 21   |
| 2.1 Consideraciones y parámetros de diseño.....   | 21   |
| 2.2 Estado muerto o estado de completo equilibrio termodinámico. ....                       | 22   |
| 2.3 Estado ambiental o estado restringido/cerrado.....                                      | 22   |

|  |  |    |
|--|--|----|
| 2.4  | Estado de referencia. ....   | 22 |
| 2.5  | Medio ambiente. ....   | 23 |
| 2.5.1  | Interacción del medio ambiente con sistemas térmicos. ....                                     | 23 |
| 2.5.2  | Aire atmosférico. ....   | 23 |
| 2.6  | Estados termodinámicos de la TG GE-LMS 100. ....   | 24 |
| 2.7  | Parámetros de desempeño de la turbina de gas aeroderivada<br>GE-LMS100. ....                   | 30 |
| 2.8  | Análisis paramétrico de la Turbina de gas aeroderivada LMS 100. ....                           | 47 |
| Capítulo 3 – Análisis exergético a la TG GE-LMS100. ....                                     |  | 51 |
| 3.   | Análisis exergético. ....  | 51 |
| 3.1  | Segunda ley de la termodinámica. ....  | 52 |
| 3.2  | Exergía. ....  | 53 |
| 3.3  | Balance exergético de un volumen de control. ....  | 55 |
| 3.4  | Análisis exergético de la TG GE-LMS 100. ....  | 56 |
| 3.4.1  | Diagrama de Grassmann. ....  | 57 |
| 3.4.2  | Indicadores de desempeño de segunda ley de la termodinámica. ....                              | 68 |
| 3.4.3  | Eficiencia racional. ....  | 69 |
| 3.4.4  | Eficiencia de defecto. ....  | 69 |
| 3.5  | Propósito productivo y eficiencia exergética ....  | 69 |
| 3.5.1  | Eficiencia exergética. ....  | 70 |
| 3.5.2  | Eficiencia de defecto exergética ....  | 70 |
| 3.6  | Resultados del balance exergético en la turbina de gas aeroderivada<br>GE-LMS100. ....         | 72 |
| 3.7  | Diagrama de Grassmann de la turbina de gas aeroderivada<br>GE-LMS100. ....                     | 76 |
| Capítulo 4 – Recalentamiento por fricción en los procesos de compresión y<br>expansión. .... |  | 79 |
| 4.   | Análisis gráfico de los procesos de compresión y expansión ....                                | 79 |
| 4.1  | Recalentamiento por fricción en procesos de compresión y expansión. ....                       | 80 |
| 4.2  | Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en procesos de<br>compresión y expansión. .... | 82 |
| 4.2.1  | Proceso politrópico. ....  | 82 |

|   |  |     |
|---|--|-----|
| 4.2.2   | Trabajo de flujo.....  | 85  |
| 4.2.3   | Eficiencia politrópica en procesos de compresión y expansión.....  | 86  |
| 4.2.4   | Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en un proceso de compresión.....   | 86  |
| 4.2.5   | Calor de recalentamiento en un proceso de expansión. ....  | 88  |
| 4.2.6   | Factor de recalentamiento por fricción en los procesos de expansión. ....  | 89  |
| 4.3   | Eficiencia exergética del compresor a partir del diagrama exergía-entalpía del proceso de compresión.....                                    | 90  |
| 4.3.1   | Relación entre las eficiencias de compresión isoentrópica y de compresión exergética. ....   | 91  |
| 4.4   | Eficiencia exergética de la turbina a partir del diagrama exergía-entalpía del proceso de expansión.....                                     | 92  |
| 4.4.1   | Relación entre las eficiencias de expansión isoentrópica y de expansión exergética. ....   | 93  |
| 4.5   | Recalentamiento en el proceso de compresión de baja presión. ....  | 94  |
| 4.6   | Recalentamiento en el proceso de compresión de alta presión. ....  | 95  |
| 4.6.1   | Recalentamiento en los procesos de expansión de las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia libre. ....                   | 97  |
| 4.6.2   | Recalentamiento en el proceso de expansión multietapas de la TG.....   | 99  |
| 4.6.3   | Factor de recalentamiento en la expansión multietapas.....   | 101 |
| 4.6.4   | Calor de recalentamiento aprovechado en las turbinas de alta presión y presión intermedia, gracias al arreglo de expansión multietapas. .... | 101 |
| 4.7   | Efecto de la disminución de la eficiencia isoentrópica en los procesos de compresión y expansión. ....                                       | 102 |
| Capítulo 5 – Análisis de costos exergéticos a la TG GE-LMS100 ..... |  | 108 |
| 5.  | Termoeconomía. ....  | 108 |
| 5.1   | Análisis de costos exergéticos.....  | 108 |
| 5.2   | Proceso de formación de costos. ....   | 109 |
| 5.2.1   | Estructura productiva.....   | 109 |
| 5.2.2   | Costos exergéticos a partir del proceso de formación de costos.....  | 112 |

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 5.2.3 | Reglas de asignación de costos exergéticos, Torres & Valero. (2000).....  | 113 |
| 5.2.4 | Balances de costos exergéticos a las subregiones del sistema TG, a partir del método de formación.....  | 114 |
| 5.2.5 | Costos exergéticos de las corrientes del sistema TG a partir del método de formación de costos, para los casos 1 y 2. ....                                  | 118 |
| 5.2.6 | Comparación de los casos 1 y 2, de asignación de los costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada.....  | 120 |
| 5.3   | Modelo económico.....   | 122 |
| 5.3.1 | Costo del combustible.....  | 123 |
| 5.3.2 | Modelos de para determinar los costos de adquisición de cada equipo de la turbina de gas.....   | 124 |
| 5.4   | Costos exergoeconómicos en el proceso de formación de costos. ....  | 125 |
| 5.5   | Costos exergoeconómicos a partir de los métodos autónomos de igualdad y de extracción, Kotas. (1985).....   | 127 |
| 5.5.1 | Método de la igualdad.....  | 128 |
| 5.5.2 | Método de extracción.....   | 130 |
| 5.6   | Comparación de los costos exergoeconómicos del sistema TG obtenidos a partir del método de formación de costos, método de la igualdad y de extracción. .... | 132 |
| 5.7   | Análisis paramétrico de costos exergoeconómicos. ....   | 134 |
| 5.8   | Efecto del cambio de un parámetro operativo en los costos exergoeconómicos del sistema TG.....  | 138 |
|       | Conclusiones.....   | 141 |
|       | Referencias .....   | 143 |
|       | Anexo A – Combustión .....  | 147 |
|       | A Proceso de combustión.....  | 147 |
|       | A.1 Constante particular de una mezcla de gases .....   | 147 |
|       | A.2 Calor específico a presión constante de una mezcla de gases .....   | 147 |
|       | A.3 Combustible.....  | 148 |
|       | A.4 Combustión estequiométrica .....  | 148 |
|       | A.5 Balance de PLT en forma molar en la cámara de combustión.....   | 149 |
|       | A.6 Temperatura de combustión adiabática .....  | 150 |

|         |  |     |
|---------|--|-----|
| A.7     | Combustión con exceso de aire .....  | 151 |
| A.8     | Relación aire combustible .....  | 152 |
| A.9     | Relación combustible aire .....  | 152 |
| A.10    | Propiedades del aire y de los gases de combustión .....  | 153 |
| Anexo B | – Relaciones de presiones óptimas .....  | 154 |
| B       | Relaciones de presiones óptimas del trabajo motor máximo<br>y eficiencia térmica máxima .....                  | 154 |
| B.1     | Pasos para obtener la primera derivada de las expresiones<br>del trabajo motor y de la eficiencia térmica..... | 154 |

# Índice de figuras

|             |   |    |
|-------------|---|----|
| Figura I.1  | Turbina de vapor y generador eléctrico en una central nuclear.<br>Fuente: Bereznai. (2005). .....   | 5  |
| Figura I.2  | Turbina de gas, turbina de vapor y generadores eléctricos, en una central de ciclo combinado. Fuente: Goñi. (2017). .....   | 6  |
| Figura I.3  | Turbina de vapor y generador eléctrico en una planta de concentración de torre solar de sal fundida. Fuente: Dunn et al.(2011). .....                               | 6  |
| Figura I.4  | Tamaño del mercado de servicios de turbinas de gas, por tipo de turbina, 2016 a 2027. Fuente:GVR. (2019). .....   | 8  |
| Figura I.5  | Trabajo específico vs potencia en tecnologías actuales de turbinas gas. Fuente: Reale. (2004). .....  | 10 |
| Figura I.6  | Tecnologías líderes en la industria de turbinas de gas. Fuente: Baker Hughes. (2021). .....   | 10 |
| Figura I.7  | Evolución de la relación de presiones de los compresores axiales.Fuente: Boyce. (2012) .....  | 11 |
| Figura I.8  | Evolución de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: Boyce. (2012). .....   | 12 |
| Figura I.9  | Evolución de las turbinas de servicio pesado en función al incremento de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: Maekawa. (2011), Yuri et al. (2013). ..... | 12 |
| Figura I.10 | Turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.<br>Fuente:Reale. (2004). .....   | 14 |
| Figura 2.1  | Interacción de masa y energía de un volumen de control.....   | 31 |
| Figura 2.2  | Diagrama T-s del compresor con interenfriamiento.....   | 32 |
| Figura 2.3  | Potencia generada de la LMS100 a diferentes $T_{amb}$ . Fuente:Reale. (2004). .....   | 33 |
| Figura 2.4  | Relación de presiones del CBP a distintas potencias generadas por la LMS100. Fuente: Ol'khovskii. (2016). .....   | 33 |
| Figura 2.5  | Calor disipado en el EN vs $T_{amb}$ . Fuente:Reale. (2004). .....  | 35 |
| Figura 2.6  | Relación de presiones del compresor de baja presión en función del calor rechazado en el enfriador .....  | 36 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.7 Trabajo motor producido, en función de la relación de presiones total. ....                   | 43 |
| Figura 2.8 Eficiencia térmica en función de la relación de presiones total.....                          | 46 |
| Figura 2.9 Diagrama temperatura-entropía de la TG GE-LMS100. ....  | 47 |
| Figura 2.10 Mapa de operación de la TG GE-LMS100. ....   | 48 |
| Figura 2.11 Flujo de aire en función del flujo de combustible.....                                       | 49 |
| Figura 2.12 Trabajo motor en función del flujo de combustible.....                                       | 49 |
| Figura 2.13 Flujo de combustible y eficiencia térmica en función de la relación de presiones.....        | 50 |
| Figura 3.1 Relación entre la PLT, SLT y el Medio ambiente. ....  | 51 |
| Figura 3.2 Corrientes exergéticas que interactúan en un volumen de control. ....                         | 55 |
| Figura 3.3 Sistema y subregiones de la TG GE-LMS100.....   | 56 |
| Figura 3.4 Diagrama de Grassmann del volumen de control VII, turbina de potencia.....                    | 57 |
| Figura 3.5 Diagrama de Grassmann del volumen de control I, compresor de baja presión.....                | 58 |
| Figura 3.6 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control I, compresión de baja presión. ....          | 59 |
| Figura 3.7 Diagrama de Grassmann del volumen de control II, enfriador. ....                              | 60 |
| Figura 3.8 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control II, enfriador. ....                          | 61 |
| Figura 3.9 Diagrama de Grassmann del volumen de control III, compresor de alta presión.....              | 61 |
| Figura 3.10 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control III, compresor de alta presión. ....        | 62 |
| Figura 3.11 Diagrama de Grassmann del volumen de control IV, cámara de combustión.....                   | 63 |
| Figura 3.12 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control IV, cámara de combustión. ....              | 64 |
| Figura 3.13 Diagrama de Grassmann del volumen de control V. ....   | 64 |
| Figura 3.14 Diagrama exergía-entalpía del proceso del volumen de control V, turbina de alta presión..... | 65 |
| Figura 3.15 Diagrama de Grassmann del volumen de control VI.....   | 66 |
| Figura 3.16 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control VI, turbina de presión intermedia.....      | 67 |

|             |   |     |
|-------------|---|-----|
| Figura 3.17 | Diagrama de Grassmann del volumen de control VII, considerando a la turbina de potencia adiabática.....   | 67  |
| Figura 3.18 | Diagrama exergía-entalpía del volumen de control VII, turbina de potencia. ....   | 68  |
| Figura 3.19 | Eficiencias racional, de defecto, exergética y de defecto exergética en la TG GE-LMS100. ....   | 74  |
| Figura 3.20 | Flujo exergético y recurso exergético suministrado a cada equipo y al sistema TG. ....  | 75  |
| Figura 3.21 | Irreversibilidades internas y externas de la TG.....  | 76  |
| Figura 3.22 | Diagrama de Grassmann de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100. ....   | 78  |
| Figura 4.1  | Diagrama T-s del recalentamiento debido a la fricción en el proceso de compresión. ....   | 80  |
| Figura 4.2  | Diagrama T-s del recalentamiento debido a la fricción en el proceso de expansión.....   | 81  |
| Figura 4.3  | Diagrama T-s de procesos de expansión. ....   | 84  |
| Figura 4.4  | Diagrama P-v de procesos de expansión. ....   | 84  |
| Figura 4.5  | Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en un proceso de compresión.....  | 87  |
| Figura 4.6  | Calor de recalentamiento y trabajo en un proceso de expansión.....  | 88  |
| Figura 4.7  | Proceso de expansión multietapas del sistema TG.....  | 89  |
| Figura 4.8  | Diagrama $\epsilon$ -h de un proceso de compresión general. ....  | 91  |
| Figura 4.9  | Diagrama $\epsilon$ -h de un proceso de expansión general.....  | 92  |
| Figura 4.10 | Diagrama T-s del proceso de compresión de baja presión.....   | 94  |
| Figura 4.11 | Diagrama T-s del proceso de compresión de alta presión. ....  | 95  |
| Figura 4.12 | Diagrama T-s del proceso de expansión de alta presión.....  | 97  |
| Figura 4.13 | Diagrama T-s del proceso de expansión de presión intermedia.....  | 97  |
| Figura 4.14 | Diagrama T-s del proceso de expansión de la turbina de potencia libre. ....   | 98  |
| Figura 4.15 | Diagrama T-s del proceso de expansión multietapas.....  | 99  |
| Figura 4.16 | Porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado en las turbinas de alta presión y presión intermedia, debido al arreglo de expansión multietapas. .... | 102 |

|             |   |     |
|-------------|---|-----|
| Figura 4.17 | Eficiencia de expansión exergética en función de la relación (r/i). .....   | 103 |
| Figura 4.18 | Eficiencia de compresión exergética en función de la relación (r/i). .....  | 104 |
| Figura 4.19 | Calor de recalentamiento a diferentes eficiencias de expansión isoentrópicas, en la expansión multietapas. ....                                 | 104 |
| Figura 4.20 | Calor de recalentamiento en el proceso de compresión de baja presión. ....  | 105 |
| Figura 4.21 | Calor de recalentamiento en el proceso de compresión de alta presión. ....  | 106 |
| Figura 4.22 | Eficiencia total de expansión en función del factor de recalentamiento. ....  | 106 |
| Figura 4.23 | Eficiencia térmica y exergética del proceso de expansión a distintas eficiencias de expansión isoentrópica. ....                                | 107 |
| Figura 5.1  | Balace de corrientes exergéticas. ....  | 110 |
| Figura 5.2  | Estructura productiva de la TG GE-LMS 100. ....   | 111 |
| Figura 5.3  | Estructura productiva de la TG GE-LMS100 sin considerar a los elementos disipativos. ....   | 112 |
| Figura 5.4  | Costo exergético unitario del producto de un sistema, que se divide en tres productos o corrientes exergéticas, en una bifurcación $b_i$ . .... | 114 |
| Figura 5.5  | Subsistema conformado por la subregión V, y la bifurcación i. ....  | 115 |
| Figura 5.6  | Costos exergéticos de las corrientes del sistema TG para los casos 1 y 2. ....  | 122 |
| Figura 5.7  | Costos exergoeconómicos unitarios y flujos de exergía de las corrientes, y flujos de inversión de capital de los equipos. ....                  | 127 |
| Figura 5.8  | Flujos del flujo de costos exergoeconómicos en la turbina de alta presión. ....   | 128 |
| Figura 5.9  | Flujos del flujo de costos exergoeconómicos en la turbina de alta presión. ....   | 130 |
| Figura 5.10 | Costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes del sistema TG. ....  | 133 |
| Figura 5.11 | Flujo de costos exergoeconómicos de las corrientes asociadas a las potencias, al recurso, al subproducto y al residuo. ....                     | 133 |

|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Figura 5.12 | Flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la relación de presiones, sin considerar el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos. .... | 135 |
| Figura 5.13 | Flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la relación de presiones, considerando el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos. ....   | 136 |
| Figura 5.14 | Flujo de costos exergoeconómicos del recurso externo en función de la relación de presiones. ....  | 136 |
| Figura 5.15 | Flujo de costos exergoeconómicos del subproducto en función de la relación de presiones. ....  | 137 |
| Figura 5.16 | Flujo de costos exergoeconómicos del residuo en función de la relación de presiones. ....  | 138 |
| Figura 5.17 | Flujo de costos exergoeconómicos en función de la disminución de la calidad de un parámetro operativo, por el método de extracción. ....                             | 139 |
| Figura 5.18 | Flujo de costos exergoeconómicos en función de la disminución de la calidad de un parámetro operativo, por el método de la igualdad. ....                            | 140 |
| Figura B.1  | Función del trabajo motor evaluada en el intervalo $\pi$ , (0, 500).....   | 158 |
| Figura B.2  | Función de la eficiencia térmica evaluada en el intervalo $\pi$ , (0, 500).....  | 158 |

## Índice de tablas

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| Tabla I.1 | Evolución de las turbinas de gas y de vapor hasta el año 1938. Fuente: Giampaolo. (2014). ....   | 7  |
| Tabla 2.1 | Parámetros de operación de la TG GE-LMS100. Fuente: Reale. (2004). ....  | 22 |
| Tabla 2.2 | Eficiencias y caídas de presión. ....  | 22 |
| Tabla 2.3 | Temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión para distintas temperaturas del medio ambiente. Fuente: Ol'khovskii. (2016). .... | 34 |
| Tabla 2.4 | Temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión para distintas temperaturas del medio ambiente. ....                              | 35 |

|           |  |     |
|-----------|--|-----|
| Tabla 2.5 | Propiedades específicas de volumen, entalpía y energía interna, del agua al final del proceso de bombeo isoentrópico. ....   | 37  |
| Tabla 2.6 | Propiedades específicas de volumen, entalpía, entropía y energía interna, y temperatura del agua que entra al enfriador .....  | 38  |
| Tabla 3.1 | Balances de exergía en la TG GE-LMS100. ....   | 71  |
| Tabla 3.2 | Recurso, producto, y eficiencia exergética en la TG GE-LMS100. ....  | 72  |
| Tabla 3.3 | Entalpías por unidad de masa, componentes térmica y mecánica de la exergía física, y exergía física de los estados termodinámicos de la TG. ....   | 72  |
| Tabla 3.4 | Saltos entálpicos reales e isoentrópicos, componentes mecánica y térmica de la exergía física de los procesos en los equipos del sistema TG y recalentamiento sin fricción en los procesos de compresión y expansión en los compresores y las turbinas. .... | 74  |
| Tabla 3.5 | Eficiencias racionales, de defecto, exergética y de defecto exergética en la TG GE-LMS100. ....  | 74  |
| Tabla 4.1 | Casos de procesos politrópicos. ....   | 84  |
| Tabla 4.2 | Áreas A, B, C, D y E en los procesos de expansión de las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia libre. ....  | 98  |
| Tabla 5.1 | Producto, recurso externo, residuo y pérdidas, del sistema TG. ....  | 111 |
| Tabla 5.2 | Balances de costos exergéticos a cada subregión y bifurcación del sistema TG, casos 1 y 2. ....  | 118 |
| Tabla 5.3 | Costos exergéticos y consumos exergéticos de los recursos, de las corrientes de la TG para los casos 1 y 2. ....   | 121 |
| Tabla 5.4 | Índices de precios del gas natural para la región V de México en el año 2022. Fuente: CRE. (2022) . ....   | 123 |
| Tabla 5.5 | Modelos del costo de adquisición de cada equipo de la LMS100, Renobales. (1995). ....  | 124 |
| Tabla 5.6 | Flujo del costo exergoeconómico de las corrientes. ....  | 126 |
| Tabla 5.7 | Costos exergoeconómicos unitarios a partir del método de la igualdad. ....   | 130 |
| Tabla 5.8 | Costos exergoeconómicos unitarios a partir del método de extracción. ....  | 132 |
| Tabla A.1 | Valores de los coeficientes $C_i$ para el calor específico. Fuente: Rivkin. (1969). ....   | 148 |

|           |   |     |
|-----------|---|-----|
| Tabla A.2 | Valores n y m para los copuestos del gas natural. ....  | 149 |
| Tabla A.3 | Valores de las constantes A y B. Rivkin. (1969).....    | 150 |
| Tabla A.4 | Valores de los coeficientes $C_i$ para entalpías. ....  | 150 |
| Tabla A.5 | Propiedades del aire y de los gases de combustión. .... | 153 |

# Nomenclatura

## Símbolos

|           |  |  |
|-----------|--|--|
| $c$       | costo exergoeconómico unitario               | [USD/kJ]                               |
| $\dot{C}$ | costo exergoeconómico por unidad de tiempo   | [USD/s]                                |
| $c_p$     | calor específico a presión constante         | [kJ/kgK]                               |
| $c_v$     | calor específico a volumen constante         | [kJ/kgK]                               |
| $c_n$     | calor específico politrópico                 | [kJ/kgK]                               |
| $CEC$     | consumo específico de combustible            | [kg <sub>comb</sub> /kWh]              |
| $CEL$     | coeficiente estructural de ligadura          | [-]                                    |
| $E$       | energía                                      | [kJ]                                   |
| $E$       | exergía                                      | [kJ]                                   |
| $\dot{E}$ | corriente exérgica                           | [kW]                                   |
| $E^*$     | costo exérgico                               | [kW]                                   |
| $f_{cr}$  | factor anual de amortización                 | [años <sup>-1</sup> ]                  |
| $f_r$     | factor de recalentamiento por fricción       | [-]                                    |
| $\dot{F}$ | corriente exérgica del recurso (fuel)        | [kW]                                   |
| $h$       | entalpía por unidad de masa                  | [kJ/kg]                                |
| $i$       | irreversibilidad por unidad de masa          | [kJ/kg]                                |
| $\dot{I}$ | flujo de irreversibilidad                    | [kW]                                   |
| $m$       | masa   | [kg]                                   |
| $\dot{m}$ | flujo másico                                 | [kg/s]                                 |
| $MXN$     | peso mexicano                                | [MXN]                                  |
| $N$       | número de moles                              | [kmol]                                 |
| $N$       | horas anuales de funcionamiento de la planta | [h/año]                                |
| $P$       | presión                                      | [bar]                                  |
| $\dot{P}$ | corriente exérgica del producto              | [kW]                                   |
| $PM$      | peso molecular                               | [kg/kmol]                              |
| $PCI$     | poder calorífico inferior                    | [kJ/kg <sub>comb</sub> ]               |
| $q$       | calor por unidad de masa                     | [kJ/kg]                                |
| $\dot{Q}$ | calor  | [kJ]                                   |
| $\dot{Q}$ | flujo de calor                               | [kW]                                   |
| $r$       | recalentamiento                              | [kJ/kg]                                |
| $rac$     | relación aire combustible                    | [kg <sub>a</sub> /kg <sub>comb</sub> ] |
| $rca$     | relación combustible aire                    | [kg <sub>comb</sub> /kg <sub>a</sub> ] |
| $R$       | constante particular del gas                 | [kJ/kgK]                               |
| $\dot{R}$ | corriente exérgica del residuo               | [kW]                                   |
| $s$       | entropía por unidad de masa                  | [kJ/kgK]                               |
| $t$       | tiempo                                       | [s]                                    |
| $T$       | temperatura                                  | [°C, K]                                |
| $TET$     | temperatura de entrada a la turbina          | [°C, K]                                |
| $TDC$     | temperatura de descarga del compresor        | [°C, K]                                |
| $USD$     | dólar  | [USD]                                  |
| $v$       | volumen específico                           | [m <sup>3</sup> /kg]                   |
| $w$       | trabajo por unidad de masa                   | [kJ/kg]                                |
| $\dot{W}$ | potencia                                     | [kW]                                   |
| $x$       | relación entre $R$ y $c_p$                   | [-]                                    |
| $y$       | relación entre $TET$ y $T_0$                 | [-]                                    |
| $z$       | costo de adquisición de cada equipo          | [USD]                                  |
| $\dot{Z}$ | flujo de inversión de capital                | [USD/s]                                |

## Sustancias químicas

|        |                     |
|--------|---------------------|
| $C$    | carbono             |
| $CO_2$ | dióxido de carbono  |
| $H$    | hidrógeno atómico   |
| $H_2$  | hidrógeno diatómico |
| $H_2O$ | agua                |
| $N$    | nitrógeno atómico   |
| $N_2$  | nitrógeno diatómico |
| $O$    | oxígeno atómico     |
| $O_2$  | oxígeno diatómico   |

## Símbolos griegos

|               |   |                      |
|---------------|---|----------------------|
| $\alpha$      | coeficiente de recalentamiento                          | [-]                  |
| $\varepsilon$ | exergía por unidad de masa                              | [kJ/kg]              |
| $\rho$        | densidad  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\varphi$     | factor adimensional de costos de mantenimiento          | [-]                  |
| $\eta$        | eficiencia  | [%]                  |
| $\lambda$     | exceso de aire  | [%]                  |
| $\kappa$      | consumo exergético de los recursos                      | [-]                  |
| $\pi$         | relación de presiones                                   | [-]                  |
| $\gamma$      | relación de calores específicos; ( $c_P/c_V$ )          | [-]                  |
| $\psi$        | eficiencia racional                                     | [%]                  |
| $\tau$        | temperatura exergética adimensional                     | [-]                  |
| $\tau$        | distribución del tiempo de amortización y mantenimiento | [s <sup>-1</sup> ]   |

## Subíndices

|        |                             |
|--------|-----------------------------|
| $a$    | aire                        |
| $C$    | cinética                    |
| $comb$ | combustible                 |
| $des$  | descarga                    |
| $f$    | formación                   |
| $fa$   | filtros de aire             |
| $fl$   | de flujo                    |
| $fr$   | fricción                    |
| $gc$   | gases de combustión         |
| $i$    | elemento $i$                |
| $in$   | entrada                     |
| $j$    | elemento $j$                |
| $k$    | elemento $k$                |
| $lost$ | perdido                     |
| $m$    | número de hidrógenos, motor |
| $n$    | número de carbonos          |
| $neg$  | neguentrópico               |
| $out$  | salida                      |
| $P$    | isobárico                   |
| $P$    | potencial                   |
| $rec$  | recalentamiento             |
| $s$    | isoentrópico                |
| $sfr$  | sin fricción                |
| $sic$  | isoentrópico del compresor  |

|                  |                            |
|------------------|----------------------------|
| <i>sit</i>       | isoentrópico de la turbina |
| <i>t</i>         | isotérmico                 |
| <i>T</i>         | total                      |
| <i>V</i>         | isocórico                  |
| <i>VC</i>        | volumen de control         |
| <i>w</i>         | agua                       |
| <i>x</i>         | de flecha                  |
| <i>0</i>         | estado muerto              |
| <i>1,2,3...8</i> | estados termodinámicos     |

## Abreviaturas

|            |                                     |
|------------|-------------------------------------|
| <i>CAP</i> | compresor de alta presión           |
| <i>CBP</i> | compresor de baja presión           |
| <i>CC</i>  | cámara de combustión                |
| <i>DEM</i> | depósito de energía mecánica        |
| <i>DET</i> | depósito de energía térmica         |
| <i>DM</i>  | depósito de materia                 |
| <i>EN</i>  | enfriador                           |
| <i>GE</i>  | generador eléctrico                 |
| <i>GN</i>  | gas natural                         |
| <i>ODS</i> | objetivos del desarrollo sostenible |
| <i>TAP</i> | turbina de alta presión             |
| <i>TG</i>  | turbina de gas                      |
| <i>TPI</i> | turbina de presión intermedia       |
| <i>TP</i>  | turbina de potencia                 |
| <i>TV</i>  | turbina de vapor                    |
| <i>SC</i>  | superficie de control               |
| <i>VC</i>  | volumen de control                  |

# Resumen

En este trabajo se aplica el método exergético y la teoría termoeconómica en el análisis de costos exergéticos y exergoeconómicos de la TG GE-LMS100; con el objetivo de determinar la condición de operación en donde el flujo de costos exergoeconómicos de la turbina de gas es mínimo, cuando ésta genera una potencia constante de 113.4 MW. La virtud de estos métodos reside en su utilidad para vincular a las leyes de la termodinámica, con la economía y el medio ambiente, siendo herramientas valiosas a la hora de diagnosticar sistemas térmicos que tengan como propósito generar productos energéticos al menor costo medioambiental y económico.

El estudio del desempeño de la TG GE-LMS100 en este trabajo, inicia con el estudio paramétrico energético, donde se varía la relación de presiones total, la temperatura de entrada a la turbina, con el fin de comparar el desempeño de la turbina de gas aeroderivada cuando opera en las condiciones de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima. Y se encuentra que las condiciones de trabajo motor máximo y de eficiencia térmica máxima requieren incrementos del 67.078 y 442.146%, en la relación de presiones total, provocando tan sólo, incrementos del 1.682 y 13.037%, del trabajo motor y de la eficiencia térmica, respectivamente.

Para determinar la destrucción de exergía o irreversibilidad en el sistema, se realiza un análisis exergético a cada equipo o subregión del sistema, y se determina el desempeño de la TG GE-LMS100 mediante las eficiencias exergéticas y racionales. Se determina que las eficiencias racional y exergética, son de 76.631 y 45.584%, respectivamente.

Para complementar los análisis energético y exergético, se realiza un estudio del recalentamiento por fricción a los procesos de compresión y expansión, y se analiza el calor de recalentamiento que se aprovecha en la TG GE-LMS100 a diferentes condiciones de eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas. Se encuentra que la configuración de tres etapas de expansión secuenciales y escalonadas le confieren al sistema TG GE-LMS100 un factor de recalentamiento de 1.019 y la capacidad de aprovechar el 26.39% del total del calor de recalentamiento por fricción producido en el proceso de expansión. Se encuentra que la disminución de las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas provoca el aumento del calor de recalentamiento producido, pero también disminuye el porcentaje de calor de recalentamiento que se puede aprovechar.

Para finalizar el estudio del desempeño de la turbina de gas, se implementan los análisis de costos exergéticos y exergoeconómicos. Se comparan tres metodologías distintas: de formación, igualdad y extracción. Y se evalúa cómo afecta la variación de la relación de presiones total, en los costos exergoeconómicos de la turbina de gas cuando opera en las condiciones de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima; finalmente, se analiza cómo afecta la pérdida de calidad de un parámetro operativo en los costos exergoeconómicos de la turbina de gas cuando su propósito es generar una potencia constante.

Como pérdida de calidad de un parámetro operativo se considera una disminución del 4% de la eficiencia de compresión isoentrópica del compresor de baja presión; dicha disminución provoca el incremento en los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos; debido al aumento en las irreversibilidades generadas en todos los equipos que provoca un mayor requerimiento de los recursos exergéticos.

Se determina que las metodologías que más se aproximan son la de formación y la de extracción; puesto que ambas se basan en el propósito productivo de los equipos. A diferencia del método de la igualdad, que se basa en los flujos totales de exergía que entran y salen en los equipos. El flujo del costo exergoeconómico del producto es de 4,275.040, 7,217.187 y 7,177.487 USD/h, para los métodos de la igualdad, de extracción y formación, respectivamente.

Los análisis de costos exergoeconómicos basados en la eficiencia racional son ventajosos cuando se busca estudiar la exergía total que entra y sale en un proceso, mientras que los análisis basados en la eficiencia exergética son más convenientes si se busca determinar la exergía que realmente se transfiere o transforma en un proceso productivo.

# Abstract

In this work, the exergy method and the thermoeconomic theory are applied in the analysis of exergy and exergoeconomic costs of the GE-LMS100 GT; with the objective of determining the operating condition where the flow of exergoeconomic costs of the gas turbine is minimum, when it generates a constant power of 113.4 MW. The virtue of these methods lies in their usefulness to link the laws of thermodynamics, with the economy and the environment, being valuable tools when diagnosing thermal systems whose purpose is to generate energy products at the lowest environmental and economic cost.

The study of the performance of the GE-LMS100 GT in this work begins with the energy parametric study, where the total pressure ratio and the turbine inlet temperature are varied, in order to compare the performance of the aeroderivative gas turbine when operating at design conditions, maximum engine work and maximum thermal efficiency. And it is found that the conditions of maximum engine work and maximum thermal efficiency require increases of 67.078 and 442.146% in the ratio of total pressures, causing only 1.682 and 13.037% increases in engine work and thermal efficiency, respectively.

To determine the exergy destruction or irreversibility in the system, an exergy analysis is performed for each equipment or sub-region of the system, and the performance of the GE-LMS100 GT is determined by means of the exergy and rational efficiencies. It is determined that the rational and exergetic efficiencies are 76.631 and 45.584%, respectively.

To complement the energetic and exergetic analysis, a study of the frictional superheat in the compression and expansion processes is carried out, and the superheat heat that is used in the GE-LMS100 GT at different conditions of isentropic compression and expansion efficiencies is analyzed. It is found that the configuration of three sequential and staggered expansion stages gives the TG GE-LMS100 system a superheat factor of 1.019 and the ability to harness 26.39% of the total frictional superheat heat produced in the expansion process. It is found that the decrease in the isentropic compression and expansion efficiencies causes the increase in the produced reheat heat, but also decreases the percentage of reheat heat that can be utilized.

To finalize the gas turbine performance study, exergy and exergoeconomic cost analyses are implemented. Three different methodologies are compared: formation, equalization and extraction. And it is evaluated how the variation of the total pressure ratio affects the exergoeconomic costs of the gas turbine when operating at design conditions, maximum engine work and maximum thermal efficiency; finally, it is analyzed how the loss of quality of an operating parameter affects the exergoeconomic costs of the gas turbine when its purpose is to generate a constant power.

As a loss of quality of an operating parameter, a 4% decrease in the isentropic compression efficiency of the low pressure compressor is considered; such decrease causes an increase in the

obtained exergoeconomic cost flows; due to the increase in the irreversibilities generated in all the equipment that causes a higher requirement of the exergy resources.

It is determined that the closest methodologies are the formation and extraction methodologies; since both are based on the productive purpose of the equipment. Unlike the equality method, which is based on the total exergy flows into and out of the equipment. The exergoeconomic product cost flows are 4,275.040, 7,217.187 and 7,177.487 USD/h, for the equality, extraction and formation methods, respectively.

The exergoeconomic cost analyses based on rational efficiency are advantageous when seeking to study the total exergy entering and leaving a process, while analyses based on exergy efficiency are more convenient when seeking to determine the exergy that is actually transferred or transformed in a productive process.

# Introducción

Las turbinas son dispositivos que aprovechan la energía de un fluido de trabajo para producir energía mecánica. La turbina es una máquina de generación de potencia por excelencia, sin importar la alternativa energética o tipo de combustible que se utilice. Desde las plantas termoeléctricas de carbón, las centrales de ciclo combinado, las centrales nucleares hasta las centrales termosolares; las turbinas de gas y de vapor, generan la potencia mecánica necesaria para la generación de electricidad.

La Figura I.1 muestra el interior de una central nuclear; en el edificio de contención se encuentra el reactor, que contiene un conjunto de barras de combustible nuclear, que hacen posible la reacción de fisión, que libera energía térmica, dicha energía se aprovecha en un proceso de intercambio de calor, que tiene lugar en el generador de vapor, el flujo másico del vapor resultante se envía a la turbina de vapor, ésta aprovecha la energía térmica del vapor para generar la potencia mecánica que, a partir de un eje se transmite a un generador eléctrico para producir energía eléctrica. Finalmente, el vapor que sale de la turbina pasa por un condensador, donde se enfría y condensa para reingresar al generador vapor y reiniciar el ciclo.

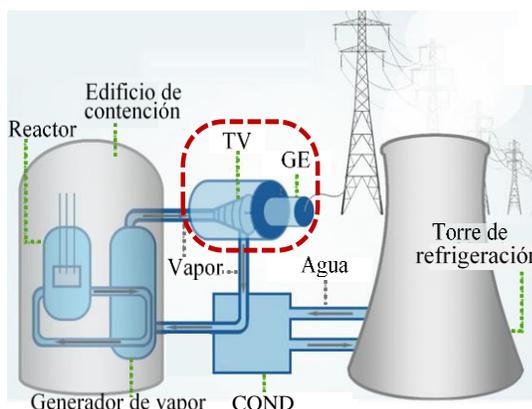


Figura I.1 Turbina de vapor y generador eléctrico en una central nuclear. Fuente: Bereznai. (2005).

La Figura I.2 ilustra una central de ciclo combinado, en su cámara de combustión entra algún combustible gaseoso, donde se combustiona junto con el aire a alta presión proveniente del compresor, los gases de combustión con alta temperatura y presión son expandidos en la turbina para generar la potencia mecánica que, a partir de un eje se transmite a un generador eléctrico para producir energía eléctrica. Los gases de escape entran a un generador de vapor, en el que, ceden su energía térmica a un flujo de agua para producir vapor, que se utiliza en una turbina de vapor para generar la potencia mecánica, que se transmite por medio de una flecha a otro generador eléctrico para producir más energía eléctrica. Por último, el vapor que sale de la turbina, se condensa en un condensador “COND”, para reutilizarse y reiniciar el ciclo.

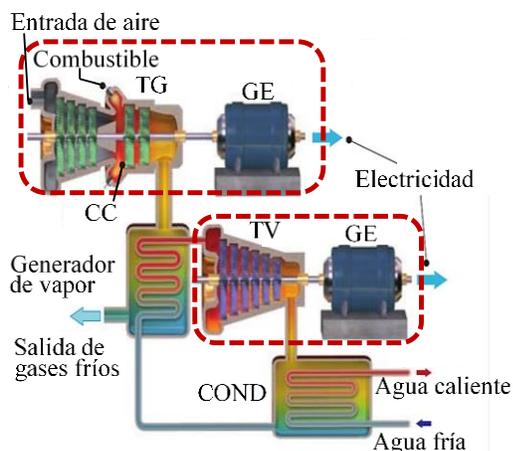


Figura I.2 Turbina de gas, turbina de vapor y generadores eléctricos, en una central de ciclo combinado. Fuente: Goñi. (2017).

La Figura I.3 muestra una planta de concentración de torre solar de sal fundida. Los heliostatos “HE” reflejan y concentran la luz de los rayos del sol en un receptor solar, ubicado en lo alto de la torre, al interior del receptor solar circula un flujo de sal fundida proveniente de un tanque de sal de baja temperatura “TSB”, que absorbe la energía térmica de los rayos concentrados para elevar su temperatura; posteriormente, las sales fundidas se almacenan en un tanque de sal de alta temperatura “TSA”, y después entran a un proceso de intercambio de calor, cediendo su energía térmica para generar vapor de agua, que se expande en una turbina de vapor, para generar la potencia mecánica y posteriormente producir energía eléctrica. Al final, el vapor de agua se condensa en un condensador para reiniciar el ciclo, junto con las sales fundidas a baja temperatura .

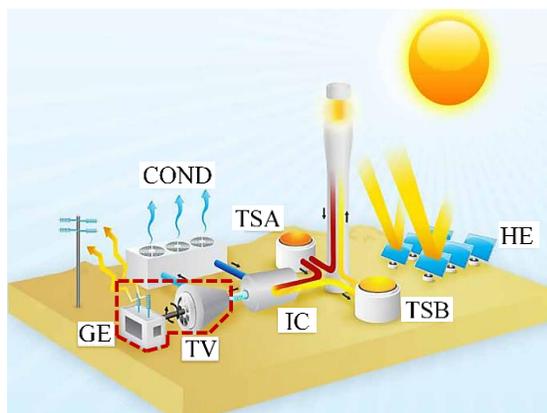


Figura I.3 Turbina de vapor y generador eléctrico en una planta de concentración de torre solar de sal fundida. Fuente: Dunn et al.(2011).

Entonces, sin importar la fuente de combustible que se utilice, al final, las turbinas de gas y de vapor y los generadores eléctricos están presentes en las distintas centrales eléctricas renovables y no renovables, dado que, son necesarias para generar la potencia.

## Turbina de gas

Las turbinas de gas son máquinas térmicas que generan potencia mecánica, a partir de un proceso de combustión; donde transforman la energía química de un combustible gaseoso en energía térmica, con el propósito de elevar la energía térmica del aire que sale del compresor; para, expandirlo en una turbina de gas y utilizar su energía térmica y mecánica, con la finalidad de generar la potencia. Las turbinas de gas reales operan en ciclo abierto tomando una gran cantidad de aire del medio ambiente, que al final expulsan como una mezcla de gases a una temperatura, presión y composición química distinta.

### Antecedentes de las turbinas de gas

A lo largo del tiempo, el desarrollo de la turbina de gas ha estado ligado al de la turbina de vapor. El impulso en las turbinas de vapor tuvo lugar antes que el de las turbinas de gas y por esta razón, se aprovechó la experiencia y desarrollo conseguida a lo largo de los años en las turbinas de vapor, para mejorar la tecnología de las turbinas de gas y en consecuencia la similitud en los componentes de ambas tecnologías es alta. El impulso de las turbinas de gas no supuso el reemplazo de las turbinas de vapor, de hecho, su evolución se ha dado de manera semejante y sus aplicaciones en la industria son tan variadas como necesarias, siendo su aplicación simultánea en ciclos combinados; ésta es una de las alternativas energéticas más eficientes y utilizadas hoy en día. En la Tabla I.1 se presentan los desarrollos de mayor impacto a través del tiempo, que dieron origen a la turbina de gas actual, Giampaolo. (2014).

Tabla I.1 *Evolución de las turbinas de gas y de vapor hasta el año 1938. Fuente: Giampaolo. (2014).*

| Fecha    | Persona                | Lugar      | Desarrollo  |
|----------|------------------------|------------|---|
| 130 a.c. | Herón                  | Alejandro  | Turbina de vapor a reacción                             |
| 1550     | Leonardo da Vinci      | Italia     | Molino de humo  |
| 1629     | Giovanni Branca        | Italia     | Turbina de vapor de impulso                             |
| 1791     | John Barber            | Inglaterra | Turbina de vapor y turbina de gas                       |
| 1831     | William Avery          | EE.UU.     | Turbina de vapor  |
| 1850     | Fernimough             | Inglaterra | Turbina de gas  |
| 1872     | Dra. Stolze            | Alemania   | Turbina de gas  |
| 1884     | Carlos A. Parsons      | Inglaterra | Turbina de vapor a reacción y turbina de gas            |
| 1888     | Carlos GP de Laval     | Suecia     | Turbina de vapor de impulso                             |
| 1894     | Armengaud+Lemale       | Francia    | Turbina de gas  |
| 1895     | George Westinghouse    | EE.UU.     | Turbina de vapor  |
| 1896     | AC Rateau              | Francia    | Turbina de vapor  |
| 1895     | Dra. Zoelly            | Suiza      | Turbina de vapor  |
| 1900     | F. Stolze              | Alemania   | Compresor axial y turbina de gas                        |
| 1902     | Stanford A. Moss       | EE. UU.    | Turbocompresor/turbina de gas                           |
| 1903     | A. Elling              | Noruega    | Turbina de gas  |
| 1930     | Frank Whittle          | Inglaterra | Turbina de gas aérea (motor a reacción)                 |
| 1938     | Brown Boveri—Neuchatel | Suiza      | 1 <sup>er</sup> Compresor y turbina comerciales Axiales |

Posterior a que, en 1939, se exhibiera en Suiza, el primer modelo de la turbina de gas industrial para la generación de energía eléctrica, la evolución de su tecnología no ha cesado hasta nuestros días; además, su uso también se incrementó con el paso de los años. Actualmente, la mayor parte de las turbinas de gas operan utilizando combustibles fósiles como fuente; sin embargo, existe la posibilidad de hibridación con energías renovables (solar térmica), o aplicaciones en el aprovechamiento de los gases

de escape de las turbinas de gas para la producción de hidrógeno, Vigil. (2019) y la utilización de hidrógeno como combustible.

## Turbinas de gas en la actualidad

Con el desarrollo de las turbinas de gas dentro de la industria de generación de energía, debe seguir los pasos que sigue el desarrollo sostenible. Por su parte, México es uno de los 51 miembros fundadores de la Organización de las Naciones Unidas, y adoptó como compromiso de Estado, cumplir con la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible, para conseguir esto, se deben cumplir los Objetivos del Desarrollo Sostenible (*ODS*), los cuales fueron adoptados por la Asamblea General de las Naciones Unidas en septiembre de 2015 y fueron concebidos como una medida que trata de impulsar el tránsito de los países y de la Comunidad Internacional hacia estrategias de desarrollo incluyentes y sostenibles.

Con el objetivo 7 de los *ODS* se pretende que, la energía sea asequible y no contaminante para el año 2030, Cepal. (2018), el cumplimiento de este objetivo se ha tornado en un proceso, que no es inmediato al que se le ha denominado transición energética, en este proceso, el gas natural *GN*, juega un papel clave, ya que su combustión emite menos gases contaminantes (como dióxido de carbono,  $CO_2$ ) que la de otros combustibles fósiles; como el *GN* genera menos gases de efecto invernadero, se ha convertido en una de las opciones energéticas más utilizadas para combatir el cambio climático y hacer del planeta un lugar más sustentable. Por esta razón, el uso de las turbinas de gas es necesario; ya que son tecnologías alimentadas principalmente con *GN* y; por lo tanto, generan bajas emisiones de carbono, gracias a estas características, actualmente existe un aumento en la demanda de servicios de las turbinas de gas a nivel mundial y un aumento en su prospección en el mercado.

La Figura I.4 muestra la prospección del mercado de las turbinas de gas en EE. UU. entre 2016 y 2027. El tamaño del mercado global de servicios de turbinas de gas se mide en billones de USD (BUSD) o  $USD \times 10^9$ . Se espera que el crecimiento para distintas configuraciones de turbina de gas (turbinas de servicio pesado, industriales y aeroderivadas) tienda a aumentar hasta el año 2027. En 2019, el tamaño del mercado global de servicios de turbinas de gas se valoró en 4 BUSD, y se prevé que registre un crecimiento anual compuesto del 9.8 % entre 2020 y 2027, GVR. (2019). El caso de la prospección de mercado de las turbinas de gas en EUA, es una muestra del impulso que tendrán las turbinas de gas dentro de la industria energética en los próximos años.

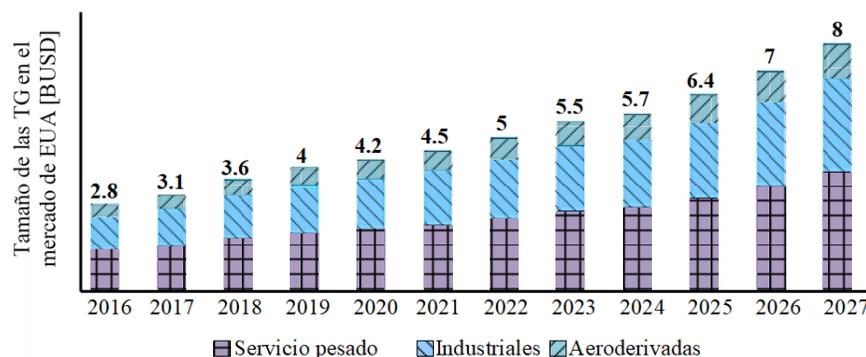


Figura I.4 Tamaño del mercado de servicios de turbinas de gas, por tipo de turbina, 2016 a 2027. Fuente: GVR. (2019).

Como se puede observar, las turbinas de gas tendrán presencia en el mercado global durante bastante tiempo; por lo que, es necesario mejorarlas y adaptarlas respecto a las necesidades y retos que se presenten en la industria de la energía. Una de estas adaptaciones es sustituir el *GN* por hidrógeno como combustible, brindando la ventaja de desaparecer completamente las emisiones de  $CO_2$  generadas sin tener que cambiar la infraestructura existente, Piñera. (2022). Esta es una de las soluciones posibles para adaptar la tecnología de las turbinas de gas a los retos ambientales actuales, dando muestra de la versatilidad de las mismas y de su potencial para permanecer en la industria de la generación de energía.

## Clasificación de las turbinas de gas

Los tipos de turbinas de gas que operan actualmente tienen diferentes configuraciones, así que, es pertinente clasificarlas por sus distintas características, como se enlista a continuación:

**Turbinas de gas aeroderivadas**, provienen del diseño de las turbinas de la industria aeronáutica, con diferencia que las aeroderivadas se adaptan a la producción de energía eléctrica en plantas industriales. Por originarse de diseños destinados a la aviación, sus principales características son su diseño compacto y su bajo peso; estas características hacen que las turbinas de gas aeroderivadas tengan una mayor relación de potencia respecto a su propio peso y en consecuencia sean más eficientes; otra ventaja es que son más simples de instalar, arrancan en menor tiempo, tienen un buen desempeño con cargas parciales y las operaciones de mantenimiento son más sencillas; sin embargo, presentan la desventaja que, por su menor peso es más difícil de detectar las vibraciones ante fallos en su funcionamiento. Al ser menos robustas, las turbinas de gas aeroderivadas son más susceptibles a tener problemas operativos, especialmente por variaciones en temperatura de la flama, regularmente provocadas por variaciones en la calidad del combustible, que deben ser mejor controladas en comparación con las máquinas más robustas, Razak. (2007), Vyncke-Wilson. (2013), Trejo. (2018).

**Turbinas de gas industriales**, han evolucionado en función de las necesidades de la industria de la generación de energía, son turbinas de gran potencia, que operan a carga máxima sin paradas ni arranques continuos y su mantenimiento es in situ (debido a su tamaño y peso), ( $\dot{W}_{out} < 75$  MW).

**Turbinas de gas de servicio pesado**, son turbinas de gran tamaño ( $\dot{W}_{out} > 75$  MW), diseñadas para servir en grandes centrales eléctricas de ciclo simple o combinado, adecuadas para operar a carga máxima, intermedia o base, y para aplicaciones de cogeneración. Puede quemar una variedad de combustibles, desde gas natural hasta residuos líquidos pesados. Las generaciones de turbinas de gas de servicio pesado se denotan en las clases D/E, F y G/H/J.

Clases D y E - Su capacidad generalmente está en el rango de 75 a 100 MW, y se caracterizan por ser confiables para aplicaciones en las que, no se requiere una alta eficiencia y donde el combustible es barato o de baja calidad.

Clase F - Están en el rango de 150 a 250 MW y están diseñadas principalmente para aplicaciones de centrales eléctricas de ciclo combinado.

Clases G, H y J - Pertenecen a la más reciente generación de unidades instaladas desde hace un par de décadas, éstas generan potencias mayores a los 250 MW y en ciclos combinados alcanzan eficiencias mayores al 62%.

La Figura I.5 muestra la variación del trabajo específico para la generación de una potencia dada en distintas familias de turbinas de gas; la *TG GE-LMS100* es la turbina que produce el mayor trabajo específico de 479 kJ/kg, esto implica que, el flujo de aire requerido para generar una potencia dada es menor; debido a que, el flujo másico del aire requerido para producir una potencia dada, es igual a la relación entre la potencia generada y el trabajo específico producido. Para generar una potencia de 113.4 MW, el flujo másico de aire que requiere la *TG GE-LMS100* es un 35.714 y un 70.635%, menor que los flujos másicos de aire requeridos por las turbinas de gas de las clases F y E, respectivamente; en este caso se comparan las turbinas de gas de las clases E y F, con la *GE-LMS100*, dado que éstas tienen la capacidad de generar 113.4 MW; se puede concluir que la ventaja de producir un mayor trabajo específico y de requerir un menor flujo másico de aire; provoca, que pueda ser menor en tamaño y peso.

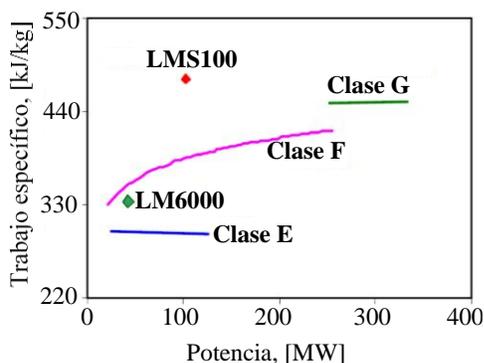


Figura I.5 Trabajo específico vs potencia en tecnologías actuales de turbinas gas. Fuente: Reale. (2004).

En la Figura I.6 se muestran algunos de los modelos de las turbinas gas que son tecnologías líderes en la industria, así como sus respectivas potencias, para el año 2021, Baker Hughes. (2021). Entre las turbinas de gas aeroderivadas que son líderes en el mercado, el modelo *GE LMS100 PB+* es el que genera la mayor potencia con 110 MW. Entre las tecnologías líderes, se encuentran las turbinas de gas de tipo Frame, que cuentan con estructuras que transfieren toda la carga del motor de turbina de gas a los soportes. La turbina de gas de servicio pesado *GE Frame 9* genera la mayor potencia con 132 MW y la turbina de gas industrial *GE Frame 5/1PA* genera la menor potencia con 26.6 MW. Por parte de las turbinas de gas industriales que son tecnologías líderes en la industria, la turbina *GE NovaLT16-2* genera la mayor potencia con 17.5 MW.

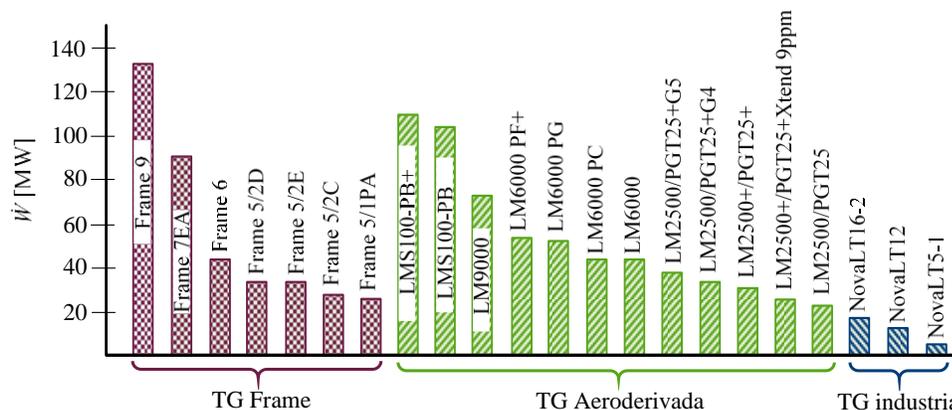


Figura I.6 Tecnologías líderes en la industria de turbinas de gas. Fuente: Baker Hughes. (2021).

Se puede concluir que uno de los modelos de turbina de gas más destacables, es la turbina de gas moderna y aeroderivada Land Marine Supercharged de 100 MW (*LMS100*) de la empresa General Electric (*GE*). El modelo tiene dos configuraciones; la *LMS100 PA* que utiliza inyección de agua para el control de  $\text{NO}_x$  y la *LMS100 PB* que utiliza combustores secos de bajo  $\text{NO}_x$ .

## Evolución de las turbinas de gas y tecnología de enfriamiento intermedio

La evolución de las turbinas de gas a través de los años ha sido paralela a los incrementos de dos parámetros: la relación de presiones del compresor y la temperatura de entrada a la turbina, porque su incremento es clave para lograr el aumento de su eficiencia térmica.

En la Figura I.7 se ilustra la evolución de la relación de presiones en los compresores axiales, de las turbinas de gas industriales y de aviación. La relación de presiones incrementó de manera semejante en los sectores industriales y de aviación a partir de los años 50; hasta finales de los 60, cuando el sector de aviación comenzó a tener mayores incrementos en comparación con el sector industrial; en los años 70, los sectores de aviación e industrial alcanzaron relaciones de presiones de 17:1 y 15:1 respectivamente. Entre los años 70 y 80 se tuvo la mayor brecha entre ambos sectores, manteniéndose una relación de presiones casi constante en el sector industrial y en el sector de la aviación se alcanzó una relación de presiones de 25:1. Posterior a los años 80, la brecha entre los sectores de aviación e industrial comenzó a reducirse con el transcurso de los años, y posterior al año 2000 ambos sectores alcanzaron relaciones de presiones superiores a 30:1, Paredes. (2017), Boyce. (2012).

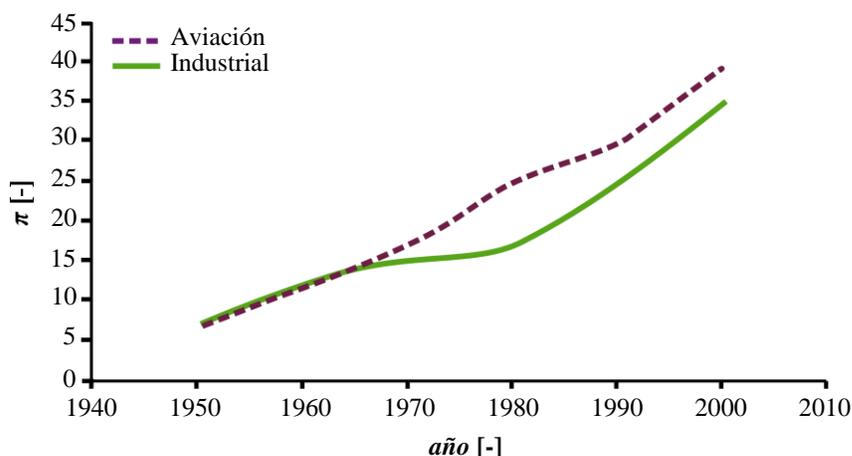


Figura I.7 Evolución de la relación de presiones de los compresores axiales. Fuente: Boyce. (2012)

En la Figura I.8 se ilustra el incremento de la *TET* en las turbinas de gas industriales y de aviación. De los años 50 hasta los 80, la temperatura de entrada a la turbina incrementó de 700 °C a 1000 °C, para el sector industrial; y de 800 °C a 1200 °C, para el sector de la aviación. De inicios de los 80 a finales de la misma década, el sector industrial dejó de tener incrementos y en la aviación se alcanzaron aproximadamente los 1300 °C. Posterior a los 90, ambos sectores tuvieron incrementos considerables, teniendo temperaturas próximas a 1400 °C para el año 2000, Boyce. (2012).

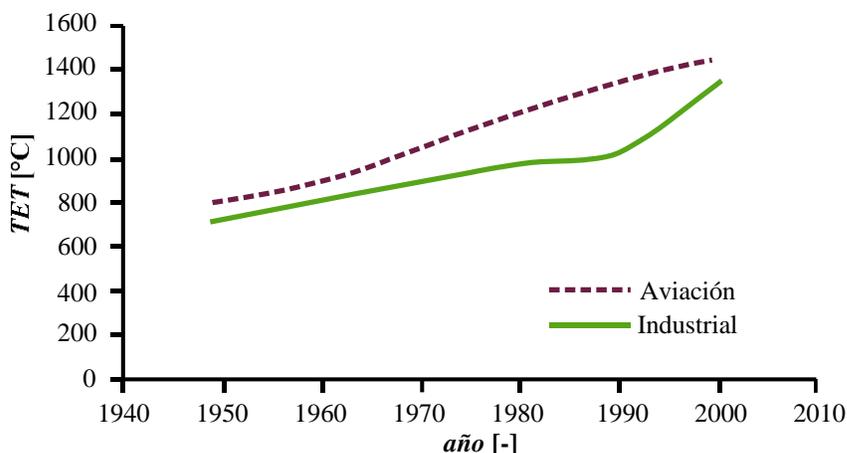


Figura I.8 Evolución de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: Boyce. (2012).

La Figura I.9 muestra la evolución de las tecnologías de turbinas de gas en función del aumento en su eficiencia, cuando se incrementa la  $TET$ . Las generaciones de turbinas de gas de servicio pesado en sí mismas son evidencia del impacto que tiene el incremento de la  $TET$  en la evolución de la tecnología de turbinas de gas y el incremento en su eficiencia térmica. Las turbinas de gas de servicio pesado de la clase  $D$  tienen la menor  $TET$ , de aproximadamente  $1260\text{ }^{\circ}\text{C}$  y en consecuencia tienen eficiencias térmicas aproximadas al  $34.9\%$ . Las turbinas de gas de la clase  $F$  tienen incrementos de alrededor de  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$  en su  $TET$  respecto a las de la clase  $D$ , consiguiendo un aumento del  $6.017\%$  en la eficiencia térmica. Las turbinas de gas de la clase  $J$  operan con la mayor  $TET$ , de alrededor de  $1600\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y la mayor eficiencia térmica de aproximadamente  $42.1\%$ , que en comparación con las eficiencias térmicas de las clases  $D$ ,  $F$ ,  $G$  y  $J$  es mayor un  $7.126\%$ ,  $12.114\%$  y  $17.102\%$ , respectivamente. La evolución en la tecnología de las turbinas de gas de servicio pesado es un ejemplo de cómo el desarrollo de las turbinas de gas se ha dado en función del incremento en su  $TET$ .

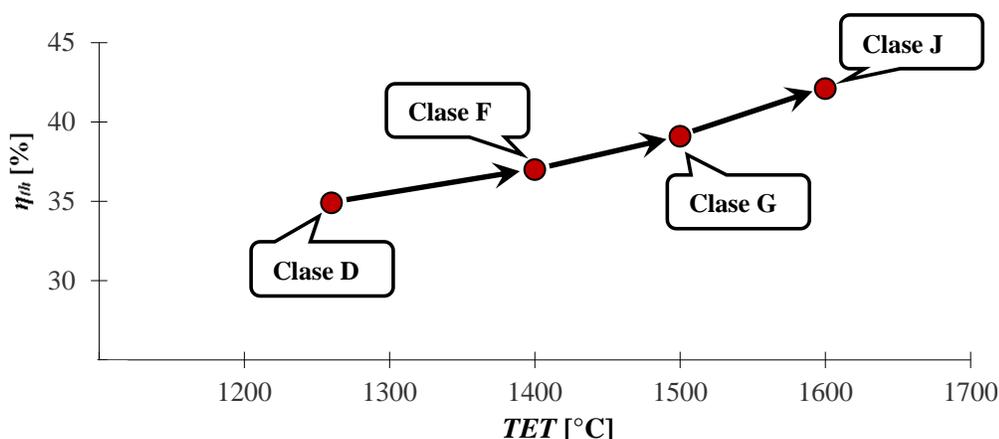


Figura I.9 Evolución de las turbinas de servicio pesado en función al incremento de la temperatura de entrada a la turbina. Fuente: Maekawa. (2011), Yuri et al. (2013).

