

01127  
10



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

CICLO JOULE-BRAYTON DE  
REFRIGERACIÓN CON TERMODINÁMICA  
DE TIEMPO FINITO

TESIS  
Que para obtener el Título de  
INGENIERO MECÁNICO

Presentan

BILLY ARTURO FLORES MEDERO NAVARRO  
JAMES JORGE FLORES MEDERO NAVARRO



Director de Tesis: DR. FEDERICO MÉNDEZ LAVIELLE

México, D.F.

2003

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# **TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

|   |    |
|---|----|
| <b>Símbolos</b>   | 5  |
| <b>Introducción</b>   | 8  |
| <b>Capítulo I</b>   |    |
| Antecedentes  |    |
| I.1    Termodinámica clásica  | 14 |
| I.2    Primera Ley de la termodinámica                                | 17 |
| I.3    Segunda Ley de la termodinámica                                | 19 |
| I.4    Refrigeradores y bombas de calor                               | 21 |
| I.4.1  Coeficiente de operación, refrigeradores                       | 23 |
| I.4.2  Bombas de calor  | 23 |
| I.4.3  Coeficiente de operación, bombas de calor                      | 25 |
| I.5    Procesos reversibles e irreversibles                           | 25 |
| I.5.1  Fricción   | 26 |
| I.5.2  Expansión y compresión de no quesequilibrio                    | 27 |
| I.5.3  Transferencia de calor   | 29 |
| <b>Capítulo II</b>  |    |
| Ciclo Joule-Brayton de refrigeración                                  |    |
| II.1  Principios de sistemas de refrigeración con aire                | 32 |
| II.2  Ciclo Joule-Brayton simple de refrigeración                     | 35 |
| II.2.1  Cálculo de transferencia de calor y trabajo                   | 37 |
| II.2.2  Coeficiente de operación                                      | 38 |
| II.3  Modificación del ciclo Joule-Brayton simple, ciclo regenerativo | 39 |
| II.3.1  Cálculo de transferencia de calor y trabajo                   | 41 |
| II.3.2  Coeficiente de operación                                      | 41 |
| II.4  Ejemplos prácticos  | 42 |

## Capítulo III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración  
ciclos: simple y regenerativo, con termodinámica  
de tiempo finito

|         |   |    |
|---------|---|----|
| III.1   | Conceptos básicos de termodinámica de tiempo finito   | 49 |
| III.2   | Modificación del COP clásico para el ciclo simple   | 51 |
| III.2.1 | Modelo irreversible   | 51 |
| III.3   | Modificación del COP clásico para el ciclo<br>regenerativo con termodinámica de tiempo finito | 63 |

## Capítulo IV

Resultados y conclusiones

|      |  |    |
|------|--|----|
| IV.1 | Resultados del Ciclo Joule-Brayton simple  | 72 |
| IV.2 | Resultados del ciclo Joule-Brayton regenerativo  | 77 |
| IV.3 | Análisis comparativo para un ciclo Joule-Brayton<br>propuesto por la NASA contra modelo de la<br>termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades | 80 |
| IV.4 | Conclusiones de la aplicación de la termodinámica<br>de tiempo finito con irreversibilidades al ciclo<br>Joule Brayton de refrigeración                | 84 |