### Compresión con enfriamiento intermedio

Los avances de las turbinas de gas en función de los parámetros,  $TET$  y  $\pi$ , tienen como desventaja que, sus incrementos implican un mayor suministro de energía, mayor calor suministrado para incrementar la  $TET$  y mayor trabajo suministrado al compresor cuando se incrementa la relación de

presiones. El incremento de la *TET* también se limita a los avances en la tecnología de enfriamiento y a la ciencia de los materiales en los álabes de la primera etapa de la turbina, Horlock et al. (2001), Wilcock et al. (2002). Considerando que, la eficiencia energética y el ahorro en el consumo de recursos energéticos es prioridad para los sistemas de generación actuales, se opta por buscar otras alternativas y una de éstas, es la implementación de enfriamiento intermedio en las etapas de compresión, a fin de incrementar la eficiencia del ciclo, sin tener que, aumentar aún más la *TET*, Canière et al. (2006, a), Young & Wilcock. (2002).

La compresión con enfriamiento intermedio en las turbinas de gas, empieza con la compresión del aire en un primer compresor de baja presión, luego pasa a través de un enfriador intermedio, donde se enfría a presión constante hasta alcanzar su temperatura inicial y finalmente se vuelve a comprimir en un compresor de alta presión. El propósito del enfriador intermedio es disminuir del trabajo compresión requerido para una relación de presiones dada, lo que resulta en un aumento de la producción neta de trabajo. Actualmente, la turbina de gas más moderna en el mercado de las turbinas de gas aeroderivadas que utiliza esta tecnología, es la *TG GE-LMS100*.

### **Análisis termodinámicos y de costos exergéticos, en las turbinas de gas aeroderivadas**

Previamente se presentaron algunos de los aspectos y características principales de las turbinas de gas, así como su evolución a través de los años y se compararon algunos de los modelos más destacables dentro de la industria. Es importante aplicar los estudios y principios de la Termodinámica y la Economía para el diseño y generación de nuevas tecnologías, pero también, para analizar y mejorar las tecnologías actuales; con el propósito de disminuir las emisiones contaminantes y los costos económicos asociados a la generación de potencia en las turbinas de gas. De entre los modelos de turbina de gas mencionados previamente, uno de los más destacables es la turbina de gas de tipo aeroderivada *GE-LMS100* y; por lo tanto, se selecciona para su evaluación energética, exergética y de costos exergéticos.

### **Turbina de gas aeroderivada GE-LMS 100**

Como caso de estudio se realiza un análisis de costos exergéticos a la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS100*, por ser la más reciente del mercado y ser la única turbina de su clase que implementa la tecnología de enfriamiento intermedio entre sus etapas de compresión. Su construcción incluye un supernúcleo modular compuesto por el compresor de alta presión, un bastidor trasero del compresor, las turbinas de alta presión y presión intermedia, dicha configuración modular permite hacer cambios en menos de cuatro días mejorando la disponibilidad de la planta.

En 1992 se concibió el programa de generación flexible *TG GE-LMS100* con enfriamiento intermedio y en 2005 se anunció el mismo. Las primeras pruebas se realizaron entre los años 2003 y 2004, su desempeño mecánico y térmico se validó con más de 60 horas de prueba. De las pruebas de desempeño a condiciones *ISO* (15 °C, 1.01325 bar, 60% de humedad relativa y sin pérdidas de presión) con gas natural como combustible, se encontró que la tecnología de enfriamiento intermedio le proporciona la capacidad de arranque rápido en 8 minutos a plena carga, reduce su trabajo de compresión un 30 % y permite una relación de presiones total de 42:1.

El primer motor *LMS100* entró en operación comercial en julio de 2006, Rayome. (2009) y la segunda unidad en 2008 en Groton Generation Station, ambas en Dakota del Sur (EE. UU.). Debido a los resultados y desempeño de las unidades instaladas se ha desencadenado una gran aceptación en la industria. Hoy en día, se tienen unidades instaladas, como es el caso de la central térmica de Dzhubga en la región de Krasnodar (Rusia), donde se instalaron dos unidades de *TG LMS100 PB*, Ol'khovskii. (2016). La turbina tiene aplicaciones en generación de energía eléctrica y ciclos combinados, Baker Hughes. (2021).

La Figura I.10 muestra el diagrama esquemático de la turbina, éste se basa en la ficha técnica de general electric, Reale. (2004), Ramos. (2017). En la *TG GE-LMS100*, el aire del medio ambiente entra al compresor de baja presión “*CBP*” de 6 etapas de compresión, a las condiciones de presión y temperatura  $P_1$  y  $T_1$ , respectivamente; durante el proceso de compresión de baja presión, su presión se eleva hasta la presión de descarga  $P_2$ , aumentando también su temperatura y densidad. El aire que sale del *CBP*, circula a través del enfriador “*EN*”, donde se enfría a presión constante hasta la temperatura ambiente  $T_1$ . El aire que sale del *EN*, se vuelve a comprimir en un compresor de alta presión “*CAP*” de 14 etapas de compresión, elevando su presión hasta la presión de descarga  $P_4$ , aumentando su temperatura y densidad hasta las condiciones de admisión de la cámara de combustión “*CC*”, donde se mezcla con una cantidad específica de combustible para que se dé la combustión y se incremente la temperatura hasta la temperatura de entrada a la turbina  $T_5$ . Los gases de combustión entran a una turbina de alta presión “*TAP*” de 2 etapas de expansión, donde se expanden disminuyendo su presión, temperatura y densidad generando la potencia que se suministra al *CAP*; posteriormente, los gases de combustión se expanden en la turbina de presión intermedia “*TPI*” de 2 etapas de expansión, generando la potencia que se suministra al *CBP*; y por último, los gases se expanden en una turbina de potencia “*TP*” de 5 etapas de expansión, generando la potencia mecánica que se transmite a un generador eléctrico “*GE*”, ya que el propósito de la turbina es la producción de energía eléctrica.

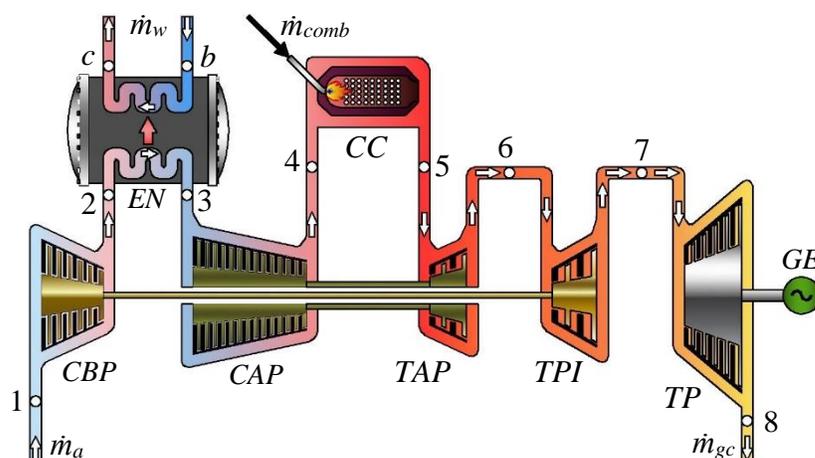


Figura I.10 Turbina de gas aeroderivada GE-LMS100. Fuente:Reale. (2004).

Una vez presentadas las características principales de la *TG GE-LMS100*, el siguiente paso es evaluar su desempeño mediante el desarrollo y aplicación de las metodologías energética, exergética y de costos exergéticos.

# Justificación

Los análisis de costos exergéticos son parte fundamental del diagnóstico termoeconómico de los sistemas de turbina de gas y son necesarios en el avance hacia el desarrollo sustentable, puesto que una reducción de los costos exergéticos en los sistemas de turbina de gas, implica simultáneamente una disminución del consumo de recursos naturales y de la contaminación ambiental generada. Es de gran importancia estudiar a las turbinas de gas de última generación, dado que éstas cuentan con la tecnología de vanguardia, que se estará utilizando en los años venideros y se debe garantizar su buen desempeño para que sean amigables con el medio ambiente.

Con el método exergético se identifican las áreas de mejora en el desempeño de la turbina de gas a partir de ubicar la magnitud y naturaleza de las irreversibilidades de los componentes. El propósito del análisis exergético y de los análisis derivados de éste, es aprovechar las áreas de mejora al conseguir la mínima generación de irreversibilidades; sin embargo, no todas las irreversibilidades se pueden evitar, ya que, existen irreversibilidades intrínsecas e inherentes a la naturaleza misma de los procesos. El estudio del recalentamiento por fricción, complementa al análisis exergético, por ende en éste se indica cómo se puede aprovechar la irreversibilidad inevitable debida a la fricción; si bien ésta no es una irreversibilidad posible de evitar en los procesos de expansión, ésta se puede aprovechar agregando etapas de expansión posteriores. En las turbinas de gas aeroderivadas, este análisis es aplicable por su configuración que consta de varias etapas de expansión y gracias a que, por su configuración aprovechan el calor de recalentamiento por fricción disipado, se vuelven más eficientes en comparación con turbinas que operan con la misma relación de presiones; el aprovechamiento del calor de recalentamiento se mide con el factor de recalentamiento, que puede servir como un indicador que ayuda a corroborar el porqué de la alta eficiencia de las turbinas de gas aeroderivadas. El análisis de costos exergéticos ayuda a determinar lo que cuesta conseguir el producto final de la turbina de gas, dicho costo tiene un impacto ambiental y económico. El análisis paramétrico de costos exergéticos ayuda a visualizar cómo afecta el encadenamiento y el cambio de un parámetro operativo de un elemento en los demás equipos.

Ésto conduce a la aplicación de los estudios energéticos, exergéticos, del recalentamiento por fricción y de los costos exergéticos y exergoeconómicos, en la evaluación del desempeño de la *TG GE-LMS100*. El interés sobre esta turbina surge de sus características únicas, que la convierten en una de las turbinas de gas de ciclo simple más eficientes en la actualidad, entre estas características, la principal es su configuración singular de ser una turbina de gas aeroderivada de tres flechas y ser la única de su clase en implementar la tecnología de enfriamiento intermedio entre sus etapas de compresión, además de ser una turbina de gas de última generación; sin embargo, estas metodologías se pueden aplicar en la evaluación del desempeño de cualquier turbina de gas.

# Antecedentes del análisis de costos exergéticos

Kotas (1985) desarrolla un modo de análisis conocido como el método exergético, que combina las restricciones de la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica, para optimizar el uso de los recursos energéticos en plantas térmicas. El método se basa en la evaluación de las irreversibilidades, por lo tanto, se le considera como un análisis de Segunda Ley o análisis de disponibilidad, y es aplicable en los sistemas de generación de energía, refrigeración, procesos criogénicos, destilación y procesos químicos. El método exergético permite determinar los indicadores de desempeño de primera y segunda ley, así como, las irreversibilidades internas y externas, las componentes de la exergía, los balances de costos exergoeconómicos, etc., de sistemas térmicos que operan en condiciones de flujo estable y que tienen un producto exergético constante.

Lozano & Valero (1993) presentan las bases teóricas del ahorro energético mediante aplicaciones de la teoría del costo exergético, en el que formulan principios que permiten la descripción del proceso de formación de costos, la evaluación de la eficiencia en los sistemas productivos mediante el uso del concepto de exergía y definen que el residuo corresponde a la exergía de los gases de escape que se pierde en el medio ambiente. También determinan los costos exergéticos, con los que se evalúan los costos monetarios de los flujos internos y productos de plantas complejas, y además definen al costo exergético de un producto, como la combinación de dos contribuciones: el costo monetario del recurso exergético necesario para producir ese producto y la segunda contempla los demás costos del proceso productivo asociados a su realización (capital, mantenimiento etc.).

Bejan et al. (1995) abordan la metodología del análisis económico y termoeconómico, en la que consideraron a la Termoeconomía como una herramienta para la minimización de costos, auxiliada por la exergía. Consideraron que, para la finalización exitosa de un proyecto de diseño térmico, se requieren tomar en cuenta a los costos exergéticos y económicos, puesto que, la selección de una opción de diseño de un sistema térmico depende del costo de su producto final. Mediante el balance de costos exergéticos a sistemas que operan en estado estacionario, determinan que el flujo total del costo real de la generación de los productos es igual al flujo del costo del combustible más los flujos de costos asociados a la inversión de capital, operación y mantenimiento, que se relacionan a las distintas corrientes exergéticas que interactúan en el sistema, ya que, la exergía se usa como base para la asignación de costos en los sistemas térmicos.

Torres & Valero (2000) desarrollan la teoría del costo exergético, a partir de los principios de la Segunda Ley y el concepto de exergía, para asignar valores al costo de consumir recursos naturales para la producción de productos útiles. Como caso de estudio analizan un sistema de turbina de gas con caldera de recuperación de calor, partiendo de la elaboración de su estructura productiva, ésta se basa en su diagrama físico, posteriormente formulan un sistema de ecuaciones, a partir de la aplicación de tres proposiciones o reglas de asignación de costos sobre los componentes de la estructura productiva, con lo que se forma un arreglo matricial, que al resolverse da como resultado a los costos exergéticos unitarios.

Ellos consideran que las corrientes exergéticas que salen de un sistema pueden ser tratadas como pérdidas, residuos o subproductos.

Tsatsaronis & Morosuk (2012) establecen que, para desarrollar, evaluar y mejorar un sistema de conversión de energía se requiere profundizar en el análisis de exergético, hasta llegar al análisis exergético avanzado, en el que se hace uso de los resultados obtenidos por el análisis exergético, al relacionar las interacciones entre las componentes del sistema, por medio de la diferenciación de las irreversibilidades internas, externas, evitables e inevitables. El propósito del análisis exergético avanzado es centrar los estudios en las ineficiencias termodinámicas que se pueden evitar; concluyendo que, con este enfoque se identifica el potencial de mejora de cada componente del sistema y se establecen las prioridades que se deben modificar en el diseño de los mismos.

Por consiguiente, la aplicación de los análisis exergéticos y de costos exergéticos a turbinas de gas es una herramienta útil en la evaluación de su desempeño y para identificar sus potenciales de mejora, con el fin de garantizar el uso óptimo de los recursos y disminuir la contaminación generada por plantas de conversión de energía. Trabajos anteriores han realizado estudios a distintos sistemas de turbina de gas, como es el caso del trabajo de Ebadi & Gorji-Bandpy (2005), que realizaron un análisis exergético para una central eléctrica de turbina de gas de 116 MW y aplicaron balances exergéticos a los componentes del sistema, obteniendo las corrientes exergéticas de los flujos de materia, que descomponen en sus componentes térmica, mecánica y química. Encontraron que, el 60.97% de la exergía total de entrada se destruye y encontraron que el aumento de la *TET*, provocó un ligero incremento de la eficiencia exergética de la turbina, un gran aumento de la eficiencia exergética de la cámara de combustión, una ligera disminución de la eficiencia exergética del precalentador y no provocó cambios en la eficiencia exergética del compresor de aire. Finalmente, encontraron que, el aumento de la eficiencia exergética de los equipos debida al aumento de la *TET* iba acompañada de la disminución de la irreversibilidad en los mismos y viceversa.

Torres-González et al. (2016) realizan un análisis energético, exergoeconómico, ambiental y de toxicidad a la turbina de gas simple M501F3, a partir de la influencia de la variación de la relación de presiones del compresor y de la temperatura de entrada a la turbina en los parámetros de operación energéticos, tales como la eficiencia térmica, flujos de aire y combustible y el trabajo específico; los parámetros exergoeconómicos de eficiencia exergética y costos de operación exergoeconómicos; y los parámetros ambientales de calentamiento global, formación de esmog e índices de lluvia ácida. Con el objetivo de proporcionar una herramienta de diagnóstico integral y sistemática, para proponer posibles acciones de operación y mantenimiento que mejoren los índices de toxicidad exergoeconómica y ambiental de la turbina de gas. Determinan que sin importar la variación en los precios del gas natural, el compresor, cámara de combustión y la turbina contribuyen en un 18.96%, 53.02% y 28%, respectivamente, a los costos exergoeconómicos de operación de la turbina de gas.

Lugo et al. (2020) aplican la Termoeconomía simbólica para evaluar el impacto de la formación de residuos en el costo del producto del motor turbofán GE90-115B y determinan el efecto del malfuncionamiento de los componentes en el consumo de combustible, para diagnosticar anomalías. Determinan que el costo exergoeconómico total de la turbina fue de 26,754.28USD/h; del costo total un 61.04% se atribuye al recurso externo; el 0.14% y el 33.07% al calor residual disipado por el bypass y el

motor central, respectivamente; el 3.28% a la exergía química de los gases de escape; y el 2.47% a los costos de capital y operación. Con el análisis de malfuncionamiento determinan que, una reducción del 1% en la eficiencia de compresión isoentrópica reduce la exergía cinética total en 0.77 MW, provoca un aumento del consumo de combustible de 0.49 MW y genera un flujo de irreversibilidad y un residuo de 0.80 y 0.45 MW, respectivamente.

Musharavati et al. (2021) proponen una configuración modificada del sistema previamente sugerido por Mohammadi et al. (2017); se trata de un sistema de turbina de gas con enfriador intermedio propuesto para mejorar la eficiencia térmica, el desempeño económico y conseguir una producción más limpia. En su estudio realizan un análisis exergoeconómico para evaluar los precios en el sistema propuesto, y obtener los costos exergéticos unitarios a través de un balance de costos para cada componente, con base en la metodología de Bejan et al. (1995), en su balance consideran el costo del combustible, el costo específico de compra de equipos, y el costo específico de operación y mantenimiento; posteriormente, a través de la variación de tres parámetros, eficiencia energética, flujo de destrucción de exergía y el flujo de costo de electricidad. Obtienen tres puntos óptimos posibles, A, B y TOPSIS, para la solución final del problema de optimización; el punto A tiene el flujo del costo termoeconómico de electricidad más bajo con 48.19 \$/h, a pesar, de tener la mayor generación de flujo de irreversibilidades y la eficiencia energética más baja; el punto B es el de la mayor eficiencia energética y la menor generación de flujo de irreversibilidades, mientras que, tiene el mayor flujo del costo termoeconómico de electricidad; y mediante la técnica de orden de preferencia por similitud a la solución ideal (TOPSIS) encuentran el punto en el que la eficiencia energética, el flujo de irreversibilidad total y el flujo del costo termoeconómico de electricidad del sistema son del 53.91%, 2,392.01 kW y 52.29 \$/hora, respectivamente.

Zhong et al. (2022) plantean un sistema que integra aire comprimido y almacenamiento de energía termoquímica, a partir de una turbina de gas de celda de combustible de óxido sólido; en donde, se recupera el calor de la compresión para impulsar la descomposición termoquímica del metanol; se mejora el almacenamiento híbrido de energías físicas y químicas; y finalmente se convierte de manera eficiente, a la energía almacenada en potencia, a partir de la utilización en cascada de la energía, mejorando significativamente la eficiencia exergética total del sistema. Determinan que, a medida que aumenta la proporción de metanol en el aire, aumenta la eficiencia exergética total, y la eficiencia energética total. Analizan el sistema con una optimización multiobjetivo, para obtener el mayor equilibrio entre el desempeño termodinámico y económico, logrando una eficiencia exergética del 65.89 % y obteniendo un costo nivelado de energía de 126.48\$/MWh. En condiciones óptimas, el sistema puede producir 7.22 MWh de energía y 2.37 MWh de calefacción, con una eficiencia de conversión de metanol y una eficiencia energética total del 96.45 y 89.76%, respectivamente.

Jiang et al. (2023) plantean un sistema de utilización escalonada de calor residual, que integra un ciclo Brayton de dióxido de carbono supercrítico “sCO<sub>2</sub>”, de calentamiento parcial y un ciclo de refrigeración de eyector impulsado térmicamente para mejorar el desempeño de la turbina de gas aeroderivada LM2500+, donde el calor de los gases de escape de la turbina de gas se aprovecha en el ciclo de potencia de sCO<sub>2</sub>. Finalmente, el calor de los gases de escape se utiliza en cascada por el ciclo de refrigeración del eyector que utiliza mezclas zeotrópicas (R245fa/R1234ze) como fluido de trabajo. Desarrollan modelos de energía, exergía y económicos a partir de los cuales encuentran que, el sistema propuesto puede mejorar la eficiencia

térmica y exergética en un 28.23% y un 2.65% en comparación con el ciclo único de sCO<sub>2</sub>. Determinan que el costo de exergía nivelado del sistema propuesto no es mayor a 0.076 \$/kWh, proporcionando referencias teóricas para el desarrollo del sistema combinado de turbina de gas en la práctica.

En este trabajo se estudia el desempeño de la turbina de gas aeroderivada LMS100, a partir del desarrollo y aplicación de la metodología energética, exergética, de costos exergéticos y de costos exergoeconómicos, con base en las metodologías propuestas por Kotas (1985) y Torres & Valero (2000).

# Capítulo 1 – Pregunta de investigación y objetivos

## Pregunta de investigación

¿Se puede establecer la condición de operación donde se obtenga el mejor desempeño de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100, mediante el estudio de costos exergoeconómicos?

### 1.1 Objetivo general.

Desarrollar la metodología de costos exergoeconómicos, para la evaluación del desempeño de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.

#### 1.1.1 Objetivos particulares.

- Establecer la mejor condición de operación para el desempeño del sistema TG GE-LMS100; entre las condiciones de operación de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima; a través del estudio paramétrico de indicadores energéticos.
- Analizar al sistema *TG GE-LMS100* y sus equipos, mediante la aplicación del método exergético; para elaborar los diagramas de Grassmann, analizar al residuo y determinar las eficiencias exergéticas y racionales.
- Definir el tratamiento más adecuado para la asignación del costo exergético de las corrientes, comparando dos casos; en el caso 1, no se considera la exergía del subproducto y del residuo, dado que se tratan como pérdidas y; en el caso 2, si se contempla la exergía del residuo y del subproducto.
- Comparar la cantidad del calor de recalentamiento que se aprovecha y disipa en los procesos de compresión y expansión, y la variación en los flujos de costos exergoeconómicos del sistema *TG*, cuando disminuye la calidad de un parámetro operativo de algún componente.
- Establecer la mejor condición de operación para el desempeño del sistema TG GE-LMS100 de generación de potencia; entre las condiciones de operación de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima; a través de los estudios paramétricos de indicadores energéticos y exergoeconómicos.

# Capítulo 2 – Análisis de primera ley de la termodinámica en la TG GE-LMS100

## 2. Análisis energético.

La termodinámica es la ciencia de la energía y sus transformaciones, todo análisis de la termodinámica moderna parte de realizar un análisis de primera ley, enfocado en las interacciones de trabajo y calor, siendo su propósito, el conseguir el trabajo máximo a partir de diversas fuentes.

En la actualidad, la industria de la energía hace uso de la termodinámica para garantizar que se consiga la máxima eficiencia y para disminuir la contaminación producida, sin afectar la potencia que sea deseada generar; un ejemplo del análisis energético aplicado a sistemas térmicos reales, es el estudio de turbinas de gas con enfriamiento intermedio en sus primeras etapas; donde, el análisis de termodinámico ayuda a concluir que, el enfriamiento intermedio permite que las turbinas tengan eficiencias térmicas mayores a altas relaciones de presiones, sin tener que incrementar su *TET*, Canière et al. (2006, a).

Con el análisis energético de la turbina de gas se determinan las propiedades del fluido de trabajo en cada estado termodinámico y de los indicadores de desempeño de primera ley. Finalmente, se concluye el estudio energético con un análisis paramétrico de parámetros energéticos, tales como la eficiencia térmica, flujos de combustible y de aire, y trabajo específico, en función de la variación de la temperatura ambiente y de la relación de presiones total.

### 2.1 Consideraciones y parámetros de diseño.

Para el estudio termodinámico de la turbina de gas, se parte de los modelos matemáticos basados en los principios conservativos fundamentales, en las suposiciones y aproximaciones que sirvan para modelar con precisión los fenómenos físicos reales.

- El sistema de turbina de gas opera en estado estable.
- No se consideran los cambios de energía cinética y potencial.
- Se considera a los flujos másicos de aire y de gases de combustión como gases perfectos ( $c_p$  constante).
- Los equipos que conforman a la TG se consideran como equipos adiabáticos.
- Sólo se consideran las interacciones de trabajo asociadas al trabajo de flecha.

En la Tabla 2.1 se presentan los parámetros de diseño de la TG GE-LMS100, de la ficha técnica, Reale. (2004).

Tabla 2.1 Parámetros de operación de la TG GE-LMS100. Fuente: Reale. (2004).

|                          |       |
|--------------------------|-------|
| $\dot{W}$ , [MW]         | 113.4 |
| $\pi$ , [-]              | 42    |
| $\dot{m}_{a,m}$ , [kg/s] | 209   |
| $TET$ , [°C]             | 1380  |

En la Tabla 2.2 se presentan los valores de las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas y las pérdidas de presión que se presentan en los procesos de filtración de aire, de enfriamiento, de combustión y de descarga, en la turbina de gas.

Tabla 2.2 Eficiencias y caídas de presión.

|                            |      |  |
|----------------------------|------|--|
| $\eta_{sic}$ , [-]         | 0.88 | Neumann & Peitsch. (2019)                |
| $\eta_{sit}$ , [-]         | 0.90 | Neumann & Peitsch. (2019)                |
| $\eta_m$ , [-]             | 0.98 | Liu & Sheng. (2012)                      |
| $(\Delta P/P)_f$ , [-]     | 0.04 | Igie. (2014), Al-Attar et al. (2009).    |
| $(\Delta P/P)_{CC}$ , [-]  | 0.05 | Canière. (2006, a), Stathopoulos. (2018) |
| $(\Delta P/P)_{EN}$ , [-]  | 0.06 | Neumann & Peitsch. (2019), Walsh. (2004) |
| $(\Delta P/P)_{des}$ , [-] | 0.01 | Canière. (2006, b), Guo. (2016)          |

## 2.2 Estado muerto o estado de completo equilibrio termodinámico.

El estado de completo equilibrio termodinámico hace referencia a que no se tienen gradientes o diferencias de presión, temperatura, composición química, energía potencial y cinética, entre el sistema y el medio ambiente. Esta naturaleza de equilibrio, hace que las condiciones del medio ambiente sean óptimas, para que se utilicen de referencia para evaluar el potencial de trabajo, ya que “ahí donde exista un gradiente de temperatura, se podrá obtener un trabajo”, Carnot. (2011).

## 2.3 Estado ambiental o estado restringido/cerrado.

El estado restringido o cerrado, es aquel en el que sólo los potenciales de presión y temperatura están en equilibrio, en el estado restringido, los potenciales químicos no alcanzan el equilibrio porque no hay interacciones de masa entre un sistema cerrado y el medio ambiente.

## 2.4 Estado de referencia.

Se puede elegir a cualquier estado como el estado de referencia, asignándole un valor cero a la energía interna o entalpía de una sustancia en dicho estado; puesto que, en termodinámica, lo que interesa son los cambios en la energía de un sistema durante un proceso, y no los valores de energía en los estados particulares, cuando los procesos implican reacciones químicas, la composición del sistema cambia, debido a esto, es pertinente asignar un estado de referencia común para todas las sustancias. En este caso se considera que, las condiciones del estado de referencia sean iguales a las del aire en la admisión al compresor de baja presión; por tratarse del aire que sale de los filtros de aire, a temperatura constante, pero disminuyendo su presión, respecto a la condición del aire del medio ambiente; por lo tanto, sus propiedades intensivas de presión y temperatura, lo convierten en el estado de menor energía. Las consideraciones y los modelos matemáticos para determinar las propiedades del estado uno o estado de referencia se establecerán en la sección 2.6.

## 2.5 Medio ambiente.

En termodinámica se define al concepto de medio ambiente como un cuerpo grande en estado de completo equilibrio termodinámico; el medio ambiente proporciona todos los recursos necesarios para la construcción y operación de cualquier sistema térmico o de ingeniería; por ende, es la fuente de cualquier recurso útil como los combustibles; gas natural, petróleo, etc., y por su tamaño extenso, el medio ambiente es el sumidero de los sistemas de ingeniería; por ejemplo, para ciclos abiertos, como el de las turbinas de las aeronaves, éstas extraen el flujo másico de aire directo del medio ambiente, para luego liberarlos al mismo como gases de escape a alta temperatura y composición química distinta, como este caso actualmente hay muchos más, grandes industrias vierten sus residuos de manera directa e indiscriminada al medio ambiente, sin antes darles un tratamiento previo, provocando daños a la salud de ecosistemas y alterando el estado de completo equilibrio termodinámico.

### 2.5.1 Interacción del medio ambiente con sistemas térmicos.

Los sistemas térmicos pueden interactuar con el medio ambiente de tres maneras distintas:

- Interacción térmica – Donde, el medio ambiente funciona como un depósito (fuente o sumidero) de energía térmica. La alta cantidad de materia del medio ambiente le proporciona una gran capacidad calorífica, en otras palabras, la capacidad de recibir o suministrar calor, con cualquier sistema sin que sufra cambios significativos en su temperatura.
- Interacción mecánica – En ésta interacción el medio ambiente funciona como depósito de trabajo inutilizable, que se asocia a los cambios de volumen que ocurren durante los procesos en consideración. Esta interacción sólo tiene relevancia para sistemas cerrados que, al sufrir algún cambio de volumen en el volumen de control, durante algún proceso de expansión,  $P_0\Delta V$ ; tienen una interacción de trabajo con el medio ambiente.
- Interacción química – En la interacción química, el medio ambiente funciona como sumidero de sustancias de composición química distinta. Esta interacción ocurre siempre que existan interacciones de materia entre el sistema y el medio ambiente.

### 2.5.2 Aire atmosférico.

Para realizar el estudio energético se considera que el aire del medio ambiente está a condiciones ISO con una presión y temperatura de  $P = 1.01325$  bar y  $T = 15$  °C, respectivamente; que son las condiciones a las que se realizaron las pruebas, con las que se obtuvieron los parámetros de operación y desempeño de la turbina; en este estudio se considera al aire seco, en el que se desprecia a la humedad relativa. La composición del aire atmosférico en base molar o volumétrica es de 20.9%  $O_2$ , 78.1%  $N_2$ , 0.9%  $Ar$  y pequeñas cantidades de  $CO_2$ ,  $He$ ,  $Ne$ ,  $CH_4$ ,  $Kr$  y  $H_2$ ; sin embargo, en este estudio el argón en el aire se trata como nitrógeno, como es común que se trate en los análisis de los procesos de combustión y los gases que existen en cantidades muy pequeñas se descartan; entonces, en este estudio se considera que la composición volumétrica de aire seco sea de 21%  $O_2$  y 79%  $N_2$ , Lugo-Leyte et al. (2010).

Por consiguiente, para cada mol de  $O_2$  que entra a la cámara de combustión entran  $0.79/0.21 = 3.76$  moles de  $N_2$ .



Las propiedades del combustible y de los gases de combustión se presentan en el anexo A.

## 2.6 Estados termodinámicos de la TG GE-LMS 100.

Para el análisis energético del sistema *TG GE-LMS100* se determinan cada uno de los estados termodinámicos que se muestran en el diagrama mostrado en la Figura I.10.

### Estado 1

Debido a la cantidad elevada de flujo másico de aire que requieren las turbinas de gas para generar una potencia dada, es necesario garantizar una buena calidad de éste, para evitar daños y bajo desempeño; por esta razón, el aire en el estado 1 ya ha pasado por una serie de filtros que mejoran su calidad; sin embargo, todo tiene un costo y los filtros de aire no son la excepción, cuando el aire circula por éstos, ocurren procesos irreversibles que se reflejan en pérdidas o caídas de presión que representan alrededor del 2 al 4%, Al-Attar et al. (2009), Igie. (2014), Marqués-Rodríguez. (2018).

La caída de presión debida a los filtros de aire, es la relación entre el cambio de presiones en el proceso de filtrado de aire y la presión del medio ambiente

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_f = \frac{P_0 - P_1}{P_0} \quad (2.2)$$

Por tanto, el aire es aspirado en el compresor de baja presión a una presión igual a la atmosférica menos la caída de presión en los filtros de aire

$$P_1 = P_0 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_f \right] \quad (2.3)$$

Cuando el aire pasa por los filtros, se considera como si circulara por un medio poroso y se modela como un proceso de estrangulamiento, en el que la entalpía permanece constante

$$h_1 = h_0 \quad (2.4)$$

En consecuencia de la igualdad establecida en la expresión (2.4) y contemplando que el aire se comporta como gas perfecto; en este caso se considera que la temperatura del aire atmosférico se mantiene constante y es igual a la temperatura de admisión en el compresor de baja presión

$$T_1 = T_0 \quad (2.5)$$

El volumen específico del aire y de los gases de combustión se expresa como

$$v_i = \frac{R_j T_i}{P_i} \quad (2.6)$$

La entalpía por unidad de masa del aire y de los gases de combustión es

$$h_i = h_0 + c_{p,j}(T_i - T_0) \quad (2.7)$$

La entropía por unidad de masa del aire y de los gases de combustión, se expresa como

$$s_i = s_0 + c_{p,j} \left[ \ln \left( \frac{T_i}{T_0} \right) - x_j \ln \left( \frac{P_i}{P_0} \right) \right] \quad (2.8)$$

El subíndice  $i$  indica al estado termodinámico de la propiedad; el subíndice  $j$  hace referencia al aire o gases de combustión; y  $x$  es la relación del índice adiabático,  $R/c_p = (\gamma-1)/\gamma$ .

### Estado 2

El estado 2 corresponde a las condiciones del aire en la descarga del compresor de baja presión se determina partiendo de que el compresor tiene como propósito elevar la presión del fluido de trabajo, lo que resulta en un incremento de temperatura y densidad del aire al final del proceso de compresión de baja presión.

La relación de presiones del compresor de baja presión es

$$\pi_{CBP} = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.9)$$

entonces la presión del aire a la descarga del compresor de baja presión es

$$P_2 = P_1 \pi_{CBP} \quad (2.10)$$

Sustituyendo la ecuación (2.3) en la ecuación (2.10), se obtiene la presión del aire en la descarga del compresor de baja presión, en función de las caídas de presión en los filtros de aire y de la presión del ambiente

$$P_2 = P_0 \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \pi_{CBP} \quad (2.11)$$

La temperatura;  $T_2$ , del aire al final de la compresión de baja presión es

$$T_2 = T_1 \left[ 1 + \frac{1}{\eta_{sic_{CBP}}} (\pi_{CBP}^{\gamma_a} - 1) \right] \quad (2.12)$$

### Estado 3

El estado 3 corresponde al aire que sale del enfriador. En el enfriador el aire disminuye su temperatura a presión constante,  $P_3 = P_2$ , (idealmente); sin embargo, en la práctica existe una caída de presión durante este proceso, aproximadamente de 5%, Neumann & Peitsch. (2019).

La caída de presión en el enfriador, es la siguiente

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{EN} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \quad (2.13)$$

entonces, la presión del aire a la salida del enfriador, se expresa como sigue

$$P_3 = P_2 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{EN} \right] \quad (2.14)$$

Sustituyendo la ecuación (2.11) en la ecuación (2.14), se determina la presión del aire en la salida de enfriador, en función de las caídas de presión en los filtros de aire, en el enfriador y de la presión del medio ambiente

$$P_3 = P_0 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_f \right] \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{EN} \right] \pi_{CBP} \quad (2.15)$$

En el *EN*, el aire se enfría desde la temperatura de descarga del *CBP* hasta la temperatura de admisión del compresor de baja presión; entonces, las temperaturas de admisión del *CBP* y del *CAP* son iguales

$$T_3 = T_1 \quad (2.16)$$

#### Estado 4

Las propiedades del aire en el estado 4 corresponden a las condiciones de presión y temperatura en la descarga del compresor de alta presión.

La relación de presiones del compresor de alta presión es

$$\pi_{CAP} = \frac{P_4}{P_3} \quad (2.17)$$

por consiguiente, la presión del aire del estado 4 se escribe como

$$P_4 = P_3 \pi_{CAP} \quad (2.18)$$

Sustituyendo la ecuación (2.15) en la ecuación (2.18), se determina la presión del aire en la descarga del compresor de alta presión, en función de las caídas de presión en los filtros de aire y en el enfriador, de la relación de presiones total y de la presión del medio ambiente

$$P_4 = P_0 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_f \right] \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{EN} \right] \pi \quad (2.19)$$

y la temperatura del aire a la descarga del compresor de alta presión  $T_4$  es

$$T_4 = T_3 \left[ 1 + \frac{1}{\eta_{sic_{CAP}}} (\pi_{CAP}^{x_a} - 1) \right] \quad (2.20)$$

### Estado 5

El estado 5 corresponde a los gases de combustión a la salida de la de la cámara de combustión. En la *CC* se inyecta combustible, y se mezcla con el aire que sale del *CAP*, para posteriormente iniciar el proceso de combustión. El proceso de combustión tiene como propósito aumentar la temperatura del aire que sale del *CAP*, una vez que finaliza el proceso de combustión, de la *CC* salen los productos de la combustión o gases de combustión a la temperatura de entrada a la turbina, *TET*. La temperatura que pueden alcanzar los gases de combustión se especifica en la Tabla 2.1, esta temperatura tiene como restricción la resistencia térmica de los materiales de los componentes de la *TAP*.

De manera ideal se considera a la combustión como un proceso de calentamiento a presión constante,  $P_5 = P_4$ . Sin embargo, el proceso de combustión es uno de los procesos más irreversibles, y algunas de estas irreversibilidades se manifiestan como caídas de presión a través de este proceso. Se considera que los productos de la combustión sufren una disminución de su presión de aproximadamente un 4%, Canière. (2006, a), Stathopoulos. (2018).

La caída de presión en la cámara de combustión, es la siguiente

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{CC} = \frac{P_4 - P_5}{P_4} \quad (2.21)$$

en consecuencia, la presión de los gases de combustión a la salida de la *CC* se expresa como

$$P_5 = P_4 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{CC} \right] \quad (2.22)$$

Sustituyendo la ecuación (2.19) en la ecuación (2.22), se determina la presión de los gases de combustión en la salida de la cámara de combustión, en función de las caídas de presión en los filtros de aire, del enfriador y en la cámara de combustión, de la relación de presiones total y de la presión del medio ambiente

$$P_5 = P_0 \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_f \right] \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{CC} \right] \pi \quad (2.23)$$

### Estado 6

El estado 6 que corresponde a los gases de escape de la turbina de alta presión, se determinan partiendo que, en la *TAP* se expanden los gases de escape para generar la potencia que se suministra al *CAP*, disminuyendo su presión, densidad y temperatura.

La temperatura  $T_6$  en función de los parámetros de compresión del compresor de alta presión, se determina al considerar que, la potencia generada por la *TAP* es igual a la potencia suministrada al *CAP*. Sin embargo, cuando la turbina de alta presión suministra la potencia al compresor, se presentan pérdidas mecánicas del eje que los acopla, éstas se consideran por medio de la eficiencia mecánica, con un valor de 98%, Liu. & Sheng. (2012).

La potencia de la turbina de alta presión se relaciona con la potencia del compresor de alta presión y la eficiencia mecánica a partir de la siguiente expresión

$$\dot{W}_{TAP} = \frac{\dot{W}_{CAP}}{\eta_m} \quad (2.24)$$

A partir de la relación entre las potencias del *CAP* y *TAP* se obtiene la expresión para determinar a la temperatura  $T_6$

$$T_6 = T_5 - \frac{c_{P,a}}{c_{P,gc}} \frac{T_3 (\pi_{CAP}^{x_a} - 1)}{(1 + rca) \eta_{sic_{CAP}} \eta_m} \quad (2.25)$$

por otra parte, la relación de presiones de la turbina de alta presión se expresa como

$$\pi_{TAP} = \frac{P_5}{P_6} \quad (2.26)$$

entonces, la presión de los gases de escape a la salida de la turbina de alta presión es

$$P_6 = \frac{P_5}{\pi_{TAP}} \quad (2.27)$$

Al sustituir la ecuación (2.23) en la ecuación (2.27), se obtiene la expresión de la presión de los gases de escape en la salida de la turbina de alta presión, en función de las caídas de presión en los filtros de aire, en el enfriador y en la cámara de combustión, la relación de presiones total y de la presión del ambiente

$$P_6 = \frac{P_0 \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{CC} \right] \pi}{\pi_{TAP}} \quad (2.28)$$

## Estado 7

El estado 7 corresponde a las condiciones de los gases de escape de la turbina de presión intermedia, que son los gases que alimentan a la turbina de potencia. En la *TPI* los gases de escape se expanden generando la potencia que se le suministra al *CBP*, disminuyendo su presión, densidad y temperatura; por lo tanto, la temperatura  $T_7$  de los gases de escape de la *TPI* se puede obtener a partir de la relación entre las potencias del *CBP* y la *TPI*, y de la eficiencia mecánica del 98%, Liu. & Sheng. (2012), debido al eje que los acopla.

La potencia de la turbina de presión intermedia se relaciona con la potencia del compresor de baja presión y la eficiencia mecánica a partir de la siguiente expresión

$$\dot{W}_{TPI} = \frac{\dot{W}_{CBP}}{\eta_m} \quad (2.29)$$

A partir de la relación entre las potencias del *CBP* y *TPI* se determina la expresión de la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de presión intermedia

$$T_7 = T_6 - \frac{c_{P,a}}{c_{P,gc}} \frac{T_1 (\pi_{CBP}^{x_a} - 1)}{(1 + rca) \eta_m \eta_{sic_{CBP}}} \quad (2.30)$$

La relación de presiones de la turbina de presión intermedia es

$$\pi_{TPI} = \frac{P_6}{P_7} \quad (2.31)$$

y la presión de los gases de escape de la turbina de presión intermedia es

$$P_7 = \frac{P_6}{\pi_{TPI}} \quad (2.32)$$

Al sustituir la ecuación (2.28) en la ecuación (2.32) se llega a la expresión de la presión de los gases de combustión en la salida de la turbina de presión intermedia, en función de las caídas de presión en los filtros de aire, en el enfriador y en la cámara de combustión, de la relación de presiones total, de la presión del medio ambiente y de las relaciones de presiones de la *TAP* y de la *TPI*

$$P_7 = \frac{P_0 \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{CC} \right] \pi}{\pi_{TAP} \pi_{TPI}} \quad (2.33)$$

## Estado 8

El estado 8 corresponde a los gases de escape de la turbina de potencia. En la turbina de potencia, los gases de escape se expanden para generar potencia de la turbina de gas aeroderivada y posteriormente se expulsan al medio ambiente.

De manera ideal se supone, que la presión de salida de los gases de escape es igual a la del medio ambiente  $P_8 = P_0$ . Sin embargo, los gases de escape son expulsados a una presión mayor que la del aire del medio ambiente  $P_8 > P_0$ , y se considera que este cambio de presión es aproximadamente de 1%, Canière. (2006, b), Guo. (2016).

Como la presión de los gases de escape es mayor que la presión del aire atmosférico, la caída de presión en la descarga de la turbina de potencia se expresa de la siguiente manera

$$\left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{des} = \frac{P_8 - P_0}{P_8} \quad (2.34)$$

Entonces, la presión de los gases de escape en la salida de la turbina de potencia se expresa como

$$P_8 = P_0 \left[ 1 + \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{des} \right] \quad (2.35)$$

La relación de presiones de la turbina de potencia es la relación entre la presión de entrada y la presión de salida

$$\pi_{TP} = \frac{P_7}{P_8} \quad (2.36)$$

Sustituyendo la ecuación (2.33) en la ecuación (2.36), se determina la expresión de la presión de los gases de combustión a la salida de la turbina de potencia, en función de las caídas de presión en los filtros de aire, en el enfriador, en la cámara de combustión y en la descarga, de la relación de presiones total, de la presión del medio ambiente, de la presión de los gases de escape de la turbina de presión intermedia y de las relaciones de presiones de la *TAP* y de la *TPI*

$$P_8 = \frac{P_7 \left[ 1 + \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{des} \right] \pi_{TAP} \pi_{TPI}}{\left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{CC} \right] \pi} \quad (2.37)$$

Al expandirse los gases de combustión en la *TP*, su temperatura disminuye de acuerdo con la siguiente relación

$$T_8 = T_7 \left[ 1 - \eta_{sit_{TP}} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TP}^{\gamma_{gc}}} \right) \right] \quad (2.38)$$

## 2.7 Parámetros de desempeño de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.

La *TG* opera en un ciclo abierto, y tiene interacciones de materia con el medio ambiente, por lo tanto, se determinan sus parámetros de desempeño al estudiarla como un sistema abierto o volumen de control. La manera de determinar los parámetros de desempeño es a través de balances de la primera ley de la termodinámica a cada equipo; para realizar los balances de la primera ley de la termodinámica, se parte por construir un diagrama esquemático que exhiba las interacciones de masa y energía.

En la Figura 2.1 se muestra a la turbina de gas cuando se analiza como un volumen de control “*VC*”. En las fronteras que delimitan al volumen de control respecto a su medio ambiente inmediato, se tienen las interacciones de masa como entradas y salidas de varios flujos másicos de materia, la interacción de flujos de calor con varios depósitos de energía térmica “*DET*”, interacciones de varios tipos de potencias, como la asociada al trabajo de flecha  $w_x$ , que es transmitida por un eje o flecha rotatoria, la asociada a un cambio de volumen en el volumen de control por la acción de la presión entre la superficie de control “*SC*”, que delimita al *VC* y el ambiente, no se consideran otras interacciones de potencia como la eléctrica, magnética, etc. Como interacción de flujo de calor, se considera el flujo de calor rechazado en el enfriador,  $Q_{EN}$ , que sale del enfriador a una temperatura promedio,  $\bar{T}_{a,EN}$ , entre los estados inicial y final del aire que disminuye su temperatura en el enfriador.

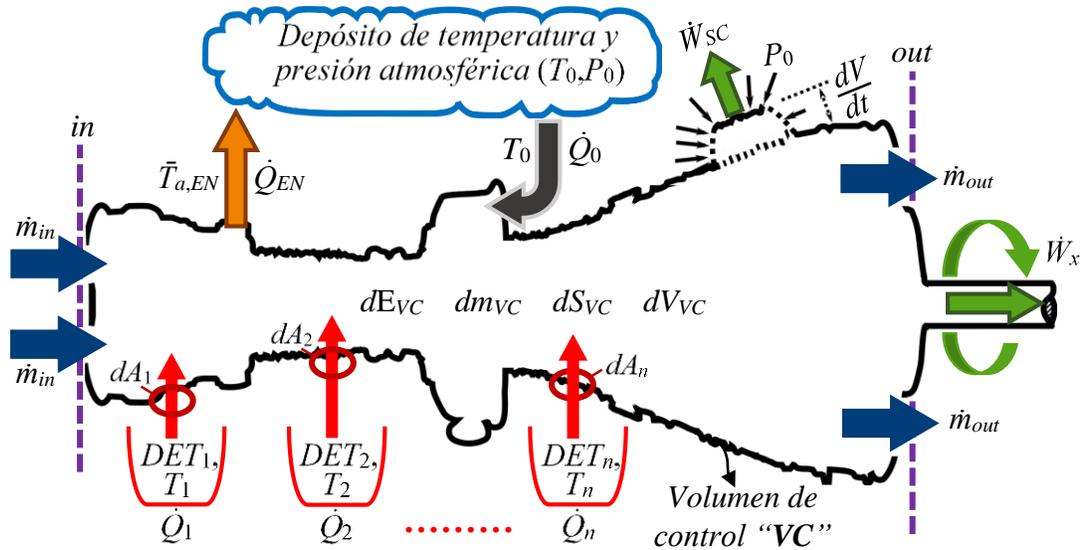


Figura 2.1 Interacción de masa y energía de un volumen de control.

El balance de primera ley se basa en el principio de conservación de la energía y para un volumen de control se realiza con base a la Figura 2.1 y se expresa de la siguiente manera

$$\sum_{r=0}^n \dot{Q}_r - \dot{W}_x - \dot{W}_{sc} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} c^2 + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} c^2 + gz \right) \quad (2.39)$$

Reescribiendo la ecuación (2.39) en función de la metalpía,  $h_T$ , que es la forma abreviada del grupo de términos  $h + c^2/2 + gz$ , se tiene

$$\dot{Q}_0 - \dot{Q}_{EN} + \sum_{r=1}^n \dot{Q}_r - \dot{W}_x - \dot{W}_{sc} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum_{in} \dot{m} h_T - \sum_{out} \dot{m} h_T \quad (2.40)$$

Bajo las consideraciones tomadas en la sección 2.1, que establecen que la TG opera en estado estable, que los equipos que la conforman son adiabáticos, que los flujos másicos de aire y gas que se modelan como gases perfectos, y que sólo se contemplan las interacciones de trabajo asociadas al trabajo de flecha, no se toman los cambios de energía cinética y potencial y tomando en cuenta, que toda la turbina se compone por paredes rígidas, entonces la potencia asociada al cambio de volumen en la superficie de control es igual a  $\dot{W}_{sc} = 0$ , por lo tanto, la ecuación (2.39) se reescribe como

$$\dot{Q}_0 - \dot{Q}_{EN} - \dot{W}_x = \sum_{in} \dot{m} h_T - \sum_{out} \dot{m} h_T \quad (2.41)$$

### Potencia suministrada al compresor de baja presión.

La potencia suministrada al compresor de baja presión en función de la eficiencia de compresión isoentrópica, del flujo de aire, de la temperatura ambiente y de la relación de presiones del CBP se expresa de la siguiente manera

$$\dot{W}_{CBP} = \dot{m}_a \frac{c_{p,a} T_0}{\eta_{sic_{CBP}}} (\pi_{CBP}^{x_a} - 1) \quad (2.42)$$

### Relación de presiones del compresor de baja presión.

Una manera de estimar el valor de la relación de presiones del compresor de baja presión es suponer que, el trabajo suministrado a los dos compresores sea igual,  $w_{CAP} = w_{CBP}$ , para que esto se satisfaga, se debe cumplir que las relaciones de presiones de ambos compresores sean iguales,  $\pi_{CAP} = \pi_{CBP}$ ; sin embargo, esta condición ideal no se cumple, ya que la misma configuración de la turbina indica que, el CAP debe tener una relación de presiones mayor, al contar con un mayor número de etapas de compresión, por consiguiente

$$\pi_{CBP} < \pi_{CAP} \quad (2.43)$$

Además, si la relación de presiones del CAP es mayor, la temperatura del aire en su salida sea mayor y se disminuya el calor suministrado requerido para alcanzar una misma TET.

En la Figura 2.2 se muestran dos casos donde se puede visualizar como varía el calor suministrado requerido para alcanzar una misma TET:

- El primer caso se muestra en la Figura 2.2<sup>a</sup>. Los compresores tienen la misma relación de presiones y en consecuencia la temperatura del aire en la descarga es la misma  $T_2 = T_4 = TDC = 246.421 \text{ }^\circ\text{C}$ , y el calor suministrado requerido para alcanzar la  $T_5 = 1,380 \text{ }^\circ\text{C}$ , es  $q_{sum} = 1,896.195 \text{ kJ/kg}$ .
- El segundo caso se muestra en la Figura 2.2<sup>b</sup>. La relación de presiones del compresor de alta presión es tres veces mayor que la del compresor de baja presión  $\pi_{CAP} = 3\pi_{CBP}$ , en consecuencia  $T_4 = TDC = 341.51 \text{ }^\circ\text{C}$  y es mayor que  $T_2 = 165.15 \text{ }^\circ\text{C}$  y, el calor suministrado requerido para alcanzar la  $T_5 = 1,380 \text{ }^\circ\text{C}$ , es  $q_{sum} = 1,795.652 \text{ kJ/kg}$ . En conclusión, con el segundo caso, el calor suministrado en la TG es menor; debido a esto, el compresor de alta presión debe tener una relación de presiones mayor.

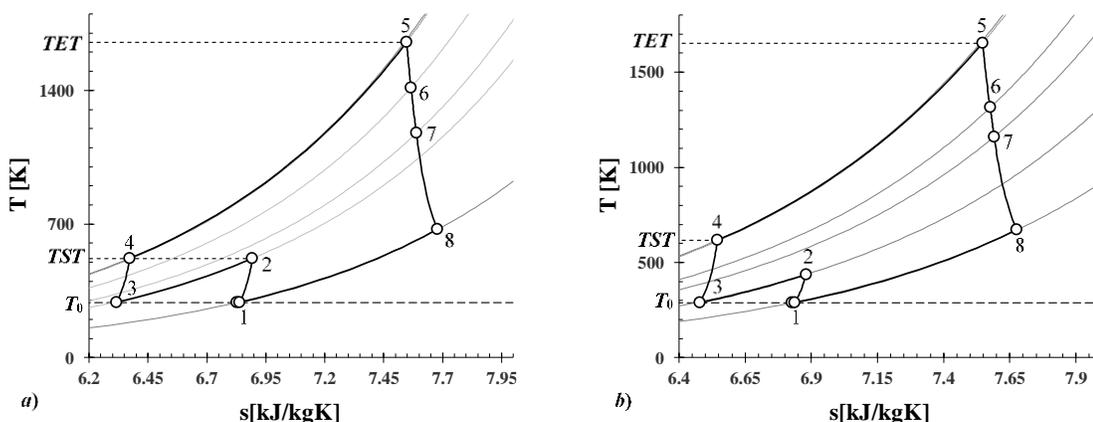


Figura 2.2 Diagrama T-s del compresor con interenfriamiento.

De la ficha técnica de la LMS100, Reale. (2004) se tiene que, el compresor de baja presión de la TG GE-LMS100 es el mismo que se utiliza en la turbina de gas de servicio pesado MS6001FA, sólo que en la 6FA el compresor cuenta 18 etapas de compresión y tiene una relación de presiones de  $\pi_{6FA} = 10.74$ , Ramachandran. (1996); la LMS-100 sólo cuenta con 6 etapas del mismo compresor, en consecuencia, su relación de presiones es menor

$$\pi_{CBP,(LMS100)} < \pi_{C,(MS6001FA)} \quad (2.44)$$

No obstante, aunque este límite ayuda a cuantificar la  $\pi_{CBP}$ , su valor sigue siendo un dato desconocido, puesto que los manuales no la indican directamente y es de gran importancia deducirla para garantizar la precisión del análisis energético; sin embargo, determinar su valor no es simple, ya que los parámetros de operación (incluida la potencia de salida) de las turbinas de gas varían en función de las condiciones del medio ambiente en el que operan. La Figura 2.3 muestra como varía la potencia generada por la *TG* a diferentes temperaturas del medio ambiente; en un intervalo de  $-10^\circ$  a  $30^\circ\text{C}$ , la potencia generada se mantiene casi constante. Cuando la temperatura es mayor a  $30^\circ\text{C}$ , la potencia generada tiende a disminuir de manera significativa. En este caso de estudio se toma la variación de la potencia para una frecuencia de 60 Hz, porque en México los equipos operan a dicha frecuencia; sin embargo, se observa que la potencia generada no tiende a variar significativamente al operar a 50 o 60 Hz.

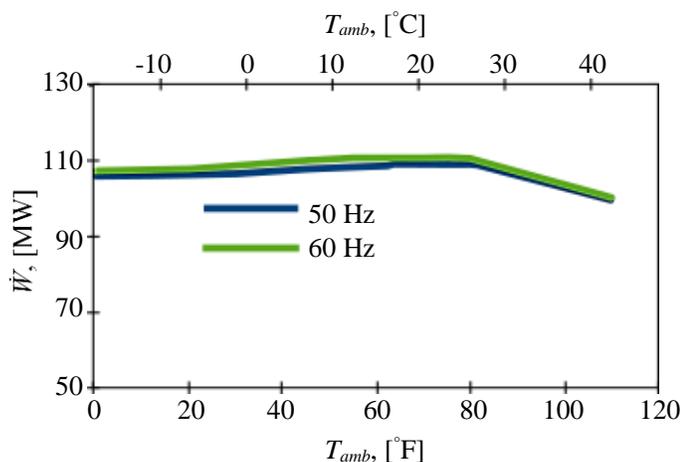


Figura 2.3 Potencia generada de la LMS100 a diferentes  $T_{amb}$ . Fuente: Reale. (2004).

Los datos también se toman de diversas fuentes, como los obtenidos en el estudio de pruebas térmicas de las unidades de turbina de gas *LMS100* en la central térmica de Dzhubga en Rusia, en la que muestran para una potencia generada de 90 MW, que la turbina opera en un intervalo de relación de presiones del *CBP* de 4.2 a 4.3, Ol'khovskii et al. (2016).

En la Figura 2.4 se muestra la variación de la relación de presiones del compresor de baja presión respecto a la variación de la potencia generada, para potencias cercanas a los 100 MW, la  $\pi_{CBP}$  toma valores ligeramente superiores a 4, estos valores se obtienen para una variación de la temperatura del aire que ingresa al *CBP* de  $35$  a  $40^\circ\text{C}$ , estos valores se aproximan bastante a los indicados en la Figura 2.3, y da razón del porqué la planta de Dzhubga tiene una carga de 90 MW.

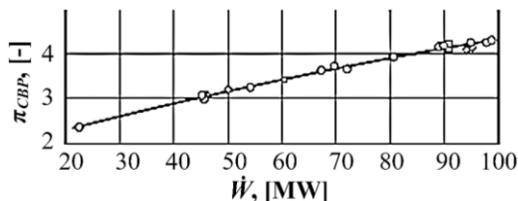


Figura 2.4 Relación de presiones del *CBP* a distintas potencias generadas por la *LMS100*. Fuente: Ol'khovskii. (2016).

Las últimas variables a considerar, son el calor disipado por el enfriador y la temperatura a la entrada del compresor de alta presión, por ser factores clave para que la *LMS100* genere una potencia competitiva en comparación a los ciclos convencionales. De manera ideal se supone que, el enfriador reduce la temperatura del aire hasta la temperatura del aire atmosférico; sin embargo, el enfriador no alcanza a disminuir la temperatura del aire hasta ese punto, como se indica en el estudio de la central de Dzhubga en Rusia, donde, estiman una temperatura del aire en la entrada del *CAP* de 35.2 °C cuando la temperatura del medio ambiente es de  $T_0 = 16.8$  °C. En la Tabla 2.3 se presentan los valores de temperatura registrados en las pruebas a las dos unidades de *TG LMS100 PB* de la central térmica de Dzhubga en Rusia. Las tres temperaturas registradas se aproximan a 35 °C, para la temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión,  $T_3$ ; a pesar de registrarse a temperaturas del medio ambiente distintas, que oscilan entre 8.8 °C hasta 11.9 °C para diferentes periodos del día; y una temperatura de 16.8 °C obtenida de videogramas. En este caso, a las medidas tomadas de videogramas se les considera como caso (A); a las medidas tomadas en el periodo de 05:40 - 06:00 se les considera como caso (B); y a las medidas tomadas en el periodo de 07:50 - 08:20 se les considera como caso (C).

Tabla 2.3 Temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión para distintas temperaturas del medio ambiente. Fuente: Ol'khovskii. (2016).

| Parámetro    | Caso (A)<br><i>De videogramas</i> | De periodo de medición    |                           |
|--------------|-----------------------------------|---------------------------|---------------------------|
|              |                                   | Caso (B)<br>05:40 - 06:00 | Caso (C)<br>07:50 - 08:20 |
| $T_0$ , [°C] | 16.8                              | 11.9                      | 8.8                       |
| $T_3$ , [°C] | 35.2                              | 34.9                      | 35.2                      |

Para determinar la temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión, para este caso de estudio, en donde la temperatura ambiente es de 15 °C, se realiza una interpolación lineal para las temperaturas obtenidas en los casos (A) y (B), presentadas en la Tabla 2.3, mediante el siguiente modelo matemático

$$T_3 = T_{3,(B)} + \frac{T_{3,(A)} - T_{3,(B)}}{T_{0,(A)} - T_{0,(B)}} (T_0 - T_{0,(B)}) \quad (2.45)$$

los subíndices (A) y (B), indican que se trata de las temperaturas de los casos (A) y (B), respectivamente, presentadas en la Tabla 2.3.

En la Tabla 2.4 se presentan valores para la temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión para distintas temperaturas del medio ambiente, obtenidas aplicando el modelo matemático expresado en la ecuación (2.45). En este caso, para una temperatura ambiente de 15 °C, se obtiene una temperatura del aire en la succión del compresor de 35.089 °C, que corresponde a la temperatura ambiente más un incremento de temperatura de  $\Delta T = 20.089$  °C; entonces, la temperatura del aire que ingresa al compresor de alta presión se expresa de la siguiente manera

$$T_3 = T_0 + \Delta T_{EN} \quad (2.46)$$

En este caso, la temperatura del aire en la admisión al compresor de baja presión es igual a la temperatura del aire atmosférico  $T_0 = T_1$ .

Tabla 2.4 Temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión para distintas temperaturas del medio ambiente

| ambiente   |            |
|------------|------------|
| $T_0$ [°C] | $T_3$ [°C] |
| 0          | 34.171     |
| 2          | 34.294     |
| 6          | 34.539     |
| 10         | 34.784     |
| 12         | 34.906     |
| 13         | 34.967     |
| 14         | 35.029     |
| 15         | 35.089     |
| 17         | 35.212     |

La literatura indica que, para alcanzar la temperatura  $T_3$ , el enfriador disipa alrededor de 25 MW, de flujo de energía térmica, Rayome. (2009), lo que se confirma con la Figura 2.5, basada en la ficha técnica de la TG GE-LMS100, Reale. (2004). En la Figura 2.5 se ilustra distintos valores del flujo de calor rechazado en el enfriador, para un rango de temperaturas de -17.78 °C a 43.23 °C. Para una temperatura del medio ambiente de 15 °C, el flujo de calor disipado es de 26.228 MW.

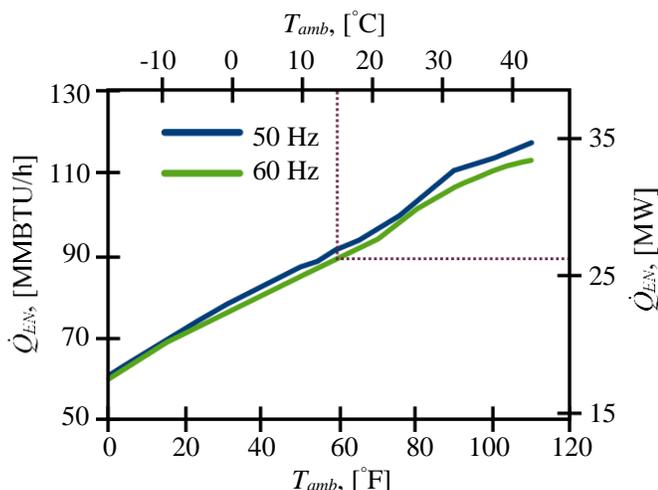


Figura 2.5 Calor disipado en el EN vs  $T_{amb}$ . Fuente: Reale. (2004).

De manera ideal, la potencia suministrada al compresor de baja presión es igual al flujo de calor disipado en el enfriador, que en este caso es igual al producto entre el flujo másico, el calor específico a presión constante del aire y el cambio de temperaturas de 2 a 3

$$\dot{W}_{CBP} = \dot{Q}_{EN} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_2 - T_3) \quad (2.47)$$

sin embargo, la ecuación (2.47) solo se cumple en el caso ideal, cuando  $T_0 = T_1 = T_3$ .

Para obtener el modelo matemático que determine la relación de presiones del compresor de baja presión, primero se sustituyen las ecuaciones (2.12) y (2.46) en la ecuación (2.47), y se obtiene la expresión del flujo de calor disipado en el enfriador, en función de la relación de presiones del compresor de baja presión y del incremento de la temperatura del aire en el enfriador  $\Delta T_{EN}$

$$\dot{Q}_{EN} = \dot{m}_a c_{p,a} \left[ \frac{T_0}{\eta_{sic_{CBP}}} (\pi_{CBP}^{x_a} - 1) - \Delta T_{EN} \right] \quad (2.48)$$

entonces, la expresión de la relación de presiones del compresor de baja presión es

$$\pi_{CBP} = \left[ \frac{\eta_{sic_{CBP}}}{T_0} \left( \frac{\dot{Q}_{EN}}{\dot{m}_a c_{p,a}} + \Delta T_{EN} \right) + 1 \right]^{\frac{1}{x_a}} \quad (2.49)$$

En la Figura 2.6 se ilustra la relación de presiones del compresor de baja presión en función de las variaciones del flujo de calor rechazado en el enfriador, de la temperatura del medio ambiente y de los incrementos de temperatura entre el medio ambiente y la temperatura del aire en la salida del enfriador. El punto A corresponde a las condiciones de operación de la turbina de gas aeroderivada en este caso de estudio, con una temperatura del aire atmosférico de 288.15 K, un incremento de temperatura de 20.089 K, un flujo másico de aire de 209 kg<sub>a</sub>/s, una eficiencia de compresión isoentrópica de 0.88 y un flujo de calor rechazado en el enfriador de 26.228 MW, se obtiene una relación de presiones del compresor de baja presión de 3.593. Cuando no hay incremento de temperatura entre el aire del medio ambiente y el aire que sale del enfriador, el flujo de calor rechazado en el enfriador es igual a la potencia suministrada al compresor de baja presión, y en el caso en el que la temperatura ambiente es de 15 °C, la potencia suministrada al compresor de baja presión y el flujo de calor rechazado en el enfriador son de 26.23 MW.

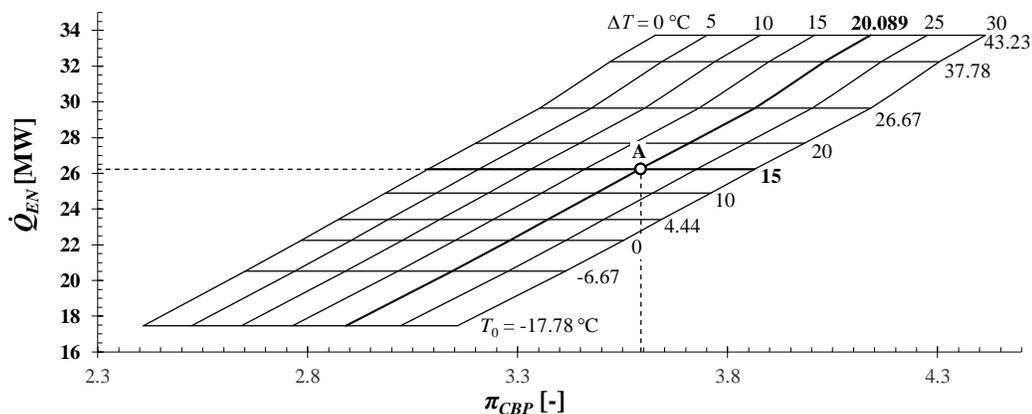


Figura 2.6 Relación de presiones del compresor de baja presión en función del calor rechazado en el enfriador

Una manera de relacionar a la relación de presiones total con la relación de presiones del compresor de baja presión, es asignando un exponente *A* cualquiera; que al elevar la relación de presiones total con dicho exponte se obtenga la relación de presiones del *CBP*

$$\pi_{CBP} = \pi^A \quad (2.50)$$

donde, el exponente *A* se expresa de la siguiente manera

$$A = \frac{\ln(\pi_{CBP})}{\ln(\pi)} \quad (2.51)$$

Al sustituir los valores de la relación de presiones y la relación de presiones del compresor de baja presión en la ecuación (2.51), se obtiene un valor para el exponente *A* de  $0.342 \approx 13/38$ ; entonces, la relación de presiones total y la relación de presiones del compresor de baja presión se relacionan mediante la siguiente expresión

$$\pi_{CBP} = \pi^{13/38} \quad (2.52)$$

### Flujo de calor rechazado en el enfriador.

La característica más notable de la LMS100 es el enfriador entre los compresores de baja y alta presión, compuesto de un sistema de escape de válvula de purga variable y un intercambiador de calor horizontal de carcasa y tubos, Reale. (2004). En el enfriador, los 26.23 MW que disipa el aire son los mismos que gana el agua; sin embargo, las temperaturas a las que se da el proceso de transferencia de calor son distintas para cada fluido

La temperatura a la que, el aire disipa calor en el enfriador, se estima una temperatura promedio entre las temperaturas del aire en la entrada y salida en el enfriador

$$\bar{T}_{a,EN} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (2.53)$$

La temperatura a la que, el agua gana calor en el enfriador, se estima a partir de la temperatura promedio entre las temperaturas del agua que entra al enfriador y la del vapor que sale del mismo

$$\bar{T}_{w,EN} = \frac{T_b + T_c}{2} \quad (2.54)$$

Las condiciones de temperatura y presión del agua del enfriador están en función del propósito del equipo. Este estudio se enfoca en el sistema de TG; por lo tanto, el enfriador sólo estaría disipando el calor del aire; pero, si se desea que el flujo de agua que sale del enfriador tenga un propósito útil, se pueden establecer dos casos o condiciones; la primera es que el enfriador genere vapor de agua; la segunda es que, sólo genere un flujo de agua de alta temperatura. Cualquiera que sea el caso, el agua proveniente del medio ambiente, debe ser impulsada por una bomba que eleve ligeramente su presión para que pueda fluir. En este caso se considera que la bomba eleva la presión del agua hasta 1.3 bar.

Las propiedades del flujo másico de agua que entra al enfriador se obtienen a partir del proceso de bombeo del agua desde las condiciones del medio ambiente hasta las condiciones de temperatura y presión en la descarga de la bomba.

Al considerar el proceso de bombeo isoentrópico, donde  $s_0 = s_{bs}$ , se determinan las propiedades en tablas de vapor saturado para el agua a las condiciones del medio ambiente:  $P_0 = 1.3$  bar,  $T_0 = 15$  °C y  $s_0 = 0.224$  kJ/kgK. A partir de tablas de vapor saturado y de las condiciones de presión y entropía se determinan las propiedades del agua al final del proceso de bombeo isoentrópico, presentadas en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5 Propiedades específicas de volumen, entalpía y energía interna, del agua al final del proceso de bombeo isoentrópico.

| Propiedad                     |                        |
|-------------------------------|------------------------|
| $v_{bs}$ [m <sup>3</sup> /kg] | $1.001 \times 10^{-3}$ |
| $h_{bs}$ [kJ/kg]              | 63.106                 |
| $u_{bs}$ [kJ/kg]              | 62.975                 |

La entalpía específica del agua al final del proceso de bombeo, se expresa de la siguiente manera

$$h_b = h_0 + \frac{h_{bs} - h_0}{\eta_{sib}} \quad (2.55)$$

donde,  $\eta_{sib}$ , es la eficiencia de bombeo isoentrópica; en este caso se considera que es de 0.8.

En consecuencia, la entalpía del agua que entra al enfriador es de 63.113 kJ/kg. A partir de tablas de vapor saturado y de las condiciones de entalpía y presión, se obtienen las propiedades del agua que entra al enfriador, presentadas en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6 Propiedades específicas de volumen, entalpía, entropía y energía interna, y temperatura del agua que entra al enfriador

| Propiedad                  |                        |
|----------------------------|------------------------|
| $T_b$ [°C]                 | 15.002                 |
| $v_b$ [m <sup>3</sup> /kg] | $1.001 \times 10^{-3}$ |
| $h_b$ [kJ/kg]              | 63.113                 |
| $s_b$ [kJ/kgK]             | 0.224                  |
| $u_b$ [kJ/kg]              | 62.983                 |

siendo  $T_b \approx T_0$  y  $P_b \approx P_0$

En consecuencia, no se toma a la bomba como un equipo o subsistema; debido a que, el aumento de la temperatura y presión del agua en ésta, es muy ligero respecto a las condiciones de presión y temperatura del medio ambiente. Finalmente, la potencia de la bomba también se desprecia por el hecho de tener un valor muy pequeño en comparación con las potencias de los compresores y las turbinas.

Si se considera que el enfriador tiene como propósito generar vapor, en consecuencia, el flujo de agua que sale lo hace a condiciones de vapor saturado seco. La temperatura  $T_c$  es la temperatura de saturación del agua a la presión  $P_c$ , con una calidad de uno.

Durante el proceso de aumento de temperatura del agua en el enfriador, se tiene una caída de presión de 0.06, Neumann & Peitsch. (2019). La entalpía y la entropía del agua a la salida del enfriador se obtienen en tablas de vapor saturado, a partir de las propiedades intensivas de presión y temperatura, y la calidad de uno.

El flujo de calor que gana el agua se escribe como sigue

$$\dot{Q}_{EN} = \dot{m}_w (h_c - h_b) \quad (2.56)$$

entonces, flujo de vapor generado en el enfriador se expresa como

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_{EN}}{h_c - h_b} \quad (2.57)$$

En el enfriador se generan 8.352 kg/s de vapor saturado seco, a una temperatura, entalpía y entropía de 105.309 °C, 2683.867 kJ/kg y 7.292 kJ/kgK, respectivamente.

### Potencia suministrada al compresor de alta presión.

La potencia suministrada al compresor de alta presión en función de la eficiencia de compresión isoentrópica del CAP, del flujo másico de aire, del calor específico del aire, de la temperatura del aire en la salida del enfriador y de la relación de presiones del CAP, se expresa de la siguiente manera

$$\dot{W}_{CAP} = \dot{m}_a \frac{c_{P,a} T_3}{\eta_{sic_{CAP}}} \left( \pi_{CAP}^{x_a} - 1 \right) \quad (2.58)$$

### Relación de presiones del compresor de alta presión.

Como la relación de presiones del compresor es el producto de las relaciones de presión del *CBP* y el *CAP*; entonces, la relación de presiones del *CAP* es

$$\pi_{CAP} = \frac{\pi}{\pi_{CBP}} \quad (2.59)$$

La relación de presiones del compresor de alta presión se obtiene al sustituir la ecuación (2.52) en la ecuación (2.59)

$$\pi_{CAP} = \pi^{25/38} \quad (2.60)$$

### Potencia generada por la turbina de alta presión.

La potencia generada por la turbina de alta presión, en función de la eficiencia de expansión isoentrópica de la *TAP*, de la temperatura de entrada a la turbina, de la relación de presiones de la *TAP*, del flujo másico de aire y de la relación combustible aire, es

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_a (1 + rca) \eta_{sit_{TAP}} c_{P,gc} T_5 \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TAP}^{x_{gc}}} \right) \quad (2.61)$$

### Relación de presiones de la turbina de alta presión.

Para obtener la relación de presiones de la turbina de alta presión en función de los parámetros de operación del compresor, se relacionan las potencias del compresor de alta presión y de la turbina de alta presión, al desarrollar la ecuación (2.24) en función de los cambios de temperatura en el *CAP* y la *TAP*, la eficiencia mecánica y los calores específicos del aire y de los gases de combustión

$$c_{P,a} (T_4 - T_3) = \eta_m (1 + rca) c_{P,gc} (T_5 - T_6) \quad (2.62)$$

Considerando que  $T_0 = T_1$  y sustituyendo las ecuaciones (2.16), (2.20) y (2.25) en la ecuación (2.62) se llega a la expresión de la relación de presiones de la *TAP* en función de la temperatura del medio ambiente, la temperatura del aire en la succión del compresor de alta presión, de la temperatura de los gases que entran a la turbina de alta presión, de la relación combustible aire, de la eficiencia mecánica, y de las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas

$$\pi_{TAP} = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{T_0 \left[ c_{P,a} \frac{T_3}{T_0} \left( \pi^{\frac{13x_a}{20}} - 1 \right) \right]}{(1 + rca) c_{P,gc} \eta_m \eta_{sic_{CAP}} \eta_{sit_{TAP}} T_5} \right]^{\frac{1}{x_{gc}}}} \quad (2.63)$$

Donde  $T_5/T_0$  es la relación de la temperatura de entrada a la turbina y la temperatura del aire atmosférico, que se denota como  $y_1$ , y relaciona a la tecnología con el medio ambiente, debido a que la  $TET$  se toma como un valor constante,  $y_1$  es función de la variación de temperatura del aire atmosférico

$$y_1 = \frac{T_5}{T_0} \quad (2.64)$$

en este caso,  $y_1 = 5.7371$ .

Además,  $T_3/T_0$  es una constante adimensional, que relaciona la temperatura del aire en la admisión del  $CAP$  con la temperatura del aire atmosférico, esta consideración es correcta sólo si la temperatura del aire atmosférico se mantiene constante, pero, si existen variaciones en la temperatura ambiente y sólo la temperatura de admisión al  $CAP$  es constante, la relación se vuelve función de  $T_0$ . La relación entre la temperatura de admisión al compresor de alta presión y la temperatura ambiente se representa como  $y_2$

$$y_2 = \frac{T_3}{T_0} \quad (2.65)$$

en este caso  $y_2 = 1.052$ .

Sustituyendo las ecuaciones (2.64) y (2.65) en la ecuación (2.63) se llega a la siguiente expresión

$$\pi_{TAP} = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{y_2 \left( \pi^{\frac{13x_a}{20}} - 1 \right)}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1} \right]^{\frac{1}{x_{gc}}}} \quad (2.66)$$

en este caso, la relación de presiones de la turbina de alta presión es  $\pi_{TAP} = 2.445$ .

### Potencia generada por la turbina de presión intermedia.

La potencia generada por la turbina de presión intermedia, en términos de la eficiencia de expansión isoentrópica de la  $TPI$ , de la relación de presiones de la  $TPI$ , la temperatura de los gases de escape de la  $TAP$ , el flujo másico de aire, el calor específico de los gases de combustión y la relación combustible aire, es

$$\dot{W}_{TPI} = \dot{m}_a (1+rca) \eta_{sit,TPI} c_{P,gc} T_6 \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TPI}^{\frac{x_{gc}}{20}}} \right) \quad (2.67)$$

### Relación de presiones de la turbina de presión intermedia.

Para obtener la relación de presiones de la turbina de presión intermedia en términos de los parámetros de operación del compresor, se desarrolla la expresión (2.29) que relaciona la potencia del  $CBP$  con la potencia de la  $TPI$ , en función de los cambios de temperatura en el  $CBP$  y la  $TPI$ , la eficiencia mecánica y los calores específicos del aire y de los gases de combustión

$$c_{P,a} (T_2 - T_1) = \eta_m (1+rca) c_{P,gc} (T_6 - T_7) \quad (2.68)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.12), (2.25), (2.30), (2.64) y (2.65) en la ecuación (2.68) se obtiene la relación de presiones de la turbina de presión intermedia en función de la relación de presiones total y de la temperatura del medio ambiente, y de las relaciones  $y_1$ ,  $y_2$  y  $c_{P,gc}/c_{P,a}$

$$\pi_{TPI} = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{\frac{7x_a}{\pi^{20}} - 1}{\frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} (1+rca) \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1 - \eta_{sit} y_2 \left( \frac{13x_a}{\pi^{20}} - 1 \right)} \right]^{\frac{1}{x_{gc}}}} \quad (2.69)$$

la relación de presiones de la turbina de presión intermedia obtenida es  $\pi_{TPI} = 1.503$ .

### Potencia generada por la turbina de potencia.

La potencia generada por la turbina de potencia, en términos de la eficiencia de expansión isoentrópica, la relación de presiones de la  $TP$ , del flujo de aire, del calor específico de los gases de combustión y de la relación combustible aire, se expresa de la siguiente manera

$$\dot{W}_{TP} = \dot{m}_a (1+rca) \eta_{sit_{TP}} c_{P,gc} T_7 \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TP}^{x_{gc}}} \right) \quad (2.70)$$

### Relación de presiones de la turbina de potencia.

Al sustituir la ecuación (2.37) en la ecuación (2.36) se obtiene de la relación de presiones de la turbina de potencia en función de las caídas de presión en los filtros de aire, del enfriador, de la cámara de combustión y de la descarga, de la relación de presiones total y de las relaciones de presiones de las turbinas de alta presión y presión intermedia

$$\pi_{TP} = \frac{\pi \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{CC} \right]}{\left[ 1 + \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{des} \right] \pi_{TAP} \pi_{TPI}} \quad (2.71)$$

Considerando que las caídas de presión sean constantes, el cociente de éstas da la constante  $C_1$

$$C_1 = \frac{\left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_f \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{EN} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{CC} \right]}{\left[ 1 + \left( \frac{\Delta P}{P} \right)_{des} \right]} \quad (2.72)$$

Sustituyendo la ecuación (2.72) en la ecuación (2.71) se determina la expresión de la relación de presiones de la  $TP$  en función de la constante  $C_1$ , la relación de presiones total y de las relaciones de presiones de las turbinas de alta presión y presión intermedia

$$\pi_{TP} = \frac{C_1 \pi}{\pi_{TAP} \pi_{TPI}} \quad (2.73)$$

la relación de presiones de la turbina de potencia obtenida es  $\pi_{TP} = 9.909$ .

### Trabajo motor.

El trabajo motor corresponde al trabajo producido por la turbina de gas y; es igual a la suma de los trabajos producidos en las turbinas menos la suma de los trabajos suministrados a los compresores, en función de la relación combustible aire, se expresa de la siguiente manera

$$w_m = [(1 + rca)(w_{TAP} + w_{TPI} + w_{TP})] - w_{CAP} + w_{CBP} \quad (2.74)$$

Al combinar la ecuación (2.74) con las ecuaciones (2.24), (2.29), (2.52), (2.60), (2.66) y (2.69) se obtiene la expresión del trabajo motor en función de la relación de presiones total,  $\pi$ , de la relación de temperaturas  $y_1$ , la relación de temperaturas  $y_2$ , la eficiencia mecánica y los calores específicos del aire y de los gases de combustión, las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas y de la constante de caídas de presión  $C_1$

$$w_m = c_{P,a} \eta_{sit} T_0 \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} \pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right] \quad (2.75)$$

donde

$$D_1 = \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} (1 + rca) y_1 - \frac{y_2 \pi^{\frac{25x_a}{38}} + \pi^{\frac{13x_a}{38}} - y_2 - 1}{\eta_m \eta_{sic}} \quad (2.76)$$

$$D_2 = 1 - \frac{y_2 \left( \pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right)}{(1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1} \quad (2.77)$$

$$D_3 = 1 - \frac{\pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{(1 + rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1 - \eta_{sit} y_2 \left( \pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right)} \quad (2.78)$$

$$D_4 = \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \left[ \frac{y_2 \pi^{\frac{25x_a}{38}} + \pi^{\frac{13x_a}{38}} - y_2 - 1}{\eta_{sic} \eta_{sit}} \right] \quad (2.79)$$

**Relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo.**

La relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo, se determina a partir de obtener el máximo de la función del trabajo motor; entonces se deriva la expresión (2.75) respecto a la relación de presiones total y se iguala a cero

$$\frac{d \left\{ c_{p,a} \eta_{sit} T_0 \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} \pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right] \right\}}{d\pi} = 0 \tag{2.80}$$

La derivada de la expresión del trabajo motor, se determinó con el software de Wolfram Mathematica y su desarrollo se presenta en el apéndice B. Con el software se determina que, el trabajo máximo que puede alcanzar la turbina de gas es  $w_{m,máx} = 653.63 \text{ kJ/kg}$ , cuando la relación de presiones óptima es  $\pi_{OP,w,m,máx} = 70.173$ . Para entender, por qué las condiciones de diseño establecen que, la turbina opera con una relación de presiones de 42 y no con la relación de presiones óptima del trabajo motor máximo, se analiza el comportamiento de la turbina cuando trabaja con distintas relaciones de presiones.

En la Figura 2.7 se muestra la variación del trabajo motor producido por la turbina de gas en función del cambio de la relación de presiones total. Se establecen y comparan 2 condiciones de operación de distintas relaciones de presiones. En la condición A, correspondiente al punto de operación de diseño, la turbina produce un trabajo motor de 642.819 kJ/kg con una relación de presiones total de 42 y; en la condición B, correspondiente al punto de operación, donde, la turbina produce el trabajo motor máximo de 653.63 kJ/kg con una relación de presiones óptima de 70.173. Para producir el trabajo motor máximo, la turbina de gas requiere un incremento del 67.078% de la relación de presiones para incrementar tan sólo un 1.682% el trabajo motor producido y; por lo tanto, es más conveniente que la turbina opere con las condiciones de operación de diseño.

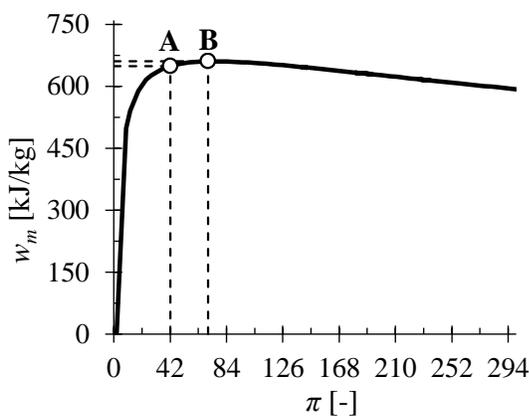


Figura 2.7 Trabajo motor producido, en función de la relación de presiones total.

**Calor suministrado.**

El flujo de calor suministrado a la turbina de gas es la diferencia de la entalpía de los gases de combustión que salen de la cámara de combustión y de la entalpía del aire que entra a la misma, en función del calor específico del aire y de los gases de combustión, de los flujos másicos del aire y de los

gases de combustión y de la diferencia de temperaturas de los estados 4 y 5, se expresa de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_{gc} c_{P,gc} T_5 - \dot{m}_a c_{P,a} T_4 \quad (2.81)$$

La expresión del flujo de calor suministrado en función de la temperatura ambiente, la relación combustible aire y la relación depresiones del compresor de alta presión, se obtiene al sustituir la ecuación (2.20) en la ecuación (2.81)

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_a c_{P,a} T_0 \left\{ (1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \frac{T_5}{T_0} - \frac{T_3}{T_0} \left[ 1 + \frac{(\pi_{CAP}^{x_a} - 1)}{\eta_{sic}} \right] \right\} \quad (2.82)$$

sustituyendo las ecuaciones (2.60), (2.65), y (2.64) en la ecuación (2.82), se obtiene el flujo de calor suministrado en términos de la relación de presiones total, la relación de temperaturas  $y_1$ , la relación de temperaturas  $y_2$ , los calores específicos del aire y de los gases de combustión, la eficiencia de compresión isoentrópica y la temperatura ambiente

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_a c_{P,a} T_0 \left[ (1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right) \right] \quad (2.83)$$

Dividiendo la ecuación (2.83) entre el flujo másico del aire  $\dot{m}_a$  se obtiene el calor suministrado por unidad de masa

$$q_{sum} = c_{P,a} T_0 \left[ (1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right) \right] \quad (2.84)$$

### Eficiencia térmica.

La eficiencia térmica es la relación entre el trabajo motor y el calor suministrado

$$\eta_{th} = \frac{w_m}{q_{sum}} \quad (2.85)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.75), (2.76), (2.77), (2.79) y (2.84) en la ecuación (2.85), la expresión de la eficiencia térmica se reescribe como

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{sit} \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} \pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right]}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right)} \quad (2.86)$$

**Relación de presiones óptima para obtener la eficiencia térmica máxima.**

La relación de presiones óptima para obtener la eficiencia térmica máxima, se obtiene a partir de determinar el máximo de la función de la eficiencia térmica; por lo tanto, se derivada la expresión (2.86) respecto a la relación de presiones total y se iguala a cero

$$\frac{d}{d\pi}(\eta_{th}) = \frac{d}{d\pi_{CBP}} \left( \frac{w_m}{q_{sum}} \right) = \frac{d}{d\pi} \left\{ \frac{\eta_{sit} \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} \pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right]}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right)} \right\} = 0 \quad (2.87)$$

de la regla del cálculo

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{f(x)}{g(x)} \right) = \frac{g(x) f'(x) - f(x) g'(x)}{g(x)^2} = 0 \quad (2.88)$$

por lo tanto

$$\frac{f'(x)}{g'(x)} = \frac{f(x)}{g(x)} \quad (2.89)$$

en este caso,  $f(x)/g(x) = \eta_{th}$ , entonces

$$\frac{\frac{d}{d\pi} \left\{ \eta_{sit} \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} \pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right] \right\}}{\frac{d}{d\pi} \left\{ (1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right) \right\}} = \eta_{th} \quad (2.90)$$

La derivada se determina con el software de Wolfram Mathematica y su desarrollo se presenta en el apéndice B; con el software se determina que, la eficiencia térmica máxima que puede alcanzar la turbina de gas es  $\eta_{th,m\acute{a}x} = 0.435$ , cuando la relación de presiones es  $\pi_{OP,th,m\acute{a}x} = 227.701$ . Para entender por qué, las condiciones de diseño establecen que la turbina opera con una relación de presiones de  $\pi = 42$  y no con la relación de presiones óptima para obtener la máxima eficiencia térmica, se analiza la variación de su eficiencia cuando opera a distintas relaciones de presiones.

La Figura 2.8 exhibe la variación de la eficiencia térmica de la turbina de gas en función de la relación de presiones total. El punto de operación C, corresponde a la condición donde la turbina alcanza la mayor eficiencia térmica del 43.675% y un trabajo motor de 617.057 kJ/kg, a una relación de presiones óptima de 227.701. En el punto de operación A, la turbina de gas tiene una eficiencia térmica del 38.637% con una relación de presiones de 42, de tal forma que, un incremento del 442.146% de la relación de presiones implicaría sólo un incremento del 13.037% de la eficiencia térmica y una disminución del

4.929% del trabajo motor; por lo tanto, es más conveniente que la turbina opere con la relación de presiones total de diseño.

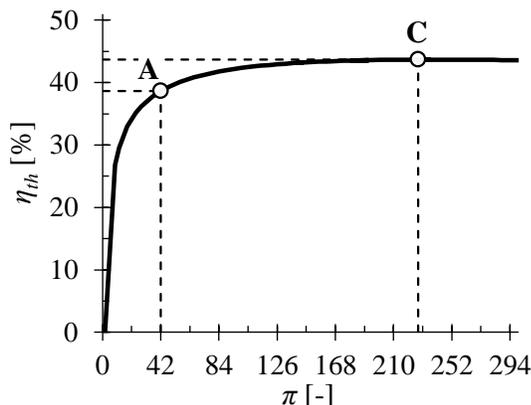


Figura 2.8 Eficiencia térmica en función de la relación de presiones total.

### Flujo de aire.

El flujo de aire es la relación entre la potencia generada y el trabajo motor producido

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_m}{w_m} \quad (2.91)$$

### Flujo de combustible.

El flujo de combustible suministrado a la cámara de combustión para generar la potencia dada es

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_a q_{sum}}{PCI} \quad (2.92)$$

### Flujo de los gases de combustión.

El flujo de gases de combustión es la suma del flujo de aire con el flujo de combustible y en función de la relación de combustible aire se escribe como

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a (1 + rca) \quad (2.93)$$

### Consumo térmico unitario (CTU).

El consumo térmico unitario es la cantidad de kJ requeridos para generar un kWh y se expresa de la siguiente manera

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{th}} \quad (2.94)$$

### Consumo Específico de Combustible (CEC).

El consumo específico de combustible es la cantidad de kg<sub>comb</sub> requeridos para generar un kWh y se escribe como sigue

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}} \quad (2.95)$$

### Diagrama temperatura-entropía de la turbina.

Después de determinar a los estados y los procesos termodinámicos de la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS100* y de desarrollar los modelos que describen su desempeño, se realiza su diagrama temperatura-entropía. En la Figura 2.9 se dibuja el diagrama temperatura-entropía de la *TG GE-LMS100*. Se ilustra que, todos los procesos implican un incremento de entropía, a excepción del proceso de enfriamiento, que presenta una disminución de la entropía total generada en el sistema del 29.32%. En este caso de estudio se considera que la temperatura del aire en los estados 0 y 1 es igual. En este caso tanto, las condiciones de temperatura y presión del estado de referencia son iguales a las del aire en el estado uno, con valores de  $T_{ref} = 15\text{ °C}$ , y  $P_{ref} = 0.973\text{ bar}$ , respectivamente.

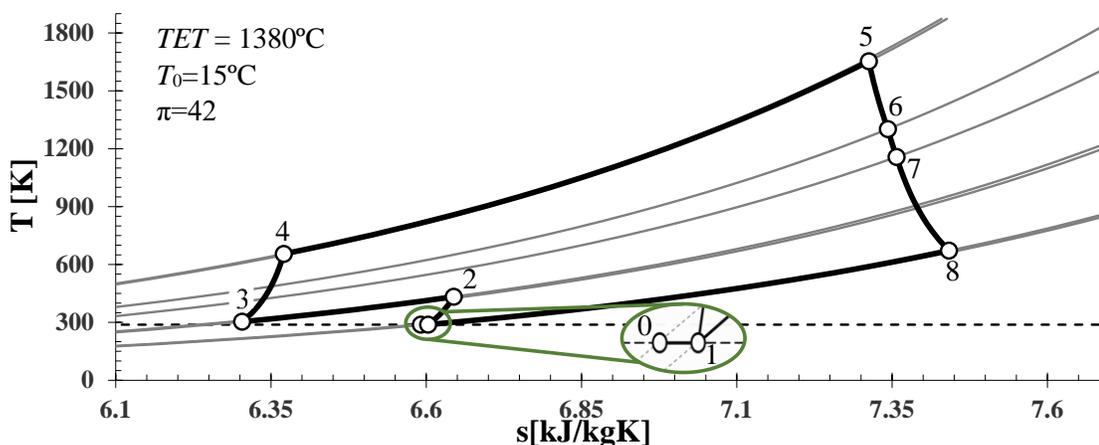


Figura 2.9 Diagrama temperatura-entropía de la *TG GE-LMS100*.

## 2.8 Análisis paramétrico de la Turbina de gas aeroderivada LMS 100.

El análisis paramétrico consiste en variar algún parámetro de operación de la turbina de gas, como puede ser la relación de presiones total y la relación de temperaturas  $y_1$ , manteniendo como variable fija la potencia generada, para predecir cómo afectará dicha variación a la eficiencia térmica, al trabajo motor, al flujo másico de aire, al flujo másico de combustible y al consumo energético requerido para alcanzar dicha potencia dada. Se varía la relación de presiones total para ciertas *TET* especificadas y viceversa, finalmente, en función de los cambios en estas dos variables se dibujan las curvas de comportamiento de los demás parámetros de operación de la turbina de gas. Si sólo se varía la relación de presiones total y se mantiene constante una temperatura de entrada a la turbina de  $1380\text{ °C}$  y una temperatura ambiente igual de  $15\text{ °C}$ , la turbina de gas puede operar en los puntos de operación **A**, **B** y **C**, correspondientes a la condición de diseño, de trabajo motor máximo y de eficiencia térmica máxima, respectivamente.

En los siguientes estudios paramétricos se compara el comportamiento de la turbina de gas al operar en dichos puntos de operación. Se varía la *TET* en el intervalo de temperaturas que va desde  $1100\text{ °C}$  hasta  $1700\text{ °C}$ ; el límite superior del intervalo de temperaturas se toma, por ser la *TET* con la que operarán las turbinas de gas, de la clase 1700Cclass, Maekawa. (2011), Yuri et al. (2013); por lo tanto, es un buen

estándar para apreciar cómo será el comportamiento de la LMS100 al operar con dicha temperatura de entrada a la turbina.

En la Figura 2.10 se muestra como varían la eficiencia térmica y el trabajo motor de la turbina de gas aeroderivada en función de la relación de presiones total y de la temperatura de entrada a la turbina. En el punto **A**, el trabajo motor que produce la *TG* es  $w_m = 649.073$  kJ/kg y su eficiencia térmica es  $\eta_{th} = 38.637\%$ . En el punto **B**, el trabajo motor que produce es  $w_{m,máx} = 660.459$  kJ/kg y la eficiencia térmica es  $\eta_{th} = 41.084\%$ . En el punto **C**, el trabajo motor que produce es  $w_m = 617.057$  kJ/kg y la eficiencia térmica es  $\eta_{th,máx} = 43.675\%$ .

Anteriormente, ya se comparó el trabajo motor entre los puntos **A** y **B** y se dio la razón del porqué las condiciones de diseño son las del punto **A** y no las del máximo trabajo motor; así mismo, se comparó los puntos **A** y **C**, concluyendo el porqué se utilizan las condiciones de diseño en lugar de las condiciones de la máxima eficiencia térmica. Para pasar del punto **A** al **B**, se requeriría un incremento del 67.078% de la relación de presiones, resultando en un incremento de sólo el 6.332% de la eficiencia térmica y para pasar del punto **A** al **C** se requeriría un incremento del 442.146% de la relación de presiones, resultando en una disminución del 4.933% del trabajo motor; en consecuencia, sigue siendo más conveniente que, la turbina opere con la relación de presiones total de diseño del punto **A** que con las relaciones de presiones óptimas para conseguir el trabajo motor máximo del punto **B** o la eficiencia térmica máxima del punto **C**.

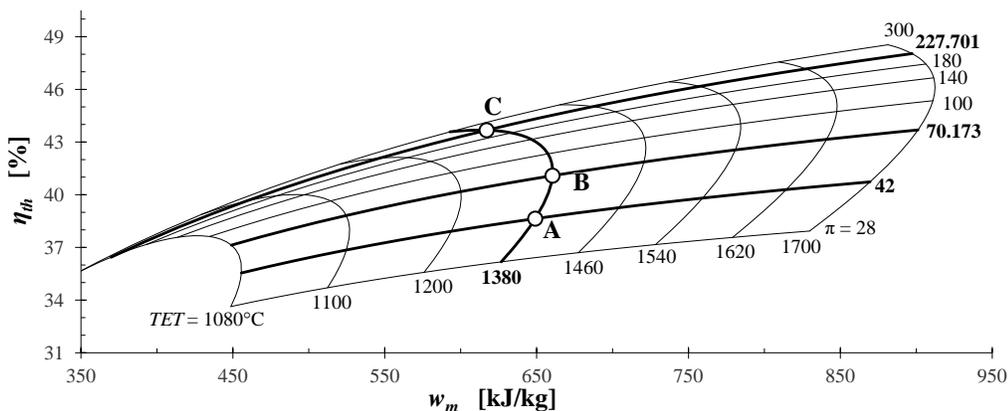


Figura 2.10 Mapa de operación de la TG GE-LMS100.

En la Figura 2.11 se ilustra como varía el flujo de aire en función flujo de combustible de la turbina de gas aeroderivada y los cambios de ambos flujos con la variación de la relación de presiones total y de la temperatura de entrada a la turbina. Para generar una potencia de  $\dot{W}_m = 113.4$  MW, la turbina de gas requiere flujos de aire de 174.711, 171.699 y 183.776  $\text{kg}_a/\text{s}$  para los puntos de operación **A**, **B** y **C**, respectivamente y para los mismos puntos de operación, requiere flujos de combustible de 5.945, 5.591 y 5.259  $\text{kg}_{comb}/\text{s}$ , respectivamente. Cuando la turbina de gas produce el máximo trabajo motor, requiere el mínimo flujo de aire, disminuyendo el flujo un 1.724% al pasar del punto **A** al **B**, pero se debe recordar que este cambio implica un incremento del 67.078% de la relación de presiones total.

En el punto **C** la turbina de gas opera con la máxima eficiencia térmica y al mismo tiempo con el mínimo consumo de combustible, al pasar del punto **A** al **C**, el flujo de combustible disminuye 11.534%, pero lograr esta disminución del flujo de combustible implica un aumento del 5.189% de flujo de aire y

un incremento del 442.146% de la relación de presiones total. Con los flujos máscicos del aire y del combustible se obtienen las relaciones de aire-combustible para cada condición de operación, dicha relación indica los kilogramos de aire por kilogramo de combustible, requeridos en la combustión. En el punto **A**, se tiene una relación aire combustible de 29.387, esto significa, que se requieren 29.387 kilogramos de aire por cada kilogramo de combustible. En los puntos **B** y **C** se requieren 30.709 y 34.942 kilogramos de aire por cada kilogramo de combustible respectivamente, en el punto **C**, se requiere el mayor flujo de aire, porque, se produce el trabajo motor menor.

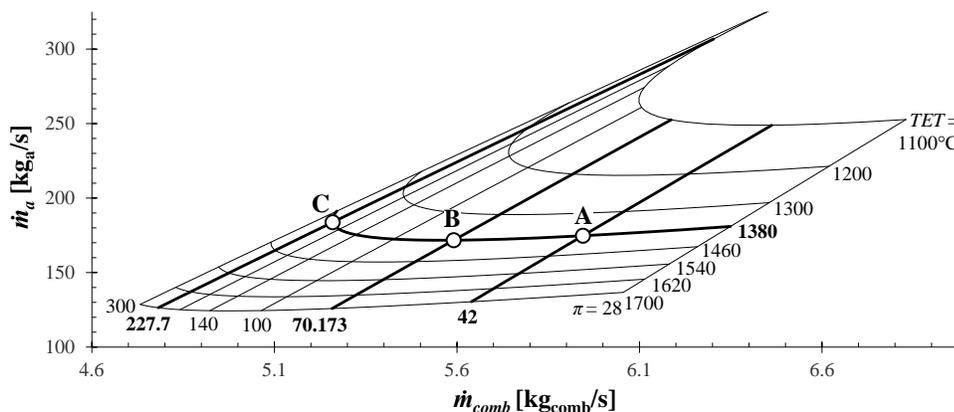


Figura 2.11 Flujo de aire en función del flujo de combustible.

En la Figura 2.12 se exhibe el cambio del trabajo motor en función del flujo de combustible, cuando varía la relación de presiones total y la temperatura de entrada a la turbina. En la curva de  $TET$  constante de  $1380^\circ C$ . El flujo de combustible tiende a ser mínimo a medida que la relación de presiones se incrementa desde  $\pi = 28$  hasta la  $\pi_{OP,th,máx} = 227.701$  correspondiente al punto **C**, de la eficiencia térmica máxima, pero, para relaciones de presiones mayores, el flujo de combustible se vuelve a incrementar. Al pasar del punto **A** al **B** el trabajo motor aumenta 1.754% y el flujo de combustible disminuye 5.955%; sin embargo, al pasar del punto **B** al **C**, el trabajo motor disminuye un 6.572%; pero el flujo de combustible también disminuye un 5.933%. Entonces, el incremento o la disminución del trabajo motor, no refleja un cambio proporcional en el flujo de combustible requerido, el cambio del trabajo motor solo afecta de manera proporcional al flujo de aire requerido.

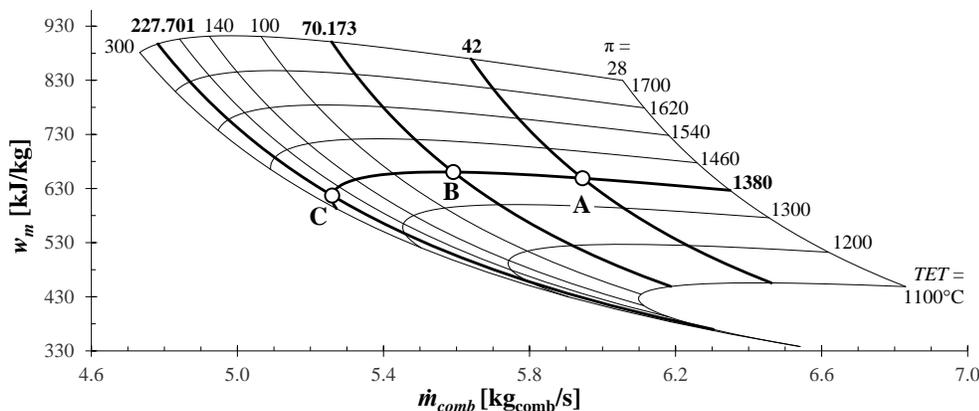


Figura 2.12 Trabajo motor en función del flujo de combustible.

En la Figura 2.13 se ilustra la variación del flujo de combustible suministrado y de la eficiencia térmica en función de la relación de presiones; analizando la curva de  $TET = 1380\text{ }^{\circ}\text{C}$  se confirma que, el incremento de la eficiencia térmica implica una disminución en el flujo de combustible hasta el punto C de máxima eficiencia térmica, esto se traduce en una disminución del consumo de recursos naturales. En las curvas de  $TET$  constantes se cumple el mismo comportamiento, pero con diferentes intervalos de relación de presiones, ya que, los puntos de operación de eficiencia térmica máxima y trabajo motor máximo varían para cada  $TET$ , reflejando el impacto de las nuevas tecnologías que permiten  $TET$  mayores, sobre el desempeño de la turbina de gas. Se establece el punto C' que tiene una  $\pi'_{th,max} = 95.743$ , correspondiente a la condición de eficiencia térmica máxima para una  $TET = 1080\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Comparando los puntos C y C', la  $TET$  disminuye  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , el flujo de combustible aumenta  $14.002\%$  y la eficiencia térmica disminuye  $14.002\%$ ; en consecuencia, el incremento de la eficiencia térmica implica una disminución en la misma proporción del flujo másico de combustible.

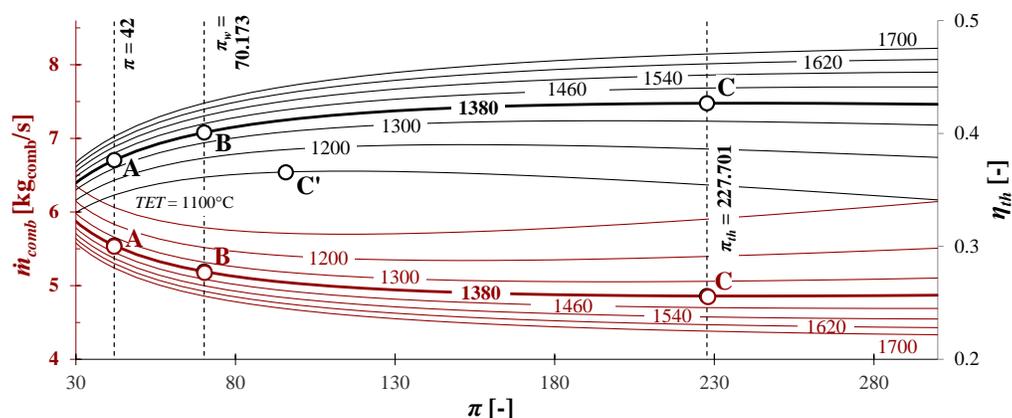


Figura 2.13 Flujo de combustible y eficiencia térmica en función de la relación de presiones.

## Capítulo 3 – Análisis exergetico a la TG GE-LMS100

### 3. Analisis exergetico.

En los capítulos anteriores se trataron los aspectos energéticos de la turbina de gas, a partir del análisis de primera ley, considerando sólo el principio conservativo de la cantidad de la energía, sin tomar en cuenta su calidad. Para el estudio de la calidad de la energía se recurre al análisis exergetico, integrando el estudio de primera ley de la termodinámica, el estudio de segunda ley de la termodinámica y al medio ambiente.

Con el análisis exergetico se determina el trabajo máximo que se puede obtener de una forma de energía dada, respecto a las condiciones del medio ambiente; dicha relación con el ambiente, convierten al análisis exergetico en una herramienta clave para cualquier diseño y desarrollo de sistemas energéticos modernos; ya que, todo desarrollo de la ingeniería moderna, busca conseguir la mayor utilidad con el menor impacto ambiental y el menor consumo de recursos naturales posibles.

Todo recurso proveniente del entorno es finito, y su explotación desmedida amenaza tanto a las cadenas de suministro como al equilibrio termodinámico del medio ambiente. En conclusión, a través de la relación entre la primera ley de la termodinámica, *PLT*, la segunda ley de la termodinámica, *SLT* y, el medio ambiente se busca brindar el mayor confort al ser humano con el menor impacto posible al medio ambiente. La Figura 3.1 muestra como se relacionan las tres áreas principales que conforman al análisis exergetico.

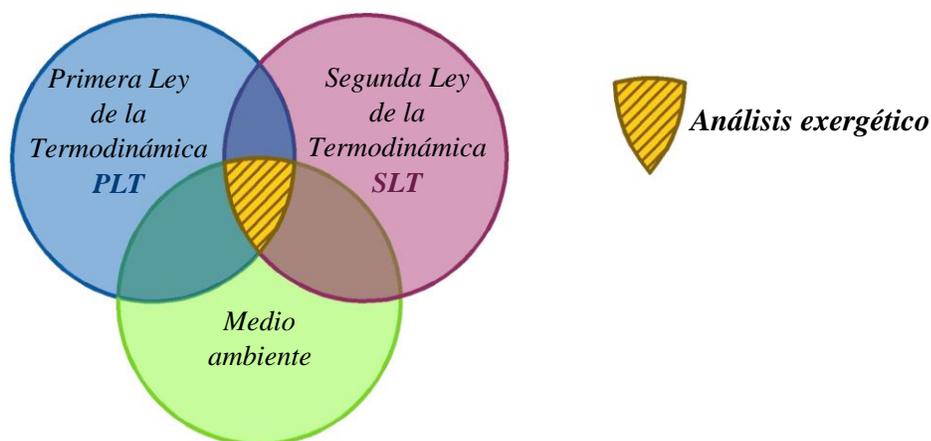


Figura 3.1 Relación entre la PLT, SLT y el Medio ambiente.

Al hacer uso del análisis de Segunda Ley de la Termodinámica, el análisis exergetico permite identificar la ubicación, magnitud y causas de las irreversibilidades generadas en sistemas y procesos. Con la evaluación del trabajo disponible perdido o análisis de irreversibilidades se puede identificar el potencial de mejora de los sistemas. Al aplicar el análisis exergetico a la turbina de gas aeroderivada de tres flechas, se estudian las componentes de la exergía, el trabajo disponible perdido inherente a los

procesos internos y el asociado a interacciones con el medio ambiente, se identifican los equipos con mayor generación de irreversibilidad, los equipos con menor eficiencia exergética y racional, y se construye el diagrama de Grassmann.

### 3.1 Segunda ley de la termodinámica.

El principio de la segunda ley de la termodinámica se basa en el postulado de la entropía. La entropía es una propiedad extensiva no conservativa; puesto que, en un sistema aislado, esta propiedad siempre se genera o es igual a cero en el límite reversible, pero, nunca disminuye. La segunda ley de la termodinámica para un volumen de control se determina con base a la Figura 2.1 y queda expresado de la siguiente manera

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS_{VC}}{dt} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{r=0}^n \frac{\dot{Q}_r}{T_r} + \sum_{out} \dot{m}s - \sum_{in} \dot{m}s \geq 0 \quad (3.1)$$

A partir de combinar las ecuaciones (2.40) y (3.1), se considera sólo la potencia asociada al trabajo de flecha, se obtiene la expresión de la potencia real, que combina la primera y segunda ley termodinámica. La potencia real se puede escribir de la siguiente forma

$$\dot{W}_x = -\frac{d}{dt}(E - T_0S)_{VC} + \sum_{r=1}^n \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) + \sum_{in} \dot{m}(h_r - T_0s) - \sum_{out} \dot{m}(h_r - T_0s) - T_0\dot{S}_{gen} \quad (3.2)$$

Si se considera el límite reversible, donde, no hay generación de entropía, la ecuación (3.2) se reescribe como

$$\dot{W}_{x,REV} = -\frac{d}{dt}(E - T_0S)_{VC} + \sum_{r=1}^n \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) + \sum_{in} \dot{m}(h_r - T_0s) - \sum_{out} \dot{m}(h_r - T_0s) \quad (3.3)$$

Sustituyendo la ecuación (3.3) en la ecuación (3.2), se encuentra que la potencia real es igual a la diferencia entre la potencia disponible y el producto de la geración de entropía por la temperatura ambiente

$$\dot{W}_x = \dot{W}_{x,REV} - T_0\dot{S}_{gen} \quad (3.4)$$

La potencia disponible perdida es la diferencia entre la potencia reversible y la potencia real, en consecuencia, de la ecuación (3.4) se llega al teorema de Gouy-Stodola. El teorema de Gouy-Stodola indica que la destrucción de potencia es directamente proporcional a la generación de entropía,  $\dot{W}_{lost} \propto \dot{S}_{gen}$ , donde el factor de proporcionalidad es la temperatura ambiente

$$\dot{W}_{lost} = \dot{W}_{x,REV} - \dot{W}_x = T_0\dot{S}_{gen} \quad (3.5)$$

La potencia disponible perdida es el flujo de irreversibilidad, entonces, el flujo de irreversibilidad se expresa como sigue

$$\dot{I} = \dot{W}_{lost} = T_0\dot{S}_{gen} \quad (3.6)$$

Entonces, la entropía generada es una medida de la potencia disponible perdida o del flujo de exergía destruido.

### 3.2 Exergía.

El origen del concepto de exergía se puede atribuir a la afirmación de Carnot en 1824, esta afirmación indica que el trabajo que se puede extraer de una máquina térmica es proporcional a la diferencia de temperatura entre el depósito caliente y el depósito frío, afirmación que, en conjunto con la evolución de la termodinámica, el desarrollo de la segunda ley y la introducción del concepto de la energía disponible formaron las bases para el concepto de exergía.

Ya se tenían definiciones similares a la disponibilidad, en menciones en conferencias desde 1868, por parte de Tait y Lord Kelvin; sin embargo, fue Gibbs en 1873 quien introduce un desarrollo más extenso del concepto de la energía disponible; finalmente, fue hasta 1953 que se propuso el término de exergía, por parte de Zoran Rant, para diferenciar del término energía que está compuesto por los prefijos griegos *en* y *ergon*, que la definen como trabajo interior; mientras que exergía proviene del prefijo latino, *ex*, que significa fuera y el prefijo griego, *ergon*, que significa trabajo; lo que se puede entender como trabajo externo, Sciubba & Wall. (2007), Casal. (2015).

El término exergía sirvió como una reformulación de la declaración original de Gibbs, que abarca, todas las expresiones, asociadas a la disponibilidad, tales como la energía disponible, el trabajo disponible, el trabajo potencial, la energía útil, etc. Sin embargo, el concepto de exergía ha venido evolucionando al paso de los años y es definido de una manera particular dependiendo el autor, por ejemplo:

Kotas (1985), “la menciona como una medida universal del potencial de trabajo o de la calidad de diferentes formas de energía con relación a un entorno determinado.”

Szargut et al. (1987), “la definen como la cantidad de trabajo obtenible cuando alguna materia se lleva a un estado de equilibrio termodinámico con las componentes comunes del entorno natural por medio de procesos reversibles”.

Dincer & Cengel. (2001), “Describen a la exergía de un sistema, como el trabajo de eje máximo que podría realizar la combinación del sistema y un entorno de referencia específico, que se supone infinito, en equilibrio y que, en última instancia, engloba a todos los demás sistemas”.

Dincer & Rosen. (2012), “Definen a la exergía de un sistema como el trabajo de eje máximo que se obtiene de la corriente de un sistema y un entorno de referencia específico. La exergía es una propiedad tanto del sistema como del entorno de referencia”.

Entonces, se puede entender a la exergía como una propiedad termodinámica no conservativa, que se destruye de manera proporcional a la generación de entropía y, que cuantifica el trabajo que se puede obtener de un sistema dado, al llevarlo desde sus condiciones particulares hasta las condiciones del entorno; de esta manera, la exergía es una propiedad que permite incluir al entorno en los análisis de sistemas térmicos.

### Corriente exergética asociada a la transferencia de trabajo o potencia.

Por definición, el trabajo es exergía, puesto que el trabajo que se puede obtener de una forma de energía dada es su exergía; entonces, la corriente exergética asociada a la transferencia de trabajo es equivalente a la potencia, teniendo la misma dirección y magnitud, Kotas. (1985)

$$\dot{W} = \dot{E}^W \quad (3.7)$$

### Corriente exergética asociada a la transferencia de calor.

La exergía asociada a la transferencia de calor, es la exergía debida al flux de calor entre la superficie de control y el medio ambiente, y es el trabajo disponible del proceso de transferencia de calor, cuando el medio ambiente es el depósito de energía térmica. Se determina como el producto del factor de temperatura exergética adimensional y el flujo de calor transferido

$$\dot{E}^Q = \tau \dot{Q} \quad (3.8)$$

Donde,  $\tau$  es la temperatura exergética adimensional o factor de Carnot, que relaciona a la temperatura ambiente y la temperatura de la superficie de control

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} \quad (3.9)$$

### Corriente exergética asociada al flujo de materia constante.

La corriente exergética asociada al flujo de materia constante, es el trabajo máximo que se puede obtener de una corriente de materia, cuando se lleva desde su condición particular hasta las condiciones del estado muerto, si no se considera la contribución cinética, potencial, nuclear, magnética, eléctrica y la tensión superficial, su expresión se reduce a

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (3.10)$$

El subíndice,  $ph$ , hace referencia a la exergía física, definida como el trabajo que se obtiene de un flujo de materia cuando se lleva desde su estado particular a las condiciones del estado muerto, sólo en función de sus propiedades intensivas de presión y temperatura, mediante procesos físicos que sólo involucran interacciones térmicas con el medio ambiente

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3.11)$$

La componente física de una corriente exergética asociada a un flujo de gases que se modelan como gas perfecto, es la siguiente

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}c_p T_0 \left\{ \left[ \left( \frac{T}{T_0} - 1 \right) - \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + \left[ x \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \right] \right\} \quad (3.12)$$

De la ecuación (3.12) se identifican las componentes mecánica y térmica de la exergía física, siendo la componente térmica el primer corchete cuadrado del segundo miembro y la componente

mecánica el segundo corchete cuadrado. Reescribiendo la ecuación (3.12) en función de sus componentes mecánica y térmica

$$\dot{E}_{ph} = \dot{E}^{\Delta T} + \dot{E}^{\Delta P} = \dot{m}(\varepsilon^{\Delta T} + \varepsilon^{\Delta P}) \quad (3.13)$$

La componente física de una corriente exérgica asociada al flujo de materia, se puede determinar a partir de dos procesos físicos hipotéticos y reversibles, tales como isobáricos e isotérmicos o bien adiabáticos e isotérmicos, ya que con éstos se lleva a la corriente hasta las condiciones del estado muerto, produciendo un trabajo reversible compuesto por una componente térmica asociada al cambio de temperatura en el proceso de presión constante y una componente mecánica asociada al cambio de presión en el proceso a temperatura constante. Para este caso de estudio, únicamente se va a considerar a la componente mecánica de la exergía física.

### 3.3 Balance exérgico de un volumen de control.

En la Figura 3.2 se ilustran las interacciones de materia y exergía entre las fronteras de un volumen de control y su medio ambiente inmediato; en este caso, el volumen de control representa a la turbina de gas aeroderivada; en la interacción entre el volumen de control y el medio ambiente se tiene la entrada y salida de corrientes de exergía asociadas a los flujos de materia, calor y trabajo. Es importante mencionar que no se consideran a las interacciones de exergía cinética y potencial ni las asociadas al trabajo eléctrico, magnético, etc.

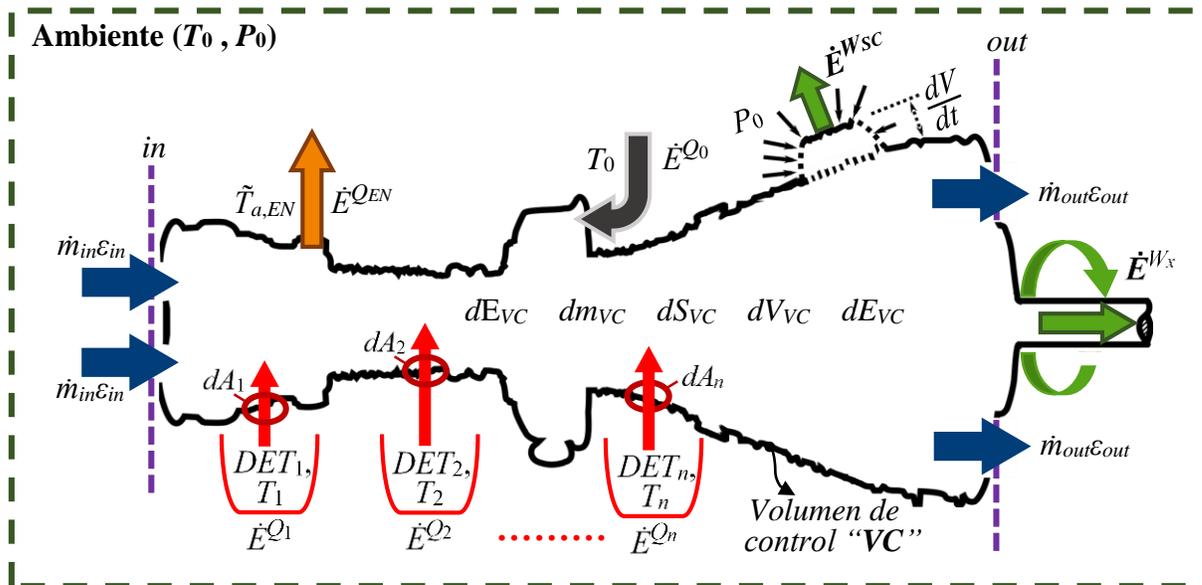


Figura 3.2 Corrientes exérgicas que interactúan en un volumen de control.

El balance de exergía se realiza con base a la Figura 3.2 y queda expresado de la siguiente manera

$$\sum_{r=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \dot{Q}_r - \dot{E}^{W_x} - \dot{E}^{W_{sc}} = \frac{d(E + P_0 V - T_0 S)_{VC}}{dt} + \sum_{in} \dot{m}(h_T - T_0 s) - \sum_{out} \dot{m}(h_T - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.14)$$

Aplicando las consideraciones establecidas en la sección 2.1 se establece que, la turbina de gas opera en estado estable, por lo tanto, no hay cambio del flujo de exergía respecto al cambio de tiempo en

el volumen de control, como los equipos que la conforman son adiabáticos, la sumatoria de las corrientes de exergía asociadas a los flux de calor es igual a cero, ya que, sólo se contemplan las interacciones de trabajo asociadas al trabajo de flecha, no se toman los cambios de exergía cinética y potencial, en consecuencia, la ecuación (3.14) se reescribe como

$$\sum_{in} \dot{E} = \sum_{out} \dot{E} + T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.15)$$

### 3.4 Análisis exergético de la TG GE-LMS 100.

Para iniciar el análisis exergético, se divide al sistema en nueve volúmenes de control o subregiones, para poder identificar las irreversibilidades internas asociadas a los procesos en los equipos y diferenciarlas de las irreversibilidades externas, asociadas al calor cedido desde la superficie de control de los equipos a su entorno inmediato.

En la Figura 3.3 se representa a la TG GE-LMS100 definida por los volúmenes de control I, II, III, IV, V, VI y VII, VIII y IX que contienen al CBP, EN, CAP, CC, TAP, TPI, TP, GB<sub>1</sub> y GB<sub>2</sub>, respectivamente: así mismo, los volúmenes de control están contenidos en una superficie de control que representa al sistema TG GE-LMS100, que a su vez, está contenido por una superficie de control que también incorpora al medio ambiente; a la integración del sistema y su medio ambiente se le conoce como sistema extendido o universo. Al medio ambiente, se le considera como un equipo más, al que se le identifica con el número cero. La transmisión de potencia entre la TPI con el CBP se hace por medio de la caja de engranes uno (GB<sub>1</sub>) y la transmisión de potencia entre la TAP y el CAP se hace a través de la caja de engranes dos (GB<sub>2</sub>).

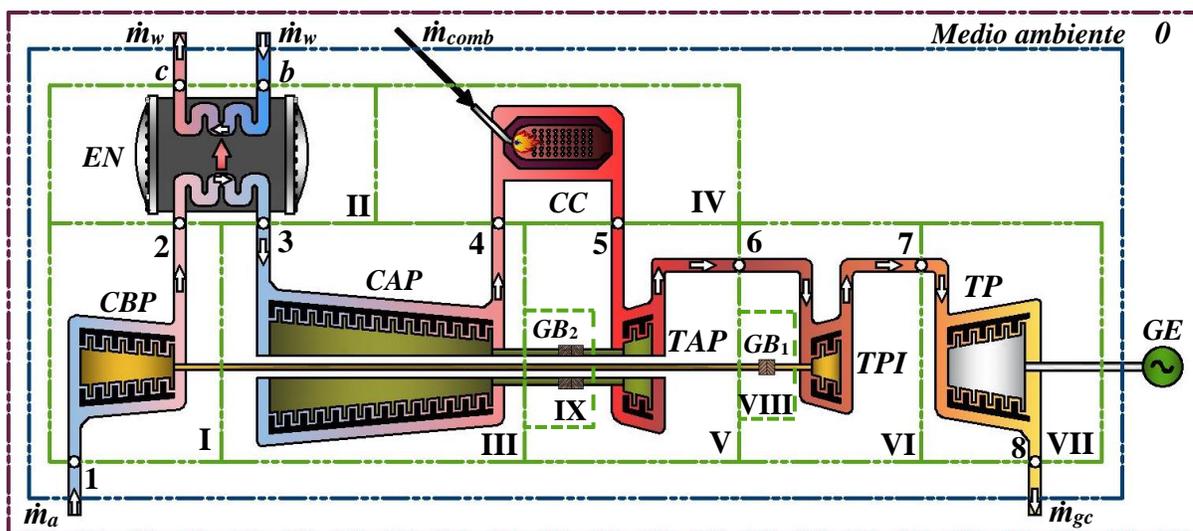


Figura 3.3 Sistema y subregiones de la TG GE-LMS100.

La generación de irreversibilidades internas asociadas a los procesos que se tienen en cada equipo es la siguiente

$$\dot{I}_k = \dot{m}_j T_0 C_{p,j} \left[ \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} - x_j \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} \right] \quad (3.16)$$

El subíndice,  $k$ , representa al equipo o volumen de control en consideración; el subíndice,  $j$ , hace referencia al aire o gases de combustión; los subíndices,  $out$  e  $in$ , hacen referencia a las condiciones del fluido de trabajo en la salida y entrada del volumen de control.

### 3.4.1 Diagrama de Grassmann.

El diagrama de Grassmann es una herramienta que ayuda representar los flujos de exergía que entran y salen de cada subregión. Se debe definir adecuadamente al volumen de control, porque dentro de él, se representan las irreversibilidades internas asociadas a los procesos. Con las irreversibilidades internas y externas se expone como se destruye la exergía que entra al volumen de control.