## Bibliografía

92

## Anexos

## SÍMBOLOS

---

# SÍMBOLOS

|                    |   |              |  |
|--------------------|---|--------------|--|
| $A$                | area transversal del cilindro-émbolo, $m^2$                               | $\dot{m}$    | gasto masico, $kg/s$ , $m^3/min$   |
| $b$                | coeficiente de perdidas, $W$  | $N$          | número de pistones   |
| $c$                | calor específico, $J/kg\ K$   | $n$          | número de revoluciones por minuto, $rpm$                                 |
| $COP$              | coeficiente de operación  | $P$          | presión, $bar$   |
| $COP_C$            | coeficiente de operación para una bomba de calor operando como calefactor | $Pot$        | potencia, $W$  |
| $COP_H$            | coeficiente de operación para una bomba de calor operando como calefactor | $P_{ot,net}$ | potencia neta del ciclo, $W$   |
| $COP_{TC}$         | coeficiente de operación de la termodinámica clásica                      | $P_r$        | potencia del ciclo, $W$  |
| $COP_{TTH}$        | coeficiente de operación de la termodinámica de tiempo finito             | $P_\mu$      | potencia debida a la fricción, $W$                                       |
| $C_p$              | calor específico a presión constante, $J/kg\ K$                           | $Q$          | transferencia neta de calor, $J$   |
| $C_v$              | calor específico a volumen constante, $J/kg\ K$                           | $Q_H$        | calor rechazado, $J$   |
| $d$                | diámetro del pistón, $m$  | $Q_R$        | efecto de refrigeración, $J$   |
| $E$                | energía total, $J$  | $R, R_u$     | constante universal de los gases   |
| $EC$               | energía cinética, $J$   | $r_p$        | relación de presión  |
| $\dot{E}_{entra}$  | flujo de energía que entra, $W$   | $s$          | entropía, $J/kg$   |
| $\dot{E}_g$        | generación de energía, $W$  | $T$          | temperatura, $K$   |
| $EP$               | energía potencial, $J$  | $t$          | tiempo, $s$  |
| $\dot{E}_{salida}$ | flujo de energía que sale, $W$  | $T_c$        | temperatura ambiente, $K$  |
| $f_\mu$            | fuerza de fricción, $N$   | $T_F$        | temperatura del espacio a refrigerar, $K$                                |
| $g$                | aceleración de la gravedad, $m/s^2$                                       | $U$          | energía interna, $J$   |
| $G$                | constantes del sistema, $\sqrt{K}$  | $\bar{V}$    | velocidad, $m/s$   |
| $h$                | entalpía, $J/kg\ K$   | $V$          | volumen, $m^3$   |
| $m$                | masa, $kg$  | $v$          | volumen específico, $m^3/kg$   |
|                    |   | $W$          | trabajo, $J$   |
|                    |   | $W_C$        | trabajo en el compresor, $J$   |
|                    |   | $W_T$        | trabajo de la turbina, $J$   |
|                    |   | $W_m$        | trabajo debido a la fricción, $J$  |
|                    |   | $X, x$       | desplazamiento, $m$ ; carrera del pistón, $m$ ; posición del pistón, $m$ |
|                    |   | $Z$          | nivel de referencia, $m$   |

## Letras griegas

|           |   |
|-----------|---|
| $\beta$   | relación de calores específicos                       |
| $\Gamma$  | potencia, $W$   |
| $\gamma$  | índice politrópico del aire                           |
| $\eta$    | número de moles, $kg_{mol}$ ; eficiencia, %           |
| $\theta$  | relación de temperaturas                              |
| $\lambda$ | duración de la carrera de compresión y expansión, $s$ |
| $\mu$     | coeficiente global de fricción, $N s/m$               |
| $\rho$    | densidad, $kg/m^3$                                    |
| $\phi$    | potencia, $W$   |
| $\Omega$  | potencia, $W$   |
| $\Delta$  | incremento o diferencia                               |
| $\tau$    | duración del ciclo, $s$                               |

## Subíndices

|       |                                |
|-------|--------------------------------|
| $A$   | punto $A$                      |
| $a$   | estado $a$                     |
| $B$   | punto $B$                      |
| $b$   | estado $b$                     |
| $1$   | estado 1                       |
| $2$   | estado 2                       |
| $3$   | estado 3                       |
| $4$   | estado 4                       |
| $5$   | estado 5                       |
| $TC$  | termodinámica clásica          |
| $TTF$ | termodinámica de tiempo finito |



## INTRODUCCIÓN

---

# INTRODUCCIÓN

---

El vertiginoso desarrollo de la computación ha permitido un mayor avance en el ámbito científico y tecnológico, motivo por el cual las pruebas físicas con modelos reales o a escala, que implican costos elevados, están siendo desplazadas paulatinamente.

Ahora, la ingeniería se está desarrollando por medio de la simulación por computadora, aunque las bases siguen siendo las mismas, las herramientas de los ingenieros del siglo XXI están cambiando.

Esta necesidad, sumada a la obligación de cada uno de nosotros de utilizar la energía en forma eficiente, ha tenido como consecuencia que los científicos y los ingenieros estén planteando modificaciones a los modelos matemáticos que han estado vigentes desde hace más de dos siglos.

Aunque muchos de estos modelos nos permiten cuantificar con buena aproximación el comportamiento de los fenómenos físicos, también es cierto que muchos de estos sencillos modelos derivan de idealizaciones necesarias debido a la enorme complejidad matemática que implica resolverlos.

Dentro de la ingeniería, sin duda, la termodinámica, la mecánica de fluidos y la transferencia de calor resultan ser de las ramas en las que describir y modelar los fenómenos físicos suele ser un tanto más complicado.

Fenómenos como la capa límite, los flujos turbulentos y transitorios, la ebullición o la combustión hacen de los modelos, en donde se ven involucrados alguno o combinaciones de ellos, sumamente difíciles de resolver.

Aún más, si a este tipo de fenómenos físicos se les desea analizar en función del tiempo, la tarea se vuelve un tanto más compleja.

# INTRODUCCIÓN

Los cada vez más poderosos equipos de computo están dando solución a modelos que hace apenas tres décadas se consideraban imposibles de resolver; sin embargo, esta tarea no podría realizarse si los científicos e ingenieros no alimentaran con ecuaciones, condiciones de frontera o valores iniciales a las supercomputadoras.

Como puede observarse, la idea básica no ha cambiado, debemos desarrollar modelos matemáticos básicos que representen la realidad del fenómeno físico y que nos permitan cuantificar sus respuestas después de aplicar ciertos estímulos.

Es bien sabido que la termodinámica clásica no considera el tiempo en el que se efectúan los procesos, es decir, analiza únicamente estados cuasiestáticos (procesos de cuasiequilibrio<sup>1</sup>) en los que el tiempo tiende a infinito. Esto, desde luego, está lejos de la realidad de los procesos de transformación de energía, pues intrínsecamente les toma cierto tiempo su evolución.

Como consecuencia, la termodinámica clásica arroja resultados, que en su generalidad, sólo pueden tomarse como las cotas superiores en las que los procesos tienen lugar.

La necesidad de obtener modelos matemáticos que arrojen soluciones más cercanas a las que en la realidad se presentan ha dado pie a la aplicación de la termodinámica de tiempo finito, cuyos conceptos básicos se describen en el Capítulo III de este trabajo. Aunque la termodinámica de tiempo finito se ha manifestando desde hace más de dos décadas, pocos autores han utilizado su metodología para modelar aquellos sistemas cuya finalidad es refrigerar un espacio dado.

Aunque existen numerosos sistemas de refrigeración, el presente trabajo está dirigido a obtener un modelo matemático que nos permita calcular el coeficiente de operación (COP) del ciclo termodinámico de refrigeración denominado Joule-Brayton utilizando

<sup>1</sup> Se define como un proceso de cuasiequilibrio, según Cengel, aquel durante el cual el sistema permanece infinitesimalmente cercano a un estado de equilibrio todo el tiempo.

# INTRODUCCIÓN

---

los fundamentos de la termodinámica de tiempo finito considerando además como una irreversibilidad presente en el sistema, aquella que es originada por la oposición al movimiento del fluido de trabajo.

El ciclo de refrigeración Joule-Brayton ha perdido aplicaciones debido a que con el avance de la ciencia y la tecnología ha sido posible mejorar los equipos empleados en otros ciclos de refrigeración. Motivo por el que se prefiere utilizar otras sustancias de trabajo distintas al aire. Sin embargo, en la industria de la aviación sus fundamentos son empleados cotidianamente para acondicionar las cabinas de las aeronaves. Por otra parte, la industria espacial ha venido desarrollando una serie de proyectos en los que, el ciclo de refrigeración Joule-Brayton es la punta de lanza en la construcción de almacenes de combustible a bajas temperaturas ( $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) en futuras misiones al planeta Marte y de sofisticados laboratorios en donde las muestras serán conservadas a bajas temperaturas.

Para estudiar este ciclo de refrigeración con termodinámica de tiempo finito, el presente trabajo ha sido dividido en cuatro capítulos.