Los diagramas de Grassmann de los equipos de la turbina de gas se realizan a partir de la Figura 3.3. Como ejemplo, en la Figura 3.4 se representa el diagrama de Grassmann del volumen de control VII. A la turbina de potencia enmarcada por el volumen de control VII, ingresa la corriente exergética asociada al flujo másico de gases de combustión,  $\dot{E}_7$ , y salen las corrientes exergéticas asociadas al flujo másico de los gases de escape  $\dot{E}_8$ ; a la potencia generada  $\dot{E}^{WTP}$ ; y a la transferencia de calor entre la turbina de potencia y el medio ambiente,  $\dot{E}^{QTP,ext}$ . La corriente exergética,  $\dot{E}^{QTP,ext}$ , representa la exergía destruida por efecto de la disipación de energía térmica de la superficie de control de la  $TP$  hacia el medio ambiente, que contribuirá en el proceso de formación de irreversibilidades, al formar el flujo de irreversibilidad externa  $\dot{I}^{QTP,ext}$ .

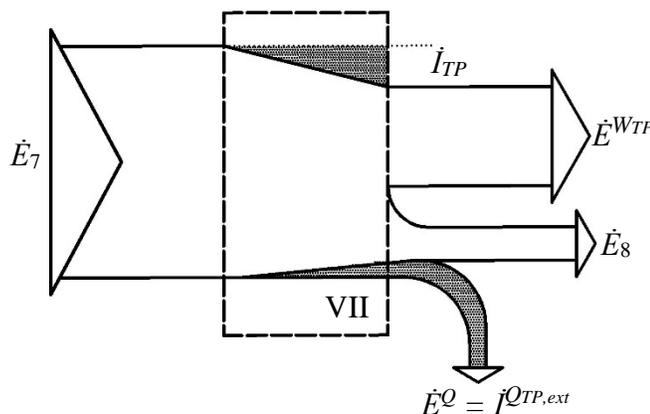


Figura 3.4 Diagrama de Grassmann del volumen de control VII, turbina de potencia.

No obstante, bajo las consideraciones tomadas en la sección 2.1, se establece que los equipos del sistema  $TG$   $GE-LMS100$  son adiabáticos; por lo tanto, las irreversibilidades externas debidas a la transferencia de calor entre las superficies de control de los equipos y el entorno son iguales a cero,  $\dot{I}^{Q,ext} = 0$ ; en consecuencia no se representa esta irreversibilidad externa en los diagramas de Grassmann.

### Balance exergético al volumen de control I, compresor de baja presión.

La Figura 3.5 ilustra el diagrama de Grassmann del volumen de control I, que delimita al compresor de baja presión. Al volumen de control I entran las corrientes  $\dot{E}^{WTP}$  y  $\dot{E}_1$ , asociadas a la potencia suministrada al  $CBP$  y al flujo másico de aire que entra al  $CBP$ , respectivamente; y sale la

corriente  $\dot{E}_2$  asociada al flujo másico del aire que sale del *CBP*. Dentro del volumen de control se generó el flujo de irreversibilidad internas  $\dot{I}_{CBP}$ , que es inherente al proceso de compresión.

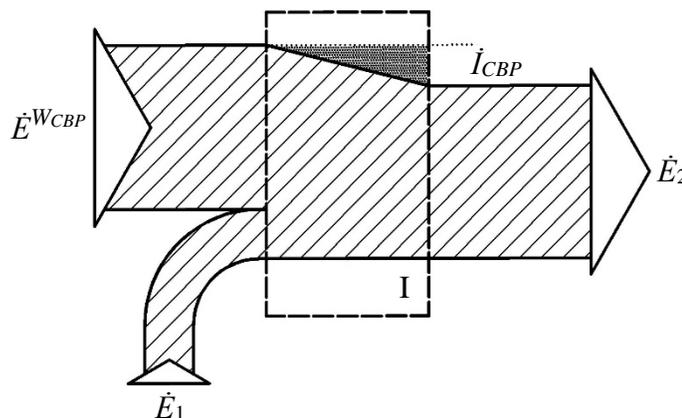


Figura 3.5 Diagrama de Grassmann del volumen de control I, compresor de baja presión.

A partir del diagrama de Grassmann del compresor de baja presión, se establece que, la suma de las corrientes  $\dot{E}^{W_{CBP}}$  y  $\dot{E}_1$ , es igual a la suma de la corriente  $\dot{E}_2$  y al flujo de irreversibilidad interna del compresor de baja presión

$$\dot{E}^{W_{CBP}} + \dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{I}_{CBP} \quad (3.17)$$

Sin embargo, el flujo de aire que ingresa al compresor de baja presión, lo hace a las mismas condiciones de presión y temperatura que las del estado de referencia; por lo tanto, su corriente exergética es igual a cero,  $\dot{E}_1 = 0$ , y el balance exergético se reescribe como

$$\dot{E}^{W_{CBP}} = \dot{E}_2 + \dot{I}_{CBP} \quad (3.18)$$

En la Figura 3.6 se exhibe el diagrama exergía-entalpía del proceso de compresión de baja presión, en donde se identifican las componentes térmica y mecánica de la exergía física entre los estados 1 y 2. En el estado 1 no hay disponibilidad de exergía, por lo tanto, no hay componentes de la exergía física. Entre los estados 0 y 2 se tienen las componentes térmica y mecánica de la exergía física, por tratarse del aire que sale del compresor con una presión y temperatura más elevadas que las del aire en el estado muerto. La componente térmica de la exergía en el estado 2,  $\varepsilon_2^{\Delta T}$ , se determina con el proceso reversible a presión constante,  $P_2$ , de 2 a  $2p$ , entre las temperaturas  $T_2$  y  $T_0$ . La componente mecánica de la exergía en el estado 2,  $\varepsilon_2^{\Delta P}$ , se consigue a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $2p$  a 0, entre las presiones  $P_2$  y  $P_0$ . Para el compresor de baja presión, las diferencias de entalpías,  $h_2-h_1$  y  $h_{2s}-h_1$ , son los trabajos de compresión real e isentrópico, respectivamente, y a la diferencia de entalpías,  $h_2-h_{2s}$ , se le conoce como recalentamiento,  $r$ . El recalentamiento es una irreversibilidad intrínseca asociada al incremento de entropía en el proceso de compresión, el recalentamiento es la cantidad que hace provoca que la eficiencia de compresión isentrópica siempre sea menor que uno, ( $\eta_{sic} < 1$ ).

La eficiencia de compresión isentrópica en el compresor de baja presión es la relación del trabajo de compresión isentrópico y el trabajo de compresión suministrado

$$\eta_{sic,CBP} = \frac{w_{s,CBP}}{w_{CBP}} = \frac{w_{CBP} - r_{CBP}}{w_{CBP}} = \frac{(h_2 - h_1) - (h_2 - h_{2s})}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{r_{CBP}}{h_2 - h_1} \quad (3.19)$$

El cambio de exergía física en el proceso de compresión de baja presión es la diferencia entre las componentes de la exergía física entre los estados 1 y 2

$$\Delta \varepsilon_{ph,CBP} = (\varepsilon_2^{\Delta T} - \varepsilon_1^{\Delta T}) + (\varepsilon_2^{\Delta P} - \varepsilon_1^{\Delta P}) \quad (3.20)$$

Se considera, que las condiciones del estado 1 sean las mismas que las del estado muerto, entonces, el estado 1 no tiene disponibilidad de exergía y el cambio de exergía física en el proceso de compresión de baja presión es igual a la exergía física del estado 2

$$\Delta \varepsilon_{ph,CBP} = \varepsilon_2^{\Delta T} + \varepsilon_2^{\Delta P} = \varepsilon_{ph,2} \quad (3.21)$$

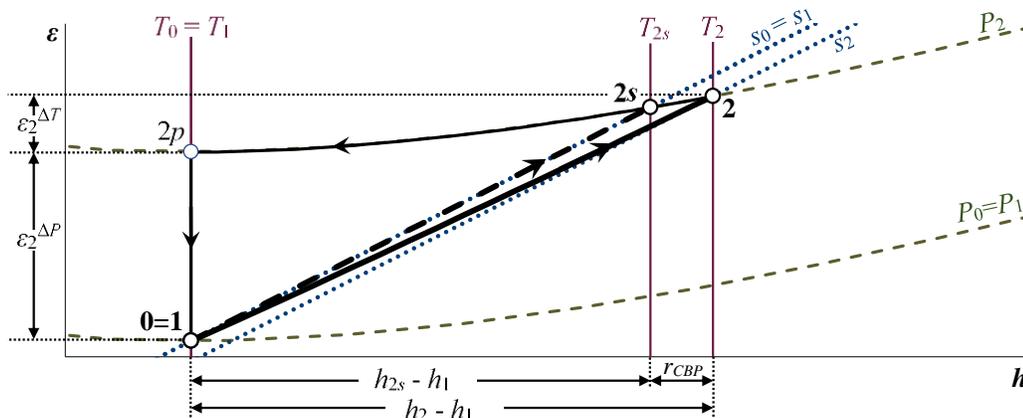


Figura 3.6 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control I, compresión de baja presión.

### Balance exergético al volumen de control II, enfriador.

La Figura 3.7 muestra el volumen de control II que enmarca al enfriador adiabático. Al volumen de control II ingresan las corrientes exergéticas asociadas al flujo de materia,  $\dot{E}_2$  y  $\dot{E}_b$ , de los flujos másicos de aire y agua, respectivamente; y salen las corrientes exergéticas del flujo másico de aire  $\dot{E}_3$ , del flujo másico de vapor  $\dot{E}_c$ .

Estrictamente, el enfriador sólo está disipando el calor del aire; sin embargo, en este caso se considera que, el calor desechado por el enfriador es cedido a un flujo de agua, provocando que su calidad aumente y que salga como la corriente,  $\dot{E}_c$ , con una mayor disponibilidad exergética que en su condición inicial,  $\dot{E}_c > \dot{E}_b$ ; si la corriente exergética,  $\dot{E}_c$ , no se aprovecha como recurso en un proceso posterior, se convierte en una irreversibilidad externa, que perjudica al medio ambiente, por este motivo, en este caso de estudio, se le considera como una corriente exergética útil, que puede servir como recurso de algún otro equipo o sistema.

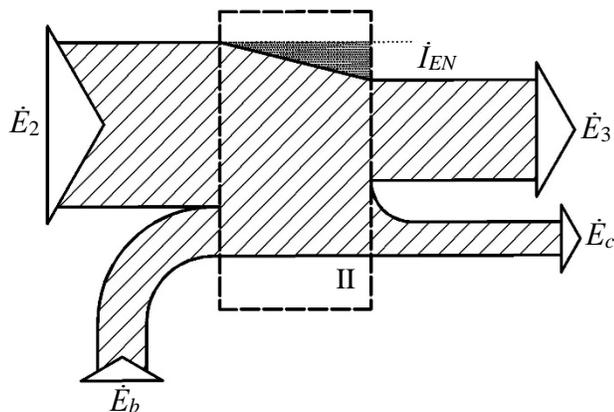


Figura 3.7 Diagrama de Grassmann del volumen de control II, enfriador.

A partir del diagrama de Grassmann del enfriador, se obtiene el balance de flujos de exergía, donde la suma de las corrientes  $\dot{E}_2$  y  $\dot{E}_b$  es igual a la suma de las corrientes  $\dot{E}_3$ ,  $\dot{E}_c$  y el flujo de irreversibilidad interna en el enfriador

$$\dot{E}_b + \dot{E}_2 = \dot{E}_3 + \dot{E}_c + \dot{I}_{EN} \quad (3.22)$$

Con la ecuación (2.53), se puede expresar la corriente exergética asociada al flujo de calor que disipa el aire en el enfriador en función de la temperatura promedio del aire

$$\dot{E}_a^{Q_{EN}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \dot{Q}_{EN} \quad (3.23)$$

Por otra parte, con la ecuación (2.54), se puede expresar la corriente exergética asociada al flujo de calor que gana el agua en el enfriador en función de la temperatura promedio del agua

$$\dot{E}_w^{Q_{EN}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right) \dot{Q}_{EN} \quad (3.24)$$

En este caso, las corrientes exergéticas asociadas al flujo de calor que disipa el aire y el agua son de 4.871 y 2.969 MW, respectivamente; aun cuando, el flujo de calor que gana el agua es el mismo que disipa el aire. La comparación del flujo de calor disipado en el enfriador, con el flujo de exergía asociado a la transferencia de calor entre el agua y el aire, es una muestra clara de las diferencias entre la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica. Como en la Primera Ley de la Termodinámica, solo se considera la conservación de la energía, no se consideran pérdidas de calidad en el flujo de calor rechazado. La calidad del flujo de calor rechazado se observa claramente con los flujos de exergía de la transferencia de calor, que con base en la Segunda Ley de la Termodinámica indican que no toda la energía se transfiere del aire al agua; parte de la energía se pierde en el proceso.

A partir del diagrama exergía-entalpía mostrado en la Figura 3.8 se identifican las componentes térmica y mecánica de la exergía física del proceso de enfriamiento entre los estados 2 y 3. El estado 3 corresponde al aire que sale del enfriador a condiciones de presión y temperatura distintas a las del estado muerto; a pesar de que, la temperatura del aire a la salida del enfriador es marginalmente superior a la del estado muerto, entre los estados 0 y 3 si se presentan las componentes mecánica y térmica de la

exergía física. La componente térmica de la exergía física en el estado 3,  $\varepsilon_3^{\Delta T}$ , se obtiene con el proceso reversible a presión constante,  $P_3$ , de 3 a  $3p$ , entre las temperaturas  $T_3$  y  $T_0$ ; en este caso, la componente  $\varepsilon_3^{\Delta T}$  no se alcanza a distinguir en el diagrama de  $\varepsilon-h$  del proceso de enfriamiento, porque su contribución en la exergía física es muy pequeña. La componente mecánica,  $\varepsilon_3^{\Delta P}$ , se obtiene a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $3p$  a 0, entre las presiones  $P_3$  y  $P_0$ . El cambio de entalpías,  $h_2-h_3$ , corresponde al calor que cede el flujo másico de aire en el enfriador.

El cambio de exergía física en el proceso de enfriamiento es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 2 y 3

$$\Delta\varepsilon_{ph,EN} = (\varepsilon_2^{\Delta T} - \varepsilon_3^{\Delta T}) + (\varepsilon_2^{\Delta P} - \varepsilon_3^{\Delta P}) \quad (3.25)$$

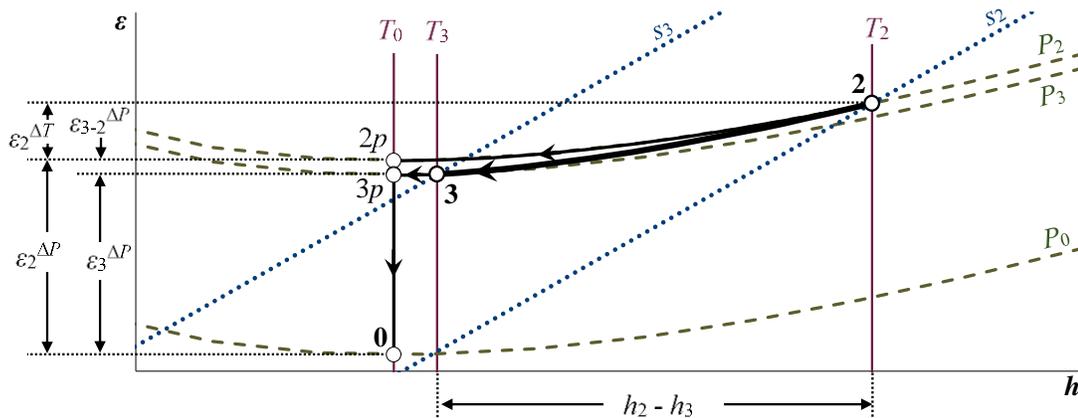


Figura 3.8 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control II, enfriador.

### Balance exergético al volumen de control III, compresor de alta presión.

En la Figura 3.9 se ilustra el diagrama de Grassmann del compresor de alta presión adiabático, definido por el volumen de control III. Las corrientes exergéticas que entran al compresor de alta presión se asocian al flujo másico de aire  $\dot{E}_3$ , y a la potencia suministrada  $\dot{E}^{WCAP}$ ; y sale la corriente exergética del flujo de aire  $\dot{E}_4$ . Dentro del volumen de control se muestra el flujo de irreversibilidad interna que se genera en el proceso de compresión,  $\dot{I}_{CAP}$ .

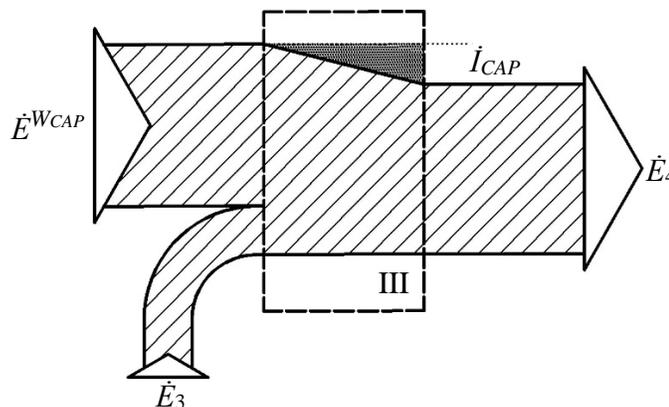


Figura 3.9 Diagrama de Grassmann del volumen de control III, compresor de alta presión.

A partir del diagrama de Grassmann del compresor de alta presión, se hace el balance de flujos de exergía, donde la suma de las corrientes  $\dot{E}^{W_{CAP}}$  y  $\dot{E}_3$  es igual a la suma de la corriente  $\dot{E}_4$  y el flujo de irreversibilidad interna del CAP

$$\dot{E}^{W_{CAP}} + \dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{I}_{CAP} \quad (3.26)$$

En la Figura 3.10 se exhibe el diagrama exergía-entalpía del proceso de compresión de alta presión, donde se identifica a las componentes mecánica y térmica de la exergía física entre los estados 3 y 4. El estado 4 corresponde al aire en la descarga del compresor, en el que las condiciones de presión y temperatura son más elevadas que las del estado muerto, de manera que, entre los estados 0 y 4 se presentan las componentes térmica y mecánica de la exergía física. La componente térmica de la exergía en el estado 4,  $\varepsilon_4^{\Delta T}$ , se logra con el proceso reversible a presión constante,  $P_4$ , de 4 a  $4p$ , entre las temperaturas  $T_4$  y  $T_0$ ; y su componente mecánica,  $\varepsilon_4^{\Delta P}$ , se obtiene a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $4p$  a 0, entre las presiones  $P_4$  y  $P_0$ . Análogamente, al proceso de compresión en el compresor de baja presión, en el proceso de compresión de alta presión, las diferencias de entalpías,  $h_4-h_3$  y  $h_{4s}-h_3$ , son el trabajo de compresión expansión real e isoentrópico, respectivamente; y la diferencia de entalpías,  $h_4-h_{4s}$ , es su recalentamiento,  $r_{CAP}$ .

La eficiencia de compresión isoentrópica en el compresor de alta presión, es la relación entre el trabajo de compresión isoentrópico y el trabajo real

$$\eta_{sic,CAP} = \frac{w_{s,CAP}}{w_{CAP}} = \frac{w_{CAP} - r_{CAP}}{w_{CAP}} = \frac{(h_4 - h_3) - (h_4 - h_{4s})}{h_4 - h_3} = 1 - \frac{r_{CAP}}{h_4 - h_3} \quad (3.27)$$

El cambio de exergía física en el proceso de compresión de alta presión, es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 4 y 3

$$\Delta \varepsilon_{ph,CAP} = (\varepsilon_4^{\Delta T} - \varepsilon_3^{\Delta T}) + (\varepsilon_4^{\Delta P} - \varepsilon_3^{\Delta P}) \quad (3.28)$$

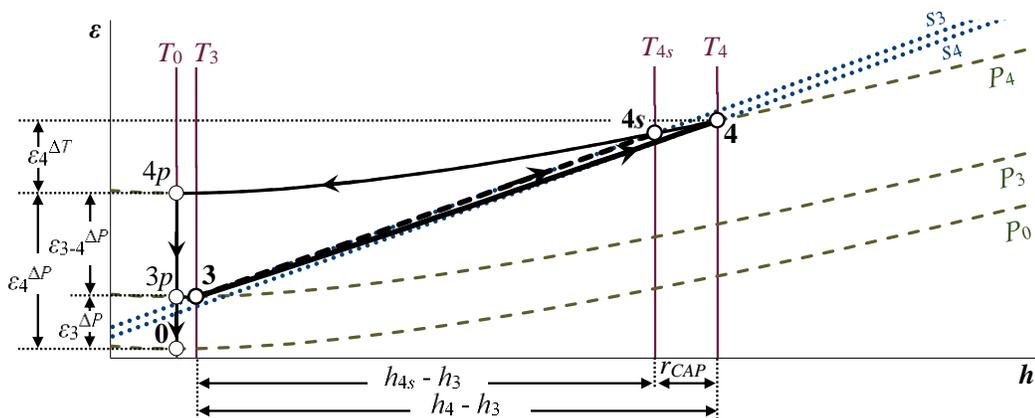


Figura 3.10 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control III, compresor de alta presión.

**Balance exergético al volumen de control IV, cámara de combustión.**

En la Figura 3.11 se muestra el diagrama de Grassmann del volumen de control IV que enmarca a la cámara de combustión adiabática. Al volumen de control IV entran las corrientes exergéticas

asociadas al flujo aire,  $\dot{E}_4$ , y al flujo de combustible,  $\dot{E}_{comb}$ ; y sale la corriente exergética asociada al flujo de gases de combustión,  $\dot{E}_5$ . Durante el proceso de combustión, el flujo de exergía destruido es el flujo de irreversibilidad interna  $\dot{I}_{CC}$ , que tiene lugar dentro del volumen de control.

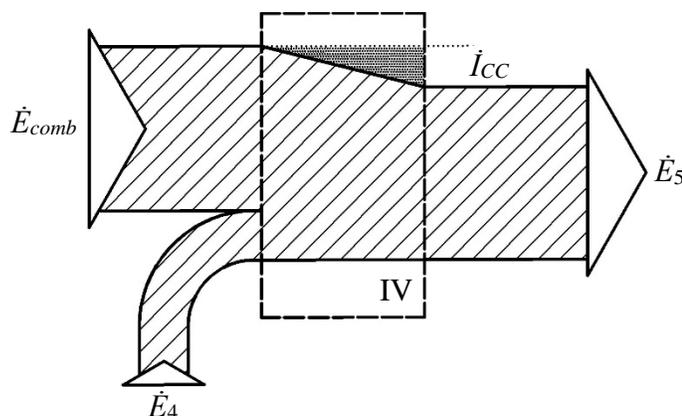


Figura 3.11 Diagrama de Grassmann del volumen de control IV, cámara de combustión.

A partir del diagrama de Grassmann de la cámara de combustión mostrado en la Figura 3.11 se llega a que, la suma de las corrientes  $\dot{E}_4$  y  $\dot{E}_{comb}$  es igual a la suma de la corriente  $\dot{E}_5$  y el flujo de irreversibilidad interna de la cámara de combustión

$$\dot{E}_{comb} + \dot{E}_4 = \dot{E}_5 + \dot{I}_{CC} \quad (3.29)$$

La corriente exergética asociada al flujo de combustible que ingresa a la cámara de combustión, es el producto del poder calorífico inferior del flujo másico de combustible y la temperatura exergética adimensional

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb} \tau PCI \quad (3.30)$$

El factor de Carnot en el caso de la exergía del combustible, relaciona a la temperatura del estado muerto y la temperatura de flama adiabática, de la siguiente manera

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T_{fad}} \quad (3.31)$$

En la Figura 3.12 se presenta el diagrama exergía-entalpía del proceso de combustión, donde se identifican a las componentes mecánica y térmica de la exergía física entre los estados 4 y 5. El estado 5 corresponde a los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión, a condiciones de temperatura y presión mayores que las del estado muerto; entonces, entre los estados 0 y 5 se presentan las componentes térmica y mecánica de la exergía física. La componente térmica de la exergía en el estado 5,  $\varepsilon_5^{\Delta T}$ , se logra con el proceso reversible a presión constante  $P_5$ , de  $5p$  a  $5p$ , entre las temperaturas  $T_5$  y  $T_0$ ; y la componente mecánica  $\varepsilon_5^{\Delta P}$ , se obtiene a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $5p$  a  $0$ , entre las presiones  $P_5$  y  $P_0$ . Finalmente, el calor suministrado es el cambio de entalpía,  $h_5 - h_4$ .

El cambio de exergía física en el proceso de combustión, es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 5 y 4

$$\Delta \varepsilon_{ph,CC} = (\varepsilon_5^{\Delta T} - \varepsilon_4^{\Delta T}) + (\varepsilon_5^{\Delta P} - \varepsilon_4^{\Delta P}) \quad (3.32)$$

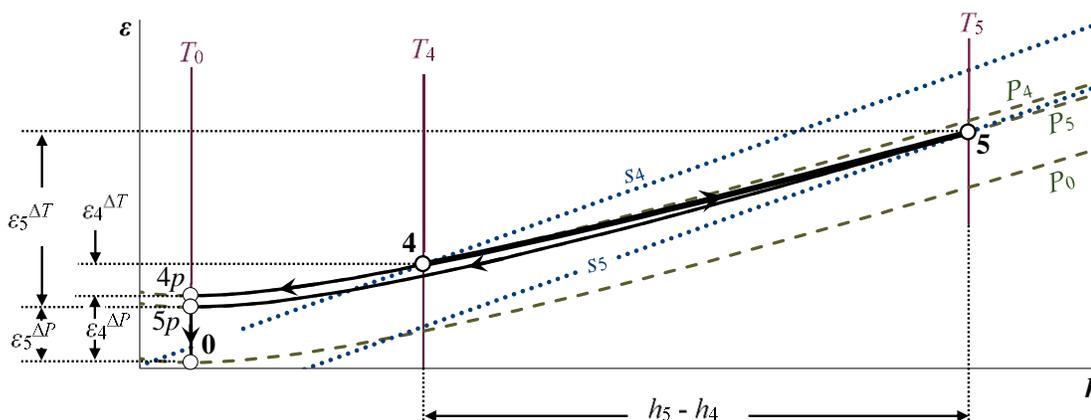


Figura 3.12 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control IV, cámara de combustión.

**Balance exergético al volumen de control V, turbina de alta presión.**

En la Figura 3.13 se presenta el diagrama de Grassmann del volumen de control V que define a la turbina de alta presión adiabática. Al volumen de control V entra la corriente exergética asociada al flujo de gases de combustión,  $\dot{E}_5$ ; y salen las corrientes exergéticas asociadas al flujo de gases de escape,  $\dot{E}_6$ , y la debida a la potencia generada,  $\dot{E}^{WTAP}$ ; en el volumen de control se ilustra el flujo de irreversibilidad interna generado en el proceso de expansión,  $\dot{I}_{TAP}$ .

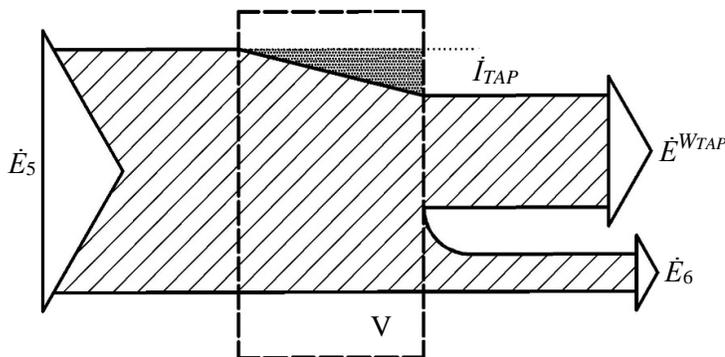


Figura 3.13 Diagrama de Grassmann del volumen de control V.

A partir del diagrama de Grassmann de la turbina de alta presión mostrado se llega a que la corriente 5 es igual a la suma de las corrientes  $\dot{E}^{WTAP}$ ,  $\dot{E}_6$  y del flujo de irreversibilidad interna de la turbina de alta presión

$$\dot{E}_5 = \dot{E}^{WTAP} + \dot{E}_6 + \dot{I}_{TAP} \quad (3.33)$$

En la Figura 3.14 se muestra el diagrama exergía-entalpía del proceso de expansión de alta presión, se muestran las componentes mecánica y térmica de la exergía física en el proceso de expansión entre los estados 5 y 6. El estado 6 corresponde a los gases de escape que salen de la turbina de alta presión, a las condiciones de presión y temperatura más elevadas que las del estado de referencia; entonces, entre los estados 0 y 6 se presentan las componentes térmica y mecánica de la exergía física. La componente térmica de la exergía en el estado 6,  $\varepsilon_6^{\Delta T}$ , se alcanza con el proceso reversible a presión

constante,  $P_6$ , del estado 6 al estado  $6p$ , entre las temperaturas  $T_6$  y  $T_0$ . La componente mecánica,  $\varepsilon_6^{\Delta P}$ , se logra a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $6p$  a 0, entre las presiones  $P_6$  y  $P_0$ . Las diferencias de entalpías,  $h_5-h_6$  y  $h_5-h_{6s}$ , son los trabajos de expansión real e isoentrópico, respectivamente; en el proceso de expansión de alta presión, la diferencia de entalpías,  $h_6-h_{6s}$ , es el recalentamiento. El recalentamiento en la turbina de alta presión es una irreversibilidad intrínseca debido al incremento de entropía durante proceso de expansión de alta presión, el recalentamiento es la cantidad que provoca que la eficiencia de expansión isoentrópica siempre sea menor que uno,  $\eta_{sit,TAP} < 1$ .

La eficiencia de expansión isoentrópica en la turbina de alta presión, es la relación del trabajo de expansión producido y el trabajo de expansión isoentrópico

$$\eta_{sit,TAP} = \frac{w_{TAP}}{w_{s,TAP}} = \frac{w_{TAP}}{w_{TAP} + r_{TAP}} = \frac{h_5 - h_6}{(h_5 - h_6) + (h_6 - h_{6s})} = 1 - \frac{h_5 - h_6}{r_{TAP}} \quad (3.34)$$

El cambio de exergía física en el proceso de expansión de alta presión, es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 5 y 6

$$\Delta \varepsilon_{ph,TAP} = (\varepsilon_5^{\Delta T} - \varepsilon_6^{\Delta T}) + (\varepsilon_5^{\Delta P} - \varepsilon_6^{\Delta P}) \quad (3.35)$$

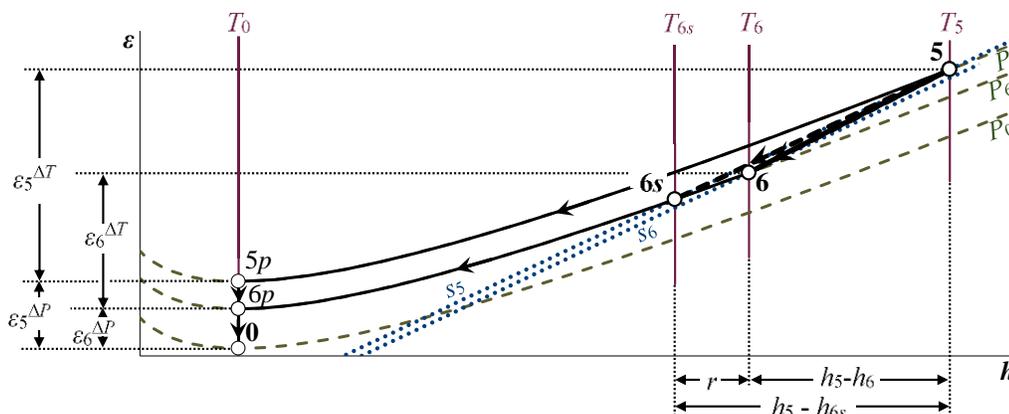


Figura 3.14 Diagrama exergía-entalpía del proceso del volumen de control V, turbina de alta presión.

### Balance exergético al volumen de control VI, turbina de presión intermedia.

En la Figura 3.15 se ilustra el diagrama de Grassmann del volumen de control VI, que enmarca a la turbina de presión intermedia adiabática. Al volumen de control VI entra la corriente exergética asociada al flujo de gases de combustión,  $\dot{E}_6$ ; y salen las corrientes exergéticas asociadas al flujo de gases de escape,  $\dot{E}_7$ , y la potencia generada,  $\dot{E}^{WTPI}$ . Dentro del volumen de control VI se genera el flujo de irreversibilidad interna,  $\dot{I}_{TPI}$ , inherente al proceso de expansión en la TPI.

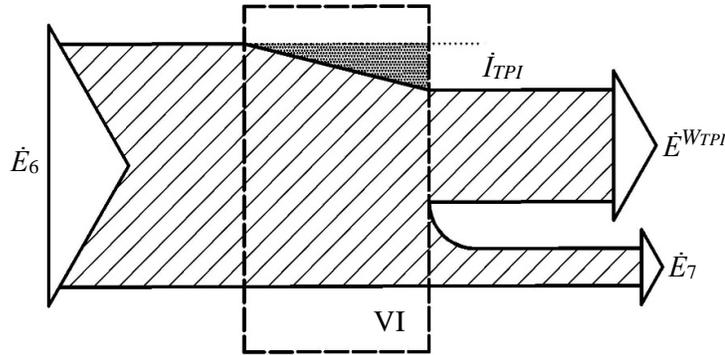


Figura 3.15 Diagrama de Grassmann del volumen de control VI.

A partir del diagrama de Grassmann de la turbina de presión intermedia, se encuentra que la corriente 6 es igual a la suma de las corrientes  $\dot{E}^{WTPI}$ ,  $\dot{E}_7$  y el flujo de irreversibilidad interna de la turbina de presión intermedia

$$\dot{E}_6 = \dot{E}^{WTPI} + \dot{E}_7 + \dot{I}_{TPI} \quad (3.36)$$

La Figura 3.16 muestra el diagrama exergía-entalpía del proceso de expansión de presión intermedia, considerando las componentes mecánica y térmica de la exergía física entre los estados 6 y 7. El estado 7 corresponde a los gases de escape de la turbina de presión intermedia, también se muestran las componentes térmica y mecánica de la exergía física entre los estados 0 y 7. La componente térmica de la exergía en el estado 7,  $\varepsilon_7^{\Delta T}$ , se consigue con el proceso reversible a presión constante,  $P_7$ , del estado 7 al estado  $7p$ , entre las temperaturas  $T_7$  y  $T_0$ ; y su componente mecánica,  $\varepsilon_7^{\Delta P}$ , se logra a través del proceso reversible a temperatura constante,  $T_0$ , de  $7p$  a 0, entre las presiones  $P_7$  y  $P_0$ . Las diferencias de entalpías,  $h_6-h_7$  y  $h_6-h_{7s}$ , son trabajo de expansión real e isoentrópico respectivamente y la diferencia de entalpías,  $h_7-h_{7s}$ , es su recalentamiento.

La eficiencia de expansión isoentrópica en la turbina presión intermedia, es la relación entre el trabajo de expansión real y el trabajo de expansión isoentrópico

$$\eta_{sit,TPI} = \frac{w_{TPI}}{w_{s,TPI}} = \frac{w_{TPI}}{w_{TPI} + r_{TPI}} = \frac{h_6 - h_7}{(h_6 - h_7) + (h_7 - h_{7s})} = 1 - \frac{h_6 - h_7}{r_{TPI}} \quad (3.37)$$

El cambio de exergía física en el proceso de expansión de presión intermedia, es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 6 y 7

$$\Delta \varepsilon_{ph,TPI} = (\varepsilon_6^{\Delta T} - \varepsilon_7^{\Delta T}) + (\varepsilon_6^{\Delta P} - \varepsilon_7^{\Delta P}) \quad (3.38)$$

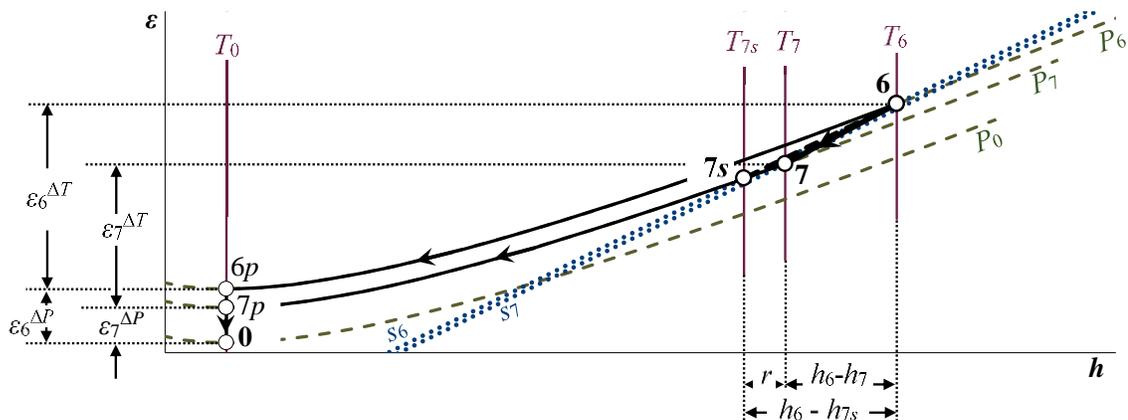


Figura 3.16 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control VI, turbina de presión intermedia.

**Balance exergético al volumen de control VII, turbina de potencia.**

En la Figura 3.17 se ilustra el diagrama de Grassmann del volumen de control VII, que enmarca a la turbina de potencia adiabática. La corriente exergética  $\dot{E}_7$ ; y salen las corrientes exergéticas  $\dot{E}_8$ , y  $\dot{E}^{WTP}$ . Dentro del volumen de control VII se genera el flujo de irreversibilidad interna,  $\dot{I}_{TP}$ , generado en el proceso de expansión de la TP. La turbina de potencia expulsa a los gases de escape al medio ambiente como la corriente  $\dot{E}_8$ , si no se indica que se destinen como recurso a otro equipo o proceso, se mezclan con el aire atmosférico y se genera una irreversibilidad externa, debida a la mezcla de gases con potenciales intensivos distintos; en consecuencia,  $\dot{E}_8 = \dot{I}_{8,ext}$ .

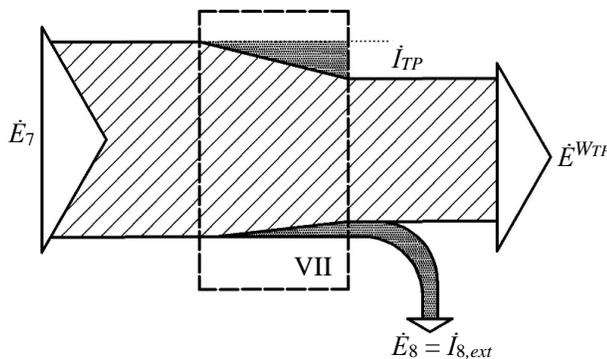


Figura 3.17 Diagrama de Grassmann del volumen de control VII, considerando a la turbina de potencia adiabática.

A partir del diagrama de Grassmann de la turbina de potencia se llega a que, la corriente  $\dot{E}_7$  es igual a la suma de la corriente asociada a la potencia de la turbina de potencia,  $\dot{E}^{WTP}$ , el flujo de irreversibilidad interna de la turbina de potencia y el flujo de irreversibilidad externa o corriente  $\dot{E}_8$

$$\dot{E}_7 = \dot{E}^{WTP} + \dot{I}_{TP} + \dot{I}_{8,ext} \tag{3.39}$$

El flujo de irreversibilidad externa o de exergía de los gases de escape al final del proceso de expansión es

$$\dot{I}_{8,ext} = \dot{E}_8 = \dot{m}_{gc} c_{P,gc} T_0 \left[ \left( \frac{T_8}{T_0} - 1 \right) - \ln \left( \frac{T_8}{T_0} \right) + x_{gc} \ln \left( \frac{P_8}{P_0} \right) \right] \tag{3.40}$$

La Figura 3.18 muestra el diagrama exergía-entalpía y las componentes mecánica y térmica de la exergía física del proceso de expansión entre los estados 7 y 8. En el estado 8 los gases de escape tienen una condición de presión apenas distinta a la del estado muerto; sin embargo, si se presentan las componentes mecánica y térmica de la exergía física entre los estados 0 y 8. La componente térmica de la exergía en el estado 8,  $\varepsilon_8^{\Delta T}$ , se obtiene con el proceso reversible a presión constante  $P_8$ , de 8 a  $8p$ , entre las temperaturas  $T_8$  y  $T_0$  y su componente mecánica  $\varepsilon_8^{\Delta P}$ , se logra a través del proceso reversible a temperatura constante  $T_0$ , de  $8p$  a 0, entre las presiones  $P_8$  y  $P_0$ . Para el proceso de expansión en la turbina de potencia, las diferencias de entalpías,  $h_7-h_8$  y  $h_7-h_{8s}$ , son los trabajos de expansión real e isentrópico respectivamente. La diferencia de entalpías,  $h_8-h_{8s}$ , es el recalentamiento producido en el proceso de expansión de la TP.

La eficiencia de expansión isentrópica en la turbina de potencia, es la relación entre el trabajo de expansión real y el trabajo de expansión isentrópico

$$\eta_{sit,TP} = \frac{w_{TP}}{w_{s,TP}} = \frac{w_{TP}}{w_{TP} + r_{TP}} = \frac{h_7 - h_8}{(h_7 - h_8) + (h_8 - h_{8s})} = 1 - \frac{h_7 - h_8}{r_{TP}} \quad (3.41)$$

El cambio de exergía física en el proceso de expansión que se realiza en la turbina de potencia, es la diferencia entre las componentes de la exergía de los estados 7 y 8

$$\Delta\varepsilon_{ph,TP} = (\varepsilon_7^{\Delta T} - \varepsilon_8^{\Delta T}) + (\varepsilon_7^{\Delta P} - \varepsilon_8^{\Delta P}) \quad (3.42)$$

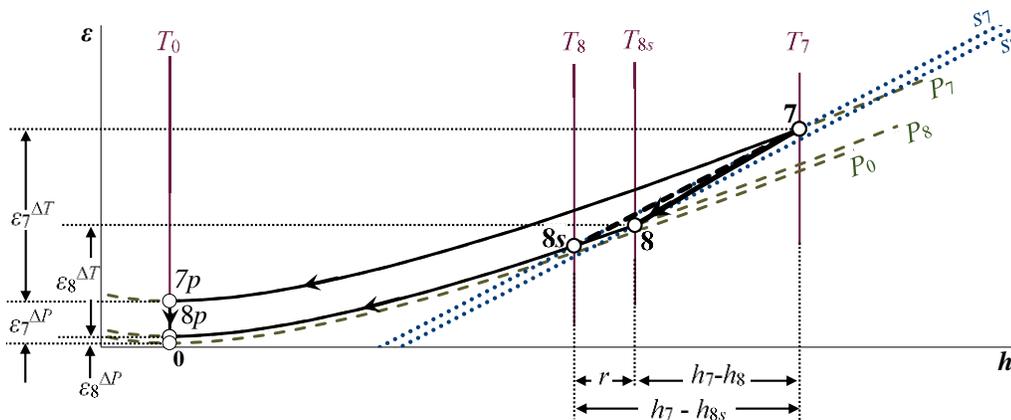


Figura 3.18 Diagrama exergía-entalpía del volumen de control VII, turbina de potencia.

### 3.4.2 Indicadores de desempeño de segunda ley de la termodinámica.

En los estudios de primera ley de la termodinámica se define la eficiencia térmica como un indicador de desempeño que solo considera a la conservación de la energía y no hace referencia al mejor desempeño posible; como resultado, en esta sección se recurre a los indicadores de segunda ley de la termodinámica, en los que se considera la calidad de la energía a través de evaluar a la irreversibilidad.

Entonces, del balance exergético realizado al volumen de control, se definen los indicadores de desempeño de la segunda ley de la termodinámica, que sirven para medir la eficiencia de la turbina de gas aeroderivada contemplando el trabajo perdido o irreversibilidades.

### 3.4.3 Eficiencia racional.

La eficiencia racional es la relación entre la sumatoria de los flujos de exergía de salida y la sumatoria de los flujos de exergía de entrada, y se expresa como

$$\psi = \frac{\sum \dot{E}_{out}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (3.43)$$

o bien

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (3.44)$$

### 3.4.4 Eficiencia de defecto.

La eficiencia de defecto mide el impacto del flujo de irreversibilidades generadas en las subregiones sobre la eficiencia del sistema completo; y es la relación entre el flujo de irreversibilidades y la sumatoria de las corrientes exergéticas de entrada; a partir de las ecuaciones (3.15) y (3.43) se obtiene la expresión general de la eficiencia de defecto

$$\delta = \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (3.45)$$

En este caso, la sumatoria de los flujos de exergía de entrada corresponde al flujo de exergía que pueden aportar los flujos másicos de combustible y agua que ingresan a la cámara de combustión y enfriador.

Sustituyendo la (3.45) en la ecuación (3.43), se llega a que la suma de la eficiencia racional y la eficiencia de defecto es igual a uno

$$\psi + \delta = 1 \quad (3.46)$$

## 3.5 Propósito productivo y eficiencia exergética

Los equipos productivos son aquellos componentes que tienen definido un propósito productivo en términos exergéticos. Para que un equipo productivo cumpla su propósito productivo se le debe suministrar algún recurso. Los equipos que no tienen definido un propósito productivo en términos exergéticos no tienen una eficiencia exergética, como son los equipos disipativos, que tienen como única función disipar energía para restablecer la entropía del sistema. El producto,  $\dot{P}$ , es una corriente exergética generada en un equipo o sistema con la capacidad de generar potencia o provocar cambios útiles. La corriente exergética requerida para generar el producto se conoce como recurso,  $\dot{F}$ . En el proceso de formación del producto cierta cantidad del recurso exergético se destruye y éste es el flujo de irreversibilidad generada,  $\dot{I}$ .

La diferencia entre el recurso y el producto es la irreversibilidad generada durante el proceso de formación del producto

$$\dot{F} - \dot{P} = \dot{I} \quad (3.47)$$

### 3.5.1 Eficiencia exergética

La eficiencia exergética es la base de la evaluación termoeconómica y de los modelos matemáticos que describen el proceso de formación de los costos de un sistema térmico, Lazzaretto & Tsatsaronis. (2006), Valero. (2006).

La eficiencia exergética es una medida de la perfección de un proceso; el flujo de irreversibilidad generada durante el proceso de formación de un producto, es la causante de que la eficiencia exergética sea menor que 1,  $\eta_{EX} < 1$ . La eficiencia exergética es la relación entre el producto y el recurso ( $\dot{P}$  y  $\dot{F}$ ) de un sistema térmico, y se puede escribir de la siguiente manera

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (3.48)$$

Sustituyendo la ecuación (3.47) en la ecuación (3.48) se obtiene la expresión de la eficiencia exergética en función de los flujos de irreversibilidad y del recurso

$$\eta_{EX} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{F}} \quad (3.49)$$

### 3.5.2 Eficiencia de defecto exergética

La eficiencia de defecto a partir del propósito productivo se define como la relación entre el flujo de irreversibilidades y el recurso

$$\delta_{EX} = \frac{\dot{I}}{\dot{F}} \quad (3.50)$$

o bien

$$\delta_{EX} = \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{F}} \quad (3.51)$$

En este caso, el recurso corresponde al flujo de exergía que pueden aportar los flujos másicos de combustible y agua que ingresan a la cámara de combustión y enfriador, respectivamente.

Al sustituir la ecuación (3.50) en la ecuación (3.49) se encuentra que, la suma de las eficiencias exergética y racional exergética es igual a uno

$$\eta_{EX} + \delta_{EX} = 1 \quad (3.52)$$

En la Tabla 3.1 se presentan las sumatorias de las corrientes exergéticas que entran y salen de cada volumen de control, las eficiencias racionales y de defecto, en los equipos de la *TG*; A partir de los balances de flujos de exergía presentados en las ecuaciones (3.18), (3.22), (3.26), (3.29), (3.33), (3.36) y

(3.39). Para el sistema  $TG$  los flujos de exergía que entran son la suma de las corrientes  $\dot{E}_{comb}$  y  $\dot{E}_b$ ; mientras que, las corrientes que salen son la suma de las corrientes  $\dot{E}^{Wm}$ ,  $\dot{E}_8$  y  $\dot{E}_c$ . Dentro del sistema  $TG$ , la suma de los flujos de irreversibilidades internas de cada equipo y del flujo de irreversibilidad externa, conforman el flujo de irreversibilidad total del sistema  $TG$ ,  $\dot{I}_{TG}$ .

$$\dot{I}_{TG} = \dot{I}_{CBP} + \dot{I}_{EN} + \dot{I}_{CAP} + \dot{I}_{CC} + \dot{I}_{TAP} + \dot{I}_{TPI} + \dot{I}_{TP} + \dot{I}_{8,ext} \quad (3.53)$$

Tabla 3.1 Balances de exergía en la TG GE-LMS100.

| Equipo | $\Sigma \Delta \dot{E}_{in}$ | $\Sigma \Delta \dot{E}_{out}$          | $\psi$  | $\delta$                                       |
|--------|------------------------------|--|---|--|
| CBP    | $\dot{E}^{WCBP}$             | $\dot{E}_2$                            | $\dot{E}_2 / \dot{E}^{WCBP}$  | $\dot{I}_{CBP} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ |
| EN     | $\dot{E}_2 + \dot{E}_b$      | $\dot{E}_3 + \dot{E}_c$                | $(\dot{E}_3 + \dot{E}_c) / (\dot{E}_2 + \dot{E}_b)$                     | $\dot{I}_{EN} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$  |
| CAP    | $\dot{E}^{WCAP} + \dot{E}_3$ | $\dot{E}_4$                            | $\dot{E}_4 / (\dot{E}^{WCAP} + \dot{E}_3)$                              | $\dot{I}_{CAP} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ |
| CC     | $\dot{E}_{comb} + \dot{E}_4$ | $\dot{E}_5$                            | $\dot{E}_5 / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_4)$                              | $\dot{I}_{CC} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$  |
| TAP    | $\dot{E}_5$                  | $\dot{E}^{WTAP} + \dot{E}_6$           | $(\dot{E}^{WTAP} + \dot{E}_6) / \dot{E}_5$                              | $\dot{I}_{TAP} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ |
| TPI    | $\dot{E}_6$                  | $\dot{E}^{WTPI} + \dot{E}_7$           | $(\dot{E}^{WTPI} + \dot{E}_7) / \dot{E}_6$                              | $\dot{I}_{TPI} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ |
| TP     | $\dot{E}_7$                  | $\dot{E}^{WTP} + \dot{E}_8$            | $(\dot{E}^{WTP} + \dot{E}_8) / \dot{E}_7$                               | $\dot{I}_{TP} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$  |
| TG     | $\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b$ | $\dot{E}^{Wm} + \dot{E}_8 + \dot{E}_c$ | $(\dot{E}^{Wm} + \dot{E}_8 + \dot{E}_c) / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ | $\dot{I}_{TG} / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$  |

En la Tabla 3.2 se presenta el recurso, el producto, la eficiencia exergética y la eficiencia de defecto exergética de cada equipo, en la turbina de gas aeroderivada. En el compresor de baja presión; el producto es el incremento de la exergía del flujo aire en el proceso de compresión de 1 a 2; el recurso es la potencia mecánica que se suministra al  $CBP$ , para que cumpla dicho propósito.

De manera estricta, el enfriador no tiene un propósito productivo definido en términos exergéticos; dado que, por sí mismo su función es restablecer la entropía del sistema, siendo un equipo disipativo. Si se considera que la corriente exergética  $\dot{E}_c$ , se expulsa al medio ambiente, ésta contribuirá en el proceso de formación de irreversibilidades, por esta razón, se reafirma la consideración de tratar al enfriador como un equipo, que tiene el propósito de generar un flujo de vapor con alta disponibilidad exergética, que se puede destinar a alguna aplicación en la que se aproveche. Al considerar que el enfriador tiene un propósito productivo definido, su recurso es el cambio de la exergía del flujo de aire que se enfría de 2 a 3; y su producto es el cambio de exergía del flujo de agua que se calienta desde el estado  $b$  al  $c$ . Para el compresor de alta presión, el producto es el incremento de la corriente exergética asociada al flujo aire que se comprime de 3 a 4; y el recurso es la corriente exergética debida a la potencia mecánica suministrada al  $CAP$ .

En la cámara de combustión, el recurso es la corriente exergética asociada al flujo de combustible; y el producto es el incremento de la exergía del fluido de trabajo en el proceso de combustión de 4 a 5. En la turbina de alta presión, el producto es la corriente exergética debida a la potencia que generada durante el proceso de expansión de alta presión; y el recurso es el cambio de exergía de los gases de escape en la expansión de 5 a 6. El producto de la turbina de presión intermedia es la corriente exergética debida a la potencia generada durante el proceso de expansión de presión intermedia; y el recurso es el cambio de exergía de los gases de escape en la expansión de 6 a 7. En la turbina de potencia, el recurso es el cambio de exergía de los gases de escape en la expansión de 7 a 8; y el producto es la potencia generada en la  $TP$ .

Tabla 3.2 Recurso, producto, y eficiencia exergética en la TG GE-LMS100.

| Equipo | Recurso, ( $\dot{F}$ )       | Producto, ( $\dot{P}$ )    | $\eta_{EX}$   | $\delta_{EX}$   |
|--------|------------------------------|----------------------------|---|---|
| CBP    | $\dot{E}^{WCBP}$             | $\dot{E}_2$                | $\dot{E}_2 / \dot{E}^{WCBP}$                                | $1 - (\dot{E}_2 / \dot{E}^{WCBP})$                                |
| EN     | $\dot{E}_2 - \dot{E}_3$      | $\dot{E}_c - \dot{E}_b$    | $(\dot{E}_c - \dot{E}_b) / (\dot{E}_2 - \dot{E}_3)$         | $1 - [(\dot{E}_c - \dot{E}_b) / (\dot{E}_2 - \dot{E}_3)]$         |
| CAP    | $\dot{E}^{WCAP}$             | $\dot{E}_4 - \dot{E}_3$    | $(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) / \dot{E}^{WCAP}$                  | $1 - [(\dot{E}_4 - \dot{E}_3) / \dot{E}^{WCAP}]$                  |
| CC     | $\dot{E}_{comb}$             | $\dot{E}_5 - \dot{E}_4$    | $(\dot{E}_5 - \dot{E}_4) / \dot{E}_{comb}$                  | $1 - [(\dot{E}_5 - \dot{E}_4) / \dot{E}_{comb}]$                  |
| TAP    | $\dot{E}_5 - \dot{E}_6$      | $\dot{E}^{WTAP}$           | $\dot{E}^{WTAP} / (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)$                  | $1 - [\dot{E}^{WTAP} / (\dot{E}_5 - \dot{E}_6)]$                  |
| TPI    | $\dot{E}_6 - \dot{E}_7$      | $\dot{E}^{WTPI}$           | $\dot{E}^{WTPI} / (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)$                  | $1 - [\dot{E}^{WTPI} / (\dot{E}_6 - \dot{E}_7)]$                  |
| TP     | $\dot{E}_7 - \dot{E}_8$      | $\dot{E}^{WTP}$            | $\dot{E}^{WTP} / (\dot{E}_7 - \dot{E}_8)$                   | $1 - [\dot{E}^{WTP} / (\dot{E}_7 - \dot{E}_8)]$                   |
| TG     | $\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b$ | $\dot{E}^{Wm} + \dot{E}_c$ | $(\dot{E}^{Wm} + \dot{E}_c) / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)$ | $1 - [(\dot{E}^{Wm} + \dot{E}_c) / (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b)]$ |

### 3.6 Resultados del balance exergético en la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.

A partir del balance exergético aplicado a cada volumen de control de la TG GE-LMS100, y del análisis de los diagramas de Grassmann y de exergía-entalpía, se identifican las corrientes exergéticas que entran y salen en cada equipo, las irreversibilidades internas y externas, a los recursos y a los productos; y se determinan las componentes mecánica y térmica de la exergía física de las corrientes y los procesos de la turbina de gas aeroderivada, así como, las eficiencias racionales, de defecto, exergéticas y de defecto exergéticas.

En la Tabla 3.3 se presentan las entalpías, las componentes mecánica y térmica de la exergía física y la exergía física de los estados termodinámicos de la turbina de gas aeroderivada. La mayor entalpía y exergía del sistema se tienen en el estado 5, con 2,273.250 y 1,598.952 kJ/kg, respectivamente. De la exergía física en el estado 5, la componente térmica representa el 74.443% de la exergía física; posteriormente, en el análisis de la exergía física de los procesos del sistema, se analizará que procesos contribuyen en mayor medida la formación de la exergía en el estado 5. La entalpía y exergía en el estado 8, corresponden a la cantidad de energía y de energía disponible, respectivamente, con la que se desechan los gases de combustión al medio ambiente. La componente térmica representa el 75.299% de la exergía física, teniendo un mayor impacto en comparación con la componente mecánica, esto representa que, en un proceso posterior, se puede aprovechar en mayor medida a la energía disponible asociada a la temperatura de los gases de combustión; o en caso contrario, al no aprovecharse en un proceso posterior, los recursos que se tendrían que invertir para restablecer el equilibrio entre los gases de combustión y el medio ambiente, se destinarán principalmente a reducir su la cantidad de exergía térmica.

Tabla 3.3 Entalpías por unidad de masa, componentes térmica y mecánica de la exergía física, y exergía física de los estados termodinámicos de la TG.

| Estado | $h$<br>[kJ/kg] | $\epsilon^{\Delta T}$<br>[kJ/kg] | $\epsilon^{\Delta P}$<br>[kJ/kg] | $\epsilon_{ph}$<br>[kJ/kg] | Estado | $h$<br>[kJ/kg] | $\epsilon^{\Delta T}$<br>[kJ/kg] | $\epsilon^{\Delta P}$<br>[kJ/kg] | $\epsilon_{ph}$<br>[kJ/kg] |
|--------|----------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|--------|----------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| 1      | 290.297        | 0                                | 0                                | 0                          | 6      | 1,917.831      | 900.900                          | 334.389                          | 1235.289                   |
| 2      | 435.982        | 27.622                           | 106.183                          | 133.805                    | 6s     | 1,878.340      | 869.653                          | 334.389                          | 1,204.042                  |
| 2s     | 418.500        | 22.02                            | 106.183                          | 128.203                    | 7      | 1,774.065      | 787.394                          | 300.543                          | 1,087.938                  |
| 3      | 310.536        | 0.674                            | 101.045                          | 101.719                    | 7s     | 1,758.091      | 775.004                          | 300.543                          | 1,075.548                  |
| 4      | 670.699        | 137.303                          | 305.242                          | 442.545                    | 8      | 1,156.335      | 335.807                          | 110.155                          | 445.962                    |
| 4s     | 627.479        | 113.420                          | 305.242                          | 418.662                    | 8s     | 1,087.699      | 291.417                          | 110.155                          | 401.572                    |
| 5      | 2,273.250      | 1,190.299                        | 408.652                          | 1,598.952                  |        |                |                                  |                                  |                            |

Partiendo de las entalpías, de las componentes mecánica y térmica, de la exergía física y de la exergía física, de los estados termodinámicos de la turbina de gas aeroderivada presentadas en la Tabla 3.3, y de las ecuaciones (3.21), (3.25), (3.28), (3.32), (3.35), (3.38) y (3.42), se obtienen las componentes mecánica y térmica de la exergía física de los procesos del sistema *TG*; y se obtienen los saltos entálpicos reales e isoentrópicos, así como el recalentamiento sin fricción en los procesos de compresión y expansión, tal como se muestra en la Tabla 3.4. En los procesos de compresión de baja presión y de alta presión, la componente térmica contribuye en 20.644 y 40.087%, respectivamente; y la componente mecánica representa el 79.356 y el 59.913%, respectivamente; entonces, la mayor parte de los trabajos de compresión se atribuye principalmente a las componentes mecánicas de los procesos.

En este caso, los trabajos de compresión reales son un 12% mayores que los trabajos de compresión isoentrópicos, tanto para el compresor de baja presión como para el de alta presión; ese porcentaje corresponde a la cantidad de energía que se disipa como recalentamiento por fricción, y en este caso es igual para ambos compresores, porque se considera que tienen la misma eficiencia de compresión isoentrópica. Del cambio de exergía física en el proceso de enfriamiento, la mayor contribución la tiene la componente térmica con un 83.986% y la mecánica representa tan sólo el 16.014%. Del cambio de exergía física en el proceso de suministro de calor, la mayor contribución la tiene la componente térmica con un 91.058% y la mecánica representa sólo el 8.942%.

La exergía física representa el 72.160% del calor suministrado y el otro 27.840% es la irreversibilidad interna producida en el proceso de combustión. En los procesos de expansión en las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia, la componente térmica contribuye en 79.579, 77.031 y 70.343%, respectivamente; y la componente mecánica representa el 20.421, 22.969 y el 29.657%; respectivamente; en conclusión, la mayor parte de los trabajos de expansión se atribuyen principalmente a las componentes térmicas de los procesos. En este caso los trabajos de expansión isoentrópicos son un 10% mayores que los trabajos de expansión reales, para las tres turbinas, ese porcentaje corresponde a la cantidad de energía que se disipa como recalentamiento por fricción, y en este caso es igual para las tres turbinas, porque se considera que tienen la misma eficiencia de expansión isoentrópica.

Que la componente mecánica de la exergía física sea la componente predominante en los procesos de compresión es una muestra del propósito productivo de los compresores, que es elevar la componente mecánica de la exergía física del fluido de trabajo; mientras que, en sentido contrario, para los procesos de transferencia de calor, el propósito principal es elevar o disminuir la componente térmica de la exergía física del fluido de trabajo.

De las componentes térmica y mecánica de la exergía física de la corriente  $\dot{E}_5$ , aproximadamente un 75.952% de la componente mecánica, se atribuye a los procesos de compresión y; el 88.465% de la componente térmica se imputa al proceso de combustión. La exergía de la corriente  $\dot{E}_5$ , se aprovecha en los procesos de expansión posteriores y en la generación del producto; pero, parte de dicha exergía es con la que se desechan los gases de escape hacia el medio ambiente.