En el Capítulo I se han desarrollado de manera breve los principios y conceptos fundamentales de la termodinámica clásica, necesarios para iniciar el estudio o análisis de sistemas termodinámicos, en particular el ciclo Joule-Brayton de refrigeración. Adicionalmente pueden observarse los conceptos tanto de refrigeradores como de las bombas de calor, y cada uno con su respectivo coeficiente de operación. En la parte final de este capítulo se hace mención de los procesos idealizados y los procesos reales que existen en la termodinámica, es decir los procesos reversibles y los procesos irreversibles, y algunos factores que son causa de estos.

Enseguida, en el Capítulo II, son objeto de estudio tanto el ciclo Joule-Brayton simple como el ciclo Joule-Brayton regenerativo, en donde se realiza el cálculo de los calores y

# INTRODUCCIÓN

---

trabajos con la finalidad de evaluar para cada ciclo su coeficiente de operación. Al final, se ha ejemplificado el uso de este ciclo de refrigeración con la introducción de un par de aplicaciones, una de ellas en la industria aérea y la otra en la industria aeroespacial [6], [7].

En el Capítulo III, se dedica la primera sección a la termodinámica de tiempo finito y a su principio fundamental, el cual relaciona la termodinámica clásica con el tiempo. Con esta herramienta se analizan los ciclos de refrigeración Joule-Brayton simple y regenerativo desarrollados en el Capítulo II, modificando las expresiones tanto para el cálculo de las principales transferencias de calor como de trabajo, que tienen lugar en este ciclo, para encontrar las ecuaciones que permitan determinar el coeficiente de operación para cada uno. En este sentido se propone un modelo matemático alternativo al de la termodinámica clásica para cada ciclo de refrigeración, que debiera de ser más preciso, comparado con las expresiones que arroja un análisis clásico, en los resultados obtenidos para los coeficientes de operación.

Finalmente en el Capítulo IV se presentan los resultados y conclusiones correspondientes a cada ciclo de refrigeración. Se analiza el ciclo de refrigeración Joule-Brayton, en sus formas simple y regenerativa, bajo el concepto de la termodinámica de tiempo finito, considerando a la fricción como la más importante irreversibilidad en el sistema. Así, se elaboran algunas comparaciones entre las ecuaciones obtenidas en el Capítulo III y los resultados que arroja un análisis con termodinámica clásica. Además se realiza una comparación entre los resultados obtenidos por la NASA, en una próxima misión a Marte, [6], [7] y anexo 3, y el modelo obtenido en el Capítulo III. Estas comparaciones sólo tienen el objetivo de visualizar el comportamiento del coeficiente de operación con respecto a los otros parámetros involucrados en el modelo obtenido mediante la termodinámica de tiempo finito.

## CAPITULO I

### Antecedentes

## Antecedentes

### I.1 Termodinámica clásica

La palabra termodinámica proviene de los vocablos griegos *termos*, que significa calor, y de *dynamics*, que quiere decir potencia. Aunque desde la creación del universo han existido los principios de la termodinámica, esta no aparece como ciencia sino hasta la construcción de las primeras máquinas de vapor operadas por Thomas Savery en 1697 y por Thomas Newcomen en 1712. Con el uso de estas máquinas se dio el inicio de la termodinámica como ciencia. Algunas fechas, sucesos y nombres importantes aparecen en la Tabla I.1.

TABLA I.1. Fechas sucesos y nombres importantes en el desarrollo de la termodinámica.  
(Fuente Huang Francis F.)

| Fechas    | Sucesos   |
|-----------|---|
| 1798      | El conde de Rumford (Benjamin Thompson) inició el estudio cuantitativo de la conversión de trabajo en calor por medio de sus famosos experimentos con el barrenado entriado por agua usado en la manufactura de los cañones.  |
| 1824      | Sadi Carnot publicó su famosa tesis "Réflexions sur la Puissance Motrice du Feu", la cual incluye el concepto moderno de ciclo y el principio de que una máquina de ciclo reversible que opera entre dos depósitos de calor depende solamente de las temperaturas de los depósitos y no de la sustancia de trabajo. |
| 1842      | Mayer postulo el principio de la conservación de la energía.  |
| 1847      | Helmholtz formuló el principio de la conservación de la energía independiente de Mayer.   |
| 1843-1848 | James Prescott Joule asienta el fundamento experimental de la primera ley de la termodinámica al realizar experimentos para establecer la equivalencia de trabajo y calor. Se honra actualmente a este gran científico con el uso del símbolo <i>J</i> para indicar el equivalente mecánico del calor.              |
| 1848      | Lord Kelvin (William Thomson) definió una escala absoluta de temperaturas basándose en el ciclo de Carnot.  |