Tabla 3.4 Saltos entálpicos reales e isoentrópicos, componentes mecánica y térmica de la exergía física de los procesos en los equipos del sistema TG y recalentamiento sin fricción en los procesos de compresión y expansión en los compresores y las turbinas.

| Equipo | $\Delta h_s$<br>[kJ/kg] | $\Delta h$<br>[kJ/kg] | $r$<br>[kJ/kg] | $e^{\Delta T}$<br>[kJ/kg] | $e^{\Delta P}$<br>[kJ/kg] | $\epsilon_{ph}$<br>[kJ/kg] |
|--------|-------------------------|-----------------------|----------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|
| CBP    | 128.203                 | 145.686               | 17.482         | 27.622                    | 106.183                   | 133.805                    |
| EN     | -                       | 125.446               | -              | 26.948                    | 5.138                     | 32.086                     |
| CAP    | 316.943                 | 360.163               | 43.220         | 136.628                   | 204.198                   | 340.826                    |
| CC     | -                       | 1,602.551             | -              | 1,052.997                 | 103.410                   | 1,156.406                  |
| TAP    | 394.910                 | 355.419               | 39.491         | 289.400                   | 74.263                    | 363.663                    |
| TPI    | 159.741                 | 143.767               | 15.974         | 113.505                   | 33.845                    | 147.351                    |
| TP     | 686.366                 | 617.729               | 68.637         | 451.587                   | 190.388                   | 641.976                    |

En la Tabla 3.5 y en la Figura 3.19 se presentan las eficiencias racionales, de defecto, exergética y de defecto exergética de la turbina de gas aeroderivada. Las turbinas de alta presión, presión intermedia y la turbina de potencia, tienen las mayores eficiencias racionales, debido a que utilizan de manera más eficiente el flujo de exergía que ingresa a ellas. Para el caso del sistema TG, su alto valor en la eficiencia racional se debe a las corrientes que genera; que corresponden, no sólo a la potencia, si no también, a la corriente de flujo exergético asociado a los gases de escape. Así mismo, su eficiencia de defecto, que representa la suma de las eficiencias de defecto de los volúmenes de control, tiene un valor de 23.357% que al sumarla con el valor de la eficiencia racional suman el 100% de acuerdo con la ecuación (3.46). Las eficiencias exergéticas por equipos son menores que las eficiencias racionales, debido a que en la eficiencia racional se consideran todas las corrientes que ingresan y salen. La suma de las eficiencias de defecto exergéticas y las eficiencias exergéticas en cada equipo y en el sistema TG son iguales al 100%, comprobando el cumplimiento de la ecuación(3.52).

Tabla 3.5 Eficiencias racionales, de defecto, exergética y de defecto exergética en la TG GE-LMS100.

| Equipo | $\psi$ [%] | $\delta$ [%] | $\eta_{EX}$ [%] | $\delta_{EX}$ [%] |
|--------|------------|--------------|-----------------|-------------------|
| CBP    | 91.845     | 0.8          | 91.845          | 8.155             |
| EN     | 96.925     | 0.277        | 87.176          | 12.824            |
| CAP    | 95.814     | 1.302        | 94.631          | 5.369             |
| CC     | 85.763     | 18.478       | 81.522          | 18.478            |
| TAP    | 99.484     | 0.574        | 97.733          | 2.267             |
| TPI    | 99.710     | 0.250        | 97.568          | 2.432             |
| TP     | 97.771     | 1.688        | 96.223          | 3.777             |
| TG     | 76.631     | 23.369       | 45.584          | 54.416            |

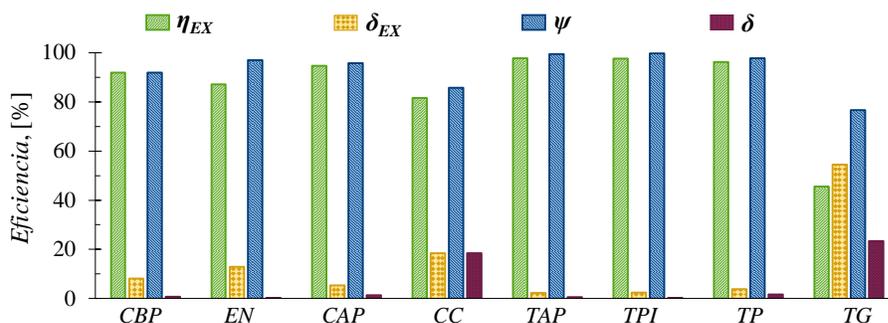


Figura 3.19 Eficiencias racional, de defecto, exergética y de defecto exergética en la TG GE-LMS100.

En la Figura 3.20 se muestra el recurso exergético y la suma de los flujos de exergía que ingresan a cada equipo y al sistema *TG*, con base a las relaciones presentadas en las Tablas 3.8 y 3.9. El equipo con el mayor recurso exergético y sumatoria de flujos de exergía es la cámara de combustión, con 259.493 MW y 336.810 MW, respectivamente; el recurso es 22.956% menor, debido a que en la sumatoria de los flujos de exergía que ingresan se suma la exergía que aporta el flujo másico de combustible y la que aporta el flujo másico del aire que proviene del compresor de alta presión; mientras que, en el recurso sólo se considera la exergía que aporta el flujo másico de combustible. El equipo donde se tiene la mayor diferencia entre el recurso y las corrientes exergéticas de entrada, es en la turbina de presión intermedia, siendo su recurso 88.072% menor, porque en la sumatoria de las corrientes exergéticas se considera todo la exergía que aporta la corriente 6; mientras que, en el recurso se considera la exergía que aporta la corriente 6 menos la exergía de la corriente 5. En el sistema *TG* el recurso y la sumatoria de corrientes exergéticas de entrada son iguales y corresponden a la suma de las corrientes exergéticas que aporta el flujo másico de combustible que entra a la cámara de combustión y el flujo másico del agua que entra al enfriador, siendo  $\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b = 259.493$  MW.

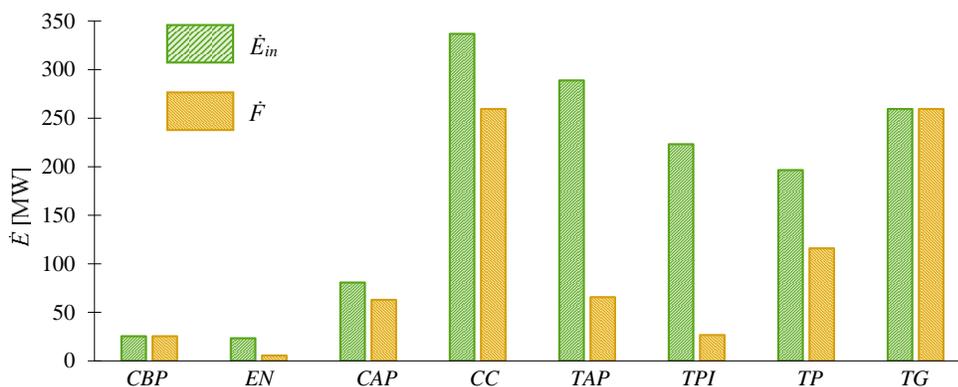


Figura 3.20 Flujo exergético y recurso exergético suministrado a cada equipo y al sistema *TG*.

La Figura 3.21 ilustra la producción de las irreversibilidades internas en cada equipo y la correspondiente al flujo de gases de escape. El total de irreversibilidades producidas en el sistema *TG* es la sumatoria de irreversibilidades internas y externas; y en este caso es igual a 1052.759 kJ/kg. El equipo en el que se produce la mayor cantidad de irreversibilidades internas es en la cámara de combustión con 446.145 kJ/kg, que es igual al 42.379% del total de irreversibilidades producidas; confirmandose que el proceso de combustión es el más irreversible. El equipo en el que se produce la menor cantidad de irreversibilidades es la turbina de presión intermedia con 3.584 kJ/kg, correspondiente al 0.34% del total de irreversibilidades producida.

Los equipos que tienen la menor contribución de entropía producida y en consecuencia el menor aporte en el proceso de formación de irreversibilidades, son las turbinas. El enfriador contribuye con el 8.868% del total de irreversibilidades producidas; sin embargo, se debe recordar que el enfriador destruye exergía, pero disminuye la entropía del ciclo. La segunda irreversibilidad más grande, es la irreversibilidad externa correspondiente a la de los gases de escape de la turbina de potencia, con 445.962 kJ/kg, que corresponden al 42.361% del total de irreversibilidades producidas en el sistema *TG*; por esta razón, se puede hacer cogeneración o implementar un ciclo combinado para aprovechar la exergía de los gases de escape como fuente de energía y reducir el porcentaje de irreversibilidades.

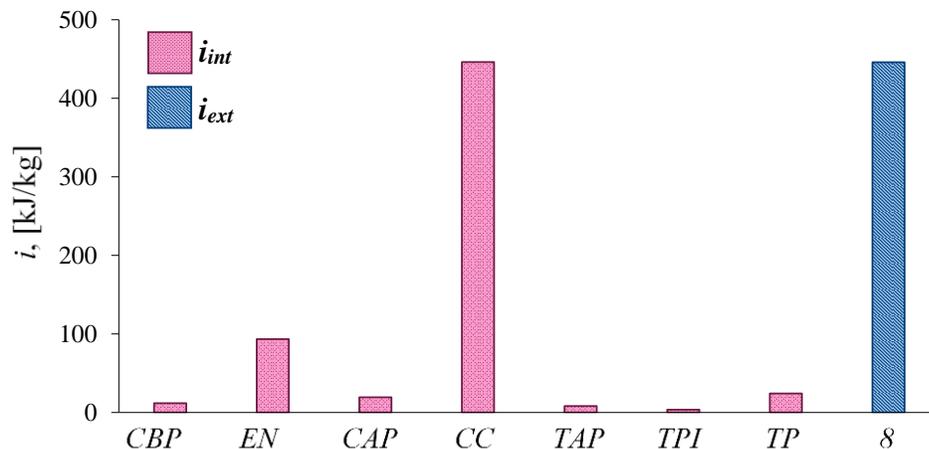


Figura 3.21 Irreversibilidades internas y externas de la TG.

### 3.7 Diagrama de Grassmann de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.

En la Figura 3.22 se representa el diagrama de Grassmann de la *TG GE-LMS100*, y se ilustran los siete volúmenes de control o subregiones en los que se divide. Así mismo, se muestran las corrientes exergéticas de los flujos de materia que entran y salen de cada proceso. En el diagrama también se ilustra a la corriente exergética, del flujo másico de aire que entra al compresor de baja presión,  $\dot{E}_1$ ; a pesar de no contar con disponibilidad de exergía. Se muestra la corriente exergética del flujo másico de agua que ingresa al enfriador,  $\dot{E}_b$ , a pesar de contar con un flujo exergético, que es despreciable en comparación con los demás flujos de exergía e irreversibilidades. En este caso se considera que, el recurso exergético de la *LMS100* corresponde a las corrientes exergéticas,  $\dot{E}_{comb} + \dot{E}_b$ , pero como la corriente exergética asociada al flujo de agua,  $\dot{E}_b$ , se aproxima a cero; en consecuencia, se puede considerar que el recurso es el flujo exergético del combustible,  $\dot{F}_{TG} = \dot{E}_{comb}$ .

El compresor de baja presión, enmarcado por el volumen de control I, aspira aire que comprime, elevando su disponibilidad exergética, desde las condiciones del estado muerto hasta alcanzar un flujo exergético de 23.377 MW en la descarga del compresor de baja presión; sin embargo, a través del volumen de control I se pierde un 8.155% del recurso o potencia suministrada al compresor de baja presión. Posteriormente, el aire comprimido entra al volumen de control II que contiene al enfriador, donde, disminuye su exergía un 23.98%, e incrementa la corriente exergética del flujo de agua desde 0.00024 MW hasta 4.887 MW, la demás exergía del aire se pierde en el flujo de irreversibilidad del enfriador que es de 0.719 MW; finalmente, el flujo másico de aire sale del enfriador con una disponibilidad de exergía de 17.771 MW, para entrar al volumen de control III, donde nuevamente es comprimido por el compresor de alta presión, hasta alcanzar un flujo exergético de 77.317 MW, en el volumen de control III se genera un flujo de irreversibilidad, que provoca la pérdida de 5.369% del recurso o potencia suministrada al compresor de alta presión.

El flujo másico de aire que ingresa a la cámara de combustión delimitada por el volumen de control IV, se mezcla con el flujo másico de combustible que tiene un flujo exergético de 259.493 MW, al reaccionar con el combustible se produce la combustión, generando un flujo de irreversibilidad de 47.95 MW, que representa el 18.478% de pérdida del flujo de exergía del combustible; pero la combustión también eleva el flujo de exergía de la mezcla aire combustible en 211.542 MW, desde

77.317 MW hasta 288.86 MW, este incremento de exergía del fluido de trabajo representa el 81.522% de la exergía del combustible. Del volumen de control IV sale el flujo de gases de combustión, con la mayor disponibilidad exergética de 288.86 MW, que representan el 111.317% del flujo exergético del combustible, este valor es mayor al 100%; dado que, se incrementa el flujo de exergía del aire en la descarga del compresor de alta presión, que ya cuenta con 77.317 MW, y no se parte desde las condiciones del estado muerto.

Posteriormente, los gases de combustión entran al volumen de control V que corresponde a la turbina de alta presión, en donde se expanden generando la potencia que se suministra al compresor de alta presión, volumen de control III; la eficiencia mecánica que se considera en la transmisión de potencia de la turbina de alta presión al compresor de alta presión, representa una disminución de potencia de 1.284 MW. La potencia generada por la turbina de alta presión representa el 24.744% de la exergía del combustible. En el volumen de control V se genera un flujo de irreversibilidad del 0.574% de la exergía del combustible.

Los gases de escape de la turbina de alta presión, entran a la turbina de presión intermedia o volumen de control VI, con un flujo exergético de 223.162 MW. En el volumen de control VI se expanden para generar la potencia que se suministra al compresor de baja presión, volumen de control I; la eficiencia mecánica que se considera en la transmisión de potencia al compresor de baja presión, representa una disminución de potencia de 0.519 MW.

La potencia generada por la turbina de presión intermedia representa el 10.009% de la exergía del combustible y el flujo de irreversibilidad que genera es del 0.25% de la exergía del combustible, los gases de escape disminuyen su flujo exergético en el proceso de expansión hasta 196.542 MW, en la salida del volumen de control VI; posteriormente entran a la turbina de potencia, volumen de control VII, donde se expanden para generar la potencia de la turbina de gas aeroderivada; sin embargo, no toda la exergía se aprovecha, puesto que, del volumen de control VII sale el flujo de los gases de escape, que corresponden al flujo de irreversibilidad externa del 31.047% del recurso exergético de la *TG*. Finalmente, la turbina de gas aeroderivada genera el flujo de irreversibilidad que representa el 1.688% de la exergía del combustible y genera una potencia de salida de 113.4 MW, que equivale al 43.006% de la exergía del combustible o recurso exergético de la *TG*.

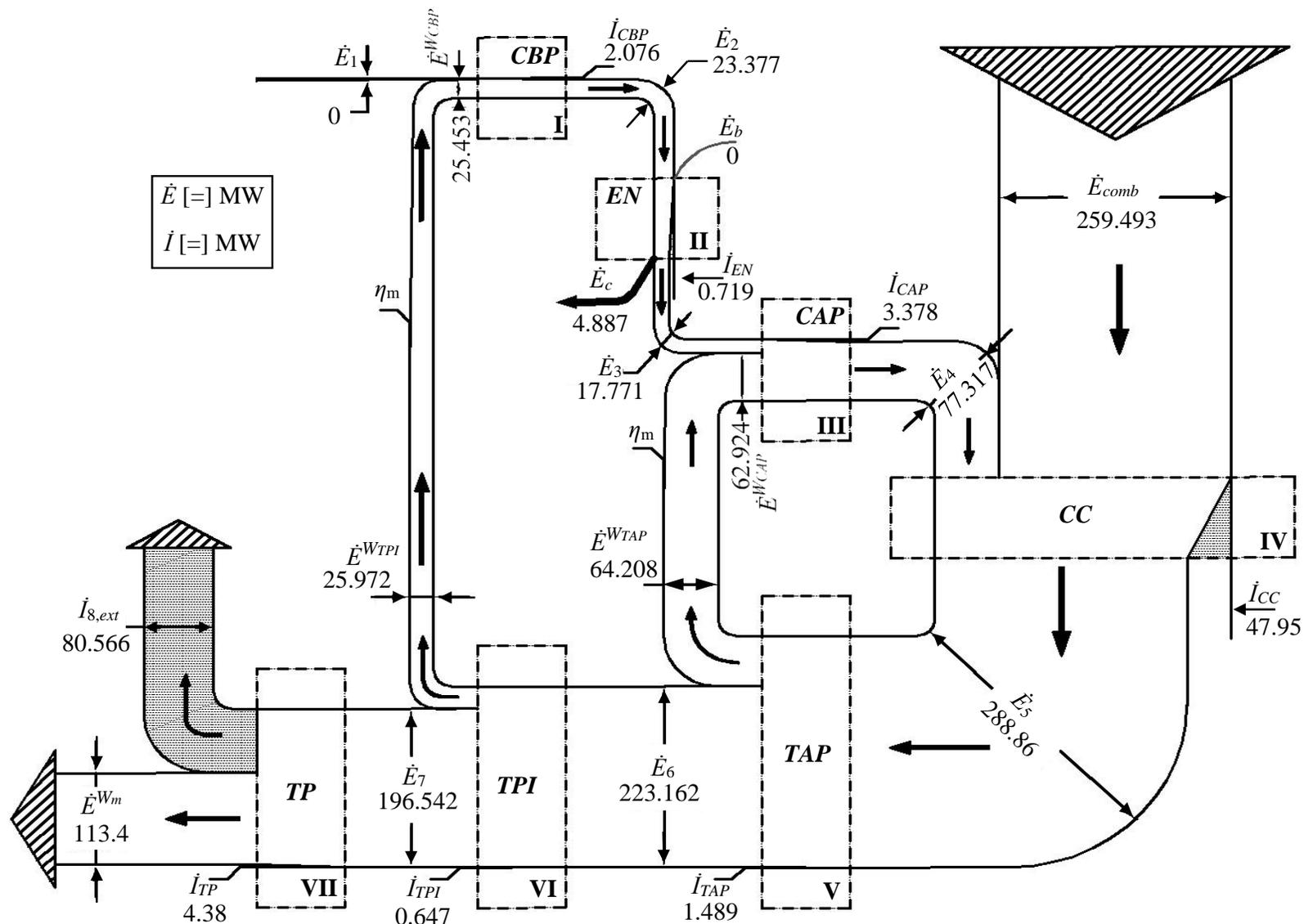


Figura 3.22 Diagrama de Grassmann de la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100.

# Capítulo 4 – Recalentamiento por fricción en los procesos de compresión y expansión

## 4. Análisis gráfico de los procesos de compresión y expansión

En todo proceso de compresión y expansión se presenta una cierta cantidad de energía que es utilizable y una cantidad que es disipada; en esta sección se estudia la cantidad de energía que se disipa por efectos disipativos, a partir de un análisis geométrico de los diagramas temperatura-entropía de estos procesos. Los diagramas temperatura-entropía proporcionan información sobre los procesos de compresión y expansión, puesto que, a partir de éstos se puede determinar de manera geométrica la parte de la energía que se disipa, se utiliza y la que tiene el potencial para poder aprovecharse; la parte de la energía que se disipa, se debe al recalentamiento por fricción.

El recalentamiento por fricción es un fenómeno disipativo inevitable en los procesos de compresión y expansión, por lo que se considera como una irreversibilidad intrínseca; sin embargo, existen ocasiones en las que se puede aprovechar, como es el caso de la turbina de varias etapas de expansión; donde cada etapa agregada aprovecha el calor de recalentamiento de la etapa anterior, por lo tanto, se consigue una mayor eficiencia en comparación con la turbina de una sola etapa, que opera en los mismos límites de presiones.

El factor de recalentamiento indica la cantidad de energía disipada que se puede aprovechar en procesos de expansión multietapas. El factor de recalentamiento y su relación con la eficiencia en las turbinas de vapor se estudiaba desde inicios del siglo XX, Buckingham. (1911). Posteriormente, se estudió la influencia del factor de recalentamiento en las turbinas de gas y en los turbocompresores y se mostró que, los valores del factor de recalentamiento dependen casi linealmente de la eficiencia de cada etapa, Kestin. (1950); más adelante, se propuso una expresión analítica para el cálculo del factor de recalentamiento en un proceso de expansión, con un número finito de escalonamientos idénticos, Díaz. (1981) y más recientemente se ha desarrollado el concepto del factor de recalentamiento y se ha analizado su influencia en las turbinas gas, Dixon. (2008). El estudio energético de este fenómeno es importante, pero es aún más importante complementarlo con el análisis exergético. En este sentido, ya se ha desarrollado un análisis del factor de recalentamiento en procesos, Kotas. (1985).

En este trabajo se realiza un análisis termodinámico del factor de recalentamiento en los procesos de expansión de la turbina de gas de tres flechas *LMS100*, ya que ésta cuenta con tres etapas de expansión escalonadas, en las que se puede estudiar el aprovechamiento del calor de recalentamiento por fricción. Además de su configuración, se considera a esta turbina, por ser actualmente la más eficiente de su clase en el mercado, y el factor de recalentamiento puede servir como un indicador que ayuda a corroborar, el porqué de la alta eficiencia de este modelo. Se propone el método geométrico, con el propósito de obtener los mismos valores que con el método analítico y esto se consigue con la cuantificación de las áreas en

los diagramas  $T-s$  y  $\varepsilon-h$ . El análisis geométrico del recalentamiento por fricción ya ha sido abordado en un estudio de las pérdidas de energía de compresión en un diagrama  $T-s$ , donde se determina el calentamiento por fricción en el proceso de compresión de una turbina de gas, mediante métodos gráficos, Andrade. (2019). El estudio de Andrade (2019) ha dado pauta al desarrollo de la metodología del análisis geométrico para los procesos de expansión. El análisis gráfico del recalentamiento por fricción en los diagramas temperatura-entropía consiste en seccionar las áreas bajo la curva de los procesos como figuras regulares; de manera que, a partir de los cambios de entropía y temperaturas de los estados, se pueda determinar la energía calorífica debida a la fricción.

En la siguiente sección se estudia el factor de recalentamiento, la eficiencia exergética y el recalentamiento por fricción que se aprovecha y se disipa en los procesos de compresión y expansión de la turbina de gas aeroderivada *LMS100*, a partir de los diagramas temperatura-entropía y exergía-entalpía.

#### 4.1 Recalentamiento por fricción en procesos de compresión y expansión.

En todo proceso de compresión y expansión se generan irreversibilidades, que no se pueden evitar o reducir; en este caso de estudio, sólo se considera a la irreversibilidad debida a la fricción, esta irreversibilidad genera un recalentamiento y en los procesos de compresión, es la diferencia entre el trabajo real y el isoentrópico

$$r = w_C - w_{C_s} \tag{4.1}$$

Por otro lado, en los procesos de expansión el recalentamiento por fricción, es la diferencia entre el trabajo isoentrópico y el real

$$r = w_{T_s} - w_T \tag{4.2}$$

A partir de los diagramas temperatura-entropía de los procesos de expansión y compresión, se determina la relación entre el recalentamiento y la irreversibilidad. La Figura 4.1 exhibe los procesos de compresión real e isoentrópico en un diagrama temperatura-entropía. El recalentamiento por fricción comprende el área bajo la curva entre los estados  $out,s$  a  $out$ , por debajo de la isobara de presión  $P_{out}$ . El área del recalentamiento por fricción tiene como base el incremento de entropía  $\Delta s$  y como altura se considera la temperatura promedio,  $\bar{T}_{out}$ , entre las temperaturas  $T_{out}$  y  $T_{out,s}$ .

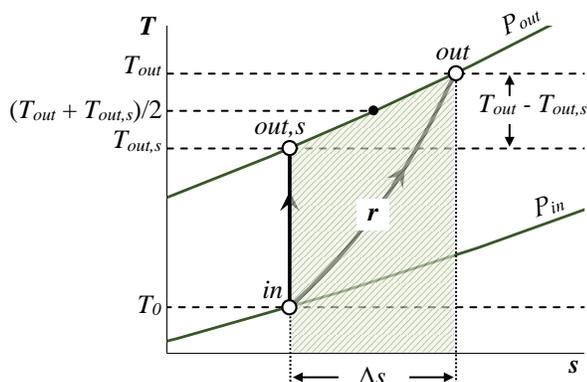


Figura 4.1 Diagrama  $T-s$  del recalentamiento debido a la fricción en el proceso de compresión.

La Figura 4.2 ilustra los procesos de expansión real e isoentrópico en un diagrama temperatura-entropía. Al igual que en el proceso de compresión, en la expansión, el recalentamiento por fricción se define de manera gráfica como el área bajo la curva entre los estados  $out,s$  a  $out$ , por debajo de la isobara de presión  $P_{out}$ . Y el área del recalentamiento en el proceso de expansión tiene como base el incremento de entropía  $\Delta s$  y la altura es la temperatura promedio,  $\bar{T}_{out}$ , entre las temperaturas  $T_{out}$  y  $T_{out,s}$ .

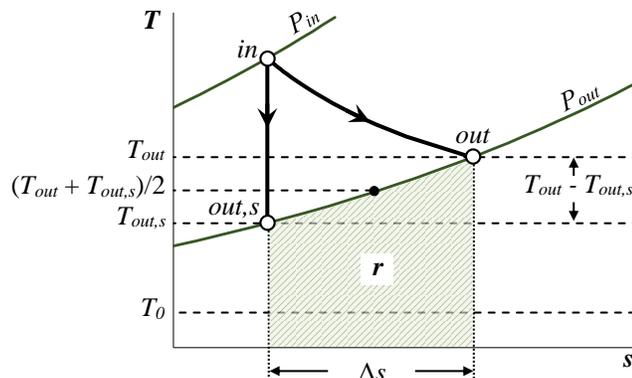


Figura 4.2 Diagrama T-s del recalentamiento debido a la fricción en el proceso de expansión.

Los diagramas temperatura-entropía de los procesos de compresión y expansión mostrados en las Figuras 4.1 y 4.2, respectivamente, ilustran que el recalentamiento por fricción se presenta por debajo de la isobara,  $P_{out}$ , entre los estados finales real e isoentrópico,  $out$  y  $out,s$ , para ambos procesos; en consecuencia, los modelos matemáticos para determinar el recalentamiento por fricción son semejantes en ambos procesos.

Entonces, el recalentamiento en los procesos de compresión y expansión, es el área bajo la curva que se presenta entre la diferencia de sus estados finales real e isoentrópico, y como se considera que, la entalpía sólo es función de la temperatura y que tanto el aire como los gases de combustión se tratan como gases perfectos, el recalentamiento es la diferencia de las entalpías real e isoentrópica al final de un proceso de compresión o expansión

$$r = h_{out} - h_{out,s} = c_p (T_{out} - T_{out,s}) \quad (4.3)$$

El recalentamiento que se encuentra por debajo de la isóbara,  $P_{out}$ , es aproximado al área definida como la base o incremento de entropía,  $\Delta s$ , por la altura promedio entre las temperaturas finales real e isoentrópica,  $\bar{T}_{out} = (T_{out} + T_{out,s}) / 2$

$$A = \frac{T_{out} + T_{out,s}}{2} \Delta s \approx r \quad (4.4)$$

El área A definida en la ecuación (4.4) es una aproximación al recalentamiento por fricción, debido a la divergencia entre las isóbaras, a medida que aumentan la temperatura y/o la entropía del fluido de trabajo, la separación entre sus isobaras aumenta. Por lo tanto, entre menor sea el cambio de entropía, la aproximación tenderá a la igualdad; puesto que, la curvatura misma de las isóbaras tenderá también a la linealidad. De manera general, el área A es mayor que  $r$ , con diferencias menores al 1%, cuando el cambio de entropía es menor a la unidad.

Por otra parte, la irreversibilidad, es el producto del cambio de entropía y la temperatura ambiente; en consecuencia, se puede expresar el cambio de entropías en función de la irreversibilidad y de la temperatura del medio ambiente

$$\Delta s = s_{out} - s_{in} = \frac{i}{T_0} \quad (4.5)$$

Entonces, al sustituir la ecuación (4.5) en la ecuación (4.4) se obtiene la temperatura de escape media adimensional, que relaciona el recalentamiento, la irreversibilidad y la temperatura promedio entre las temperaturas finales real e isoentrópica

$$\frac{r}{i} = \frac{T_{out} + T_{out,s}}{2T_0} = \frac{\bar{T}_{out}}{T_0} \quad (4.6)$$

## 4.2 Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en procesos de compresión y expansión.

Anteriormente, Andrade en su trabajo titulado: Análisis de las irreversibilidades en un compresor centrífugo, únicamente analizó el proceso de compresión y desarrolló los modelos matemáticos que expresan el trabajo de flujo, el calor de recalentamiento y el trabajo sin fricción, para el proceso de compresión. En este trabajo se retoman y aplican los modelos del recalentamiento por fricción en la compresión, pero también se desarrollan y aplican los modelos matemáticos del recalentamiento por fricción en el proceso de expansión, complementando así al trabajo previamente realizado por Andrade. (2019).

### 4.2.1 Proceso politrópico.

El proceso politrópico hace referencia a que, el proceso termodinámico tiene muchas formas de expresarse. En procesos politrópicos de compresión y expansión de gases, la presión y el volumen se relacionan mediante la siguiente relación

$$Pv^n = cte \quad (4.7)$$

donde, el superíndice,  $n$ , es el índice politrópico, que indica el tipo de proceso termodinámico que se está tratando; y  $cte$ , es una constante, que indica que la relación entre la presión, el volumen y el índice politrópico, se mantiene constante en cualquier estado a través de toda la trayectoria del proceso.

Al modelar un proceso politrópico de un sistema que opera en condiciones de estado estable y con gas perfecto como fluido de trabajo, el exponente politrópico se puede determinar a partir de la ecuación (4.7); considerando un proceso cualquiera que va desde un estado inicial,  $in$ ; hasta un estado final,  $out$ ; el índice politrópico en función de las propiedades de presión y volumen del proceso, se puede expresar de la siguiente manera

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)}{\ln\left(\frac{V_{in}}{V_{out}}\right)} \quad (4.8)$$

A partir de la ecuación de gas ideal que se escribe de la siguiente manera

$$Pv = RT \quad (4.9)$$

donde,  $R$ , es la constante del gas ideal.

Si se despejan las variables de estado, se tiene que, la relación de las propiedades termodinámicas,  $PV/T$ , se mantiene constante para el gas a través de toda la trayectoria del proceso, siendo

$$\frac{Pv}{T} = R = cte \quad (4.10)$$

A partir de la combinación de las ecuaciones (4.10) y (4.7) se llega a la expresión que relaciona las propiedades de temperatura y volumen con el índice politrópico, en un proceso cualquiera de *in* a *out*

$$\frac{T_{out}}{T_{in}} = \left(\frac{v_{in}}{v_{out}}\right)^{n-1} \quad (4.11)$$

De la ecuación (4.7) se llega a la expresión que relaciona las propiedades de presión y volumen con el índice politrópico, en un proceso cualquiera de *in* a *out*

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} = \left(\frac{v_{in}}{v_{out}}\right)^n \quad (4.12)$$

Despejando la relación,  $V_{in}/V_{out}$ , de las ecuaciones (4.11) y (4.12) e igualando los resultados, se llega a la expresión que relaciona las propiedades de presión y temperatura con el índice politrópico que se escribe de la siguiente manera

$$\frac{T_{out}}{T_{in}} = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.13)$$

Un proceso se puede representar de varias maneras en función del valor del índice politrópico, que puede variar en el rango  $(-\infty < n < \infty)$ . Dependiendo del valor de  $n$ , el proceso tendrá un comportamiento distinto. En la Tabla 4.1 se presentan los principales casos de procesos politrópicos para distintos rangos de valores de  $n$ ; también se presentan los modelos matemáticos que describen a cada proceso.

Tabla 4.1 Casos de procesos politrópicos.

| Caso     | Exponente politrópico       | Proceso       | Modelo               |
|----------|-----------------------------|---------------|----------------------|
| <i>a</i> | $n_t = 1$                   | isotérmico    | $Pv = cte$           |
| <i>b</i> | $1 < n < \gamma$            | real          | $Pv^n = cte$         |
| <i>c</i> | $n_s = \gamma$              | isoentrópico  | $Pv^\gamma = cte$    |
| <i>d</i> | $\gamma < n_{neg} < \infty$ | neguentrópico | $Pv^{neg} = cte$     |
| <i>e</i> | $-\infty < n < 0$           |               |                      |
| <i>f</i> | $n = \pm \infty$            | isocórico     | $v = cte, P/T = cte$ |
| <i>g</i> | $n = 0$                     | isobárico     | $P = cte, v/T = cte$ |

En las Figuras 4.3 y 4.4 se ilustran los procesos politrópicos de la Tabla 4.1 a partir de procesos de expansión en los diagramas  $P$ - $v$  y  $T$ - $s$ , respectivamente. Se modelan los casos con base a procesos de expansión en los que se disminuye la presión desde una presión inicial  $P_{in}$  hasta una presión final  $P_{out}$ . Los casos desde *a* hasta *e* implican procesos en los que disminuye la densidad; hasta el caso *f*, donde, el exponente politrópico tiende al infinito, por lo tanto, se tiene un proceso en el que el volumen es tan grande en comparación con la presión, que la presión se vuelve despreciable; y en consecuencia se tiene un proceso isocórico en el que no hay cambio de densidad. El caso *a* se asocia con el subíndice “*t*” que indica que es isotérmico. El caso *c* representa el proceso adiabático que se asocia al subíndice “*s*” de isoentrópico. Los casos *d* y *e* representan procesos en los que se destruye entropía, por eso se les asocia con el subíndice “*neg*” en referencia a la neguentropía.

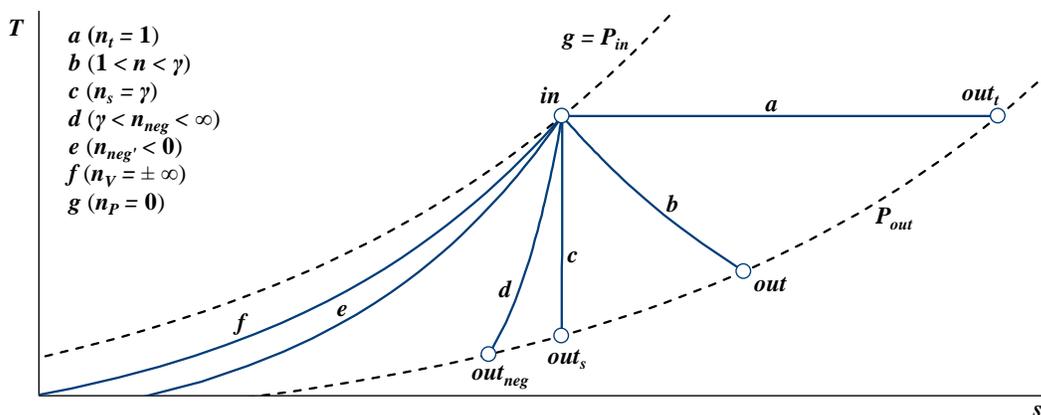


Figura 4.3 Diagrama T-s de procesos de expansión.

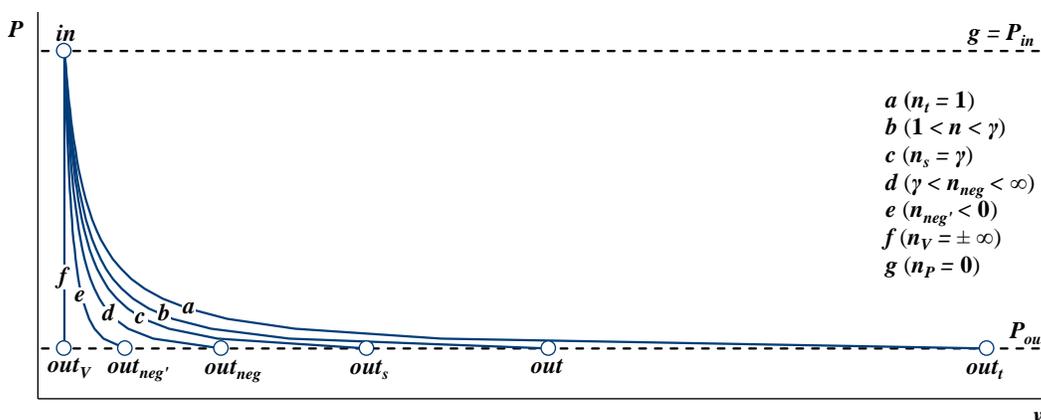


Figura 4.4 Diagrama P-v de procesos de expansión.

### 4.2.2 Trabajo de flujo.

El trabajo de flujo en una compresión es aquel, que está definido por la fuerza de presión que se ejerce sobre un fluido en una distancia  $y$ ; es igual a la integral de  $v dP$

$$w_{fl,C} = F \cdot dx = \int v dP \quad (4.14)$$

En el caso del proceso de expansión el trabajo de flujo tiene sentido contrario, por lo tanto

$$w_{fl,T} = -\int v dP \quad (4.15)$$

Despejando el volumen de la ecuación (4.7) y sustituyendo en las ecuaciones (4.14) y (4.15), se relaciona el trabajo de flujo con el índice politrópico, en los procesos de compresión y expansión, respectivamente

$$w_{fl,C} = \left( \frac{cte}{P} \right)^{\frac{1}{n}} \int dP \quad (4.16)$$

$$w_{fl,T} = -\left( \frac{cte}{P} \right)^{\frac{1}{n}} \int dP \quad (4.17)$$

Realizando la integral definida en los límites de  $P_{in}$  a  $P_{out}$ , se obtiene el trabajo de flujo en función de la presión y el volumen específico, para los procesos de compresión y expansión

$$w_{fl,C} = \left( \frac{cte}{P} \right)^{\frac{1}{n}} \int_{P_{in}}^{P_{out}} dP = \frac{v_{out} P_{out} - v_{in} P_{in}}{1 - \frac{1}{n}} \quad (4.18)$$

$$w_{fl,T} = -\left( \frac{cte}{P} \right)^{\frac{1}{n}} \int_{P_{in}}^{P_{out}} dP = \frac{v_{in} P_{in} - v_{out} P_{out}}{1 - \frac{1}{n}} \quad (4.19)$$

Relacionando la ecuación de gas ideal (4.9) con las ecuaciones (4.18) y (4.19), se llega a las expresiones del trabajo de flujo para los procesos de compresión y expansión, en función del índice politrópico, la constante del gas, la temperatura y la presión

$$w_{fl,C} = \int_{P_{in}}^{P_{out}} v dP = \frac{n}{n-1} RT_{in} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.20)$$

$$w_{fl,T} = -\int_{P_{in}}^{P_{out}} v dP = \frac{n}{n-1} RT_{in} \left[ 1 - \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (4.21)$$

### 4.2.3 Eficiencia politrópica en procesos de compresión y expansión.

La eficiencia politrópica en un proceso de compresión relaciona al trabajo de flujo y el trabajo real

$$\eta_{pic,C} = \frac{w_{fl,C}}{w_C} = \frac{vdP}{dh} \quad (4.22)$$

En función del exponente politrópico  $n$  y del exponente adiabático  $\gamma$

$$\eta_{pic,C} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{n}{n - 1} \quad (4.23)$$

La eficiencia politrópica en un proceso de expansión relaciona al trabajo real y el trabajo de flujo

$$\eta_{pic,T} = \frac{w_T}{w_{fl,T}} = \frac{dh}{vdP} \quad (4.24)$$

En función de del exponente politrópico  $n$  y del exponente adiabático  $\gamma$

$$\eta_{pic,T} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{n - 1}{n} \quad (4.25)$$

### Calor de recalentamiento.

Los fenómenos disipativos como la fricción, el rozamiento, etc., presentes en los procesos de compresión y expansión, se manifiestan como un incremento, de energía calorífica o calor de recalentamiento,  $q_{rec}$ .

### 4.2.4 Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en un proceso de compresión.

En los procesos de compresión se suministra potencia para incrementar la componente mecánica de la exergía física del fluido de trabajo, y el recalentamiento resultante del proceso se divide en dos partes, trabajo sin fricción y calor de recalentamiento. En la Figura 4.5 se ilustra el proceso de compresión, el calor de recalentamiento producido en el proceso de compresión y el trabajo sin fricción en el proceso de compresión, en un diagrama T-s. Tanto el trabajo sin fricción como el calor de recalentamiento forman parte del recalentamiento; solo que, el trabajo sin fricción definido por los estados (*in-out,s-out-in*), es la parte del recalentamiento que está por encima de la trayectoria del proceso politrópico y por debajo de la isobara de presión  $P_{out}$ ; mientras que, el calor de recalentamiento es el área que se encuentra por debajo de la trayectoria del proceso politrópico y está limitado por el cambio de entropía  $\Delta s$ . El trabajo sin fricción es la parte energía producida en el recalentamiento, que no se puede aprovechar porque se encuentra por fuera de la trayectoria del proceso politrópico.

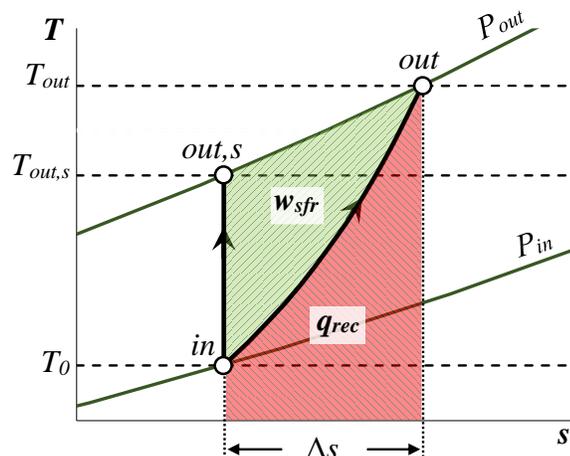


Figura 4.5 Calor de recalentamiento y trabajo sin fricción en un proceso de compresión.

El calor de recalentamiento es la diferencia entre el trabajo de compresión real y el trabajo de flujo.

$$q_{rec} = w_C - w_{fl,C} = \int dh - \int v dP \quad (4.26)$$

En función del índice politrópico, el calor de recalentamiento para un proceso de compresión se reescribe como

$$q_{rec} = c_P T_{in} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{n}{n-1} R T_{in} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.27)$$

En función de los calores específicos a volumen constante y politrópico

$$q_{rec} = T_{in} c_V \left( \frac{n-\gamma}{n-1} \right) \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.28)$$

$$q_{rec} = T_{in} c_{n,C} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.29)$$

donde,  $c_{n,C}$ , es el calor específico politrópico en un proceso de compresión

$$c_{n,C} = c_V \left( \frac{\gamma-n}{1-n} \right) \quad (4.30)$$

En un proceso de compresión, el trabajo sin fricción es la diferencia entre el recalentamiento por fricción y el calor de recalentamiento

$$w_{sfr} = r - q_{rec} \quad (4.31)$$

### 4.2.5 Calor de recalentamiento en un proceso de expansión.

En los procesos de expansión se produce trabajo al aprovechar la exergía del fluido de trabajo. En la Figura 4.6 se ilustra el calor de recalentamiento y el trabajo producido en el diagrama T-s del proceso de expansión. En el caso de la expansión, el calor de recalentamiento es equivalente al recalentamiento por fricción y es el área que se encuentra por debajo de la isóbara  $P_{out}$ , y está limitada por el cambio de entropía  $\Delta s$ .

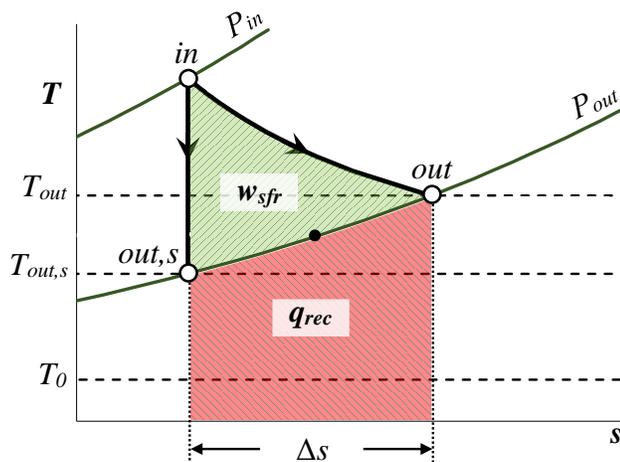


Figura 4.6 Calor de recalentamiento y trabajo en un proceso de expansión.

En un proceso de expansión, el calor de recalentamiento es la diferencia entre el trabajo de flujo y el trabajo de expansión

$$q_{rec} = w_{fl,T} - w_T = \int v dP - \int dh \quad (4.32)$$

En función del índice politrópico, el calor de recalentamiento para un proceso de expansión se reescribe como

$$q_{rec} = \frac{n}{n-1} RT_{in} \left[ 1 - \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - c_p T_{in} \left[ 1 - \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (4.33)$$

en función de los calores específicos a volumen constante y politrópico

$$q_{rec} = T_{in} c_V \left( \frac{\gamma - n}{n - 1} \right) \left[ 1 - \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (4.34)$$

$$q_{rec} = T_{in} c_{n,T} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.35)$$

Donde,  $c_{n,T}$ , es el calor específico politrópico en un proceso de expansión

$$c_{n,T} = c_V \left( \frac{n-\gamma}{1-n} \right) \quad (4.36)$$

#### 4.2.6 Factor de recalentamiento por fricción en los procesos de expansión.

El concepto del factor de recalentamiento es aplicable a sistemas que cuentan con múltiples etapas de expansión de manera escalonada y con la misma eficiencia de expansión isoentrópica. En la Figura 4.7 se exhiben los cambios de temperaturas correspondientes a los saltos entálpicos de los procesos de expansión isoentrópicos del sistema *TG*. El cambio de temperaturas  $\Delta T_{TAPs}$  corresponde al salto entálpico isoentrópico de la primera etapa de expansión y, por lo tanto, al trabajo de expansión isoentrópico de la turbina de alta presión. El cambio de temperaturas  $\Delta T_{TPIs}$  corresponde al salto entálpico isoentrópico de la segunda etapa de expansión y, en consecuencia, al trabajo de expansión isoentrópico de la turbina de presión intermedia. El cambio de temperaturas  $\Delta T_{TPs}$  corresponde al salto entálpico isoentrópico de la tercera etapa de expansión y, por ende, al trabajo de expansión isoentrópico de la turbina de potencia. El cambio de temperaturas  $\Delta T_{Ts}$  corresponde al salto entálpico isoentrópico total o del trabajo de expansión isoentrópico de la expansión multietapas entre las isobaras  $P_5$  y  $P_8$ .

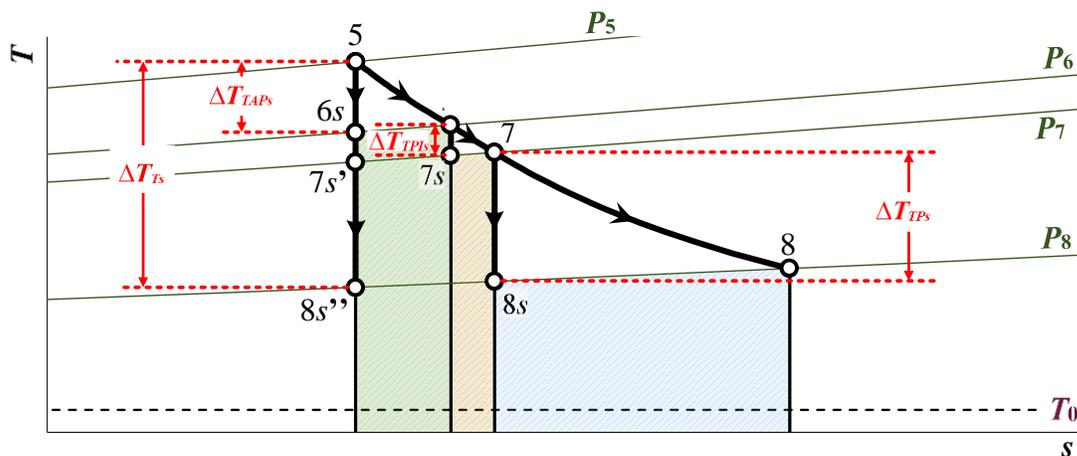


Figura 4.7 Proceso de expansión multietapas del sistema *TG*.

Los trabajos de expansión isoentrópicos de la turbina de alta presión, de presión intermedia y de potencia, en función del cambio de temperaturas, se pueden escribir de la siguiente manera

$$w_{TAPs} = c_{P,gc} \Delta T_{TAPs} = c_{P,gc} (T_5 - T_{6s}) \quad (4.37)$$

$$w_{TPIs} = c_{P,gc} \Delta T_{TPIs} = c_{P,gc} (T_6 - T_{7s}) \quad (4.38)$$

$$w_{TPs} = c_{P,gc} \Delta T_{TPs} = c_{P,gc} (T_7 - T_{8s}) \quad (4.39)$$

El trabajo de expansión isoentrópico total de la turbina multietapas en función del cambio de temperaturas se escribe de la siguiente manera

$$w_{Ts} = c_{P,gc} \Delta T_{Ts} = c_{P,gc} (T_5 - T_{8s''}) \quad (4.40)$$

En procesos de expansión de varias etapas escalonadas, el factor de recalentamiento,  $f_r$ , es un indicador del porcentaje de energía generada, que se aprovecha del recalentamiento en una etapa de

expansión posterior. Un conjunto de procesos de expansión se puede analizar como un proceso de expansión multietapas, en donde, el factor de recalentamiento relaciona a la sumatoria de los trabajos isoentrópicos de cada etapa y el trabajo isoentrópico total del proceso de expansión multietapas

$$f_r = \frac{\sum_i^n w_{i,s}}{w_{T_s}} \quad (4.41)$$

El subíndice  $i$ , hace referencia a la  $i$ -ésima etapa de expansión; por lo tanto,  $w_{i,s}$ , es el trabajo isoentrópico por etapa de expansión y;  $w_{T_s}$ , es el trabajo de expansión isoentrópico total de la turbina multietapas.

Entonces, para la *TG GE-LMS100* el factor de recalentamiento en función de los trabajos isoentrópicos o de los cambios de entalpía isoentrópicos se puede expresar de la siguiente manera

$$f_r = \frac{w_{TAPs} + w_{TAPs} + w_{TPs}}{w_{T_s}} = \frac{(h_5 - h_{6s}) + (h_6 - h_{7s}) + (h_7 - h_{8s})}{h_5 - h_{8s'}} \quad (4.42)$$

Como se considera que las eficiencias de expansión isoentrópicas son iguales en cada etapa, la eficiencia de expansión isoentrópica se puede factorizar de la expresión (4.42) y el factor de recalentamiento se puede escribir de la siguiente manera

$$f_r = \frac{h_5 - h_8}{h_5 - h_{8s'}} \frac{1}{\eta_{sit}} \quad (4.43)$$

Donde la relación del salto entálpico de 5 a 8 y el salto entálpico isoentrópico de 5 a 8s'', es la eficiencia total de expansión,  $\eta_T$

$$\eta_T = \frac{h_5 - h_8}{h_5 - h_{8s'}} \quad (4.44)$$

Sustituyendo la ecuación (4.44) en la ecuación (4.43), se llega a la expresión de la eficiencia total de la turbina multietapas en función del factor de recalentamiento

$$\eta_T = \eta_{sit} f_r \quad (4.45)$$

### 4.3 Eficiencia exergética del compresor a partir del diagrama exergía-entalpía del proceso de compresión.

La Figura 4.8 exhibe un proceso de compresión general en un diagrama exergía-entalpía. En el diagrama exergía-entalpía, la trayectoria del proceso de compresión que va del estado de entrada, *in*, al de salida, *out*, el cambio de entalpías del proceso,  $h_{out} - h_{in}$ , y la diferencia de exergías,  $\epsilon_{out} - \epsilon_{in}$ , conforman un triángulo rectángulo definido por los estados *in-out-g-in*, y tiene un ángulo,  $\alpha$ , con éste se determina a la eficiencia exergética de un proceso de compresión

$$\eta_{EX,C} \approx \tan(\alpha) \quad (4.46)$$

El ángulo  $\alpha$  tiene como cateto adyacente el cambio de entalpías,  $h_{out} - h_{in}$ , y como cateto opuesto el cambio de exergías,  $\varepsilon_{out} - \varepsilon_{in}$ , en consecuencia, el ángulo  $\alpha$  se puede determinar a partir de la siguiente expresión

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\varepsilon_{out} - \varepsilon_{in}}{h_{out} - h_{in}} \right) \quad (4.47)$$

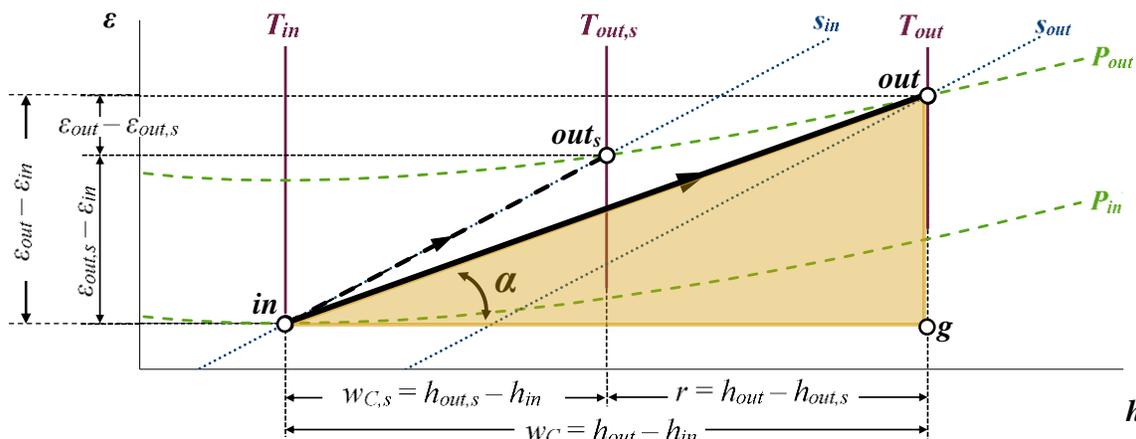


Figura 4.8 Diagrama  $\varepsilon$ - $h$  de un proceso de compresión general.

### 4.3.1 Relación entre las eficiencias de compresión isentrópica y de compresión exergética.

La eficiencia exergética del compresor en función del trabajo de compresión y de la irreversibilidad se expresa como sigue

$$\eta_{EX,C} = \frac{h_{out} - h_{in} - T_0(s_{out} - s_{in})}{h_{out} - h_{in}} = \frac{w_C - i}{w_C} = 1 - \frac{i}{w_C} \quad (4.48)$$

En consecuencia, el trabajo de compresión se expresa en términos de la irreversibilidad producida y de la eficiencia exergética de la siguiente forma

$$w_C = h_{out} - h_{in} = \frac{i}{1 - \eta_{EX,C}} \quad (4.49)$$

La eficiencia de compresión isentrópica se puede expresar en función del trabajo de compresión y del recalentamiento de la siguiente manera

$$\eta_{sic} = \frac{h_{out} - h_{in} - (h_{out} - h_{out,s})}{h_{out} - h_{in}} = \frac{w_C - r}{w_C} = 1 - \frac{r}{w_C} \quad (4.50)$$

Entonces, el trabajo de compresión en términos del recalentamiento y de la eficiencia isentrópica de compresión se expresa como

$$w_C = h_{out} - h_{in} = \frac{r}{1 - \eta_{sic}} \quad (4.51)$$

Igualando las ecuaciones (4.49) y (4.51) se obtiene la expresión de la eficiencia exergética del compresor, en función de la irreversibilidad, del recalentamiento y de la eficiencia de compresión isoentrópica

$$\eta_{EX,C} = 1 - \frac{i}{r}(1 - \eta_{sic}) \quad (4.52)$$

Sustituyendo la ecuación (4.6) en la ecuación (4.52) se llega a la expresión de la eficiencia exergética del compresor, en función de la temperatura de escape media adimensional y de la temperatura del medio ambiente

$$\eta_{EX,C} = 1 - \frac{T_0}{T_{out}}(1 - \eta_{sic}) \quad (4.53)$$

#### 4.4 Eficiencia exergética de la turbina a partir del diagrama exergía-entalpía del proceso de expansión

En la Figura 4.9 se dibuja el proceso de expansión en el diagrama  $\epsilon$ - $h$ , en éste se forma un triángulo de ángulo,  $\alpha$ , definido por los estados,  $out$ - $in$ - $g$ - $out$ , a partir de éste se puede determinar la eficiencia exergética de un proceso de expansión como

$$\eta_{EX,T} \approx \cot(\alpha) \quad (4.54)$$

El ángulo  $\alpha$  tiene como cateto adyacente el cambio de entalpías,  $h_{in} - h_{out}$ , y como cateto opuesto el cambio de exergías,  $\epsilon_{in} - \epsilon_{out}$ ; por lo tanto, el ángulo  $\alpha$  se determina a partir de la siguiente expresión

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\epsilon_{in} - \epsilon_{out}}{h_{in} - h_{out}} \right) \quad (4.55)$$

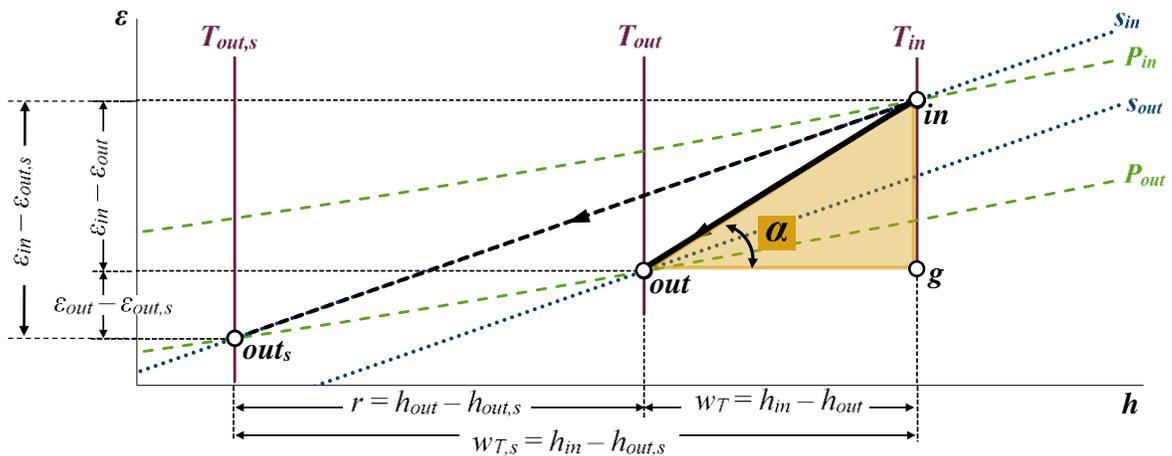


Figura 4.9 Diagrama  $\epsilon$ - $h$  de un proceso de expansión general.

#### 4.4.1 Relación entre las eficiencias de expansión isentrópica y de expansión exergética.

La eficiencia exergética de la turbina en función del trabajo de expansión y de la irreversibilidad se escribe de la siguiente manera

$$\eta_{EX,T} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out} - T_0(s_{in} - s_{out})} = \frac{w_T}{w_T + i} \quad (4.56)$$

Entonces, el trabajo de expansión se puede expresar en términos de la irreversibilidad producida y de la eficiencia exergética de la siguiente manera

$$w_T = h_{in} - h_{out} = \frac{i \eta_{EX,T}}{1 - \eta_{EX,T}} \quad (4.57)$$

La eficiencia de expansión isentrópica en función del trabajo de expansión y del recalentamiento se expresa de la siguiente manera

$$\eta_{sit} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out} + (h_{out} - h_{out,s})} = \frac{w_T}{w_T + r} \quad (4.58)$$

Por lo tanto, el trabajo de expansión se puede expresar en términos del recalentamiento de la siguiente forma

$$w_T = h_{in} - h_{out} = \frac{r \eta_{sit}}{1 - \eta_{sit}} \quad (4.59)$$

Igualando las ecuaciones (4.57) y (4.59) se llega a la expresión de la eficiencia exergética de la turbina, en función de la irreversibilidad, del recalentamiento y de la eficiencia de expansión isentrópica

$$\eta_{EX,T} = \frac{\eta_{sit}}{\frac{i}{r} + \eta_{sit} \left(1 - \frac{i}{r}\right)} \quad (4.60)$$

La expresión (4.60) vincula los dos principios de la Termodinámica. De la primera ley, se tiene el efecto del recalentamiento en la eficiencia y de la segunda ley, el impacto de la irreversibilidad sobre la misma.

Sustituyendo la ecuación (4.6) en la ecuación (4.60) se obtiene la expresión de la eficiencia exergética de la turbina, en función de la temperatura de escape media adimensional y de la temperatura del medio ambiente

$$\eta_{EX,T} = \frac{\eta_{sit}}{\frac{T_0}{\bar{T}_{out}} + \eta_{sit} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{out}}\right)} \quad (4.61)$$

### 4.5 Recalentamiento en el proceso de compresión de baja presión.

En la Figura 4.10 se exhibe el proceso de compresión de baja presión en el diagrama temperatura-entropía. Las áreas C y E, corresponden al trabajo sin fricción; el área B, es el calor de recalentamiento que se aprovecha en el proceso de compresión de baja presión; el área D, es el calor de recalentamiento disipado; y el área A, corresponde a la irreversibilidad.

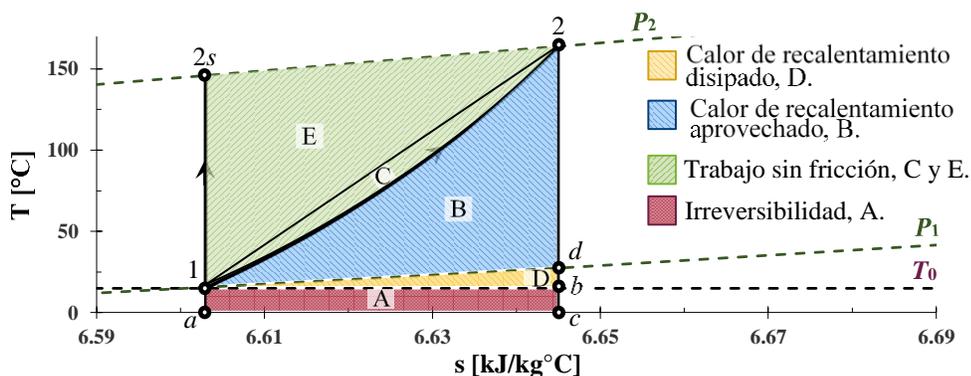


Figura 4.10 Diagrama T-s del proceso de compresión de baja presión.