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# CAPITULO I

## Antecedentes

| Fechas | Sucesos  |
|--------|--|
| 1849   | Rudolf J. Clausius fue probablemente el primero en darse cuenta de que había dos principios básicos principales: la primera y la segunda ley de la termodinámica. Introdujo también el concepto de $U$ , que ahora llamamos energía interna.                                     |
| 1865   | Clausius enuncia la primera y segunda ley de la termodinámica en dos líneas:<br>1. La energía del universo es constante.<br>2. La entropía del universo tiende hacia un valor máximo.  |
| 1875   | Josiah Willard Gibbs publicó su trabajo monumental "On the Equilibrium of Heterogeneous Substances", que extiende la termodinámica en una forma general a los sistemas heterogéneos y las reacciones químicas. Este trabajo incluye el importante concepto de potencial químico. |
| 1897   | Max Plank enunció la segunda ley de la termodinámica de la siguiente forma:<br>"Es imposible construir una máquina que, trabajando en un ciclo completo, produzca como único efecto el levantamiento de un peso y el enfriamiento de un depósito de calor"                       |
| 1909   | Carathéodory publicó su estructura de la termodinámica con base axiomática, que es totalmente matemática en su forma.  |

La termodinámica se desarrolla con la finalidad de tener un mejor conocimiento respecto a la conversión de calor en trabajo útil. En la actualidad abarca todos los aspectos de la energía y sus transformaciones, incluidas la producción de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia. Como resultado se han publicado muchas definiciones, de entre las cuales sobresalen:

- Según Hatsopoulos y Keenan<sup>2</sup>, "la termodinámica es la ciencia de los estados y los cambios de estado de los sistemas físicos y de la interacción entre sistemas que puede acompañar a los cambios de estado."

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>2</sup> Huang, Francis F., *Ingeniería termodinámica: Fundamentos y aplicaciones*, México, CECSA, 1994, pp 3



# CAPITULO I

## Antecedentes

- Según Callen<sup>3</sup>, *"la termodinámica es el estudio del efecto macroscópico de miles y miles de coordenadas atómicas que como resultado del promedio estadístico no aparecen explícitamente en la descripción macroscópica del sistema."*
- Según Epstein<sup>4</sup>, *"la termodinámica trata de los sistemas cuya descripción se hace utilizando algún parámetro térmico específico, por ejemplo, la temperatura o una cantidad equivalente, además de los parámetros mecánicos y electromecánicos usuales. La termodinámica es esencialmente la ciencia que estudia las condiciones de equilibrio de los sistemas y procesos que ocurren en estados ligeramente diferentes al estado de equilibrio."*
- Según Kestin<sup>5</sup>, *"la ciencia de la termodinámica es una rama de la física. Describe los procesos naturales en donde los cambios de temperatura desempeñan un papel importante. Dichos procesos implican la transformación de energía de una forma a otra. Por tanto la termodinámica trata de las leyes que gobiernan esa transformación de energía."*
- Según Van Wylen Sonntag<sup>6</sup>, *"una muy buena definición de lo que es la termodinámica consiste en que es la ciencia de la energía y la entropía."*

Es un saber común que una sustancia se compone de numerosas partículas llamadas moléculas, y sus propiedades dependen del comportamiento de aquellas. Sin embargo no es necesario conocer a fondo dicho comportamiento para definir algún estado<sup>7</sup>. Es por ello que la aplicación de un enfoque macroscópico al estudio de la termodinámica que no requiere un conocimiento del comportamiento individual de las partículas recibe el nombre de Termodinámica Clásica, proporcionando una manera directa y fácil de resolver problemas de ingeniería.

<sup>3</sup> Idem

<sup>4</sup> Ibidem

<sup>5</sup> Ibidem

<sup>6</sup> Ibidem

<sup>7</sup> El estado termodinámico de un fluido o sistema está definido por sus condiciones de presión, temperatura, volumen, entalpía, energía interna y entropía, es decir, por sus coordenadas termodinámicas.

### 1.2 Primera Ley de la Termodinámica

Uno de los axiomas de mayor importancia para la termodinámica es la primera ley, o principio de conservación de energía. Dicha ley establece de forma clásica que la energía no se crea ni se destruye en los procesos, sino que sólo se transforma. A pesar de que este principio parte de observaciones experimentales es una base sólida para el estudio de las relaciones entre las diferentes formas de la energía y sus interacciones.

La primera ley no puede demostrarse matemáticamente, sin embargo, no se conoce ningún proceso en la naturaleza que la haya violado.

Consideremos un sistema sujeto a una serie de procesos adiabáticos desde un estado específico (1) a otro estado específico (2). Al ser adiabático, es evidente que estos procesos no implican ninguna transferencia de calor entre las fronteras del sistema, aunque incluyen diferentes interacciones de trabajo. Mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican que en todos los procesos adiabáticos entre dos estados específicos de un sistema cerrado<sup>a</sup>, el trabajo neto efectuado es el mismo, sin que importe la naturaleza del sistema cerrado y los detalles del proceso. A dicho enunciado, sustentado en los experimentos de Joule en el siglo XIX y que no puede ser deducido de ningún otro principio físico, se le conoce como la Primera Ley de la Termodinámica o simplemente como la Primera Ley.

Una consecuencia importante de la Primera Ley es la existencia y la definición de la propiedad denominada energía total. Si tomamos en cuenta que el trabajo neto es el mismo en todos los procesos adiabáticos de un sistema cerrado entre dos estados específicos, el valor del trabajo neto debe depender sólo de los estados finales del sistema, y por ellos debe corresponder a un cambio en una propiedad del sistema. Esta propiedad es la energía total.

La Primera Ley establece que los cambios en la energía total durante un proceso adiabático deben ser iguales al trabajo neto realizado.

<sup>a</sup> Un sistema cerrado es aquel en el cual no hay intercambio de materia con los alrededores, es decir, la masa no atraviesa sus límites.

# CAPITULO I

## Antecedentes

Para establecer la relación de la Primera Ley consideremos sólo los procesos que implican transferencia de calor pero no interacciones de trabajo. De esta manera, ante la ausencia de interacciones de trabajo entre un sistema y sus alrededores, la cantidad de transferencia neta es igual al cambio en la energía total de un sistema cerrado. Esto es,

$$Q = \Delta E \quad (1-1)$$

cuando  $W = 0$ .

Considerando ahora como sistema un cuarto perfectamente aislado, esto es adiabático, obtenemos que la cantidad de trabajo realizado es igual al cambio en la energía total en el sistema cerrado. Esto es,

$$W = \Delta E \quad (1-2)$$

cuando  $Q = 0$ .

Finalmente si ahora consideramos interacciones simultáneas de calor y de trabajo, obtenemos la relación matemática de la Primera Ley de la Termodinámica. Esto es,

$$Q + W = \Delta E \quad (1-3)$$

donde:

$Q$  = Transferencia neta de calor a través de las fronteras del sistema.

$W$  = Trabajo neto hecho en todas las formas.

$\Delta E$  = Cambio neto en la energía total del sistema.

La primera ley indica que la transferencia neta de energía al (o del) el sistema, con los alrededores, como calor y trabajo es igual al incremento (o decremento) neto en la energía total del sistema.

## Antecedentes

Por otra parte en la mayoría de los sistemas utilizados en la ingeniería la energía total  $E$  de un sistema se considera como la suma de tres partes: energía interna  $U$ , energía cinética  $EC$  y energía potencial  $EP$ . Sin embargo energías como la magnética, la nuclear, la química, entre otras pueden tener relevancia importante para otros sistemas.

Por lo tanto el cambio de energía total puede expresarse como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (1-4)$$

Al sustituir esta relación en la ecuación (1.3) obtenemos:

$$Q + W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (1-5)$$

donde:

$$\Delta U = m(U_2 - U_1)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m(\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2)$$

$$\Delta EP = mg(Z_2 - Z_1)$$

Como la mayoría de los sistemas cerrados que se encuentran en la práctica se consideran estacionarios, los cambios en las energías cinéticas y potencial son despreciables y la ecuación (1.5) se reduce finalmente a:

$$Q + W = \Delta U \quad (1-6)$$