El área A acotada por los estados (a-1-b-c-a) representa a la irreversibilidad producida durante el proceso de compresión de baja presión, el área A se puede expresar de la siguiente manera

$$i_{CBP} = T_0 (s_2 - s_1) \quad (4.62)$$

El área D definida por los estados (1-d-b-1) forma parte del calor de recalentamiento, esta energía térmica no se encuentra entre las isóbaras que limitan al proceso, lo que indica que es una irreversibilidad que no es generada por el cambio de presión, sino por el hecho de que la entropía aumenta al existir un cambio de temperatura en un proceso a presión constante. A bajos incrementos de entropía, el área D se puede expresar de la siguiente manera

$$(q_{recal,D})_{P=CTE} = \frac{(T_d - T_1)(s_2 - s_1)}{2} \quad (4.63)$$

La temperatura  $T_d$  es la temperatura del aire al final del proceso de incremento de temperatura a presión constante de 1 a  $d$ , y que se obtiene a partir del incremento de entropía del proceso isobárico de 1 a  $d$

$$s_2 - s_1 = c_{p,a} \ln \frac{T_d}{T_1} \quad (4.64)$$

entonces, la temperatura del aire al final del proceso isobárico de 1 a  $d$ , es

$$T_d = T_1 e^{\frac{s_2 - s_1}{c_{p,a}}} \quad (4.65)$$

El área B delimitada por los estados (1-2-d-1) forma parte del calor de recalentamiento que, si se utiliza, ya que se encuentra dentro de los límites de presión del proceso de compresión de baja presión; esta área no considera la curvatura que se presenta en la trayectoria del proceso de compresión de 1 a 2

y su cálculo se aproxima al cálculo del área de un triángulo que tiene como base la diferencia de entropías abarcando parte del área del trabajo sin fricción

$$q_{recal,B} = \frac{(T_2 - T_1)(s_2 - s_1)}{2} \quad (4.66)$$

La suma de las áreas A, B y D, conforman el recalentamiento por fricción del proceso de compresión de baja presión y su expresión se obtiene al sumar las expresiones (4.62), (4.66) y (4.63)

$$r_{CBP} \approx \left( \frac{T_2 + T_d}{2} \right) (s_2 - s_1) \quad (4.67)$$

Para considerar el área formada por la curvatura del proceso politrópico se debe contemplar el área C enmarcada por los estados (1-2-1). El área C forma parte del trabajo sin fricción y es la diferencia del recalentamiento (suma de las áreas A, B y D) expresado en la ecuación (4.67) y el calor de recalentamiento expresado en la ecuación (4.29)

$$\begin{aligned} w_{sfr,C} &= (A + B + D) - q_{rec} \\ &= \left( \frac{T_2 + T_d}{2} \right) (s_2 - s_1) - T_1 C_{n,CBP} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_{CBP}-1}{n_{CBP}}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (4.68)$$

La eficiencia exergética del compresor de baja presión en función de la irreversibilidad, el recalentamiento por fricción y la eficiencia de compresión isoentrópica es

$$\eta_{EX,CBP} = 1 - \frac{i_{CBP}}{r_{CBP}} (1 - \eta_{sic,CBP}) \quad (4.69)$$

#### 4.6 Recalentamiento en el proceso de compresión de alta presión.

En la Figura 4.11 se ilustra el diagrama temperatura-entropía del proceso de compresión de alta presión. Las áreas E y F, corresponden al trabajo sin fricción. El área D corresponde al calor de recalentamiento aprovechado, las áreas B y C, conforman el calor de recalentamiento disipado y el área A, corresponde a la irreversibilidad.

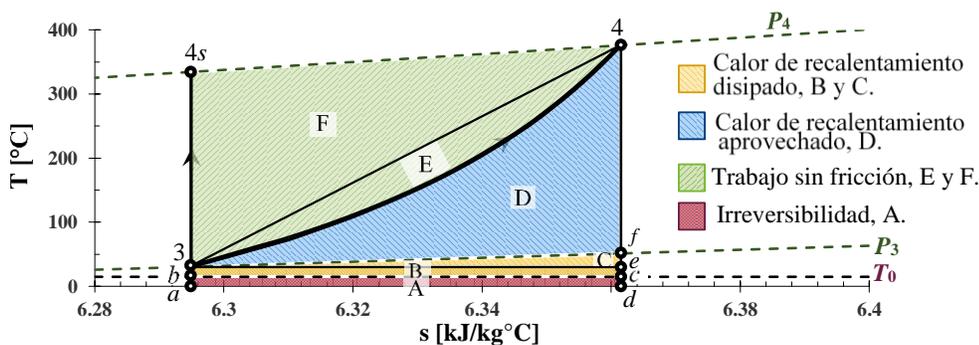


Figura 4.11 Diagrama T-s del proceso de compresión de alta presión.

El área A especificada por los estados (a-3-b-c-a) representa a la irreversibilidad producida durante el proceso de compresión de alta presión

$$i_{CAP} = T_0(s_4 - s_3) \quad (4.70)$$

El área D acotada por los estados (3-4-f-3) forma parte del calor de recalentamiento útil en el proceso de compresión de alta presión

$$q_{recal,D} = \frac{(T_4 - T_3)(s_4 - s_3)}{2} \quad (4.71)$$

El área B definida por los estados (b-3-e-c-b) forma parte del calor de recalentamiento disipado, para este caso se escribe como

$$q_{recal,B} = (T_3 - T_0)(s_4 - s_3) \quad (4.72)$$

El área C definida por los estados (3-f-e-3) es el calor de recalentamiento aprovechado en el proceso de compresión de alta presión, que se escribe como

$$(q_{recal,C})_{P_3=CTE} = \frac{(T_f - T_3)(s_4 - s_3)}{2} \quad (4.73)$$

La temperatura  $T_f$  es la temperatura del aire al final del proceso de aumento de temperatura a presión constante de 1 a  $f$ , se determina a partir del incremento de entropía del proceso isobárico de 3 a  $f$

$$s_4 - s_3 = c_{P,a} \ln \frac{T_f}{T_3} \quad (4.74)$$

por lo tanto, la temperatura del aire al final del proceso isobárico de 3 a  $f$ , es

$$T_f = T_3 e^{\frac{s_4 - s_3}{c_{P,a}}} \quad (4.75)$$

El recalentamiento por fricción del proceso de compresión de alta presión se determina a partir de la suma de las áreas A, B y C al sumar las expresiones (4.70), (4.72) y (4.73)

$$r_{CAP} \approx \left( \frac{T_4 + T_f}{2} \right) (s_4 - s_3) \quad (4.76)$$

Para considerar el área formada por la curvatura del proceso politrópico se debe contemplar el área E enmarcada por los estados (3-4-3). El área E forma parte del trabajo sin fricción y es la diferencia del recalentamiento (suma de las áreas A, B, C y D) expresado en la ecuación (4.76) y el calor de recalentamiento expresado en la ecuación (4.29)

$$\begin{aligned} w_{sfr,E} &= (A + B + C + D) - q_{rec} \\ &= \left( \frac{T_4 + T_f}{2} \right) (s_4 - s_3) - T_3 c_{n,CAP} \left[ \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n_{CAP}-1}{n_{CAP}}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (4.77)$$



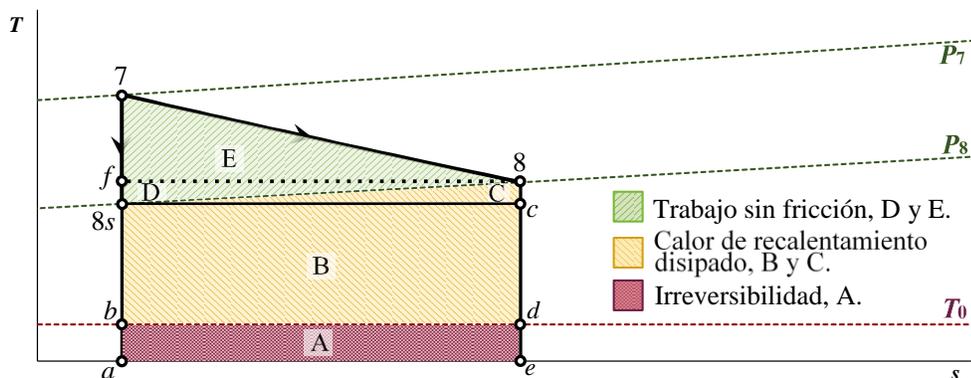


Figura 4.14 Diagrama T-s del proceso de expansión de la turbina de potencia libre.

En la Tabla 4.2 se presentan los modelos matemáticos para determinar las áreas del calor de recalentamiento, el trabajo sin fricción y la irreversibilidad en las tres etapas de expansión presentadas en las Figuras 4.12, 4.13 y 4.14. En los tres casos el área A se especifica por los estados (a-b-d-e-a) y representan la irreversibilidad producida; el área B se acota por los estados (b-6s-c-d-b) y forma parte del calor de recalentamiento útil; el área C se define por los estados (6s-6-c-6s) y forma parte del calor de recalentamiento aprovechado; el área D se enmarca por los estados (6s-f-6-6s) y corresponde a una parte del trabajo sin fricción; y el área E definida por los estados (f-5-6-f) y simboliza parte del trabajo sin fricción.

Tabla 4.2 Áreas A, B, C, D y E en los procesos de expansión de las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia libre.

| Áreas | TAP                                   | TPI                                   | TP                                    |
|-------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| A     | $T_0(s_6 - s_5)$                      | $T_0(s_7 - s_6)$                      | $T_0(s_8 - s_7)$                      |
| B     | $(T_{6s} - T_0)(s_6 - s_5)$           | $(T_{7s} - T_0)(s_7 - s_6)$           | $(T_{8s} - T_0)(s_8 - s_7)$           |
| C y D | $\frac{(T_6 - T_{6s})(s_6 - s_5)}{2}$ | $\frac{(T_7 - T_{7s})(s_7 - s_6)}{2}$ | $\frac{(T_8 - T_{8s})(s_8 - s_7)}{2}$ |
| E     | $\frac{(T_5 - T_6)(s_6 - s_5)}{2}$    | $\frac{(T_6 - T_7)(s_7 - s_6)}{2}$    | $\frac{(T_7 - T_8)(s_8 - s_7)}{2}$    |

La eficiencia exergéticas de las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia libre, en función de la irreversibilidad, el recalentamiento por fricción y la eficiencia de expansión isoentrópica, se pueden expresar de la siguiente manera

$$\eta_{EX,TAP} = \frac{\eta_{sit,TAP}}{\frac{i_{TAP}}{r_{TAP}} + \eta_{sit,TAP} \left(1 - \frac{i_{TAP}}{r_{TAP}}\right)} \quad (4.79)$$

$$\eta_{EX,TPI} = \frac{\eta_{sit,TPI}}{\frac{i_{TPI}}{r_{TPI}} + \eta_{sit,TPI} \left(1 - \frac{i_{TPI}}{r_{TPI}}\right)} \quad (4.80)$$

$$\eta_{EX,TP} = \frac{\eta_{sit,TP}}{\frac{i_{TP}}{r_{TP}} + \eta_{sit,TP} \left(1 - \frac{i_{TP}}{r_{TP}}\right)} \quad (4.81)$$

### 4.6.2 Recalentamiento en el proceso de expansión multietapas de la TG.

Si se analizan por separado a las tres etapas de expansión, no se estaría considerando el calor de recalentamiento aprovechado en la turbina de gas aeroderivada, como resultado de su configuración y arreglo secuencial, parte del calor de recalentamiento generado en las dos primeras etapas de expansión es aprovechado, por cada etapa posterior.

En la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS* se tienen tres etapas de expansión, que se analizan como un sólo proceso de expansión multietapas con la misma eficiencia de expansión isoentrópica. En el diagrama temperatura-entropía de la Figura 4.15 se muestra el proceso de expansión multietapas. Las áreas I, J y K representan al trabajo sin fricción. Las áreas D, E, F, G y H son el recalentamiento aprovechado, las áreas B y C, conforman el calor de recalentamiento disipado y el área A, es la irreversibilidad.

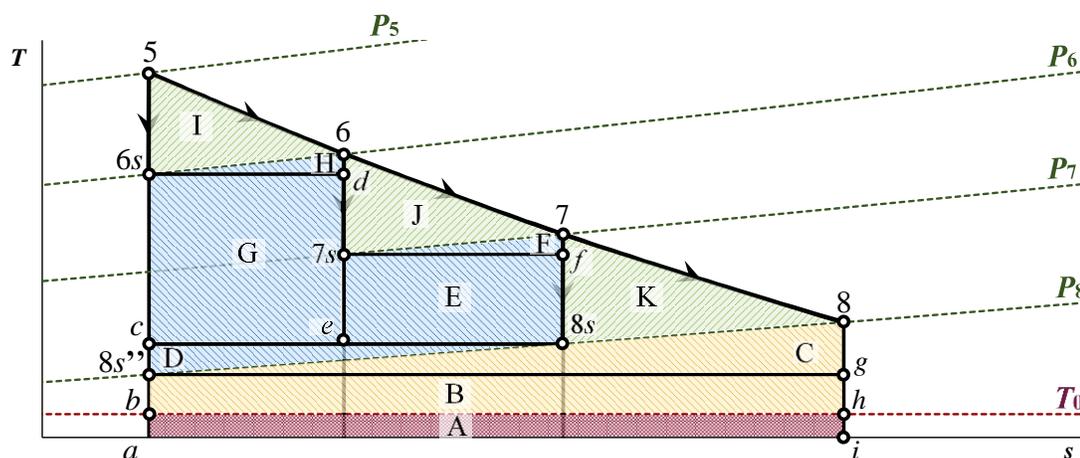


Figura 4.15 Diagrama T-s del proceso de expansión multietapas.

El área “A” delimitada por los estados (a-b-h-i-a) corresponde a la irreversibilidad producida en el proceso de expansión multietapas

$$i = T_0 (s_8 - s_5) \quad (4.82)$$

La irreversibilidad representa la parte de la energía que no se puede aprovechar y también se puede visualizar como la destrucción de exergía que tiene lugar en el proceso de expansión multietapas. Ésta es una irreversibilidad interna intrínseca debida a los procesos de expansión.

El área “B” delimitada por los puntos (8s''-g-h-b-8s'') representa la parte del calor de recalentamiento por fricción producido en el proceso de expansión multietapas, éste no se encuentra entre los límites de presión del proceso, entonces, se considera como una pérdida o una cantidad de energía disipada, esta área se expresa como

$$q_{recal,B} = (T_{8s''} - T_0)(s_8 - s_5) \quad (4.83)$$

El área “C” delimitada por los puntos (8s’-8-g-8s’’) representa parte del calor de recalentamiento que se encuentra debajo de la isobara de la presión de salida  $P_8$ , esto indica que no se está generando por el cambio de presión del proceso, sino por el hecho que la entropía aumenta al existir un cambio de temperatura en un proceso a presión constante. El área “C” es la parte del calor de recalentamiento que no se considera en el cálculo del área “B”; sin embargo, ambas áreas representan el calor de recalentamiento que no se está aprovechando. El área “C” se puede determinar de la siguiente manera

$$(q_{recal,C})_{P_8=CTE} = \frac{T_8 - T_{8s''}}{2} (s_8 - s_5) \quad (4.84)$$

El área “D” delimitada por los puntos (c-8s-8s’)-c) forma parte del calor de recalentamiento aprovechado en el proceso de expansión multietapas, ya que se encuentra dentro de los límites de presión del proceso

$$q_{recal,D} = \frac{T_{8s} - T_{8s''}}{2} (s_7 - s_5) \quad (4.85)$$

El área “E” delimitada por los puntos (7s-f-8s-e-7s) simboliza la parte del calor de recalentamiento producido en el proceso de expansión de la turbina de presión intermedia que se está aprovechando, y se determina como

$$q_{recal,E} = (T_{7s} - T_{8s})(s_7 - s_6) \quad (4.86)$$

El área “F” definida por los puntos (7s-7-f-7s) es la parte el calor de recalentamiento producido en el proceso de expansión de la turbina de presión intermedia, debida al cambio de temperatura en el proceso a presión constante  $P_7$ , el área “F” es calor de recalentamiento aprovechado y se puede expresar como

$$(q_{recal,F})_{P_7=CTE} = \frac{T_7 - T_{7s}}{2} (s_7 - s_6) \quad (4.87)$$

El área “G” acotada por los puntos (6s-d-e-c-6s) es la parte del calor de recalentamiento producido en el proceso de expansión de la turbina de alta presión

$$q_{recal,G} = (T_{6s} - T_{8s})(s_6 - s_5) \quad (4.88)$$

El área “H” definida por los puntos (6s-6-d-6s) pertenece a la parte el calor de recalentamiento producido en el proceso de expansión de la turbina alta presión, a causa del cambio de temperatura en el proceso a presión constante  $P_6$

$$(q_{recal,H})_{P_6=CTE} = \frac{T_6 - T_{6s}}{2} (s_6 - s_5) \quad (4.89)$$

El recalentamiento por fricción es el área total conformada por la suma de las áreas A, B, C, D, E, F, G y H, que considera al calor de recalentamiento y a la irreversibilidad y se determina a partir de sumar las expresiones (4.82), (4.83), (4.84), (4.85), (4.86), (4.88), (4.87) y (4.89), llegando a la siguiente expresión

$$r \approx A_T = (s_6 - s_5) \frac{T_6 + T_{6s}}{2} + (s_7 - s_6) \frac{T_7 + T_{7s}}{2} - (s_8 - s_7) \frac{T_8 + T_{8s}}{2} \quad (4.90)$$

En un proceso de expansión multietapas, la eficiencia exergética total de expansión es relación de la sumatoria de los cambios de entalpía y la sumatoria de los cambios de exergía de los procesos

$$\eta_{EX.T_T} = \frac{\sum \Delta h}{\sum \Delta \mathcal{E}} \quad (4.91)$$

### 4.6.3 Factor de recalentamiento en la expansión multietapas.

En la turbina de gas *LMS100*, el factor de recalentamiento relaciona a la sumatoria de los trabajos isoentrópicos de cada turbina. *TAP*, *TPI* y *TP*, y el trabajo isoentrópico total del proceso de expansión multietapas, en términos de los cambios de entalpía, se expresa de la siguiente manera

$$f_r = \frac{(h_5 - h_{6s}) + (h_6 - h_{7s}) + (h_7 - h_{8s})}{(h_5 - h_{8s})} \quad (4.92)$$

Al considerar que los gases de escape tienen comportamiento de un gas perfecto y, que todas las etapas de expansión tienen la misma eficiencia isoentrópica; el factor de recalentamiento se puede expresar en función de la eficiencia de expansión isoentrópica y de las temperaturas, de la siguiente manera

$$f_r = \frac{T_5 - T_8}{T_5 - T_{8s}} \frac{1}{\eta_{sit}} \quad (4.93)$$

### 4.6.4 Calor de recalentamiento aprovechado en las turbinas de alta presión y presión intermedia, gracias al arreglo de expansión multietapas.

En la Figura 4.16 se ilustra porcentaje de calor de recalentamiento que se aprovecha en los procesos de expansión de alta presión y de presión intermedia, al analizarse en un proceso de expansión escalonado. Cuando se estudian de manera aislada los procesos de expansión, todo el calor de recalentamiento que producen se disipa; en el proceso de expansión de alta presión se produce un total de 30.263 kJ/kg de calor de recalentamiento que se disipa; sin embargo, como resultado de las etapas de expansión posteriores se aprovecha el 44.659% del mismo; en el proceso de expansión de presión intermedia se produce un total de 12.746 kJ/kg de calor de recalentamiento, y se aprovecha el 48.995% en la etapa de expansión posterior. El arreglo de expansión escalonada de la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS100* permite que se aproveche gran parte de la energía calorífica generada por el efecto del recalentamiento por fricción en los procesos de expansión.

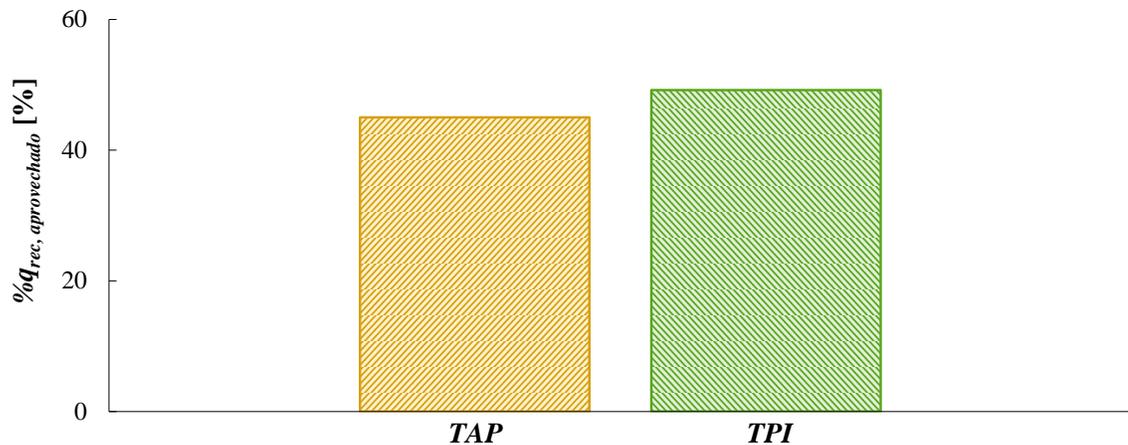


Figura 4.16 Porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado en las turbinas de alta presión y presión intermedia, debido al arreglo de expansión multietapas.

#### 4.7 Efecto de la disminución de la eficiencia isoentrópica en los procesos de compresión y expansión.

En la práctica, los equipos y máquinas se van desgastando y van disminuyendo su eficiencia con el uso a través del tiempo, una manera de modelar y evaluar cómo afecta esta situación en el desempeño de la *TGA LMS100*, es a través de variar la eficiencia isoentrópica de compresión y expansión y comparar cómo afecta la disminución de la eficiencia isoentrópica en la eficiencia de la turbina, cuando se quiere generar la misma potencia. En este caso se toman las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas establecidas en la Tabla 2.2, y se comparan los casos, donde disminuyen dos veces un 0.2; entonces, para las eficiencias de expansión isoentrópicas se toman los valores de 0.9, 0.88 y 0.86; y para las eficiencias de compresión isoentrópicas se toman los valores de 0.88, 0.86 y 0.84.

En la Figura 4.17 se ilustra el comportamiento de la eficiencia exergética del proceso de expansión en función de la temperatura de escape media adimensional ( $r/i$ ), a diferentes valores de la eficiencia de expansión isoentrópica. La eficiencia exergética tiende a aumentar sí aumenta la temperatura de escape media adimensional, comportamiento que se cumple para las eficiencias isoentrópicas distintas a uno. Siempre que la temperatura de escape media adimensional sea igual a uno, la eficiencia exergética será igual a la eficiencia isoentrópica. Si la eficiencia exergética es mayor que la eficiencia isoentrópica, la temperatura de escape media adimensional toma valores mayores a uno. Para analizar el efecto de la disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica en la turbina multietapas, se establecen 3 puntos A, B y C para las eficiencias de expansión isoentrópicas de 0.9, 0.88 y 0.86, respectivamente. Cuando se pasa del punto B al C, la eficiencia exergética disminuye 0.691% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.658%; cuando se pasa del punto A al B, la eficiencia exergética disminuye 0.675% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.659%. Si la eficiencia de expansión isoentrópica disminuyera de 0.9 a 0.86, pasando del punto A al C, se disminuiría la eficiencia exergética un 1.361% y la temperatura de escape media adimensional aumentaría un 1.312%. La disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica, provoca la disminución de la eficiencia exergética y el aumento de la temperatura de escape media adimensional.

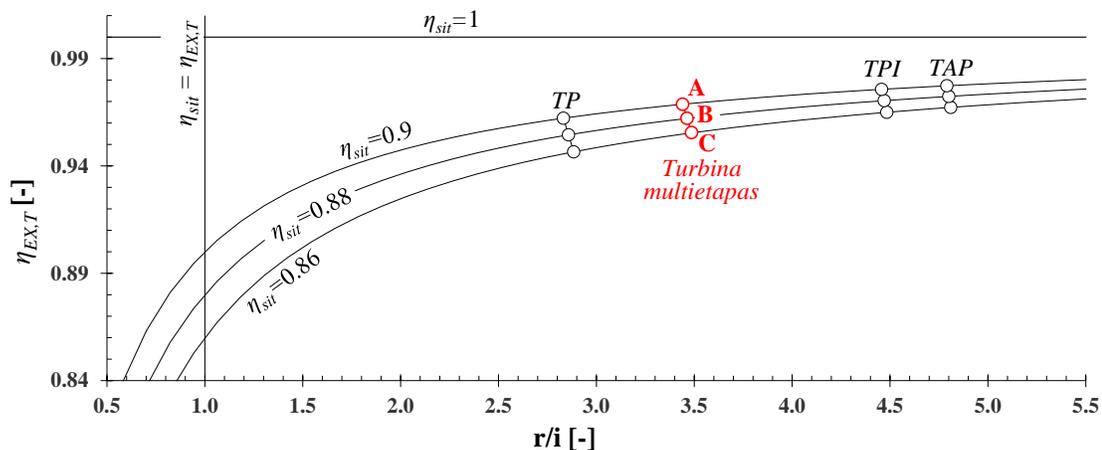


Figura 4.17 Eficiencia de expansión exérgica en función de la relación ( $r/i$ ).

En la Figura 4.18 se exhibe el comportamiento de la eficiencia exérgica del proceso de compresión en función de la temperatura de escape media adimensional ( $r/i$ ), a diferentes valores de la eficiencia de compresión isoentrópica. Al igual que en el caso de la expansión, para el caso de la compresión, un incremento de la eficiencia exérgica implica el aumento de la temperatura de escape media adimensional. Al tiempo que la temperatura de escape media adimensional es igual a 1, la eficiencia racional es igual a la eficiencia de compresión isoentrópica. Cuando la eficiencia exérgica es mayor que la eficiencia isoentrópica, la temperatura de escape media adimensional toma valores mayores que uno. Para estudiar el efecto de la disminución de la eficiencia de compresión isoentrópica en el compresor de baja presión, se establecen los puntos de operación A, B y C para las eficiencias de compresión isoentrópicas de 0.88, 0.86 y 0.84, respectivamente. Al pasar del punto B al C, la eficiencia exérgica disminuye 1.446% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.412%. Si se pasa del punto A al B, la eficiencia exérgica disminuye 1.439% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.395%. Si se disminuye la eficiencia de compresión isoentrópica de 0.88 a 0.84 pasando del punto A al C, la eficiencia exérgica disminuye 2.864% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.805%. En el caso del compresor de alta presión se establecen los puntos D, E y F para las eficiencias de compresión isoentrópicas de 0.88, 0.86 y 0.84, respectivamente. Un cambio del punto E al F implica una disminución del 0.897% de la eficiencia exérgica y un aumento de la temperatura de escape media adimensional del 0.667%; si se pasa del punto D al E, la eficiencia exérgica disminuye 0.903% y la temperatura de escape media adimensional aumenta 0.641%. Si se pasará del punto D al F, la disminución de la eficiencia isoentrópica de compresión de 0.88 a 0.84, provocaría la disminución del 1.792% de la eficiencia exérgica y un aumento del 1.304% de la temperatura de escape media adimensional. La disminución de la eficiencia de compresión isoentrópica en ambos compresores, resulta en la disminución de la eficiencia exérgica y en un aumento de la temperatura de escape media adimensional.

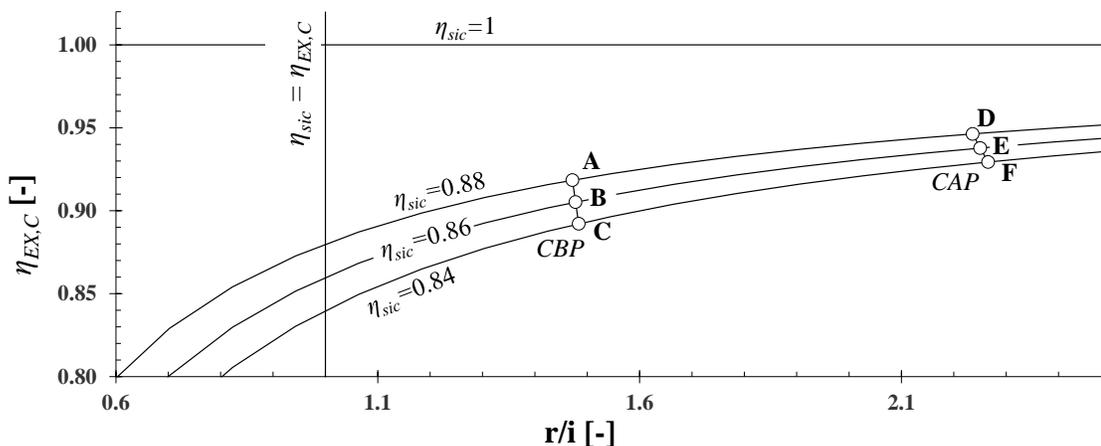


Figura 4.18 Eficiencia de compresión exergética en función de la relación ( $r/i$ ).

En la Figura 4.19 se muestra el calor de recalentamiento aprovechado y disipado en el proceso de expansión escalonado a diferentes valores de eficiencia de expansión isoentrópica. Con la eficiencia de expansión isoentrópica de 0.9 se tiene el menor calor de recalentamiento con 88.096 kJ/kg, pero el mayor porcentaje aprovechado con 26.65%. Si la eficiencia de expansión isoentrópica disminuye hasta 0.88 el calor de recalentamiento aumenta hasta 106.591 kJ/kg, pero disminuye el porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado hasta 26.53%. Con la eficiencia isoentrópica de 0.86 se tiene el mayor calor recalentamiento con 125.384 kJ/kg; sin embargo, se tiene el menor porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado con 26.41%. Conforme la eficiencia de expansión isoentrópica disminuye en la expansión multietapas, aumenta el calor de recalentamiento total, pero disminuye el porcentaje de calor de recalentamiento que se puede aprovechar.

Gracias a su configuración de tres etapas de expansión secuenciales y escalonadas, el sistema de *TG GE-LMS100* tiene un factor de recalentamiento de 1.019, que se refleja en su capacidad de aprovechar el 26.39% del total del calor de recalentamiento por fricción producido en el proceso de expansión. Siendo el factor de recalentamiento, un indicador de una de las razones por las que el modelo *GE-LMS100* tiene una alta eficiencia.

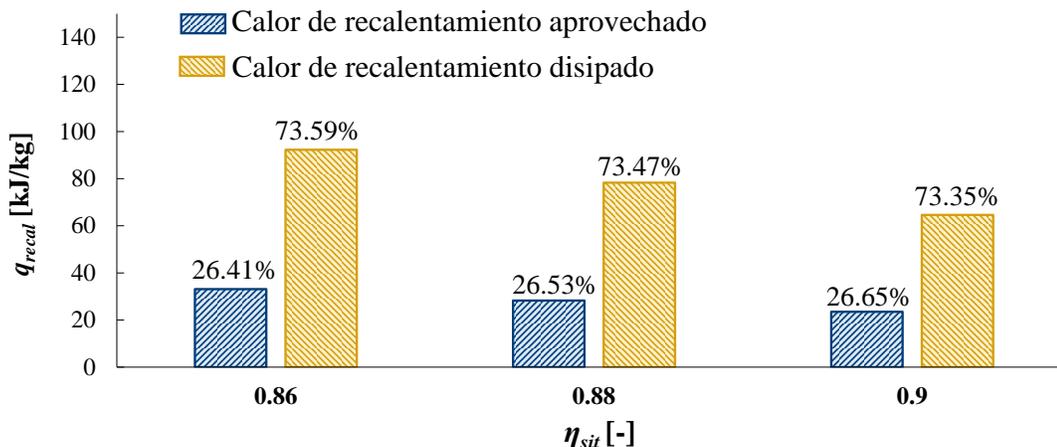


Figura 4.19 Calor de recalentamiento a diferentes eficiencias de expansión isoentrópicas, en la expansión multietapas.

En la Figura 4.20 se ilustra el calor de recalentamiento aprovechado y disipado en el proceso de compresión de baja presión a diferentes valores de eficiencia de expansión isoentrópica. En el compresor de baja presión las eficiencias de compresión isoentrópicas de 0.84, 0.86 y 0.88 representan un porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado igual a 88.06, 89.57 y 91.07% respectivamente; un porcentaje del calor de recalentamiento disipado de 11.94, 10.43 y 8.93%, respectivamente. Sin embargo, el total de calor de recalentamiento producido en el *CBP* es de 4.024, 3.378 y 2.78 kJ/kg para las eficiencias de 0.84, 0.86 y 0.88%, respectivamente. En tanto disminuye la eficiencia de compresión isoentrópica del compresor de baja presión, aumenta la producción del calor de recalentamiento, pero disminuye el porcentaje de calor de recalentamiento aprovechado.

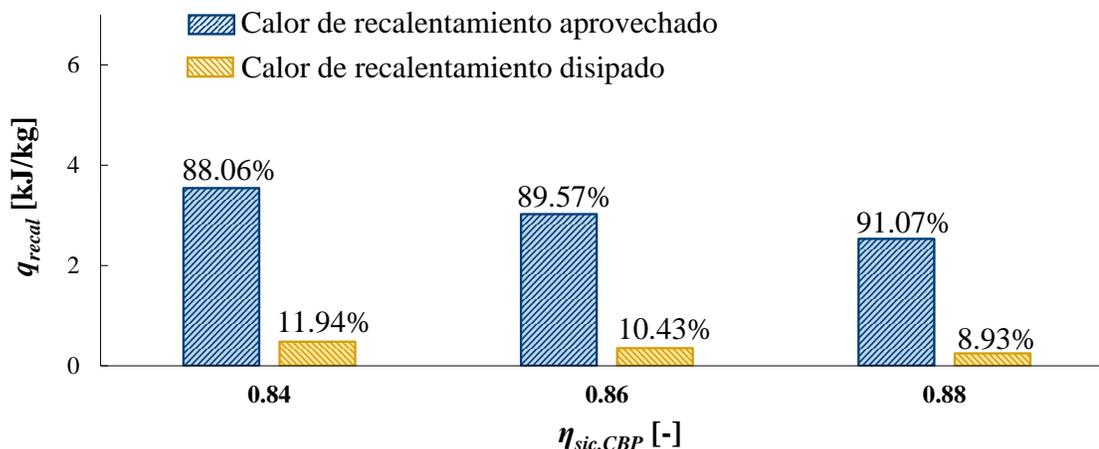


Figura 4.20 Calor de recalentamiento en el proceso de compresión de baja presión.

En la Figura 4.21 se ilustra el calor de recalentamiento aprovechado y disipado en el compresor de alta presión a diferentes valores de eficiencia de compresión isoentrópica. Con la eficiencia de compresión isoentrópica de 0.84, en la compresión de alta presión se producen 16.916 kJ/kg, del que se aprovecha 80.9% y se disipa el 19.1%. Para la eficiencia de compresión isoentrópica de 0.86, en la compresión de alta presión se producen 14.281 kJ/kg, del que se aprovecha 81.74% y se disipa el 18.26%. Si la eficiencia de compresión isoentrópica es de 0.88, en la compresión de alta presión se producen 11.819 kJ/kg, del que se aprovecha y disipa el 82.57% y 17.43%, respectivamente. Comparando al compresor de baja presión con el compresor de alta presión y la turbina multietapas; se concluye que, el compresor de baja presión produce la menor cantidad de calor de recalentamiento, pero, al mismo tiempo tiene el mayor porcentaje de aprovechamiento del mismo. Tanto en el compresor de alta como en el de baja presión se aprovecha un mayor porcentaje del calor de recalentamiento en comparación con la turbina multietapas; sin embargo, la cantidad de calor de recalentamiento producida es mayor en la expansión escalonada. Tanto en los compresores como en la turbina multietapa, la disminución de la eficiencia isoentrópica implica una producción mayor del calor de recalentamiento, pero al mismo tiempo, un menor aprovechamiento del mismo.

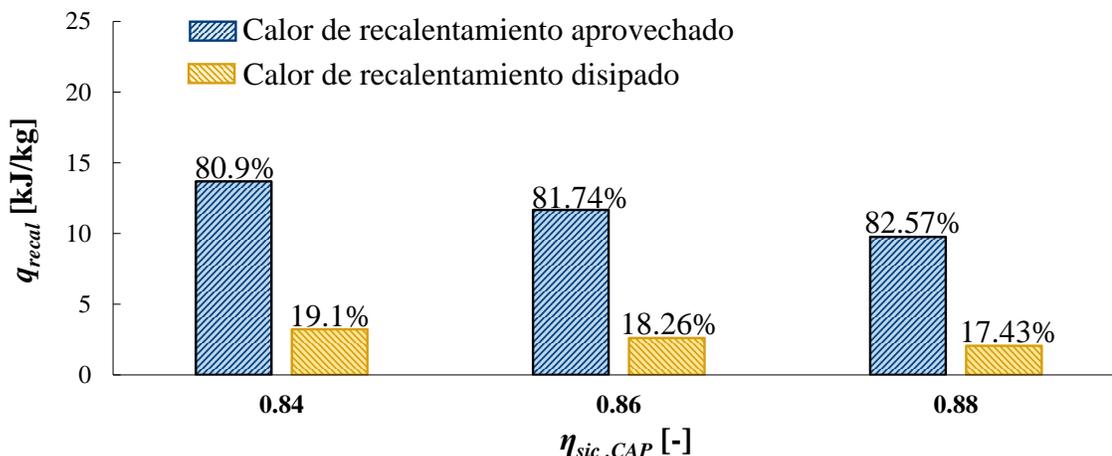


Figura 4.21 Calor de recalentamiento en el proceso de compresión de alta presión.

En la Figura 4.22 se muestra la variación de la eficiencia total de expansión y del factor de recalentamiento en función de la disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica del proceso de expansión escalonado. Se establecen los puntos A, B y C correspondientes a los casos en que la turbina multietapas opera con una eficiencia de expansión isoentrópica de 0.9, 0.88 y 0.86, respectivamente; cuando la turbina multietapas opera en las condiciones en las condiciones del punto A el factor de recalentamiento tiene un valor de 1.019 y la eficiencia total de expansión es del 91.735%. Cuando la turbina multietapas opera en las condiciones de los puntos B y C el factor de recalentamiento toma valores de 1.023 y 1.027, respectivamente, y la eficiencia total de expansión toma valores de 90.038% y 88.326%, respectivamente; de manera que, un cambio del punto A al B implicaría una disminución del 1.85% de la eficiencia total de expansión y un aumento del 0.379% del factor de recalentamiento; cambiar del punto B al C resulta en una disminución del 1.901% de la eficiencia total de expansión y un aumento del 0.379% del factor de recalentamiento; y la disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica de 0.9 a 0.86, pasando del punto A al C, provocaría una disminución del 3.716% de la eficiencia total de expansión y un aumento del 0.757% del factor de recalentamiento. La disminución de la eficiencia isoentrópica impacta en mayor medida en la disminución de la eficiencia total de expansión que en el aumento del factor de recalentamiento.

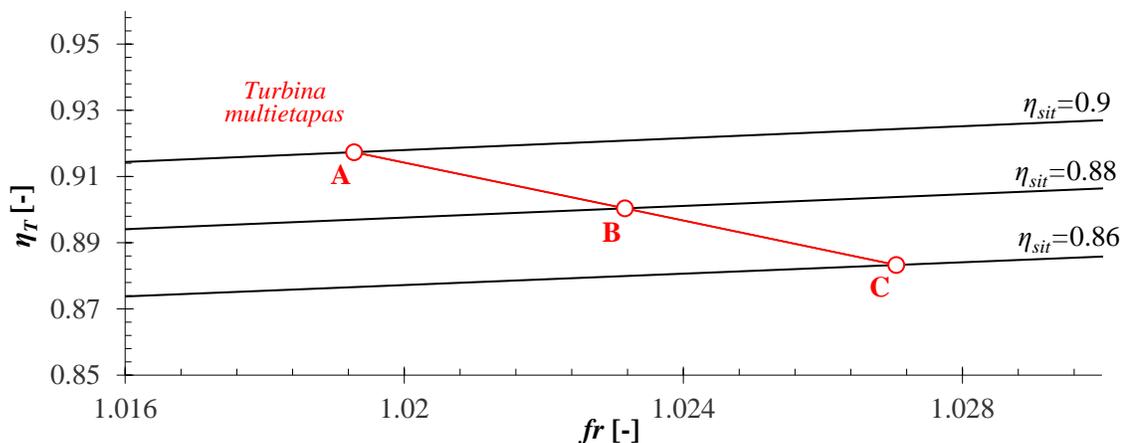


Figura 4.22 Eficiencia total de expansión en función del factor de recalentamiento.

La Figura 4.23 exhibe las eficiencias exergética y total de expansión, de la turbina multietapas en función de la variación de la eficiencia de expansión isoentrópica. Con una eficiencia de expansión isoentrópica de 0.9 en el proceso de expansión escalonado, la eficiencia exergética y total de expansión tienen valores de 0.698 y 0.917 respectivamente. Si la eficiencia de expansión isoentrópica es de 0.88, la eficiencia exergética y total de expansión son de 0.685 y 0.9 respectivamente. Para una eficiencia de expansión isoentrópica es de 0.86, la eficiencia exergética y total de expansión toman valores de 0.672 y 0.883, respectivamente. Una disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica de 0.9 a 0.88 resultaría en una disminución del 1.854% de las eficiencias exergética y total de expansión. Si la eficiencia de expansión isoentrópica disminuye de 0.9 a 0.86 provocaría la disminución de 3.723% de las eficiencias exergética y total de expansión. En este caso la disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica de la turbina multietapas provoca el mismo porcentaje de disminución de las eficiencias total de expansión y exergética.

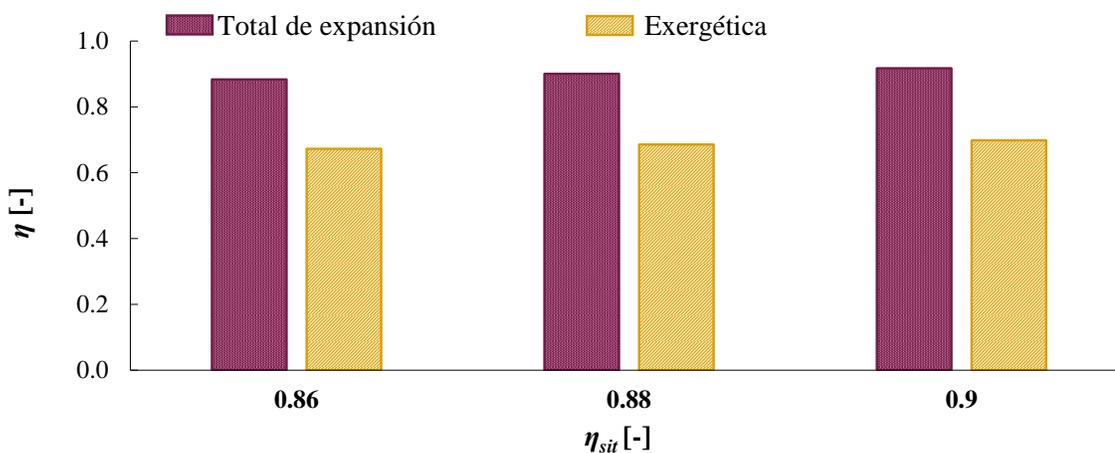


Figura 4.23 Eficiencia térmica y exergética del proceso de expansión a distintas eficiencias de expansión isoentrópica.

# Capítulo 5 – Análisis de costos exergéticos a la TG GE-LMS100

## 5. Termoeconomía.

La Termoeconomía integra dos ciencias, a la Termodinámica y a la Economía, con el fin de desarrollar teorías y metodologías, para asignar valores que contemplen, lo que cuesta consumir recursos naturales en las actividades productivas humanas. La Economía se relaciona a la Termodinámica mediante la exergía, que vincula el Primer Principio de la Termodinámica, el Segundo Principio de la Termodinámica y el medio ambiente, Torres & Valero. (2000). El propósito de la Termoeconomía es aprovechar las potenciales áreas de mejora en los componentes, que son expuestas a partir del análisis exergético y en consecuencia conseguir la mínima generación de irreversibilidades, hasta el límite termodinámico, en el que sólo se tienen a las irreversibilidades intrínsecas; sin embargo, aproximarse a este límite, en la práctica implica restricciones económicas, que ocasionalmente requieren modificaciones o mejoras más costosas a los costos que implican las irreversibilidades mismas. Para determinar el costo de las actividades productivas, el análisis termoeconómico se hace a partir del análisis de costos exergéticos.

En este capítulo se determinan los costos exergéticos y exergoeconómicos a la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS100*. En el análisis de costos exergéticos se comparan dos casos; en el caso 1, se considera que el vapor que sale del enfriador y que los gases de escape, son pérdidas; en el caso 2, se considera que el vapor que sale del enfriador es un subproducto y los gases de escape son el residuo del sistema *TG*. en el análisis de costos exergoeconómicos se comparan dos metodologías; la metodología del proceso de formación de costos exergéticos de Torres & Valero (2000) y los métodos autónomos de igualdad y de extracción de Kotas (1985), a través de un análisis paramétrico en el que se varía la relación de presiones total y se comparan tres condiciones de operación, la condición de diseño, la condición de trabajo motor máximo y la condición de eficiencia térmica máxima. El propósito de los análisis comparativos abordados en este capítulo es definir cómo tratar a las corrientes exergéticas que salen del sistema *TG*; así como, establecer la mejor condición de operación del sistema y las razones por las que es más conveniente trabajar con alguna de las tres metodologías de costos exergoeconómicos.

### 5.1 Análisis de costos exergéticos.

El análisis de costos exergéticos es una herramienta para determinar los costos de producción de energía, contemplando diversos factores, que van desde aspectos energéticos, económicos, ambientales, etc., y toma a la exergía como medida la potencial, para determinar la calidad de una forma de energía, para realizar trabajo o provocar cambios. Como la exergía es el indicador de la calidad de una forma de energía dada, lo razonable es evaluar el precio de la energía con base a su contenido exergético, tomando

en cuenta que la exergía es una propiedad no conservativa, que se puede destruir; por lo tanto, si se evalúa el precio de la energía con base en su contenido exergético, la exergía destruida o irreversibilidad resulta en el incremento de los costos y del requerimiento exergético de recursos. Existen diferentes tipos de metodologías utilizadas para estimar los costos exergéticos de las turbinas de gas, en esta sección se estudia la metodología del proceso de formación de costos exergéticos de Torres & Valero. (2000).

## 5.2 Proceso de formación de costos.

El proceso de formación de los costos se basa en el propósito productivo de los sistemas térmicos; en consecuencia, se deben identificar a los recursos y a los productos de cada componente de la turbina de gas. Posterior a identificar a los recursos y a los productos de cada componente, se enlazan los mismos, considerando el encadenamiento que tienen entre sí. Los componentes se encadenan unos con otros a través de sus propósitos productivos, siendo el producto de un componente el recurso del componente posterior. Como los equipos se encadenan unos con otros a través de corrientes exergéticas y como la exergía no es una propiedad no conservativa, cada proceso implica una producción de irreversibilidad, que se irá acumulando a las irreversibilidades producidas en procesos posteriores, impactando en la disponibilidad de la exergía, que tendrá el producto total de la *TG*. El encadenamiento se representa a través de una representación esquemática constituida por subregiones, y cada subregión representa a un equipo; a dicha representación esquemática de la *TG*, se le conoce como la estructura productiva de la misma, que depende del nivel de agregación con que se estudie a la turbina de gas.

### 5.2.1 Estructura productiva

La construcción de la estructura productiva se realiza a partir del diagrama esquemático del sistema bajo estudio. En el caso de la *TG GE-LMS100* se enlazan todos sus equipos que la conforman; sin embargo, es importante tomar en cuenta que el análisis del enfriador a través de esta metodología no está definido, debido a que, el proceso de formación de costos exergéticos se basa en los propósitos productivos de los sistemas y el enfriador por sí solo es un equipo disipativo, que no tiene un propósito productivo en términos exergéticos. Para poder analizar al enfriador con la metodología de la formación de costos exergéticos, se considera el caso, donde el flujo exergético que sale del enfriador es útil en un proceso posterior. Al considerar que todos los equipos de la *TG* tienen un propósito productivo, se puede establecer el encadenamiento de cada uno de sus componentes a través de sus corrientes exergéticas. En la metodología del proceso de formación de costos exergéticos, a cada corriente exergética que entra del medio ambiente al sistema o que sale del sistema hacia el medio ambiente, se le da un tratamiento particular.

A las corrientes exergéticas se les puede considerar como productos, pérdidas o residuos. Se debe recordar que, un recurso corresponde a toda corriente que aporta la exergía requerida por un sistema, para que realice un proceso productivo y el producto es toda corriente exergética resultante de dicho proceso productivo; sin embargo, no toda la exergía del recurso se aprovecha en los procesos productivos y al final de todo proceso productivo se generan residuos o flujos de exergía sin utilidad, que se desechan al medio ambiente con potenciales intensivos, que no están en equilibrio respecto al estado de referencia, afectando al equilibrio termodinámico del medio ambiente e incrementando su entropía. Otra corriente

que se puede formar en un proceso productivo es la del subproducto, que corresponde a un flujo de exergía que en ocasiones no tiene utilidad posterior, pero en ocasiones sí; siempre que exista y se aproveche el subproducto, su costo no será competitivo en comparación con el del producto principal del proceso. A los flujos exergéticos que salen del sistema y que no tienen utilidad posterior, se les considera como pérdidas, cuando no se considera o se desprecia lo que cuestan en términos del recurso primario, o lo que costarán en inversión de más recursos externos, para revertir sus efectos negativos sobre el medio ambiente.

En la Figura 5.1 se ilustra el balance de las corrientes exergéticas. Al sistema entra la corriente exergética del recurso; el recurso externo es aquel que proviene del medio ambiente. El producto que sale del sistema hacia el medio ambiente es el producto final. El recurso del sistema contribuye en la formación del producto útil, pero también en la formación de las irreversibilidades internas y externas. El residuo es la irreversibilidad externa y se le asigna el signo contrario al de su formación, porque su costo se debe asumir como un costo del sistema. El costo del producto considera el costo de las irreversibilidades internas y externas.

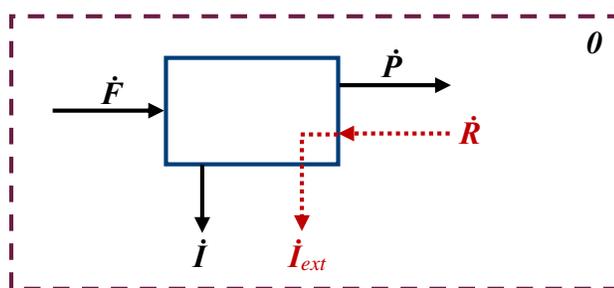


Figura 5.1 Balance de corrientes exergéticas.

En la Figura 5.2 se muestra la estructura productiva de la *TG GE-LMS100*. Del ambiente hacia el sistema ingresan tres corrientes exergéticas, dos de éstas se asocian a los flujos másicos de agua y aire, que ingresan al enfriador y al compresor de baja presión, respectivamente; no obstante, sus corrientes exergéticas no se consideran como recursos externos, ya que no tienen disponibilidad de exergía; en consecuencia, el único recurso externo corresponde a la exergía que proporciona el flujo de combustible. Del sistema salen cinco corrientes exergéticas y, de éstas, únicamente la potencia generada es el producto final de la turbina. La caja de engranes uno, la caja de engranes dos y el enfriador son equipos disipativos que no tienen propósito productivo definido, puesto que su única función es disipar energía, las corrientes exergéticas que salen de estos equipos son residuos. Una manera de disminuir la cantidad de residuos desechados al medio ambiente y de poder aplicar la metodología del proceso de formación de costos exergéticos, es considerar que, el calor desechado en el enfriador se aprovecha para generar un flujo de vapor útil para algún proceso posterior; de manera que, se vuelve un subproducto del sistema. La unión de dos o más corrientes se representan mediante círculos, en este caso se tienen las uniones, *i*, *ii* y *iii*. Y la bifurcación o división de una corriente es para formar dos o más corrientes distintas, y se representan mediante rombos, en este caso se tienen las bifurcaciones *i*, *ii* y *iii*.





$$k_i^* = \frac{E_i^*}{\dot{E}_i} \quad (5.3)$$

Al sustituir la ecuación (5.1) en la ecuación (5.3), se obtiene el costo exergético unitario de los recursos de una corriente en función de las irreversibilidades acumuladas y del flujo exergético de la corriente en cuestión

$$k_i^* = 1 + \frac{\sum_{\text{proceso}} i}{\dot{E}_i} \quad (5.4)$$

### 5.2.3 Reglas de asignación de costos exergéticos, Torres & Valero. (2000).

Con el método de formación de costos exergéticos se emplean modelos matemáticos definidos a partir de condiciones termodinámicas, como reglas o condiciones de asignación de costos exergéticos, que permiten evaluar el costo exergético de las corrientes del sistema *TG*. A continuación se establecen las tres condiciones o reglas de asignación definidas por Torres & Valero (2000), con las que se deben evaluar a las corrientes exergéticas para definir su costo exergético.

1. El costo exergético de los recursos que ingresan a un sistema desde el medio ambiente, es igual a su flujo de exergía; dado que, en ausencia de asignaciones externas, se considera que las corrientes exergéticas que ingresan al sistema tienen sus potenciales intensivos en equilibrio con el medio ambiente, en consecuencia no hay acumulación de irreversibilidades en procesos anteriores

$$E_i^* = \dot{E}_i \quad (5.5)$$

2. El costo exergético del recurso de cada componente de un sistema es igual al costo exergético de su producto

$$F_i^* = P_i^* \quad (5.6)$$

3. El costo exergético unitario de los productos de una subregión, que tiene varios productos, es el mismo. En la Figura 5.4 se muestra como el producto de un sistema se divide en tres productos distintos, 1, 2 y 3, cuando pasa por la bifurcación,  $b_i$ . Si se aplica la tercera regla de asignación de costos, el costo exergético unitario de cada producto derivado de la bifurcación  $b_i$ , es el mismo

$$k_1^* = k_2^* = k_3^* \dots = k_i^* \quad (5.7)$$

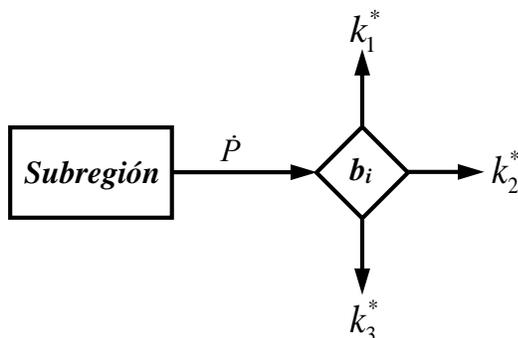


Figura 5.4 Costo exergético unitario del producto de un sistema, que se divide en tres productos o corrientes exergéticas, en una bifurcación  $b_i$ .

Como ya se mencionó anteriormente, la metodología del proceso de formación de costos exergéticos no está definida para equipos disipativos; aun así, se puede analizar al sistema de dos maneras o casos distintos. En el caso 1, se considera a la corriente exergética del flujo de vapor que sale del enfriador y a la corriente exergética del flujo de gases de escape de la turbina de potencia, como pérdidas; en el caso 2, se considera a la corriente exergética del flujo de vapor que sale del enfriador como un subproducto y a la corriente exergética del flujo de gases de escape de la turbina de potencia como el residuo. Si se toma el caso 1, no se asume un costo exergético para restablecer equilibrio con el medio ambiente, que es alterado por las irreversibilidades externas, debidas a la alta disponibilidad de exergía, con la que son expulsados los gases de escape y el vapor, hacia el medio ambiente. Como con el primer caso no se asume la cantidad de recursos exergéticos necesarios para restablecer el equilibrio termodinámico; entonces, lo correcto es tomar el caso 2, para contemplar los recursos exergéticos necesarios para restablecer el equilibrio con el medio ambiente.

#### 5.2.4 Balances de costos exergéticos a las subregiones del sistema TG, a partir del método de formación.

Para determinar el costo exergético de las corrientes del sistema TG, se realiza un balance de costos exergéticos a cada subregión, aplicando las reglas de asignación de costos exergéticos. Como ejemplo, de la estructura productiva del sistema TG, mostrado en la Figura 5.3 se toma a la subregión V, y la bifurcación  $i$ , y se integran en un subsistema, como se muestra en la Figura 5.5. Como el recurso de la turbina de alta presión o subregión V, no proviene del medio ambiente y como su producto sólo es la potencia generada en el proceso de expansión de alta presión, a la subregión V, solamente se le aplica la segunda regla de asignación de costos exergéticos; por lo tanto, el costo exergético de la potencia generada es igual al costo exergético del cambio en el flujo de exergía de 5 a 6

$$E_5^* - E_6^* = E_{W_{TAP}}^* \quad (5.8)$$

En recurso de la bifurcación  $i$ , no proviene del medio ambiente; entonces, la primer regla de asignación no es aplicable. Por otro lado, la bifurcación  $i$ , tiene varios productos y se puede aplicar la tercer regla de asignación de costos; en consecuencia, el costo exergético unitario la corriente 5 y de la corriente asociada al cambio del flujo de exergía de 5 a 6, es el mismo

$$k_6^* = k_{5-6}^* \quad (5.9)$$

Con base a la expresión (5.3), el balance de costos exergéticos en la bifurcación  $i$ , se reescribe como

$$\frac{E_6^*}{\dot{E}_6} = \frac{E_5^* - E_6^*}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (5.10)$$

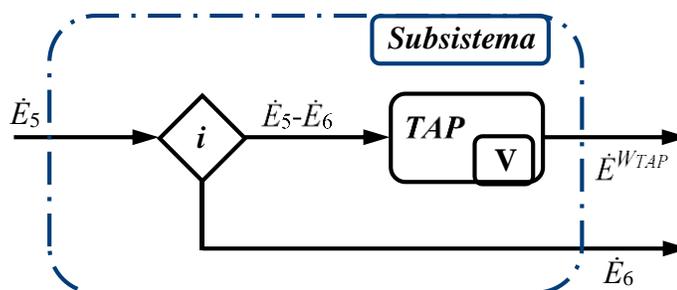


Figura 5.5 Subsistema conformado por la subregión V, y la bifurcación  $i$ .

A continuación se presentan los balances de costos exergéticos de las subregiones y bifurcaciones del sistema  $TG$ , éstos se realizan a partir de la estructura productiva del sistema  $TG$ , mostrada en la Figura 5.3, y el procedimiento para determinarlos es análogo a los balances de costos exergéticos de la subregión V, y de la bifurcación  $i$ , desarrollados previamente.

### Balance de costos exergéticos al volumen de control o subregión I, compresor de baja presión.

Al compresor de baja presión se le aplica la primer regla de asignación de costos exergéticos; puesto que, el flujo de aire en la succión del compresor de baja presión, proviene del medio ambiente; entonces, el costo exergético de la corriente 1 es igual a su flujo de exergía

$$E_1^* = \dot{E}_1 = 0 \quad (5.11)$$

Aplicando la segunda regla de asignación de costos exergéticos, el costo exergético del producto del  $CBP$  es igual al costo exergético de su recurso

$$E_{W_{CBP}}^* = E_2^* - E_1^* \quad (5.12)$$

sustituyendo la ecuación (5.11) en la ecuación (5.12), el balance de costos exergéticos del compresor de baja presión es

$$E_{W_{CBP}}^* = E_2^* \quad (5.13)$$

en este caso,  $E_{W_{CBP}}^* = E_{W_{TPI}}^*$ .

### Balance de costos exergéticos al volumen de control o subregión II, enfriador.

Aplicando la primer regla de asignación de costos exergéticos en el enfriador, el costo de la corriente b es igual a su flujo de exergía

$$E_b^* = \dot{E}_b = 0 \quad (5.14)$$

Para el caso 2, en el que se considera al flujo de vapor como un subproducto del sistema. Se aplica la segunda regla de asignación de costos exergéticos al enfriador; entonces, el costo exergético del producto del enfriador es igual al costo exergético de su recurso

$$E_2^* - E_3^* = E_c^* - E_b^* \quad (5.15)$$

sustituyendo la ecuación (5.14) en la ecuación (5.15) se tiene que el balance de costos exergéticos del enfriador es

$$E_2^* - E_3^* = E_c^* \quad (5.16)$$

Para el caso 2, en el que la corriente  $c$  es un subproducto; al enfriador se le aplica la tercer regla de asignación de costos exergéticos, porque es un equipo que está generando más de una corriente exergética; por lo tanto, los costos exergéticos unitarios de las corrientes 3 y  $c$  son iguales

$$k_c^* = k_3^* \quad (5.17)$$

desarrollando la ecuación (5.17) se obtiene la siguiente expresión de costos exergéticos en el enfriador

$$\frac{E_3^*}{\dot{E}_3} = \frac{E_c^*}{\dot{E}_c} \quad (5.18)$$

Para el caso 1, en el que se considera a la exergía del vapor que sale del enfriador como una perdida, el costo exergético de la corriente  $c$  es igual a cero

$$E_c^* = 0 \quad (5.19)$$

**Balance de costos exergéticos a los volúmenes de control o subregiones, III, VI y VII, compresor de alta presión, turbina de presión intermedia y turbina de potencia, respectivamente.**

Al compresor de alta presión, a la turbina de presión intermedia y a la turbina de potencia sólo se le puede aplicar la segunda regla de asignación de costos exergéticos; por lo tanto, el costo exergético de sus productos es igual costo exergético de sus recursos. Los balances de costos exergéticos en el compresor de alta presión y las turbinas de presión intermedia y de potencia, son los siguientes

$$E_{W_{CAP}}^* = E_4^* - E_3^* \quad (5.20)$$

$$E_6^* - E_7^* = E_{W_{TPI}}^* \quad (5.21)$$

$$E_7^* - E_8^* = E_{W_{TP}}^* \quad (5.22)$$

se debe recordar que para este caso,  $E_{W_{CAP}}^* = E_{W_{TAP}}^*$ .

En el caso 1, a la corriente 8 se le trata como perdida; de modo que, la ecuación (5.22) se rescribe como

$$E_7^* = E_{W_{TP}}^* \quad (5.23)$$

**Balance de costos exergeticos al volumen de control o subregión IV, cámara de combustión.**

Aplicando la primer regla de asignación de costos exergeticos a la cámara de combustión, se tiene que, el costo exergetico del combustible es igual a su flujo de exergetia

$$E_{comb}^* = \dot{E}_{comb} \quad (5.24)$$

Para el caso 2, al aplicar la segunda regla de asignación de costos exergeticos a la cámara de combustión, el balance de costos exergeticos queda expresado de la siguiente manera

$$E_5^* - E_4^* - E_8^* = \dot{E}_{comb} \quad (5.25)$$

En el caso 1, donde se considera que la corriente 8 es una perdida, el balance de costos exergeticos a la cámara de combustión se reescribe como

$$E_5^* - E_4^* = \dot{E}_{comb} \quad (5.26)$$

**Balance de costos exergeticos en la bifurcación ii.**

Al aplicar la tercer regla de asignación de costos exergeticos en la bifurcación *ii*, se obtiene la siguiente expresión

$$k_7^* = k_{6-7}^* \quad (5.27)$$

de manera que

$$\frac{E_7^*}{\dot{E}_7} = \frac{E_6^* - E_7^*}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7} \quad (5.28)$$

**Balance de costos exergeticos en la bifurcación iii.**

Aplicando la tercer regla de asignación de costos exergeticos en la bifurcación *iii*, se llega a la siguiente expresión

$$k_8^* = k_{7-8}^* \quad (5.29)$$

en consecuencia

$$\frac{E_8^*}{\dot{E}_8} = \frac{E_7^* - E_8^*}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8} \quad (5.30)$$

A partir de reagrupar las ecuaciones (5.8), (5.10), (5.13), (5.16), (5.18), (5.20), (5.21), (5.22), (5.23), (5.25), (5.28) y (5.30), se elabora la Tabla 5.2, en la que se presentan los balances de costos exergeticos a cada subregión y bifurcación del sistema *TG*, para los casos 1 y 2. En el caso 1, se forman nueve ecuaciones; mientras que, en el caso 2 se obtienen once ecuaciones. Para el caso 2, se obtienen dos ecuaciones más debido a que, si se consideran los costos exergeticos de las corrientes *c* y 8, y en consecuencia, se tiene un balance de costos más en el enfriador y otro más en la bifurcación *biii*. Se debe recordar que en este caso, la potencia suministrada al compresor de baja presión es igual a la potencia generada por la turbina de presión intermedia y que la potencia suministrada al compresor de alta presión

es igual a la potencia generada por la turbina de alta presión; por consiguiente, se reducen dos variables de los conjuntos de ecuaciones.

Tabla 5.2 *Balances de costos exergéticos a cada subregión y bifurcación del sistema TG, casos 1 y 2.*

| <i>Balances de costos exergéticos</i> |  |  |
|---------------------------------------|--|--|
| <i>Subregión</i>                      | <i>Caso 1</i>                            | <i>Caso 2</i>  |
| I                                     | $E_{W_{TPI}}^* - E_2^* = 0$              | $E_{W_{TPI}}^* - E_2^* = 0$  |
| II                                    | $E_2^* - E_3^* = 0$                      | $E_2^* - E_3^* - E_c^* = 0$<br>$\dot{E}_3 E_c^* - \dot{E}_c E_3^* = 0$ |
| III                                   | $E_{W_{TAP}}^* + E_3^* - E_4^* = 0$      | $E_{W_{TAP}}^* + E_3^* - E_4^* = 0$                                    |
| IV                                    | $E_5^* - E_4^* - E_8^* = \dot{E}_{comb}$ | $E_5^* - E_4^* - E_8^* = \dot{E}_{comb}$                               |
| V                                     | $E_5^* - E_6^* - E_{W_{TAP}}^* = 0$      | $E_5^* - E_6^* - E_{W_{TAP}}^* = 0$                                    |
| VI                                    | $E_6^* - E_7^* - E_{W_{TPI}}^* = 0$      | $E_6^* - E_7^* - E_{W_{TPI}}^* = 0$                                    |
| VII                                   | $E_7^* - E_{W_{TP}}^* = 0$               | $E_7^* - E_8^* - E_{W_{TP}}^* = 0$                                     |
| bi                                    | $\dot{E}_5 E_6^* - \dot{E}_6 E_5^* = 0$  | $\dot{E}_5 E_6^* - \dot{E}_6 E_5^* = 0$                                |
| bii                                   | $\dot{E}_6 E_7^* - \dot{E}_7 E_6^* = 0$  | $\dot{E}_6 E_7^* - \dot{E}_7 E_6^* = 0$                                |
| biii                                  | -  | $\dot{E}_7 E_8^* - \dot{E}_8 E_7^* = 0$                                |

### 5.2.5 Costos exergéticos de las corrientes del sistema TG a partir del método de formación de costos, para los casos 1 y 2.

Una vez obtenidos los balances de costos exergéticos, se disponen las ecuaciones obtenidas de manera matricial y se resuelven los sistemas de ecuaciones obtenidos, para determinar los costos exergéticos de las corrientes del sistema de turbina de gas aeroderivada.

#### Caso 1 - Costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada sin considerar al residuo ni al subproducto.

Cuando se considera al residuo y al subproducto como perdidas, el conjunto de balances de costos exergéticos de la turbina de gas se conforma por el sistema de nueve ecuaciones presentadas en la Tabla 5.2. Para obtener los costos exergéticos de las corrientes para el caso 1, los balances de costos se disponen en un arreglo matricial de la siguiente manera

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_6 & \dot{E}_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_7 & \dot{E}_6 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \\ E_7^* \\ E_{W_{TPI}}^* \\ E_{W_{TAP}}^* \\ E_{W_m}^* \end{bmatrix}}_{\mathbf{v}_i^*} = \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{E}_{comb} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{v}_{0i}} \quad (5.31)$$

en notación matricial se tiene que

$$\mathbf{B} \cdot \mathbf{v}_i^* = \mathbf{v}_{0i} \quad (5.32)$$

donde, el subíndice  $i$  indica la corriente exergética correspondiente;  $\mathbf{B}$  es la matriz de los coeficientes de los costos exergéticos de dimensión  $9 \times 9$ ;  $\mathbf{v}_i^*$  es el vector de costos exergéticos;  $\mathbf{v}_{0i}$  es el vector resultante de los flujos de exergía de los recursos externos que ingresan al sistema *TG GE-LMS100*.

Para resolver el modelo matricial (5.32) y obtener los costos exergéticos de las corrientes, se multiplican ambos miembros de la ecuación, por la matriz inversa de  $\mathbf{B}$

$$\mathbf{B}^{-1} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{v}_i^* = \mathbf{v}_{0i} \cdot \mathbf{B}^{-1} \quad (5.33)$$

Se debe recordar que, el producto punto de una matriz y su inversa es igual a la matriz identidad  $\mathbf{B}^{-1} \cdot \mathbf{B} = \mathbf{I}$ ; entonces

$$\mathbf{I} \cdot \mathbf{v}_i^* = \mathbf{v}_{0i} \cdot \mathbf{B}^{-1} \quad (5.34)$$

El producto punto entre una matriz identidad de dimensión  $n \times n$ , y un vector columna de dimensión  $n \times 1$ , es igual al mismo vector; en consecuencia, se obtiene el vector de los costos exergéticos de las corrientes para el caso 1

$$\mathbf{v}_i^* = \mathbf{v}_{0i} \cdot \mathbf{B}^{-1} \quad (5.35)$$

### Caso 2 - Costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada considerando al residuo y al subproducto.

Para el caso 2, en el que se considera a la corriente 8, como residuo y la corriente  $c$ , como subproducto, el conjunto de balances de costos exergéticos de la turbina de gas se conforma por el sistema de once ecuaciones presentadas en la Tabla 5.2. Para obtener los costos exergéticos de las corrientes para el caso 2, los balances de costos se disponen en un arreglo matricial de la siguiente manera

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -\dot{E}_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{E}_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_6 & \dot{E}_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_7 & \dot{E}_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_8 & \dot{E}_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \\ E_7^* \\ E_8^* \\ E_c^* \\ E_{W_{TP}}^* \\ E_{W_{TAP}}^* \\ E_{W_m}^* \end{bmatrix}}_{\mathbf{e}_i^*} = \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{E}_{comb} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{e}}_{0i}} \quad (5.36)$$

de manera matricial

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{e}_i^* = \dot{\mathbf{e}}_{0i} \quad (5.37)$$

donde, el subíndice  $i$  indica la corriente exergética correspondiente;  $\mathbf{A}$  es la matriz de los coeficientes de los costos exergéticos de dimensión  $11 \times 11$ ;  $\mathbf{e}_i^*$  es el vector de costos exergéticos de las corrientes y;  $\dot{\mathbf{e}}_{0i}$  es el vector resultante de los flujos de exergía de los recursos externos que ingresan al sistema de turbina de gas aeroderivada.

Para resolver el modelo matricial (5.37) y obtener los costos exergéticos de las corrientes, se multiplican ambos miembros de la ecuación por la matriz inversa de  $\mathbf{A}$

$$\mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{e}_i^* = \dot{\mathbf{e}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.38)$$

El producto punto entre la matriz  $\mathbf{A}$  y su inversa  $\mathbf{A}^{-1}$ , es igual a la matriz identidad  $\mathbf{I}_{11 \times 11}$ ; así que

$$\mathbf{I} \cdot \mathbf{e}_i^* = \dot{\mathbf{e}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.39)$$

El producto punto entre la matriz identidad  $\mathbf{I}_{11 \times 11}$ , y el vector columna  $\mathbf{e}_{i,11 \times 1}^*$ , es igual al mismo vector; en consecuencia, se obtiene el vector de los costos exergéticos y con éste, el costo exergético de las corrientes para el caso 2

$$\mathbf{e}_i^* = \dot{\mathbf{e}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.40)$$

### 5.2.6 Comparación de los casos 1 y 2, de asignación de los costos exergéticos de la turbina de gas aeroderivada.

En la Tabla 5.3 se presentan los costos exergéticos y el consumo exergético de los recursos, para los casos 1 y 2. Por la primera regla de asignación de costos, el costo de las corrientes 1 y  $b$  son iguales a cero. Para el caso 2, el costo de la corriente  $c$  representa el 4.717% del costo del recurso y el 95.283% restante, corresponde al costo de la corriente  $W_{TP}$  y su suma equivale al 100%; con lo que se comprueban

dos cosas, que el costo del subproducto, no es competitivo comparado con el costo del producto principal y que la suma de los costos de las corrientes del subproducto y del producto, es igual al costo del recurso (quedando demostrado que se cumple la segunda regla de asignación de costos, para el caso 2). En el caso 1, el costo del único producto (potencia generada) es igual al costo del recurso, por consiguiente, también queda demostrado que se cumple la segunda regla de asignación de costos. En ambos casos 1 y 2, la corriente 5 tiene el mayor costo exergético con 381.379 y 615.825 MW, respectivamente; sin embargo, en ambos casos la corriente 5 no es la corriente con el mayor consumo exergético de recursos; por lo tanto, su alto costo exergético se asocia en gran medida a su alta disponibilidad de exergía y no sólo a las irreversibilidades acumuladas. En el caso 2, el costo exergético del residuo es de 171.759 MW; entonces, asumir a los gases de escape como una pérdida, se puede considerar como un descuido en términos ambientales, porque se estaría ignorando el alto costo de desechar gases de alta temperatura al medio ambiente.

Tabla 5.3 Costos exergéticos y consumos exergéticos de los recursos, de las corrientes de la TG para los casos 1 y 2.

| Corrientes  | Caso 1     |              | Caso 2     |              |
|-------------|------------|--------------|------------|--------------|
|             | $E^*$ [MW] | $\kappa$ [-] | $E^*$ [MW] | $\kappa$ [-] |
| 1           | 0          | 1            | 0          | 1            |
| 2           | 35.146     | 1.503        | 56.751     | 2.428        |
| 3           | 35.146     | 1.978        | 44.511     | 2.505        |
| 4           | 121.886    | 1.576        | 184.573    | 2.387        |
| 5           | 381.379    | 1.32         | 615.825    | 2.132        |
| 6           | 294.638    | 1.32         | 475.762    | 2.132        |
| 7           | 259.493    | 1.32         | 419.011    | 2.132        |
| 8           | -          | -            | 171.759    | 2.132        |
| <i>b</i>    | -          | -            | 0          | 1            |
| <i>c</i>    | -          | -            | 12.240     | 2.505        |
| $W_{TPI}$   | 35.146     | 1.353        | 56.751     | 2.185        |
| $W_{TAP}$   | 86.740     | 1.351        | 140.062    | 2.181        |
| $W_m$       | 259.493    | 2.288        | 247.252    | 2.18         |
| <i>comb</i> | 259.493    | 1            | 259.493    | 1            |

En la Figura 5.6 se exhiben los costos exergéticos de las corrientes del sistema TG, para los casos 1 y 2. En el caso 1, los costos exergéticos de todas las corrientes son menores a excepción del costo de la potencia motor y del combustible. En el caso 2, el costo del producto disminuye 12.841 MW en comparación con el caso 1; disminución que corresponde al costo exergético del subproducto. El costo exergético del combustible es el mismo en ambos casos. En el caso 2, la corriente *c* que sale del enfriador, tiene un costo exergético de 12.841 MW; mientras que, en el caso 1 no tiene un valor definido. Al considerar un costo exergético y un propósito productivo posterior para la corriente *c*, se aprovecharía la disponibilidad de exergía del vapor, que en el caso 1 sería disipada (contribuyendo al proceso de formación de residuos). Al comparar ambos casos, se confirma la importancia de contemplar al residuo, puesto que, su presencia en el balance de costos exergéticos implica el incremento de los costos exergéticos de las demás corrientes, y en este caso, el aumento de los costos exergéticos indica la cantidad de recursos necesarios para restablecer el equilibrio del residuo de la TG GE-LMS100 con el medio ambiente.

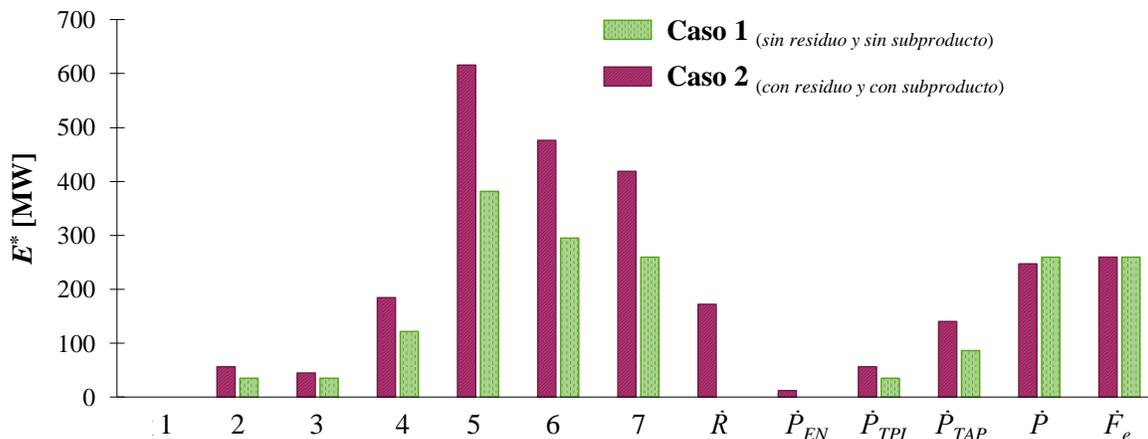


Figura 5.6 Costos exergeticos de las corrientes del sistema TG para los casos 1 y 2.

En conclusión, se recomienda emplear el caso 2, por dos razones; la primer razón es que, al considerar al subproducto, se reduce la cantidad de residuos liberados al medio ambiente; y la segunda razón es que, el incremento de los costos exergeticos por considerar al residuo; entonces, es necesario abordar el impacto ambiental de los gases de escape. Por lo tanto, en los análisis posteriores, se hará uso de los costos exergeticos obtenidos para el caso 2. En la siguiente sección se implementa el modelo económico para obtener los costos exergoeconomicos e integrar los costos de inversión de capital y el costo monetario del combustible.

### 5.3 Modelo económico.

En la Termodinámica moderna se combinan los análisis económico y exergetico. Con la implementación de los modelos económicos, se pueden evaluar los costos exergoeconomicos de los productos generados en cada uno de los componentes de la turbina de gas; tomando en cuenta, a los costos de inversión de capital del equipo, y el costo monetario del combustible consumido.

El flujo de inversión de capital de los equipos, integra sus costos de amortización y mantenimiento. En este trabajo sólo se contemplan a los costos de inversión de capital de los equipos (que suelen ser la componente más significativa de la generación de los costos totales), y no se toman en cuenta otros tipos de costos económicos, como los asociados a los insumos, a los tipos de interés, a la vida útil de los componentes, a los valores de recuperación, etc., de manera que, se reduce significativamente la complejidad del análisis y consecuentemente, se evita el tener que conocer todos los demás detalles económicos; además, los costos económicos distintos a los costos de inversión de capital suelen ser proporcionales a éstos, Dincer & Rosen. (2012).

Para incorporar el flujo de inversión de capital de los equipos de la turbina de gas aeroderivada,  $\dot{Z}$  [USD/s], se utiliza el siguiente el modelo, Renobales. (1995)

$$\dot{Z}_k = \tau z_k \tag{5.41}$$

en donde,  $z_k$  [USD], es el costo de adquisición de cada equipo y;  $\tau$  [s<sup>-1</sup>] es el termino que distribuye a la amortización y al mantenimiento del equipo, en el tiempo

$$\tau = \frac{fcr \varphi_r}{3600 N} \quad (5.42)$$

en donde,  $fcr$  [años<sup>-1</sup>], es el factor anual de amortización;  $N$  [h/año] es el número de horas anuales de funcionamiento de la planta y;  $\varphi_r$  [-], es un factor adimensional que considera a los costos del mantenimiento.

El flujo del costo del combustible  $\dot{C}_{comb}$ , [USD/s], se obtiene a partir de la siguiente expresión

$$\dot{C}_{comb} = c_{comb} \dot{m}_{comb} PCI \quad (5.43)$$

en donde,  $c_{comb}$  [USD/kJ], es el costo exergoeconómico unitario del combustible.

Finalmente, el costo total es la suma del flujo de costo del combustible y el flujo de inversión de capital

$$\dot{C}_{Total} = c_{comb} \dot{m}_{comb} PCI + \tau \sum_{i=1}^n z_i \quad (5.44)$$

La sumatoria hace referencia a que se deben integrar los costos de adquisición de varios elementos, donde, el límite superior de la sumatoria,  $n$ , es el número de equipos del sistema.

### 5.3.1 Costo del combustible

En el análisis del modelo económico se utiliza el costo del combustible (gas natural) en México, esto es para desarrollar la metodología con base a las condiciones nacionales, más no por considerar un caso específico, en donde se encuentre operando la *TG-LMS100* dentro de la Republica Mexicana. Se toman los valores del costo de combustible (gas natural) de la región V de México, correspondiente a la zona centro del país, integrada por la Ciudad de México, Estado de México, Hidalgo, Guanajuato, Guerrero, Michoacán, Morelos, Puebla, Querétaro, San Luis Potosí y Tlaxcala. Se utilizan los índices de referencia de precios del gas natural al mayoreo en México, y se consideran los costos de combustible más recientes aportados por la Comisión Reguladora de Energía, CRE. (2022)

La Tabla 5.4 presenta a los índices más recientes (primeros tres trimestres del año 2022) del precio del gas natural para la región V de México, se toma como índice de costo del mes de septiembre, que es el último y más reciente de los datos recopilados, con un valor de  $7.354 \times 10^{-6}$  [USD/kJ].

Tabla 5.4 *Índices de precios del gas natural para la región V de México en el año 2022. Fuente: CRE. (2022).*

| Mes [-]    | $c_{comb}^e$<br>[USD/kJ]×10 <sup>6</sup> | Tipo de cambio<br>[MXN/USD] |
|------------|--|-----------------------------|
| Enero      | 4.688                                    | 20.473                      |
| Febrero    | 5.281                                    | 20.482                      |
| Marzo      | 4.656                                    | 20.606                      |
| Abril      | 5.738                                    | 20.048                      |
| Mayo       | 7.183                                    | 20.110                      |
| Junio      | 7.393                                    | 19.974                      |
| Julio      | 6.291                                    | 20.525                      |
| Agosto     | 7.796                                    | 20.142                      |
| Septiembre | 7.354                                    | 20.073                      |

### 5.3.2 Modelos de para determinar los costos de adquisición de cada equipo de la turbina de gas.

Para poder integrar los costos de adquisición de cada equipo de la *TG*, es necesario utilizar modelos que relacionen el costo del combustible, que es el único costo conocido, con los parámetros de operación de cada equipo, dichos modelos se conocen como modelos del costo capital. En la Tabla 5.5 se presentan los modelos del costo capital para cada equipo de la turbina de gas aeroderivada, fundamentados en modelos matemáticos desarrollados por Frangopoulos (1991) y El-Sayed & Tribus (1983); modelos que se han estado utilizando en trabajos posteriores de análisis de optimización termoeconómica, Renobales. (1995), Araújo et al. (2020). En este caso, los modelos matemáticos del costo de capital de los equipos, se desarrollan en función de los parámetros operativos del sistema *TG GE-LMS100*, tales como las relaciones de presiones de los compresores de baja presión y de alta presión; las relaciones de presiones de las turbinas de alta presión, presión intermedia y de potencia; los flujos máxicos del aire y de los gases de combustión; a las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas; la temperatura de entrada a la turbina, etc. El costo de adquisición del enfriador está en función de la eficacia, que se define como la capacidad del lograr un efecto deseado sin importar cuántos recursos se utilicen o desperdicien en el proceso, a diferencia de la eficiencia, que se enfoca en obtener una cantidad deseada con el menor suministro de la energía de entrada.

Tabla 5.5 Modelos del costo de adquisición de cada equipo de la LMS100, Renobales. (1995).

|                      |  |   |
|----------------------|--|---|
| Cámara de combustión | $z_{CC} = \left[ \frac{c_{11} \dot{m}_{air}}{c_{12} - \left( \frac{P_5}{P_4} \right)} \right] \left( 1 + e^{c_{13} T_5 - c_{14}} \right)$  | $c_{11} = 25.9; \left[ \frac{USD}{kg/s} \right]$<br>$c_{12} = 0.995$<br>$c_{13} = 0.018; [K^{-1}]$<br>$c_{14} = 26.4$ |
| Compresores          | $z_{CBP} = \left[ \frac{c_{21} \dot{m}_{air}}{c_{22} - \eta_{sic}} \right] \pi_{CBP} \ln(\pi_{CBP})$ $z_{CAP} = \left[ \frac{c_{21} \dot{m}_{air}}{c_{22} - \eta_{sic}} \right] \pi_{CAP} \ln(\pi_{CAP})$  | $c_{21} = 39.9; \left[ \frac{USD}{kg/s} \right]$<br>$c_{22} = 0.9$  |
| Turbinas             | $z_{TAP} = \left[ \frac{c_{31} \dot{m}_{gc}}{c_{32} - \eta_{sit}} \right] \ln(\pi_{TAP}) \left( 1 + e^{c_{33} T_5 - c_{34}} \right)$ $z_{TPI} = \left[ \frac{c_{31} \dot{m}_{gc}}{c_{32} - \eta_{sit}} \right] \ln(\pi_{TPI}) \left( 1 + e^{c_{33} T_6 - c_{34}} \right)$ $z_{TP} = \left[ \frac{c_{31} \dot{m}_{gc}}{c_{32} - \eta_{sit}} \right] \ln(\pi_{TP}) \left( 1 + e^{c_{33} T_7 - c_{34}} \right)$ | $c_{31} = 269.1; \left[ \frac{USD}{kg/s} \right]$<br>$c_{32} = 0.92$<br>$c_{33} = 0.036; [K^{-1}]$<br>$c_{34} = 54.4$ |

---

Enfriador 
$$z_{EN} = c_{41} \dot{m}_{air} \frac{\varepsilon_{EN}}{1 - \varepsilon_{EN}} (P_2 - P_3)^{-0.38} (P_b - P_c)^{-0.11}$$

donde: 
$$\varepsilon_{EN} = \frac{T_3 - T_2}{T_b - T_2}$$

$c_{41} = 370; \left[ \frac{USD}{\frac{kg}{s}} \right]$

---

### 5.4 Costos exergoeconómicos en el proceso de formación de costos.

El siguiente paso en el proceso de formación de costos, es determinar a los costos exergoeconómicos, que se obtienen a partir de la integración de los modelos matriciales del costo exergético y de los modelos económicos.

El flujo del costo exergoeconómico de una corriente es el producto entre su costo exergoeconómico unitario y su flujo de exergía

$$\dot{C}_i = c_i^\varepsilon \dot{E}_i \tag{5.45}$$

el subíndice  $i$ , indica a la corriente exergética de la que se trata y: el superíndice  $\varepsilon$ , indica que el costo exergoeconómico unitario se asocia a la exergía de la corriente.

Los costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes del sistema  $TG$  a partir del proceso de formación, se obtienen con base los balances de costos exergéticos desarrollados para el caso 2, en el que se considera a la corriente 8, como residuo y la corriente  $c$ , como subproducto. Por lo tanto, la parte del flujo de exergía de las corrientes de la turbina de gas aeroderivada se contempla en el sistema de once ecuaciones para el caso 2, presentadas en la Tabla 5.2. Para obtener los costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes, los balances de costos exergéticos se disponen en el siguiente arreglo matricial

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\dot{E}_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{E}_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_6 & \dot{E}_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_7 & \dot{E}_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}_8 & \dot{E}_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} c_2^\varepsilon \\ c_3^\varepsilon \\ c_4^\varepsilon \\ c_5^\varepsilon \\ c_6^\varepsilon \\ c_7^\varepsilon \\ c_8^\varepsilon \\ c_c^\varepsilon \\ c_{W_{TPI}}^\varepsilon \\ c_{W_{TAP}}^\varepsilon \\ c_{W_m}^\varepsilon \end{bmatrix}}_{\mathbf{c}_i} = \underbrace{\begin{bmatrix} c_{comb}^\varepsilon \dot{E}_{comb} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{c}}_{0i}} \tag{5.46}$$

en notación matricial

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{c}_i = \dot{\mathbf{c}}_{0i} \tag{5.47}$$

donde, el subíndice  $i$  indica la corriente exergética correspondiente;  $\mathbf{A}$  es la matriz de los coeficientes de los costos exergéticos de dimensión  $11 \times 11$ ;  $\mathbf{c}_i$  es el vector de costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes y;  $\dot{\mathbf{c}}_{0i}$  es el vector resultante de los flujos de los costos exergoeconómicos de los recursos externos que ingresan al sistema de turbina de gas aeroderivada, en este caso, este vector es el que integra a la componente económica, integrando el costo económico del combustible con su flujo de exergía.

Para resolver el modelo matricial (5.47) y obtener los costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes, se multiplican ambos miembros de la ecuación por la matriz inversa de  $\mathbf{A}$

$$\mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{c}_i = \dot{\mathbf{c}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.48)$$

El producto punto de la matriz  $\mathbf{A}$  y con su inversa  $\mathbf{A}^{-1}$ , es igual a la matriz identidad  $\mathbf{I}$ ; entonces

$$\mathbf{I} \cdot \mathbf{c}_i = \dot{\mathbf{c}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.49)$$

El producto punto entre la matriz identidad  $\mathbf{I}_{11 \times 11}$ , y el vector columna  $\mathbf{c}_{i, 11 \times 1}$ , es igual al mismo vector; en consecuencia, se obtiene el vector de los costos exergéticos y con éste, el costo exergético de las corrientes para el caso 2

$$\mathbf{c}_i = \dot{\mathbf{c}}_{0i} \cdot \mathbf{A}^{-1} \quad (5.50)$$

En la Tabla 5.6 se presentan los flujos de los costos exergoeconómicos obtenidos a través del proceso de formación de costos. Se cumple que, el costo exergoeconómico de recurso externo, sea igual a la suma de los costos exergoeconómicos del subproducto y el producto; en consecuencia, la segunda regla de asignación de costos se sigue cumpliendo para los costos exergoeconómicos. La corriente del residuo tiene un flujo de costo exergoeconómico de 4,546.94 USD/h, que es la cantidad requerida para restablecer el equilibrio termodinámico del residuo con respecto al medio ambiente, cantidad que se debe agregar como recurso inicial. La corriente con el mayor flujo de costo exergoeconómico es la 5, con 16,302.577 USD/h, su alto flujo de costo exergoeconómico se debe a que los flujos de costos exergoeconómicos toman como base al flujo de exergía, y la alta disponibilidad de la corriente 5 se ve reflejada en un alto costo exergoeconómico.

*Tabla 5.6 Flujo del costo exergoeconómico de las corrientes.*

| Corrientes | $\dot{C}$ [USD/h] | Corrientes | $\dot{C}$ [USD/h] |
|------------|-------------------|------------|-------------------|
| 1          | 0                 | 8          | 4,546.94          |
| 2          | 1,502.356         | $b$        | 0                 |
| 3          | 1,178.317         | $c$        | 324.039           |
| 4          | 4,886.149         | $W_{TPI}$  | 1,502.356         |
| 5          | 16,302.577        | $W_{TAP}$  | 3,707.832         |
| 6          | 12,594.745        | $W_m$      | 6,545.45          |
| 7          | 11,092.39         | $comb$     | 6,869.489         |

Finalmente, el alto costo exergético y exergoeconómico de la corriente exergética 5, se atribuye su proceso de formación, que involucra la contribución de los productos exergéticos del compresor de baja presión, el compresor de alta presión y de la cámara de combustión. En la formación de la corriente 5, los compresores aportan principalmente la componente mecánica de la exergía física, mientras que, la cámara de combustión contribuye con la componente térmica de la exergía física. Por último, la corriente 5 se bifurca en la formación de las corrientes que servirán como recursos para la turbina de alta presión,

la turbina de presión intermedia y la turbina de potencia; pero también contribuye en la formación del residuo, que sale al medio ambiente con gran parte de la exergía.

### 5.5 Costos exergoeconómicos a partir de los métodos autónomos de igualdad y de extracción, Kotas. (1985).

Otra manera de determinar los costos exergoeconómicos de la turbina de gas aeroderivada, es a partir de los principios de las aplicaciones termoeconómicas de la exergía para sistemas térmicos, establecida por Tadeusz J. Kotas en 1985; donde, desarrolla método autónomo, que describe al balance del flujo de costos exergoeconómicos de la siguiente manera

$$\sum \dot{C}_{out} = \sum \dot{C}_{in} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \tag{5.51}$$

Los flujos de costos exergoeconómicos y los flujos del costo capital se ilustran en la Figura 5.7; en dónde, el flujo del costo exergoeconómico de la potencia generada en el sistema *TG GE-LMS100* es en este caso es la función objetivo,  $\dot{C}_{out}$ ; el flujo del costo exergoeconómico del recurso externo o del combustible, en este caso corresponde a,  $\dot{C}_{in}$ ; la  $\dot{Z}$  es el flujo de inversión de capital; y la suma de todos los flujos de inversión de capital de los equipos del sistema *TG*, corresponden a la sumatoria,  $\sum_{k=1}^n \dot{Z}_k$ , del

balance del flujo de costos exergoeconómicos (5.51). Para este caso de estudio,

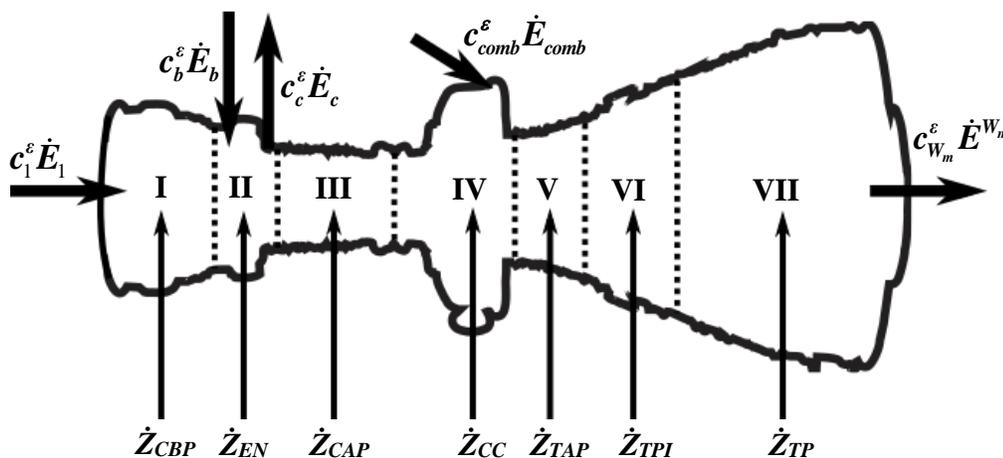
$$\sum_{k=1}^n \dot{Z}_k = \dot{Z}_{CBP} + \dot{Z}_{EN} + \dot{Z}_{CAP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{TAP} + \dot{Z}_{TPI} + \dot{Z}_{TP}.$$


Figura 5.7 Costos exergoeconómicos unitarios y flujos de exergía de las corrientes, y flujos de inversión de capital de los equipos.

El método autónomo es aplicable a sistemas de plantas térmicas multiproducto, que requieren criterios adicionales para determinar la relación entre los costos unitarios de los diferentes productos.

El método autónomo se basa en consideraciones termodinámicas racionales, y es aplicable en los casos en que se tiene un control total sobre el precio de los productos, como es el caso de la generación de energía; sin embargo, no puede aplicarse cuando los precios de los productos están regidos enteramente por factores comerciales, Kotas. (1985).

Del método autónomo, se derivan otros dos métodos, el de la igualdad y el de extracción. Dichos métodos de la igualdad y de extracción, se basan en suposiciones que ayudan a determinar los costos exergoeconómicos unitarios y lo hacen a partir de distintos criterios de asignación, pero ambos toman como base a la exergía y a los aspectos económicos.

Los métodos de la igualdad y de extracción son directos y simples, pero, su mayor simplicidad se logra por una serie de suposiciones, que se deben considerar cuidadosamente antes de seleccionar un método particular de análisis para cada equipo o subregión.

### 5.5.1 Método de la igualdad

En el método de la igualdad se estiman los costos exergoeconómicos unitarios, al considerar como entrada de exergía, a todas las corrientes exergéticas que ingresan a un sistema y como salida de exergía, a todas las corrientes exergéticas que salen del mismo.

Para obtener los costos a partir del método de la igualdad, se realiza un balance de costos en cada equipo, con base a la ecuación (5.51). Como ejemplo, se realiza un balance de flujo de costos exergoeconómicos de la turbina de alta presión. En la Figura 5.8 se muestra a la turbina de alta presión delimitada por un subsistema. Se consideran los flujos de exergía que entran y salen de la turbina de alta presión, con base al método de la igualdad; por lo tanto, como flujos de exergía de entrada, se tiene a la corriente exergética  $\dot{E}_5$ , y como flujos de exergía de salida se tiene a las corrientes exergéticas  $\dot{E}_6$  y  $\dot{E}^{W_{TAP}}$ .

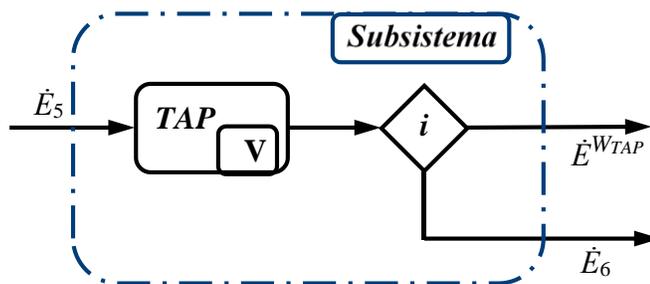


Figura 5.8 Flujos del flujo de costos exergoeconómicos en la turbina de alta presión

entonces, el balance del flujo costos exergoeconómicos a la turbina de alta presión, por el método de la igualdad, se expresa de la siguiente manera

$$\dot{C}_6 + \dot{C}^{W_{TAP}} = \dot{C}_5 + \dot{Z}_{TAP} \quad (5.52)$$

Como el flujo del costo exergoeconómico de una corriente es el producto de su flujo de exergía por su costo exergoeconómico unitario, el balance del flujo de costos exergoeconómicos a la turbina de alta presión se reescribe como

$$\dot{E}_6 c_6^\epsilon + \dot{E}^{W_{TAP}} c_{W_{TAP}}^\epsilon = \dot{E}_5 c_5^\epsilon + \dot{Z}_{TAP} \quad (5.53)$$

La suposición de la igualdad, considera que la generación de los productos, tiene la misma prioridad; por lo tanto, los costos exergoeconómicos unitarios asociados a la exergía del flujo másico de los gases de escape de la turbina de alta presión y a la potencia generada, es el mismo,  $c_{W_{TAP}}^\epsilon = c_6^\epsilon$ ; de modo que, el balance de costos exergoeconómicos en la turbina de alta presión se reescribe como

$$c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} (\dot{E}_6 + \dot{E}^{W_{TAP}}) = c_5^{\varepsilon} \dot{E}_5 + \dot{Z}_{TAP} \quad (5.54)$$

Como en el método de la igualdad se consideran a todas las corrientes exergéticas de entrada y salida, los costos exergoeconómicos se relacionan con la eficiencia racional; en este caso, la eficiencia racional de la turbina de alta presión viene dada en la Tabla 3.1 y es la relación entre la suma de la potencia y el flujo de exergía los gases de escape de la turbina de alta presión, y del flujo de exergía de los gases de entrada a la turbina de alta presión

$$\psi_{TAP} = \frac{\dot{E}^{W_{TAP}} + \dot{E}_6}{\dot{E}_5} \quad (5.55)$$

Al combinar las expresiones (5.54) y (5.55), se obtienen los costos exergoeconómicos de las corrientes asociadas a los gases de entrada y de escape, de la turbina de alta presión en función de su eficiencia racional

$$c_5^{\varepsilon} = c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} \psi_{TAP} - \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}_5} \quad (5.56)$$

$$c_6^{\varepsilon} = c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} = \frac{c_5^{\varepsilon}}{\psi_{TAP}} + \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}_6 + \dot{E}^{W_{TAP}}} \quad (5.57)$$

Los costos exergoeconómicos unitarios de las demás corrientes, se obtienen de manera análoga al procedimiento realizado para determinar los costos exergoeconómicos unitarios,  $c_5^{\varepsilon}$ ,  $c_6^{\varepsilon}$  y  $c_{W_{TAP}}^{\varepsilon}$ . En la Tabla 5.7 se presentan los costos exergoeconómicos unitarios obtenidos a partir del método de la igualdad. Para determinar el costo exergoeconómico unitario del producto de la turbina de gas, se considera al sistema completo como un todo, en lugar de tomar a los componentes individuales y se hace con base a la Figura 5.7. El balance de flujo de costos exergoeconómicos por el método de la igualdad para la turbina de gas aeroderivada GE-LMS100, es

$$\dot{C}^{W_m} + \dot{C}_8 + \dot{C}_c = \dot{C}_b + \dot{C}_1 + \dot{C}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.58)$$

en este caso,  $\sum_{k=1}^n \dot{Z}_k = \dot{Z}_{CBP} + \dot{Z}_{EN} + \dot{Z}_{CAP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{TAP} + \dot{Z}_{TPI} + \dot{Z}_{TP}$ .

Desarrollando la ecuación (5.58), se obtiene el balance de costos exergoeconómicos del sistema *TG* en función de los costos exergoeconómicos unitarios y los flujos de exergía, de cada corriente

$$c_{W_m}^{\varepsilon} \dot{E}^{W_m} + c_8^{\varepsilon} \dot{E}_8 + c_c^{\varepsilon} \dot{E}_c = c_b^{\varepsilon} \dot{E}_b + c_1^{\varepsilon} \dot{E}_1 + c_{comb}^{\varepsilon} \dot{E}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.59)$$

en este caso, los flujos de exergía  $\dot{E}_b$  y  $\dot{E}_1$  son iguales a cero; entonces, el balance del flujo costos exergoeconómicos del sistema *TG* por el método de la igualdad, se expresa de la siguiente manera

$$c_{W_m}^{\varepsilon} \dot{E}^{W_m} + c_8^{\varepsilon} \dot{E}_8 + c_c^{\varepsilon} \dot{E}_c = c_{comb}^{\varepsilon} \dot{E}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.60)$$

Con la suposición de la igualdad se considera que los productos tienen la misma prioridad; por lo tanto, los costos exergoeconómicos unitarios del producto, el subproducto y del residuo, son iguales; entonces, el costo exergoeconómico unitario del producto a partir del método de la igualdad es

$$c_{W_m}^\varepsilon = c_8^\varepsilon = c_c^\varepsilon = \frac{\dot{E}_{comb}^\varepsilon c_{comb}^\varepsilon + \dot{Z}_{CBP} + \dot{Z}_{EN} + \dot{Z}_{CAP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{TAP} + \dot{Z}_{TPI} + \dot{Z}_{TP}}{\dot{E}^{W_m} + \dot{E}_8 + \dot{E}_c} \quad (5.61)$$

Tabla 5.7 Costos exergoeconómicos unitarios a partir del método de la igualdad.

|  |  |  |
|--|--|--|
| $c_2^\varepsilon = \psi_{EN} c_c^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{EN}}{\dot{E}_2}$                     | $c_6^\varepsilon = \psi_{TPI} c_{W_{TPI}}^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{TPI}}{\dot{E}_6}$                     | $c_{TAP}^W = \frac{c_5}{\psi_{TAP}} + \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}^{W_{TAP}} + \dot{E}_6}$                           |
| $c_3^\varepsilon = \frac{c_2^\varepsilon}{\psi_{EN}} + \frac{\dot{Z}_{EN}}{\dot{E}_3 + \dot{E}_c}$ | $c_7^\varepsilon = \psi_{TP} c_{W_{TP}}^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{TP}}{\dot{E}_7}$                        | $c_{W_{TPI}}^\varepsilon = \frac{c_6^\varepsilon}{\psi_{TPI}} + \frac{\dot{Z}_{TPI}}{\dot{E}^{W_{TPI}} + \dot{E}_7}$ |
| $c_4^\varepsilon = c_{comb}^\varepsilon$   | $c_{W_{CBP}}^\varepsilon = \psi_{CBP} c_2^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{CBP}}{\dot{E}^{W_{CBP}}}$             | $c_{W_{TP}}^\varepsilon = \frac{c_7^\varepsilon}{\psi_{TP}} + \frac{\dot{Z}_{TP}}{\dot{E}^{W_{TP}} + \dot{E}_8}$     |
| $c_5^\varepsilon = \frac{c_{comb}^\varepsilon}{\psi_{CC}} + \frac{\dot{Z}_{CC}}{\dot{E}_5}$        | $c_{W_{CAP}}^\varepsilon = \psi_{CAP} c_4^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{CAP}}{\dot{E}^{W_{CAP}} + \dot{E}_3}$ |  |

### 5.5.2 Método de extracción.

En el método de extracción se estiman los costos exergoeconómicos unitarios en función del propósito productivo de un sistema o subsistema, considerando su producto y su recurso, como las corrientes de entrada y salida, respectivamente.

Al igual que el método de la igualdad, en el método de extracción se realiza un balance de costos exergoeconómicos en cada equipo, con base a la ecuación (5.51); como ejemplo, se vuelve a tomar a la turbina de alta presión, sólo que en este caso se realiza el balance con base a la Figura 5.9. Como entrada se considera al recurso de la turbina de alta presión, que es la diferencia entre las corrientes  $\dot{E}_5$  y  $\dot{E}_6$ ; y la salida corresponde a su producto, que es la corriente  $\dot{E}^{W_{TAP}}$ .

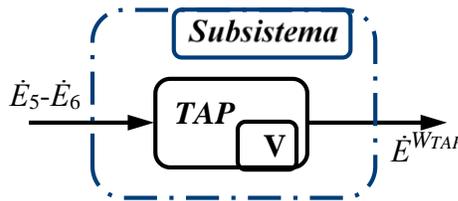


Figura 5.9 Flujos del flujo de costos exergoeconómicos en la turbina de alta presión

en consecuencia, el balance de costos exergoeconómicos por el método de extracción en la turbina de alta presión se expresa de la siguiente manera

$$\dot{C}^{W_{TAP}} = \dot{C}_5 - \dot{C}_6 + \dot{Z}_{TAP} \quad (5.62)$$

Como el método de extracción se basa en el propósito productivo, que en este caso, se enfoca en la potencia generada por la turbina de alta presión, se asigna todo el costo de las irreversibilidades a su producto; por lo tanto, el costo exergoeconómico unitario del flujo másico de los gases de entrada y escape de la turbina de alta presión es el mismo porque la diferencia de exergía de estas corrientes

conforma el recurso, y el balance de costos exergoeconómicos por el método de extracción se reescribe como sigue

$$c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} c^{W_{TAP}} \dot{E}^{W_{TAP}} = c_5 (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{Z}_{TAP} \quad (5.63)$$

Basándose en los propósitos productivos de los sistemas, el método de extracción vincula a los costos exergoeconómicos unitarios con la eficiencia exergética; en este caso, la eficiencia exergética de la turbina de alta presión viene dada en la Tabla 3.2 y es la relación entre la potencia generada por la turbina de alta presión y la diferencia de exergía entre los gases de entrada y escape de la turbina de alta presión

$$\eta_{EX,TAP} = \frac{\dot{E}^{W_{TAP}}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (5.64)$$

Al combinar las expresiones (5.63) y (5.64), se obtienen los costos exergoeconómicos de las corrientes asociadas a los de los gases de entrada y de escape, a la turbina de alta presión en función de la eficiencia exergética de la turbina de alta presión

$$c_5^{\varepsilon} = c_6^{\varepsilon} = c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} \eta_{EX,TAP} - \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (5.65)$$

recordando que, por el método de extracción, en este caso  $c_5 = c_6$ .

A partir de la ecuación (5.65) se obtiene el costo exergoeconómico unitario del producto de la turbina de alta presión en función de la eficiencia exergética de la turbina de alta presión

$$c_{W_{TAP}}^{\varepsilon} = \frac{c_5^{\varepsilon}}{\eta_{EX,TAP}} + \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}^{W_{TAP}}} \quad (5.66)$$

A fin de determinar los costos exergoeconómicos unitarios de las demás corrientes por el método de extracción, se siguen los mismos pasos realizados para determinar los costos exergoeconómicos,  $c_5$ ,  $c_6$  y  $c^{W_{TAP}}$ . En la Tabla 5.8 se presentan los costos exergoeconómicos unitarios obtenidos a partir del método de extracción. A través de un balance del flujo de costos exergoeconómicos por el método de extracción al sistema *TG*. El flujo del costo exergoeconómico del producto de la turbina de gas se determina a partir de la Figura 5.7. En el caso del método de extracción no se considera al flujo del costo exergoeconómico del residuo, no se considera como parte del balance; ya que, la exergía del residuo no forma parte del recurso ni del producto

$$\dot{C}^{W_m} + \dot{C}_c = \dot{C}_b + \dot{C}_1 + \dot{C}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.67)$$

en este caso,  $\sum_{k=1}^n \dot{Z}_k = \dot{Z}_{CBP} + \dot{Z}_{EN} + \dot{Z}_{CAP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{TAP} + \dot{Z}_{TPI} + \dot{Z}_{TP}$ .

Desarrollando la ecuación (5.67), se obtiene el balance de costos exergoeconómicos del sistema *TG* en función de los costos exergoeconómicos unitarios y los flujos de exergía, de cada corriente

$$c_{W_m}^\varepsilon \dot{E}^{W_m} + c_c^\varepsilon \dot{E}_c = c_b^\varepsilon \dot{E}_b + c_1^\varepsilon \dot{E}_1 + c_{comb}^\varepsilon \dot{E}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.68)$$

en este caso, que los flujos de exergía  $\dot{E}_b$  y  $\dot{E}_1$  son iguales a cero

$$c_{W_m}^\varepsilon \dot{E}^{W_m} + c_c^\varepsilon \dot{E}_c = c_{comb}^\varepsilon \dot{E}_{comb} + \sum_{k=1}^n \dot{Z}_k \quad (5.69)$$

El costo exergoeconómico unitario asociado a la potencia del sistema  $TG$ , se obtiene bajo la consideración los costos exergoeconómicos unitarios de la potencia y el subproducto, son iguales.

$$c_{W_m}^\varepsilon = c_c^\varepsilon = \frac{\dot{E}_{comb} c_{comb}^\varepsilon + \dot{Z}_{CBP} + \dot{Z}_{EN} + \dot{Z}_{CAP} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{TAP} + \dot{Z}_{TPI} + \dot{Z}_{TP}}{\dot{E}^{W_m} + \dot{E}_c} \quad (5.70)$$

El método de extracción contrasta con el método de la igualdad; porque, al basarse en el propósito productivo, no considera la corriente  $\dot{E}_8$  como parte del recurso o producto

Tabla 5.8 Costos exergoeconómicos unitarios a partir del método de extracción.

|   |  |   |
|---|--|---|
| $c_2^\varepsilon = c_3^\varepsilon = \eta_{EX,EN} c_c^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{EN}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$                   | $c_7^\varepsilon = c_8^\varepsilon = \eta_{EX,TP} c_{W_{TP}}^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{TP}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8}$ | $c_{W_{TPI}}^\varepsilon = \frac{c_7^\varepsilon}{\eta_{EX,TPI}} + \frac{\dot{Z}_{TPI}}{\dot{E}^{W_{TPI}}}$ |
| $c_3^\varepsilon = c_4^\varepsilon = \frac{c_{W_{CAP}}^\varepsilon}{\eta_{EX,CAP}} + \frac{\dot{Z}_{CAP}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$ | $c_{W_{CBP}}^\varepsilon c_{CBP}^W = \eta_{EX,CBP} c_2^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{CBP}}{\dot{E}^{W_{CBP}}}$          | $c_{W_{TP}}^\varepsilon = \frac{c_8^\varepsilon}{\eta_{EX,TP}} + \frac{\dot{Z}_{TP}}{\dot{E}^{W_{TP}}}$     |
| $c_5^\varepsilon = c_4^\varepsilon = \frac{c_{comb}^\varepsilon}{\eta_{EX,CC}} + \frac{\dot{Z}_{CC}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}$      | $c_{W_{CAP}}^\varepsilon = \eta_{EX,CAP} c_3^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{CAP}}{\dot{E}^{W_{CAP}}}$                    |   |
| $c_6^\varepsilon = c_7^\varepsilon = \eta_{EX,TPI} c_{W_{TPI}}^\varepsilon - \frac{\dot{Z}_{TPI}}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7}$         | $c_{W_{TAP}}^\varepsilon = \frac{c_5^\varepsilon}{\psi_{TAP}} + \frac{\dot{Z}_{TAP}}{\dot{E}_6 + \dot{E}^{W_{TAP}}}$   |   |

## 5.6 Comparación de los costos exergoeconómicos del sistema TG obtenidos a partir del método de formación de costos, método de la igualdad y de extracción.

Una vez obtenidos los costos exergoeconómicos, se comparan las tres metodologías utilizadas; métodos de formación (proceso de formación de costos), extracción y de la igualdad.

En la Figura 5.10 se exhiben los costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes de la turbina de gas obtenidos a partir de los métodos de la igualdad, de extracción y de formación (proceso de formación de costos). Los costos exergoeconómicos unitarios son mayores en el método de formación en todas las corrientes. El costo exergoeconómico unitario más alto en los tres métodos es el de la corriente 3, lo que significa que el precio por unidad de kJ para formar la corriente 3 es el más alto; sin embargo, la asignación de los costos exergoeconómicos se realiza tomando como base a la exergía y el flujo de exergía de la corriente 3 es uno de los más bajos; por lo tanto, comparar el costo exergoeconómico de las corrientes, respecto a sus costos exergoeconómicos unitarios, resulta poco práctico y es preferible hacer las comparaciones con los flujos de los costos.

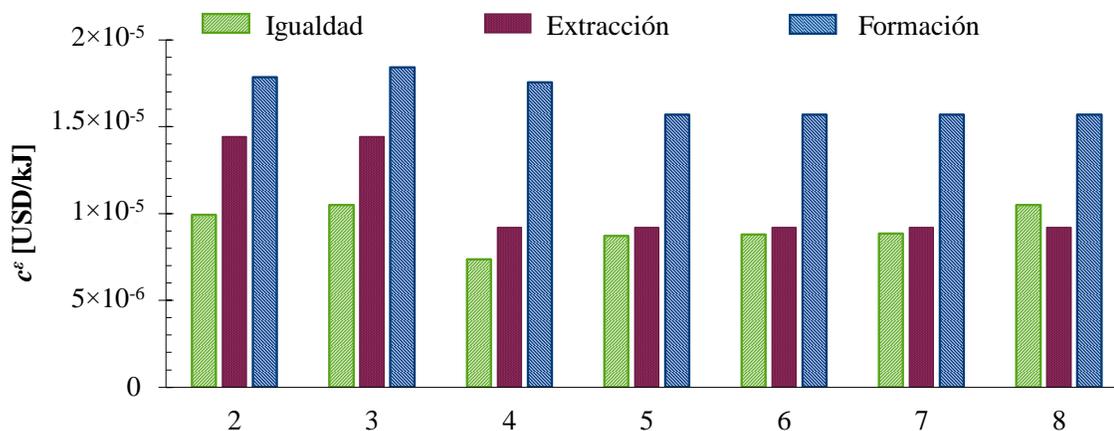


Figura 5.10 Costos exergoeconómicos unitarios de las corrientes del sistema TG.

En la Figura 5.11 se presentan los flujos de costos exergoeconómicos de las corrientes asociadas a las potencias, al recurso, al subproducto y al residuo, obtenidos a partir de los balances de igualdad, de extracción y de formación. El flujo del costo exergoeconómico asociado al combustible es el mismo para las tres metodologías, ya que, su costo es la base de los análisis en las tres metodologías. Los flujos de costos exergoeconómicos en el método de la igualdad, son los más en comparación con los flujos de costos exergoeconómicos de extracción y de formación; y la mayor parte de los flujos de costos exergoeconómicos por el método de formación son los más elevados a excepción del flujo de costo exergoeconómico asociado a la potencia motor, que es mayor en el método de extracción con 7,217.187 USD/h. En el caso de los métodos de la igualdad y de formación, el flujo de costo exergoeconómico asociado a la potencia motor es igual a 4275.04 y 6,575.435 USD/h, respectivamente. En el método de formación los flujos de costos exergoeconómicos asociados a la potencia motor y a la de la turbina de potencia es el mismo, puesto que, se supone que la potencia de las turbinas de alta presión y presión intermedia, es suministrada en su totalidad a los compresores.

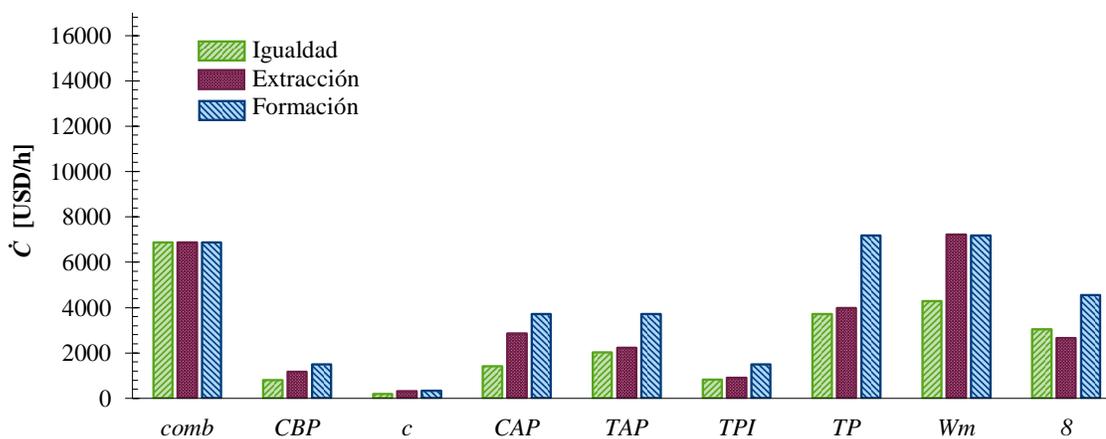


Figura 5.11 Flujo de costos exergoeconómicos de las corrientes asociadas a las potencias, al recurso, al subproducto y al residuo.

## 5.7 Análisis paramétrico de costos exergoeconómicos.

Con el análisis paramétrico de costos exergoeconómicos se compara la variación de los flujos de costos exergoeconómicos del producto, el subproducto, el recurso y el residuo, cuando se varía la relación de presiones total. Se toma como consideración que la potencia generada por la turbina de gas sea constante, consideración que es válida porque, en la industria, lo común es buscar que los sistemas de generación de potencia, generen la mayor potencia posible y sin fluctuaciones, para garantizar que se satisfaga la demanda energética.

Otras consideraciones son que, la turbina de gas opera en condiciones de flujo estable y que la calidad de su recurso sea invariable, dicho de otra manera, sólo puede variar la cantidad del combustible más no sus propiedades intensivas. En este caso se establecen 3 líneas de operación **A**, **B** y **C**, que corresponden a las condiciones de diseño, de trabajo motor máximo y de eficiencia térmica máxima, respectivamente. En los siguientes estudios paramétricos se compara el comportamiento de la turbina de gas al operar en dichos puntos de operación.

En la Figura 5.12 se ilustra la variación del flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la variación de la relación de presiones total, cuando no se agrega el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos, a partir de los métodos de la igualdad, de extracción y de formación.

Cuando la turbina opera con en la condición **A**, el mayor flujo de costo se tiene con el método de extracción con 6,575.435 USD/h, que es mayor en 40.54 y 0.604% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente. Cuando la turbina opera en la condición **B**, el mayor flujo de costo exergoeconómico se sigue teniendo en el método de extracción con 6,140.222 USD/h, siendo mayor un 36.099 y 0.772% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente. Finalmente, cuando la turbina opera en la condición **C**, el mayor flujo del costo también se obtiene con el método de extracción con 5,639.624 USD/h, siendo mayor un 28.771 y 1.446% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente.

La variación del flujo de costos exergoeconómicos es semejante en los métodos de formación y extracción; puesto que, tienen valores semejantes y en ambos métodos el flujo de costos exergoeconómicos tiende a disminuir con el incremento de la relación de presiones, hasta la condición **C** de la eficiencia térmica máxima. El método de la igualdad es el que más varía de los demás métodos, tanto en el hecho de que los flujos de costos son menores y que la tendencia del flujo de costos es contraria a los casos de formación y extracción; ya que, el flujo de costos exergoeconómicos aumenta con el incremento de la de presiones, hasta la condición **C** de la eficiencia térmica máxima.

Con los métodos de extracción y de formación se obtienen flujos de costos exergoeconómicos muy similares; debido a que, su criterio de asignación de costos se basa en el propósito productivo y no en la suposición de la igualdad.

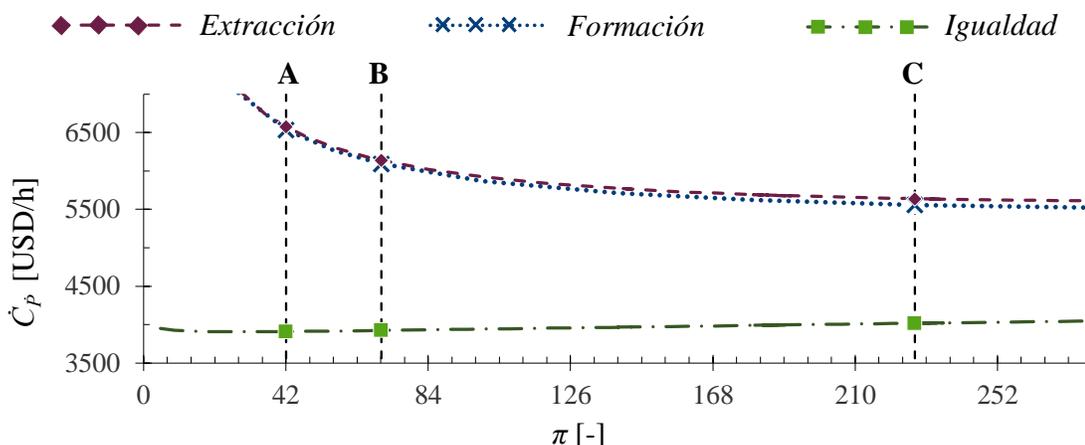


Figura 5.12 Flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la relación de presiones, sin considerar el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos.

En la Figura 5.13 se exhibe la variación del flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la variación de la relación de presiones total, cuando se agrega el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos, a partir de los métodos de la igualdad, de extracción y de formación. Si la turbina opera con en la condición **A**, el mayor flujo de costo se obtiene en el método de extracción con 7,217.187 USD/h, que es mayor en 40.766 y 0.55% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente. Cuando la turbina opera en la condición **B**, el mayor flujo de costo también se obtiene con el método de extracción con 6,952.716 USD/h, siendo mayor un 36.469 y 0.682% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente. Al tiempo que la turbina opera en la condición **C**, el mayor flujo del costo también se obtiene con el método de extracción con 7,344.823 USD/h, siendo mayor un 29.962 y 1.11% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente.

Cuando si se consideran los flujos de inversión de capital acumulado de los equipos, los flujos de costos exergoeconómicos se aproximan más entre los métodos de extracción y de formación, a diferencia del método de la igualdad, donde, sus flujos de costos exergoeconómicos alejan más a los del método de extracción. En el método de la igualdad, al operar en las condiciones **A**, **B** y **C**, se obtienen los flujos de costos exergoeconómicos 4,275.040, 4,417.146 y 5,144.196 USD/h, respectivamente; por lo tanto, en el método de la igualdad, los flujos de costos exergoeconómicos tienden a aumentar con el incremento de la relación de presiones total. Los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos con el método de extracción son 7,217.187, 6,952.716 y 7,344.823 USD/h, para las condiciones **A**, **B** y **C**, respectivamente; por consiguiente, en el método de extracción, los flujos de costos exergoeconómicos tienden a disminuir desde la condición de diseño **A**, hasta la condición de trabajo motor máximo **B**, y vuelven a incrementar hasta la condición de máxima eficiencia térmica **C**.

Con el método de formación los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos son 7,177.487316, 6,905.328 y 7,263.268 USD/h, para las condiciones **A**, **B** y **C**, respectivamente; es decir, en el método de formación, el comportamiento del flujo de costos exergoeconómicos es el mismo que en el método de extracción. Al agregar el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos, los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos por los métodos de extracción y formación, son mayores cuando se tiene la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima y tienden a ser mínimos cuando la

relación de presiones total se aproxima a la relación de presiones óptima para el trabajo motor máximo, lo que coincide con el objetivo del sistema *TG*, que en este caso es generar potencia.

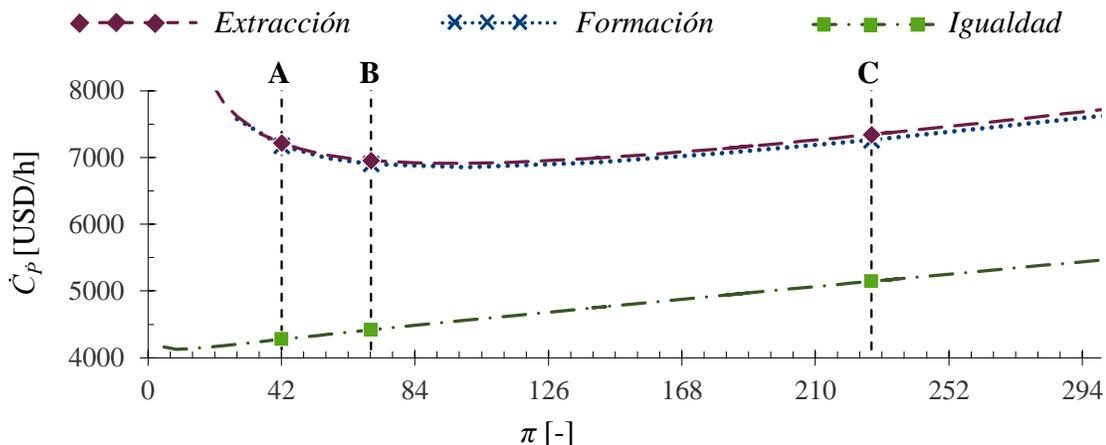


Figura 5.13 Flujo de costos exergoeconómicos del producto en función de la relación de presiones, considerando el flujo de inversión de capital acumulado de los equipos.

En la Figura 5.14 se ilustra la variación del flujo de costos exergoeconómicos del combustible en función de la variación de la relación de presiones total, para los métodos de la igualdad, de extracción y de formación. Los flujos de costos del combustible son exactamente los mismos para todos los valores de la relación de presiones total, en las tres metodologías. En las tres metodologías, el mayor flujo de costo exergoeconómicos se tiene en la condición **A** con 6,869.489 USD/h, que es mayor un 5.955 y 11.534% que en las condiciones **B** y **C**, respectivamente. En los tres casos el flujo de costos exergoeconómicos tiende a ser mínimo a medida que la relación de presiones total aumenta hasta llegar a la relación de presiones óptima de la eficiencia térmica máxima. Los flujos de costos exergoeconómicos son iguales en las tres metodologías, debido a que, las tres toman como base el costo del combustible y además se considera que el combustible es el único recurso externo y por provenir del medio ambiente no tiene irreversibilidades acumuladas; en consecuencia, su costo no se ve afectado.

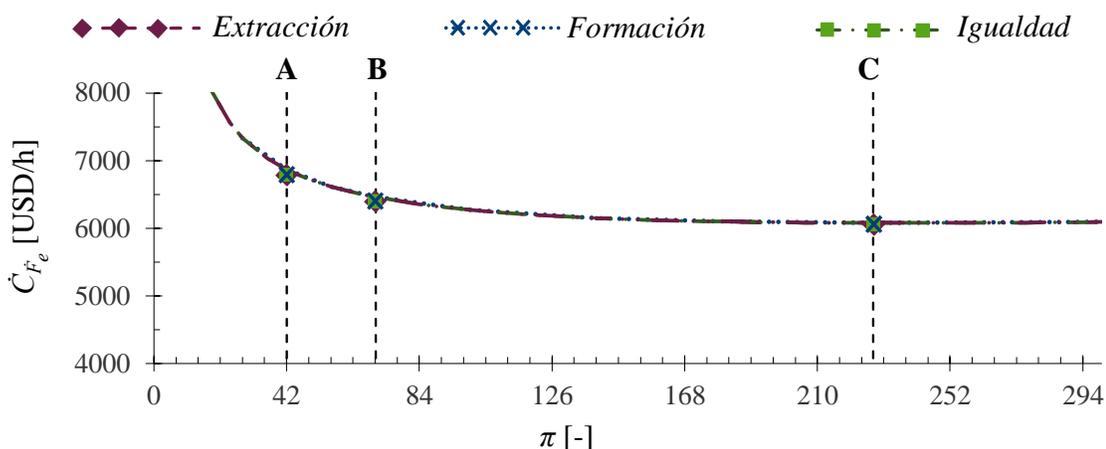


Figura 5.14 Flujo de costos exergoeconómicos del recurso externo en función de la relación de presiones.

En la Figura 5.15 se muestra la variación del flujo de costos exergoeconómicos del subproducto cuando varía la relación de presiones total, en los métodos de la igualdad, de extracción y de formación. Si la turbina opera con en la condición **A**, el mayor flujo de costo exergoeconómico se obtiene en el

método de formación con 333.753 USD/h, que es mayor en 42.717 y 3.294% que en los métodos de la igualdad y de extracción, respectivamente. Al operar en la condición **B**, el mayor flujo de costo exergoeconómico también se obtiene con el método de formación con 367.61 USD/h, siendo mayor un 37.334 y 1.362% que en los métodos de la igualdad y de extracción, respectivamente. En la condición **C**, el mayor flujo del costo se obtiene con el método de extracción con 569.866 USD/h, siendo mayor un 29.962 y 8.907% que en los métodos de la igualdad y de formación, respectivamente.

Con en el método de la igualdad, en las condiciones **A**, **B** y **C**, se obtienen los flujos de costos exergoeconómicos 191.184, 230.367 y 399.125 USD/h, respectivamente; por lo tanto, en el método de la igualdad, los flujos de costos exergoeconómicos tienden a aumentar con el incremento de la relación de presiones. Por el método de extracción los flujos de costos también tienden a aumentar con el incremento de la relación de presiones, en la condición **A** el flujo de costos exergoeconómicos es de 322.76 USD/h, al pasar de **A** a **B**, el flujo de costos incrementa un 10.988%, y al pasar de **A** a **C**, el flujo de costos incrementa un 43.362%. Los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos con el método de formación son 333.753, 367.610 y 519.108 USD/h, para las condiciones **A**, **B** y **C**, respectivamente; en consecuencia, con los tres métodos el flujo de costos tiende a aumentar con el incremento de la relación de presiones total.

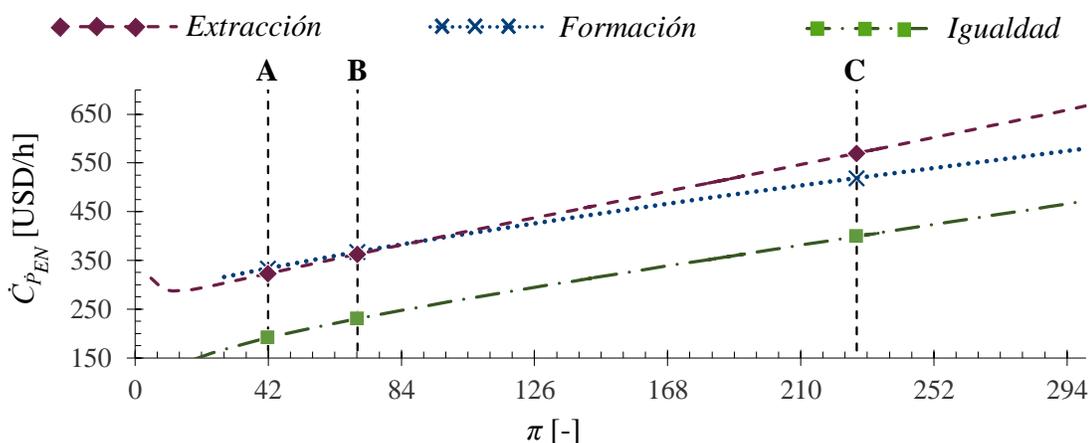


Figura 5.15 Flujo de costos exergoeconómicos del subproducto en función de la relación de presiones.

En la Figura 5.16 se lustra la variación del flujo de costos exergoeconómicos del residuo en función de la variación de relación de presiones total, en los métodos de la igualdad, de extracción y de formación. En la condición **A**, el mayor flujo de costo exergoeconómico se obtiene en el método de formación con 4,551.325 USD/h, que es mayor en 33.096 y 41.404% que en los métodos de la igualdad y de extracción, respectivamente. Para la condición **B**, el mayor flujo de costo exergoeconómico se obtiene con el método de formación, siendo de 3,541.519 USD/h, que es mayor en 25.867 y 37.638% que en los métodos de la igualdad y de extracción, respectivamente.

Si el sistema *TG* opera en la condición **C**, el mayor flujo de costo exergoeconómico es de 2,374.094 USD/h y también se obtiene con el método de formación, que es mayor en 5.688 y 32.591% que en los métodos de la igualdad y de extracción, respectivamente. En el caso del residuo, los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos por los métodos de la igualdad, de extracción y de formación, son similares porque tienden a disminuir con el incremento de la relación de presiones total; no obstante, las

metodologías varían bastante unas de otras; en la condición **A** los métodos de la igualdad y de extracción son más aproximados, a pesar de tener criterios de asignación de costos distintos; y en la condición **C** los métodos de extracción y formación se aproximan más entre ellos y se separan del método de la igualdad, lo que es más congruente con los criterios de asignación de costos de cada método.

Como en el caso del residuo, el flujo de costo exergético tiende a ser mínimo conforme la relación de presiones total se aproxima a la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima, se comprueba que entre mayor sea la eficiencia térmica, el impacto de los gases de escape será menor para el medio ambiente.

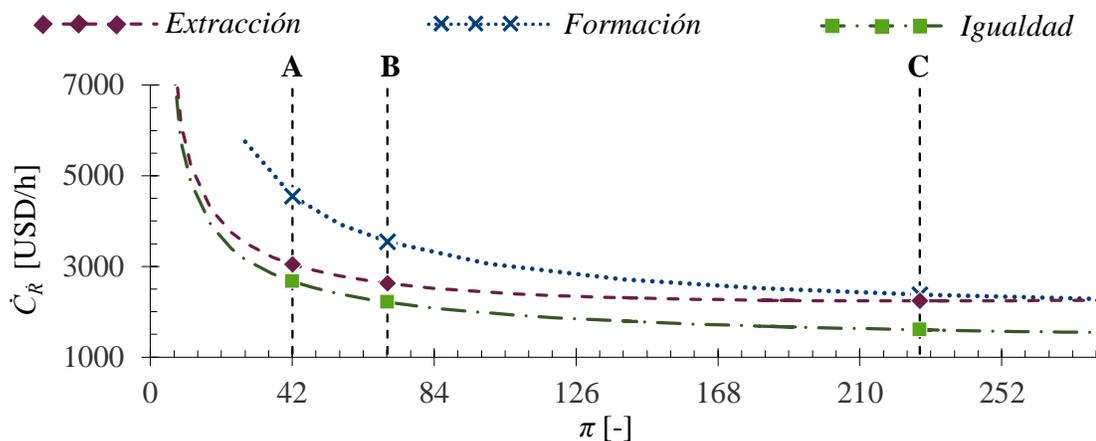


Figura 5.16 Flujo de costos exergoeconómicos del residuo en función de la relación de presiones.

### 5.8 Efecto del cambio de un parámetro operativo en los costos exergoeconómicos del sistema TG.

En la industria de la energía se debe garantizar un suministro de energía fiable (Sin intermitencias) para los consumidores, por lo tanto, las turbinas de gas deben generar potencia de manera constante. Si en este caso la turbina de gas aeroderivada *GE-LMS100*, debe generar como producto exergético 113.4 MW de manera constante, pero después de un tiempo de estar operando alguno de sus componentes como el compresor de baja presión se desgasta por el uso y disminuye su eficiencia, estaría cambiando un parámetro operativo, que implicaría un cambio en el flujo de irreversibilidades del *CBP*, pero por el encadenamiento también afectaría a los demás componentes.

Al final, el cambio del flujo de irreversibilidades de los componentes, estaría afectando al recurso primario de la turbina de gas; ya que, en este caso, el producto de la *TG GE-LMS100* es constante y solo tiene un recurso primario (el combustible). En este caso se supone que la eficiencia de compresión isoentrópica del *CBP* disminuye un 2%, pasando de 88% a 86%, y se estudia el efecto de este cambio en los costos exergoeconómicos de todos los componentes del sistema *TG*.

En la Figura 5.17 se ilustra la variación del flujo de costos exergoeconómicos por el método de extracción, en función de la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor de baja presión. Se considera que la eficiencia de compresión isoentrópica del compresor de baja presión, disminuye 4%. En este caso, el parámetro operativo  $x_0$ , corresponde a la eficiencia de compresión isoentrópica inicial de 88%; y el parámetro operativo  $x_i$ , corresponde a la eficiencia de compresión isoentrópica final de 84%.

Con la disminución del 4% en la eficiencia de compresión isoentrópica del *CBP*, el flujo del costo exergoeconómico del producto aumenta en 0.069%; el flujo del costo exergoeconómico del subproducto aumenta un 6.284%; el flujo del costo exergoeconómico de combustible aumenta un 1.033%; y el flujo del costo exergoeconómico del residuo aumenta en 1.0002 %.

En este caso, la disminución de la calidad de un parámetro operativo en el compresor de baja presión; provoca el aumento de la generación de irreversibilidades en los demás equipos, provocado un aumento en el flujo de costos exergoeconómicos de las principales corrientes exergéticas del sistema *TG*; en el caso del aumento del flujo del costo exergoeconómico del recurso, es debido a que el aumento del flujo de irreversibilidades generadas en todo el sistema *TG*, al final es compensado con un mayor suministro de recursos.

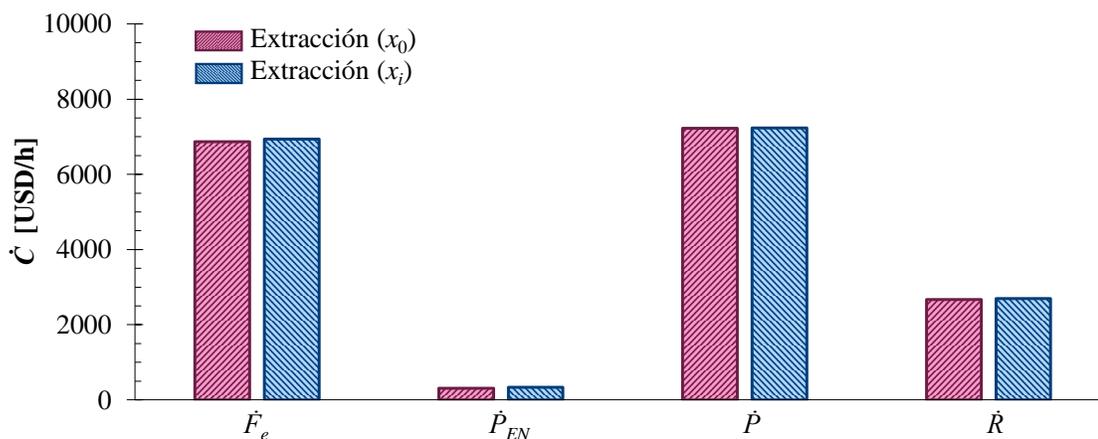


Figura 5.17 Flujo de costos exergoeconómicos en función de la disminución de la calidad de un parámetro operativo, por el método de extracción.

En la Figura 5.18 se exhibe la variación del flujo de costos exergoeconómicos por el método de la igualdad, en función de la disminución de la eficiencia isoentrópica del compresor de baja presión. También se considera que la eficiencia de compresión isoentrópica del compresor de baja presión, disminuye 4%. El parámetro operativo  $x_0$ , corresponde a la eficiencia de compresión isoentrópica inicial de 88%; y el parámetro operativo  $x_i$ , corresponde a la eficiencia de compresión isoentrópica final de 84%. Con la disminución del 4% en la eficiencia de compresión isoentrópica del *CBP*, el flujo del costo exergoeconómico del producto aumenta en 0.139%; el flujo del costo exergoeconómico del subproducto aumenta un 6.35%; el flujo del costo exergoeconómico de combustible aumenta un 1.033%; y el flujo del costo exergoeconómico del residuo aumenta en 1.138%.

Los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos por el método de la igualdad aumentan con la disminución de la eficiencia de compresión isoentrópica, de la misma manera y por las mismas razones que en el caso del método de extracción, solo que, en diferente magnitud (el porcentaje de aumento en el flujo de costos exergoeconómicos al pasar de  $x_0$  a  $x_i$ , es mayor en el método de la igualdad que en el método de extracción).

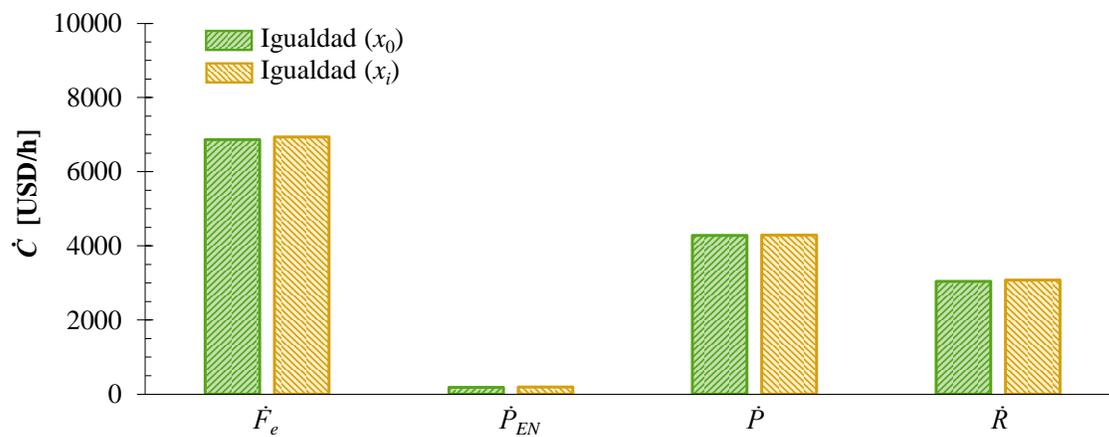


Figura 5.18 Flujo de costos exergoeconómicos en función de la disminución de la calidad de un parámetro operativo, por el método de la igualdad.

# Conclusiones

En este trabajo se presenta el estudio de costos exergéticos aplicado al sistema de turbina de gas aeroderivada de tres flechas y enfriamiento intermedio entre sus etapas de compresión, *GE-MS100*; cuando la turbina opera en condiciones ambientales *ISO*, genera una potencia de 113.4 MW, su relación de presiones total es de 42 y la temperatura de entrada a la turbina es de 1380 °C. Las eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas son de 88 y 90%, respectivamente; la eficiencia mecánica es de 98%; las caídas de presión en los filtros de aire, en la cámara de combustión, en el enfriador y en la descarga de los gases de combustión de la turbina de potencia, son de 4, 5, 6 y 1%, respectivamente. Es importante tomar en cuenta las caídas de presión para que la evaluación del sistema *TG* se apege a las condiciones de operación reales.

Con el análisis de costos exergéticos y exergoeconómicos si es posible evaluar y comparar el desempeño de la *TG GE-LMS100* a distintas condiciones de operación: de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima.

Mediante el análisis paramétrico de indicadores energéticos, donde se compara el desempeño del sistema *TG GE-LMS100*, entre las condiciones de operación de diseño, trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima; se establece que la condición de operación más conveniente es la de diseño; puesto que, las demás condiciones requieren un gran porcentaje del incremento de la relación de presiones, que no se compensa con los pequeños porcentajes de los aumentos del trabajo motor máximo y de la eficiencia térmica máxima.

El residuo corresponde a una de las mayores irreversibilidades del sistema *TG GE-LMS100*, siendo la irreversibilidad asociada a la exergía de los gases de escape, Irreversibilidad que es igual a su alta disponibilidad de exergía; disponibilidad que, al no ser aprovechada en un proceso posterior, se vuelve una irreversibilidad externa debida a la mezcla del aire atmosférico y gases de escape, con potenciales intensivos distintos.

Las componentes mecánica y térmica de la exergía con la que salen los gases de escape son de 110.155 y 335.807 kJ/kg, respectivamente; la componente térmica debe su valor a la alta temperatura del flujo másico de los gases de escape, que son expulsados al medio ambiente a 567.759 °C. Por lo tanto, se recomienda aprovechar esta alta disponibilidad exergética al incorporar un ciclo de vapor que utilice el calor residual de los gases de escape para generar más potencia, integrando al sistema *TG GE-LMS100* en un ciclo combinado.

En la asignación de los costos exergéticos de las corrientes que salen del sistema *TG GE-LMS100*, resulta más adecuado el caso 2, donde si se considera la exergía del residuo y del subproducto, en comparación con el caso 1, donde se consideran como pérdidas; porque, al considerar a la corriente de vapor que sale del enfriador como subproducto, se reduce la cantidad de residuos liberados al medio ambiente y; aun cuando, en el caso 2 los costos exergéticos son mayores que en el caso 1, los costos

exergéticos excedentes por considerar al residuo, cubren los costos exergéticos para disminuir la irreversibilidad externa asociada al flujo másico de los gases de escape desechados al ambiente.

La disminución de la eficiencia isoentrópica, provoca un aumento en la cantidad del calor de recalentamiento producido, pero al mismo tiempo, provoca la disminución del porcentaje del calor de recalentamiento que se puede aprovechar. Así mismo, la disminución de la eficiencia de expansión isoentrópica, implica una mayor disminución del porcentaje de la eficiencia exergética, en comparación con el porcentaje del aumento del factor de recalentamiento; en consecuencia, es recomendable tener eficiencias de compresión y expansión isoentrópicas mayores, aunque eso implique una menor producción del calor de recalentamiento.

La disminución de la calidad de un parámetro operativo de un equipo del sistema *TG GE-LMS100* (en este caso, la eficiencia de compresión isoentrópica del compresor de baja presión), provoca un incremento en los flujos de costos exergoeconómicos obtenidos por los métodos de igualdad y de extracción, comprobándose que la disminución de la calidad del parámetro operativo no solo provoca el aumento de las irreversibilidades generadas en el mismo equipo, sino que, provoca el aumento de las irreversibilidades generadas en todos los equipos, debido al encadenamiento, que al final ocasiona que se requiera suministrar una mayor cantidad del recurso externo para generar la misma potencia.

Se presentaron dos casos donde se tiene el mínimo flujo de costos exergoeconómicos para generar como producto los 113.4 MW del sistema *TG GE-LMS100*; en el primer caso la condición de operación más conveniente es la del trabajo motor máximo, y es así, cuando se analiza al sistema en función de su eficiencia exergética y su propósito productivo (en este caso es la generación potencia), por medio de los métodos de extracción y formación. Por el contrario, en el segundo caso, donde se evalúa al sistema en función de su eficiencia racional, mediante el método de igualdad, la condición más favorable es la de diseño, ya que el incremento de la relación de presiones provoca el aumento del flujo de costos exergoeconómicos.

Entonces, la comparación de las metodologías se debe conducir hasta la comparación de las eficiencias racional y exergética. Siendo, la eficiencia exergética más conveniente cuando se busca determinar la exergía que realmente se transfiere o transforma en un proceso productivo, y la eficiencia racional es más conveniente cuando se enfoca el estudio en la exergía total que entra y sale en un proceso. Finalmente, la aplicación de uno u otro método depende de los objetivos y las consideraciones que establezca el analista.

# Referencias

- Al-Attar, I. S., Wakeman, R., Tarleton, E., & Husain, A. (2009). The effect of pleat count and air velocity on the initial pressure drop and fractional efficiency of HEPA filters. IN: Proceedings of Filtech, 9, 19-26.
- Andrade, J. A. G. (2019). Análisis de las irreversibilidades en un compresor centrífugo (Tesis de maestría). Universidad Autónoma Metropolitana, Ciudad de México. (pp.49-56).
- Araújo, L. R., Morawski, A. P., Barone, M. A., Donatelli, J. L. M., & Santos, J. J. C. S. (2020). On the effects of thermodynamic assumptions and thermoeconomic approaches for optimization and cost allocation in a gas turbine cogeneration system. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 1-18.
- Baker Hughes. (2021). LMS100PB+ gas turbine, 110 MW, 50/60 Hz (Ficha técnica) . Recuperado 29 de septiembre de 2021, de [https://www.bakerhughes.com/sites/bakerhughes/files/2021-06/BakerHughes\\_LMS100PB%2B\\_Overview-060121.pdf](https://www.bakerhughes.com/sites/bakerhughes/files/2021-06/BakerHughes_LMS100PB%2B_Overview-060121.pdf).
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1995). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons.
- Bereznai, G. (2005). *Nuclear power plant systems and operation*. University of Ontario Institute of Technology, Oshawa.
- Boyce, M. P. (2012). *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier.
- Buckingham, E. (1911). The reheat factor in steam-turbine design. *Journal of the Washington Academy of Sciences*, (pp.) 147-149.
- Canière, H., Willockx, A., Dick, E., & De Paepe, M. (2006, *a*). Thermodynamic analysis of an air-cooled gas turbine with intercooling. In 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference (p. 3265).
- Canière, H., Willockx, A., Dick, E., & De Paepe, M. (2006, *b*). Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, 26(16), 1780-1787.
- Carnot, S. (2011). *Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego*. Instituto Politécnico Nacional.
- Casal, R. A. M. (2015). Crítica del concepto de exergía. *Ingeniería*, 25(1), 73-82.
- Cepal, N. U. (2018). *Agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible: una oportunidad para América Latina y el Caribe*.
- CRE. (2022). Índices de Referencia de Precios de Gas Natural. Recuperado 16 de noviembre de 2022, de Portal único del Gobierno de México, website: <https://www.cre.gob.mx/IPGN/>
- Díaz González, F., & Llorens Morraja, M. (1981). Determinación analítica del factor de recalentamiento. *Quaderns d'enginyeria*, núm. 3, (pp.) 19-28.
- Dincer, I., & Cengel, Y. A. (2001). Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*, 3(3), 116-149.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2012). *Exergy: energy, environment and sustainable development*. Elsevier.

- Dixon S.L., & Eng B. (2008). Reheat Factor. In Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (5th Edition). Elsevier.
- Dunn, R. I., Hearps, P. J., & Wright, M. N. (2011). Molten-salt power towers: newly commercial concentrating solar storage. *Proceedings of the IEEE*, 100(2), 504-515.
- Ebadi, M. J., & Gorji-Bandpy, M. (2005). Exergetic analysis of gas turbine plants. *International Journal of Exergy*, 2(1), 31-39.
- El-Sayed, Y., & Tribus, M. (1983). Strategic Use of Thermoeconomics for System Improvement. *Efficiency and Costing*, 215–238. doi:10.1021/bk-1983-0235.ch011
- Frangopoulos, C.A. (1991). Comparison of thermoeconomic and thermodynamic optimal designs of a combined cycle plant. *Proceedings of the international symposium ATHENS'91*.pp.305-318.
- Giampaolo, T. (2014). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice: Principles and Practice*, Fifth Edition (5th ed.). River Publishers.
- Goñi Mateos, V. (2017). Estudio ambiental comparativo entre centrales eléctricas de gas natural con y sin captura de CO<sub>2</sub> (Tesis de licenciatura). Universidad Pública de Navarra.
- Guo, P., Li, J., Wang, Y., & Wang, Y. (2016). Evaluation of the optimal turbine pressure drop ratio for a solar chimney power plant. *Energy Conversion and Management*, 108, 14-22.
- GVR. (2019). Global Gas Turbine Services Market Size | Industry Report, 2027. Recuperado 06 de enero de 2022, grandviewresearch, website: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/gas-turbine-services-market>.
- Horlock, J. H., Watson, D. T., & Jones, T. V. (2001). Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 123(3), 487-494.
- Igie, U., & Minervino, O. (2014). Impact of inlet filter pressure loss on single and two-spool gas turbine engines for different control modes. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9).
- Jiang, Y., Ma, Y., Han, F., Ji, Y., Cai, W., & Wang, Z. (2023). Assessment and optimization of a novel waste heat stepped utilization system integrating partial heating sCO<sub>2</sub> cycle and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures for gas turbine. *Energy*, 265, 126326.
- Kestin, J. (1950). The Reheat Factor in Turbines and Turbocompressors: New Formulae for Calculating the Factors for Units with Finite Stages Based on Known Methods Used on the Infinite Stage Assumption, *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 22 No. 12, (pp.) 361-367.
- Kotas, T. J. (2012). *The exergy method of thermal plant analysis*. Paragon Publishing.
- Kotas, T.J. (1985) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*; Butterworths. Florida: Butterworth-Heinemann.
- Kurz, R., & Brun, K. (2001). Degradation in gas turbine systems. *J. Eng. Gas Turbines Power. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1), 70-77.
- Lazzaretto, A., & Tsatsaronis, G. (2006). SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31(8-9), 1257-1289.
- Liu, S., & Sheng, X. (2012). Gearbox scheme in high temperature reactor helium gas turbine system.
- Lozano, M. A., & Valero, A. (1993). Theory of the exergetic cost. *Energy*, 18(9), 939-960.

- Lugo-Leyte, R., Zamora-Mata, J. M., Toledo-Velazquez, M., Salazar-Pereyra, M., & Torres-Aldaco, A. (2010). Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment. *Energy*, 35(2), 550-555.
- Lugo-Mendez, H., Castro, S., Salazar, M., Javier, Valencia, J., Torres, V., & Lugo-Leyte, R. (2020). Residue cost formation of a high bypass turbofan engine. *Applied Sciences*, 10(24), 9060.
- Maekawa, A. (2011). Evolution and future trend of large frame gas turbine for power generation. *Journal of Power and Energy Systems*, 5(2), 161-170.
- Marqués-Rodríguez, M., & Oliva-Ruiz, L. O. (2018). Estimación de variables determinantes en la caída de presión asociada al sistema de filtros de una turbina a gas. *Tecnología Química*, 38(2), 397-411.
- Mohammadi, A., Kasaeian, A., Pourfayaz, F., & Ahmadi, M. H. (2017). Thermodynamic analysis of a combined gas turbine, ORC cycle and absorption refrigeration for a CCHP system. *Applied Thermal Engineering*, 111, 397-406.
- Musharavati, F., Khanmohammadi, S., Pakseresht, A., & Khanmohammadi, S. (2021). Waste heat recovery in an intercooled gas turbine system: Exergo-economic analysis, triple objective optimization, and optimum state selection. *Journal of Cleaner Production*, 279, 123428.
- Neumann, N., & Peitsch, D. (2019). Potentials for Pressure Gain Combustion in Advanced Gas Turbine Cycles. *Applied Sciences*, Vol. 9, No. 16.
- Ol'khovskii, G. G., Radin, Y. A., Ageev, A. V., & Chertkov, A. I. (2016). Thermal Tests of LMS100 Gas-Turbine Units at the Dzhubga Thermal Power Plant. *Power Technology and Engineering*, 50(3), 294-302.
- Paredes Ramírez, J. C. (2017). Actualización de los mapas de operación del compresor axial y la generación de las matrices de diagnóstico de la turbina de gas PGT25, para evaluar su desempeño a condiciones reales de operación (Tesis de Maestría). Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa.
- PEMEX, G., & Básica, P. (2007). Hoja de Datos de Seguridad para Sustancias Químicas. PEMEX Gas y Petroleoquímica Básica.
- Piñera Villar, D. (2022). Análisis de un ciclo de potencia que utiliza hidrógeno como combustible (Tesis de licenciatura). Universidad de Oviedo.
- Ramachandran, J., & Conway, M. C. (1996). MS6001FA – An advanced-technology 70-MW CLASS 50/60. Hz gas turbine (p. 1-11). Schenectady, NY.
- Ramos Aibar, M. (2017). Análisis de ciclos de turbina de gas con compresión inter-refrigerada. Potencialidad en ciclos combinados. (Trabajo de fin de grado de ingeniería en energía). Universidad de Sevilla, Sevilla.
- Rayome, D. D. (2009). LMS100 Advancements in flexible power generation and development of dry low emissions (dle) capability. In *Symposium of the Industrial Application of Gas Turbines Committee*.
- Razak, A. M. Y. (2007). *Industrial gas turbines: performance and operability*. Elsevier.
- Reale, M. J. (2004). New High Efficiency Simple Cycle Gas Turbine – GE's LMS100™ (pp. 1–14), (Ficha técnica). Recuperado 15 de marzo de 2021, de [https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en\\_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4222a-new-high-efficiency-](https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4222a-new-high-efficiency-)

simple-cycle-gas-turbine-lms100.pdf

- Renobales, L. M. S. (1995). Optimización exergoeconómica de sistemas térmicos (Doctoral dissertation, Universidad de Zaragoza).
- Rivkin, S. (1969). *Propiedades termodinámicas de los gases*. Moscú: MIR.
- Sciubba, E., & Wall, G. (2007). A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004. *International Journal of Thermodynamics*, 10(1), 1-26.
- Stathopoulos, P. (2018). Comprehensive Thermodynamic Analysis of the Humphrey Cycle for Gas Turbines with Pressure Gain Combustion. *Energies* (19961073), 11(12), 3521.
- Szargut, J., Morris, D. R., & Steward, F. R. (1987). Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes (Vol. 41). New York: Hemisphere.
- Torres C. & Valero A. (2000). Curso de Doctorado Termoeconomía: Universidad de Zaragoza, España; pp. 99–150.
- Torres-González, E. V., Lugo-Leyte, R., Lugo-Méndez, H. D., Salazar-Pereyra, M., & Torres-Aldaco, A. (2016). Parametric analysis of the exergoeconomic operation costs, environmental and human toxicity indexes of the MF501F3 gas turbine. *Entropy*, 18(8).
- Trejo E. D., Nolasco C. J., Zavariz R. Á. D., del Carmen F. R. E., & Viguera Z. M. O. (2018). Principales fallas mecánicas que se presentan en una turbina de potencia de una turbina de gas aeroderivada. (Spanish). *Congreso Internacional de Investigacion Academia Journals*, 10(2), 2275–2280.
- Tsatsaronis, G., & Morosuk, T. (2012). Advanced thermodynamic (exergetic) analysis. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 395, No. 1, p. 012160). IOP Publishing.
- Valero, A. (2006). Exergy accounting: capabilities and drawbacks. *Energy*, 31(1), 164-180.
- Vigil, M. G. (2019). Aprovechamiento de las turbinas de gas para la producción de hidrógeno. *Técnica Industrial*, 323, 60-64.
- Vyncke-Wilson, D. (2013). Advantages of Aeroderivative Gas Turbines: Technical & Operational Considerations on Equipment Selection. In *Symposium of the Industrial Application of Gas Turbines Committee*.
- Walsh, P.P; Fletcher, P. *Gas Turbine Performance*; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2004.
- Wilcock, R. C., Young, J. B., & Horlock, J. H. (2002). Gas properties as a limit to gas turbine performance. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 3607, pp. 799-807).
- Young, J. B., & Wilcock, R. C. (2002). Modeling the air-cooled gas turbine: Part 1—General thermodynamics. *J. Turbomach.*, 124(2), 207-213.
- Yuri, M., Masada, J., Tsukagoshi, K., Ito, E., & Hada, S. (2013). Development of 1600 C-class high-efficiency gas turbine for power generation applying J-Type technology. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 50(3), 1-10.
- Zhong, L., Yao, E., Hu, Y., Zhao, C., Zou, H., & Xi, G. (2022). Thermo-economic analysis of a novel system integrating compressed air and thermochemical energy storage with solid oxide fuel cell-gas turbine. *Energy Conversion and Management*, 252, 115114.

# Anexo A – Combustión

## A Proceso de combustión

En la cámara de combustión de las turbinas de gas se realiza la conversión de la energía química del combustible a energía calorífica. El propósito es aumentar la temperatura del aire que sale del compresor. La combustión es una reacción fisicoquímica, que toma lugar en una cámara de combustión, a la que se inyecta un combustible y se mezcla con el aire proveniente del compresor, posteriormente se inicia la ignición de la mezcla, lo que desencadena la combustión, liberando una flama o masa gaseosa incandescente que emite luz, energía térmica y productos químicos resultantes de la reacción exotérmica de oxidación.

### A.1 Constante particular de una mezcla de gases

La constante particular de una mezcla de gases es la relación entre la constante universal y la sumatoria del peso molecular de la fracción volumétrica de cada uno de los gases, que la componen

$$R_j = \frac{Ru}{\sum_{i=1}^n x_i [PM]_i} \quad (\text{a.1})$$

en donde, el subíndice  $i$  representa el compuesto del respectivo gas que forma parte de la mezcla; el subíndice  $j$  hace referencia al aire o gases de combustión;  $x$  es la fracción volumétrica de cada uno los gases que componen la mezcla; y  $Ru$  es la constante universal de los gases y tiene un valor de 8.3143 kJ/kmolK.

### A.2 Calor específico a presión constante de una mezcla de gases

El calor específico a presión constante de una mezcla de gases, es la relación entre la sumatoria del calor específico molar a presión constante de cada componente y la sumatoria del peso molecular de cada componente de la mezcla

$$c_{P,j} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i [\tilde{c}_p]_i}{\sum_{i=1}^n x_i [PM]_i} \quad (\text{a.2})$$

El  $\tilde{c}_p$  es el calor específico molar a presión constante, y se evalúa con el siguiente polinomio

$$\tilde{c}_p = \sum_{i=1}^9 C_i \left( \frac{T}{1000} \right)^{i-2} \quad (\text{a.3})$$

Las constantes  $C_i$  del  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$  y del Aire se presentan en la Tabla A.1

*Tabla A.1 Valores de los coeficientes  $C_i$  para el calor específico. Fuente: Rivkin. (1969).*

|          | $C_1$ | $C_2$  | $C_3$   | $C_4$    | $C_5$    | $C_6$    | $C_7$   | $C_8$   | $C_9$ |
|----------|-------|--------|---------|----------|----------|----------|---------|---------|-------|
| $[CO_2]$ | 0     | 17.640 | 93.727  | -130.375 | 153.971  | -139.996 | 83.152  | -27.579 | 3.830 |
| $[O_2]$  | 0     | 33.052 | -41.834 | 148.024  | -205.022 | 145.368  | -52.291 | 7.577   | 0     |
| $[N_2]$  | 0     | 28.298 | 12.690  | -72.418  | 185.363  | -220.423 | 137.355 | -43.809 | 5.662 |
| $[H_2O]$ | 0.731 | 27.886 | 8.443   | 11.985   | -16.092  | 13.636   | -6.473  | 1.189   | 0     |
| Aire     | 0     | 29.438 | -1.611  | -11.992  | 68.828   | -98.240  | 64.884  | -20.909 | 2.665 |

Para la composición volumétrica del aire atmosférico considerada y una temperatura ambiente de 15 °C se obtiene un  $c_{p,a} = 1.0074$  kJ/kgK y una  $R_a = 0.2882$  kJ/kgK. Las propiedades de los gases de combustión se obtienen al realizar un análisis del proceso de combustión en la CC.

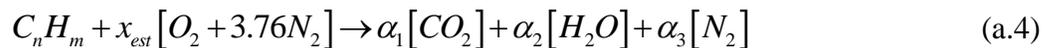
### A.3 Combustible

Para realizar el proceso de combustión, se debe suministrar a la cámara de combustión de la turbina, un hidrocarburo,  $C_nH_m$ , con un alto contenido de energía química, contenida inicialmente en forma potencial y que al reaccionar con el oxígeno contenido en el aire se libere en forma de calor. En este caso, se toma como combustible al gas natural, porque es la fuente de energía fósil más limpia (emite menos gases contaminantes por unidad de energía producida); su combustión no produce partículas sólidas y tampoco es corrosivo; además, de ser el combustible utilizado en las pruebas experimentales con las que se obtuvieron los parámetros de operación y desempeño de la TG GE-LMS100. El gas natural es un gas ligero compuesto con porcentajes superiores al 70 % de metano, el resto de los gases de la composición puede variar. En este estudio se considera al gas natural con una composición volumétrica de 88%  $CH_4$ , 10%  $C_2H_6$  y 2%  $C_3H_8$ , PEMEX. (2007).

### A.4 Combustión estequiométrica

El proceso de combustión de un hidrocarburo o una mezcla de hidrocarburos se modela idealmente como una combustión estequiométrica o completa, donde todos los reactivos reaccionan completamente, resultando como productos únicos  $N_2$ ,  $CO_2$  y  $H_2O$ . En la combustión estequiométrica se suministra el aire mínimo necesario para lograr el proceso.

La ecuación de combustión estequiométrica con aire teórico se expresa como



Haciendo un balance de masa para el C, H, O y N de la ecuación (a.4)

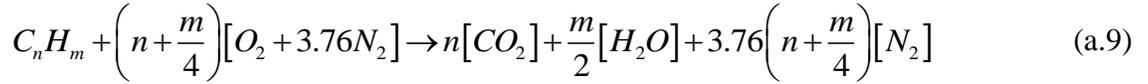
$$C: \quad n = \alpha_1 \quad (a.5)$$

$$H: \quad m = 2\alpha_2 \quad (a.6)$$

$$O: \quad 2x_{est} = 2\alpha_1 + \alpha_2 \quad (a.7)$$

$$N: \quad 2x_{est} (3.76) = 2\alpha_3 \quad (a.8)$$

Se determina a los coeficientes estequiométricos,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  y  $x_{est}$ , éstos se sustituyen en la ecuación en la ecuación (a.4)

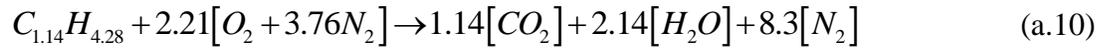


En la Tabla A.2 se presenta el peso molecular, el poder calorífico inferior y los valores de n y m, para los compuestos del gas natural considerados en este trabajo. Para la composición volumétrica de 88% metano, 9% etano y 3% propano, se tienen los valores de n y m, de 1.14 y 4.28, respectivamente.

Tabla A.2 Valores n y m para los copuestos del gas natural.

| Componente                                | $x_i$<br>[-] | PM<br>[kJ/kmol] | PCI<br>[kJ/kg] | n    | m    |
|---|--------------|-----------------|----------------|------|------|
| Metano, (CH <sub>4</sub> )                | 0.88         | 16.04           | 50033.516      | 0.88 | 3.52 |
| Etano, (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )   | 0.09         | 30.07           | 46431.101      | 0.18 | 0.54 |
| Propano, (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) | 0.03         | 44.097          | 47331.707      | 0.09 | 0.24 |
| $\Sigma$                                  | 1            | -               | -              | 1.15 | 4.3  |

Sustituyendo los valores de n y m de la Tabla A.2 en la ecuación (a.9)



### A.5 Balance de PLT en forma molar en la cámara de combustión

Cuando un proceso involucra reacciones químicas, es conveniente analizarlo a partir de cantidades por unidad de mol, en comparación con cantidades por unidad de tiempo; debido a que, el proceso de combustión es una reacción química, este se estudia a partir de un balance de Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos en forma molar, que se expresa de la siguiente manera

$$\delta \tilde{q} - \delta \tilde{w} = d\tilde{h} + d\tilde{e}_c + d\tilde{e}_p \quad (a.11)$$

Considerando a la cámara de combustión adiabática, en la que no hay interacciones de trabajo, que opera en estado estable y despreciando los cambios de energía cinética y potencial, la ecuación (a.11) se reduce a

$$d\tilde{h} = 0 \quad (a.12)$$

Al tratarse de una reacción, la ecuación (a.12) se expresa en función de los reactivos y los productos como

$$\tilde{h}_{reac} = \tilde{h}_{prod} \quad (a.13)$$

La entalpía de un componente químico de un estado específico es la suma de la entalpía de formación del mismo ( $\tilde{h}_f^\circ$ ) y del cambio de entalpía sensible del componente relativa a un estado de referencia, entonces, la ecuación (a.13) se reescribe como

$$\sum N_{reac} \left( \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_i} - \tilde{h}_{T_{ref}}^\circ \right)_{reac} = \sum N_{prod} \left( \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_i} - \tilde{h}_{T_{ref}}^\circ \right)_{prod} \quad (a.14)$$

$N_{reac}$  y  $N_{prod}$ , representan el número de moles del reactivo y del producto, respectivamente; y  $\tilde{h}$  es la entalpía molar, que con base al modelo matemático de Rivkin. (1969) se evalúa mediante el siguiente polinomio

$$\tilde{h} = A + B \ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \sum_{i=1}^8 C_i \left(\frac{T}{1000}\right)^i \quad (a.15)$$

En la Tabla A.3 se presentan los valores para las constantes  $A$  y  $B$  del  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$  y del Aire, que son necesarias para evaluar las entalpías molares.

Tabla A.3 Valores de las constantes  $A$  y  $B$ . Rivkin. (1969).

|            | A        | B       |
|------------|----------|---------|
| [ $CO_2$ ] | 847.4    | 0       |
| [ $O_2$ ]  | -300.3   | 0       |
| [ $N_2$ ]  | 25.45    | 0       |
| [ $H_2O$ ] | 2012.947 | 713.476 |
| Aire       | -54.2    | 0       |

La Tabla A.4 presenta los valores de los coeficientes  $C_i$ , Rivkin. (1969) del  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$  y el Aire, que son necesarias para evaluar las entalpías molares en el polinomio de la ecuación (a.15).

Tabla A.4 Valores de los coeficientes  $C_i$  para entalpías.

|            | $C_1$    | $C_2$     | $C_3$     | $C_4$     | $C_5$     | $C_6$    | $C_7$    | $C_8$  |
|------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|----------|--------|
| [ $CO_2$ ] | 17640.05 | 46863.47  | -43458.22 | 38492.64  | -27999.21 | 13858.64 | -3939.79 | 478.73 |
| [ $O_2$ ]  | 33051.76 | -20917.08 | 49341.37  | -51255.57 | 29073.60  | -8715.12 | 1082.44  | 0      |
| [ $N_2$ ]  | 28298.40 | 6344.95   | -24139.36 | 46340.73  | -44084.65 | 22892.53 | -6258.49 | 707.74 |
| [ $H_2O$ ] | 27885.81 | 4221.51   | 3995.10   | -4023.06  | 2727.25   | -1078.82 | 169.88   | 0      |
| Aire       | 29438.27 | -805.41   | -3997.25  | 17207.10  | -19647.99 | 10813.92 | -2987.05 | 333.16 |

## A.6 Temperatura de combustión adiabática

La temperatura de combustión adiabática o temperatura de flama adiabática es la temperatura máxima teórica que se puede alcanzar en el proceso de combustión, es teórica o ideal debido a que, ésta se presenta sólo en el caso límite, en el que toda la energía química que se libera durante un proceso de combustión, se aprovecha internamente para elevar la temperatura de los gases de combustión; dado que, no se consideran pérdidas de calor hacia los alrededores ni otras interacciones de energía, como cambios de energía cinética, potencial, etc.

La temperatura de flama adiabática sucede en un proceso de combustión de flujo estable, además  $\dot{Q} = 0$  y  $\dot{W} = 0$ . Para un combustible dado a un estado especificado, la temperatura de flama adiabática alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad teórica de aire; entonces, a partir del balance de primera ley mostrado en la ecuación (a.14) y de la ecuación (a.10) de combustión estequiométrica se llega a la siguiente expresión

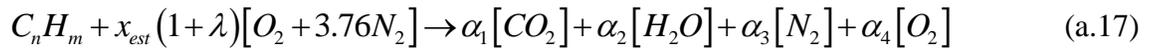
$$\begin{aligned} & \left[ \tilde{h}_f^\circ \right]_{C_{1.14}H_{4.28}} + 2.21 \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TSC} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{O_2} + 8.3 \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TSC} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{N_2} \\ & \rightarrow 1.14 \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{fad}} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{CO_2} + 2.14 \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{fad}} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{H_2O} + 8.3 \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{fad}} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{N_2} \end{aligned} \quad (a.16)$$

Para el gas natural con una ecuación reducida de  $C_{1.14}H_{4.28}$  y una temperatura a la salida del compresor de  $375.745\text{ }^{\circ}\text{C}$ , se obtiene una temperatura de flama adiabática de  $2206.468\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### A.7 Combustión con exceso de aire

El proceso combustión perfecto o estequiométrico es un proceso ideal, dado que, la mayor parte de la combustión transcurre de forma incompleta, y es necesario suministrar un exceso de aire que garantice la combustión completa; en la práctica, se suministra más cantidad de aire que la del aire teórico, para producir la combustión completa y para reducir la temperatura de los gases de combustión, a este proceso, que requiere mayor aire se le conoce como combustión con exceso de aire.

La ecuación de combustión con exceso de aire es la siguiente



Haciendo un balance de masa en la ecuación (a.17) se llega al balance estequiométrico de los compuestos

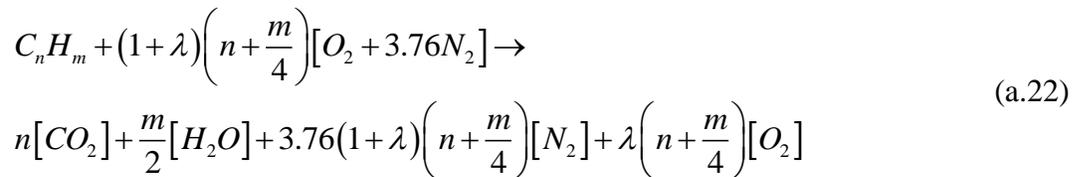
$$C: \quad \alpha_1 = n \quad (a.18)$$

$$H: \quad \alpha_2 = \frac{m}{2} \quad (a.19)$$

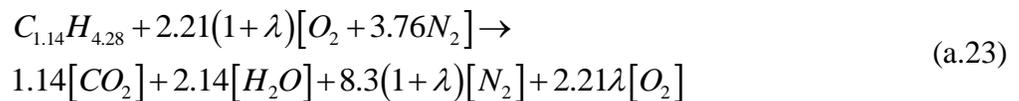
$$O: \quad 2x_{est}(1+\lambda) = 2\alpha_1 + \alpha_2 + 2\alpha_4 \quad (a.20)$$

$$N: \quad 2x_{est}(1+\lambda)3.76 = 2\alpha_3 \quad (a.21)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones conformado por las expresiones (a.18), (a.19), (a.20) y (a.21), para determinar y sustituir los coeficientes estequiométricos;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  y  $\alpha_4$  en la ecuación (a.17), se llega a la siguiente ecuación de combustión



Al sustituir los valores de  $n$  y  $m$  para la combustión volumétrica del gas natural considerada, la ecuación (a.22) se reescribe como



Para determinar el exceso de aire se deben igualar los reactivos con los productos en función de sus entalpías molares; por lo tanto, se combina la ecuación de combustión con exceso de aire (a.22) con la ecuación del balance de *PLT* en la *CC* (a.14)

$$\begin{aligned}
 & \left[ \tilde{h}_f^\circ \right]_{C_{1.14}H_{4.28}} + (1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TSC} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{O_2} \\
 & + 3.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TSC} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{N_2} \\
 & = \\
 & n \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TET} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{CO_2} + \frac{m}{2} \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TET} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{H_2O} \\
 & + 3.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_{fad}} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{N_2} + \lambda \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{TET} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{O_2}
 \end{aligned} \tag{a.24}$$

En este caso, la temperatura de descarga del compresor es igual a la temperatura del aire en el estado 4,  $TDC = T_4$ ; y la temperatura de entrada a la turbina es igual a la temperatura del aire en el estado 5,  $TET = T_5$ . Despejando a  $\lambda$  de la ecuación (a.24) se llega a la siguiente expresión de exceso de aire

$$\lambda = \frac{\left[ n \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_5} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{CO_2} + \frac{m}{2} \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_5} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{H_2O} + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_{T_5} - \tilde{h}_{T_4} \right]_{N_2} - \left[ \tilde{h}_f^\circ \right]_{C_nH_m} - \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_4} - \tilde{h}_{T_0}^\circ \right]_{O_2} \right]}{\left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_{T_4} - \tilde{h}_{T_5} \right]_{O_2} + 3.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) \left[ \tilde{h}_{T_4} - \tilde{h}_{T_5} \right]_{N_2}} \tag{a.25}$$

### A.8 Relación aire combustible

La relación aire combustible es la relación entre la masa de aire y la del combustible presentes en un proceso de combustión.

Si la combustión es estequiométrica, la relación aire combustible se expresa como

$$rac_{est} = \frac{kg_{a,est}}{kg_{comb}} = \frac{4.76 \left( n + \frac{m}{4} \right) PM_a}{PM_{comb}} \tag{a.26}$$

Para la combustión con exceso de aire, la relación aire combustible se escribe como

$$rac = \frac{kg_a}{kg_{comb}} = \frac{4.76(1 + \lambda) \left( n + \frac{m}{4} \right) PM_a}{PM_{comb}} \tag{a.27}$$

Relacionando las expresiones (a.26) y (a.27) se encuentra que

$$rac = (1 + \lambda) rac_{est} \tag{a.28}$$

### A.9 Relación combustible aire

La relación combustible aire es el inverso de la relación aire combustible, y se puede escribir como

$$rca = \frac{1}{rac} = \frac{kg_{comb}}{kg_a} = \frac{PM_{comb}}{(1+\lambda)4.76\left(n + \frac{m}{4}\right)PM_a} \quad (\text{a.29})$$

### A.10 Propiedades del aire y de los gases de combustión

En la Tabla A.5. se presentan valores de las propiedades del aire y de los gases de combustión obtenidos a partir de las condiciones de diseño establecidas, una temperatura del aire atmosférico de 15 °C y una temperatura a la entrada de la turbina de alta presión de 1380 °C.

Tabla A.5 *Propiedades del aire y de los gases de combustión.*

|  |         |
|--|---------|
| $c_{p,a}$ [kJ/kg K]                                  | 1.0074  |
| $c_{p,gc}$ [kJ/kg K]                                 | 1.3774  |
| $R_a$ [kJ/kg K]                                      | 0.2882  |
| $R_{gc}$ [kJ/kg K]                                   | 0.29353 |
| $\lambda$ [-]  | 1.225   |
| $rac$ [kg <sub>a</sub> /kg <sub>gc</sub> ]           | 29.034  |
| $rac_{est}$ [kg <sub>a,est</sub> /kg <sub>gc</sub> ] | 13.048  |
| $rca$ [kg <sub>gc</sub> /kg <sub>a</sub> ]           | 0.034   |
| $rca_{est}$ [kg <sub>gc</sub> /kg <sub>a,est</sub> ] | 0.077   |

## Anexo B – Relaciones de presiones óptimas

### B Relaciones de presiones óptimas del trabajo motor máximo y eficiencia térmica máxima

Las expresiones (2.75) del trabajo motor y la (2.86) de la eficiencia térmica están expresadas en función de la relación de presiones del compresor

$$w_m(pi) \ ; \ \eta_{th}(pi) \quad (b.1)$$

en esta sección se reescribe a la relación de presiones  $\pi$ , como “ $pi$ ”, en referencia a la forma en como se utiliza en el software.

Para determinar el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima se debe obtener la primera derivada de las expresiones (2.75) y (2.75) respecto a la relación de presiones del compresor y las derivadas obtenidas se deben igualar a cero para obtener los máximos de las funciones

$$\frac{d(w_m)}{d(pi)} = 0 \ ; \ \frac{d(\eta_{th})}{d(pi)} = 0 \quad (b.2)$$

Para obtener la derivada de las funciones se utiliza el software de Wolfram Mathematica como se describe a continuación

#### B.1 Pasos para obtener la primera derivada de las expresiones del trabajo motor y de la eficiencia térmica

1. Se ingresa la función del trabajo motor al software de Wolfram Mathematica, con base a la expresión (2.75)

$$w_m = c_{P,a} \eta_{sit} T_0 \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right] \quad (b.3)$$

2. Se ingresa la función de la eficiencia térmica al software de Wolfram Mathematica, con base a la expresión (2.86) y las expresiones

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{sit} \left[ D_1 \left( 1 - \frac{1}{C_1^{x_{gc}} pi^{x_{gc}} D_2 D_3} \right) + D_4 \right]}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} y_1 - y_2 \left( 1 + \frac{pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1}{\eta_{sic}} \right)} \quad (b.4)$$

donde

$$D_1 = \frac{c_{P,gc}(1+rca)y_1}{c_{P,a}} - \frac{y_2 pi^{\frac{25x_a}{38}} + pi^{\frac{13x_a}{38}} - y_2 - 1}{\eta_m \eta_{sic}} \quad (b.5)$$

$$D_2 = 1 - \frac{y_2 \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right)}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1} \quad (b.6)$$

$$D_3 = 1 - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{(1+rca) \frac{c_{P,gc}}{c_{P,a}} \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit} y_1 - \eta_{sit} y_2 \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right)} \quad (b.7)$$

$$D_4 = \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \left[ \frac{y_2 pi^{\frac{25x_a}{38}} + pi^{\frac{13x_a}{38}} - y_2 - 1}{\eta_{sic} \eta_{sit}} \right] \quad (b.8)$$

3. Se ejecutan las derivadas de las funciones respecto a la variable  $\pi$  en el software.
  - La expresión de la derivada del trabajo motor respecto a  $\pi$ , se escribe de la siguiente manera

$$\frac{d(w_m)}{d(pi)} = c_{P,a} T_0 \eta_{sit} (\beta - \theta + \omega) = 0 \quad (b.9)$$

donde

$$\beta = \frac{\left( \frac{13x_a}{38} pi^{\frac{13x_a}{38}-1} + y_2 \frac{25x_a}{38} pi^{\frac{25x_a}{38}-1} \right) \left( -1 + \frac{1}{\eta_m} \right)}{\eta_{sic} \eta_{sit}} \quad (b.10)$$

$$\theta = \frac{\left( \frac{13x_a}{38} pi^{\frac{13x_a}{38}-1} + y_2 \frac{25x_a}{38} pi^{\frac{25x_a}{38}-1} \right) \left( 1 - \frac{pi^{-x_{gc}}}{C_1^{x_{gc}} \theta_1 \theta_2} \right)}{\eta_m \eta_{sic}} \quad (b.11)$$

$$\theta_1 = 1 - \frac{c_{P,a} \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2}{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}} \quad (b.12)$$

$$\theta_2 = 1 - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{-\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}}} \quad (b.13)$$

$$\omega = \omega_1 \left[ \frac{x_{gc} pi^{-1-x_{gc}}}{C_1^{x_{gc}} \omega_2 \omega_3} - \frac{\omega_4}{\omega_5 \omega_6 \omega_7} + \frac{pi^{-x_{gc}} (-\omega_8 - \omega_9)}{C_1^{x_{gc}} \omega_{10} \omega_{11}} \right] \quad (b.14)$$

$$\omega_1 = \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1}{c_{P,a}} - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1 - y_2 + y_2 pi^{\frac{25x_a}{38}}}{\eta_m \eta_{sic}} \quad (b.15)$$

$$\omega_2 = 1 - \frac{c_{P,a} \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2}{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}} \quad (b.16)$$

$$\omega_3 = 1 - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{-\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}}} \quad (b.17)$$

$$\omega_4 = 25x_a y_2 c_{P,a} pi^{\frac{25x_a}{38} - 1 - x_{gc}} \quad (b.18)$$

$$\omega_5 = 38C_1^{x_{gc}} c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \quad (b.19)$$

$$\omega_6 = \left[ 1 - \frac{c_{P,a} \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2}{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}} \right]^2 \quad (b.20)$$

$$\omega_7 = \eta_{sit} \left\{ 1 - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{-\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}}} \right\} \quad (b.21)$$

$$\omega_8 = \frac{25 pi^{\frac{25x_a}{38} - 1} \left( pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1 \right) x_a y_2 \eta_{sit}}{38 \left\{ -\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}} \right\}^2} \quad (b.22)$$

$$\omega_9 = \frac{13x_a pi^{\frac{13x_a}{38} - 1}}{38 \left\{ -\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}} \right\}} \quad (b.23)$$

$$\omega_{10} = 1 - \frac{c_{P,a} \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2}{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}} \quad (b.24)$$

$$\omega_{11} = \left\{ 1 - \frac{pi^{\frac{13x_a}{38}} - 1}{-\left[ \left( pi^{\frac{25x_a}{38}} - 1 \right) y_2 \eta_{sit} \right] + \frac{c_{P,gc} (1+rca) y_1 \eta_m \eta_{sic} \eta_{sit}}{c_{P,a}}} \right\}^2 \quad (b.25)$$

- La expresión de la derivada de la eficiencia térmica respecto a  $\pi$ , se escribe de la siguiente manera

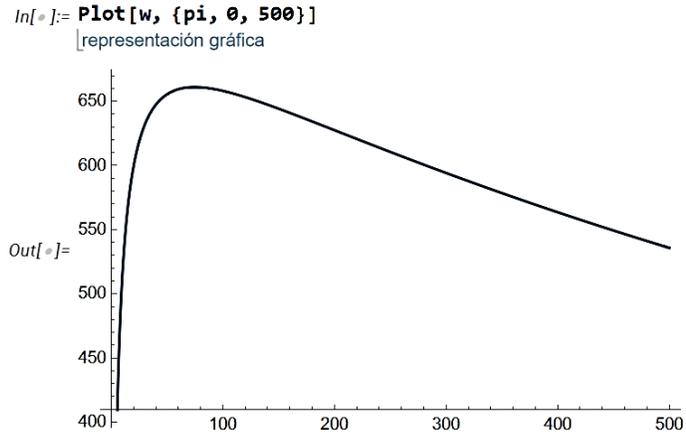
$$\frac{d(\eta_{th})}{d(pi)} = \frac{c_{P,a} T_0 \eta_{sit} (\beta - \theta + \omega)}{\nu} = \eta_{th} \quad (b.26)$$

donde

$$\nu = - \frac{25c_{P,a} T_0 x_a y_2 pi^{\frac{25x_a}{38}-1}}{38\eta_{sic}} \quad (b.27)$$

- Una vez obtenidas las derivadas del trabajo motor, se despeja a la relación de presiones, obteniéndose las expresiones de las relaciones de presiones óptimas para el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima. Posteriormente, se evalúa la expresión de la relación de presiones óptima del trabajo motor y el resultado se sustituye en la expresión del trabajo motor, obteniéndose el trabajo motor máximo y la relación de presiones óptima del trabajo motor máximo. Para obtener la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima y la eficiencia térmica máxima, se realiza un proceso iterativo; donde, se evalúan las expresiones de la relación de presiones óptima para la eficiencia térmica máxima y la expresión de la eficiencia térmica, y se sustituyen los resultados de una expresión con respecto a la otra, hasta que los resultados converjan; obteniéndose así, el valor de la relación de presiones óptima del compresor de baja presión.

Con el software de Wolfram Mathematica se obtienen las relaciones de presiones óptimas, el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima; así como, el trabajo motor máximo y la eficiencia térmica máxima. En la Figura B.1 se muestran los resultados obtenidos con el software de Wolfram Mathematica, se obtiene una relación de presiones óptima para obtener el trabajo motor máximo de  $\pi_{OP,wm} = 70.173$ , con la que, se produce un trabajo motor máximo de  $w_{m,máx} = 660.459$  kJ/kg.

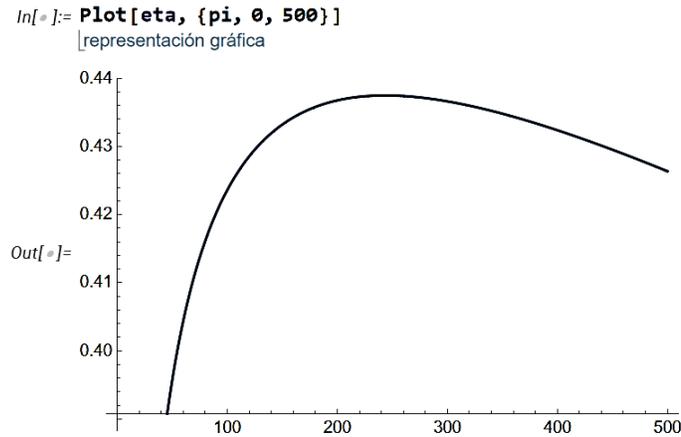


```
In[ ]:= FindMaximum[w, pi]
|encuentra máximo
```

Out[ ]:= { 660.459 , {pi -> 70.1728 } }

Figura B.1 Función del trabajo motor evaluada en el intervalo  $\pi$ , (0, 500)

En la Figura B.2 se exhiben los resultados obtenidos con el software de Wolfram Mathematica, para los valores de la eficiencia térmica máxima. Se obtiene una relación de presiones óptima para obtener la eficiencia térmica máxima de  $\pi_{OP,th} = 227.701$ , y una eficiencia térmica máxima de  $\eta_{th,m\acute{a}x} = 0.437$ .



```
In[ ]:= FindMaximum[eta, pi]
|encuentra máximo
```

Out[ ]:= { 0.436748 , {pi -> 227.701 } }

Figura B.2 Función de la eficiencia térmica evaluada en el intervalo  $\pi$ , (0, 500)



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

# ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00107

Matrícula: 2203802557

Análisis de costos  
exergéticos de la turbina de  
gas aeroderivada GE-LMS100

En la Ciudad de México, se presentaron a las 12:00 horas del día 31 del mes de octubre del año 2023 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA  
M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO  
DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA



IVAN DAVID ALEGRIA RUIZ  
ALUMNO

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: IVAN DAVID ALEGRIA RUIZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

*Aprobar*

RÉVISÓ

MTRA. ROSALÍA SERRANO DE LA PAZ  
DIRECTORA DE SISTEMAS ESCOLARES

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

DR. ROMAN LINARES ROMERO

PRESIDENTE

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

VOCAL

M. EN I.Q. ALEJANDRO TORRES ALDACO

SECRETARIO

DR. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA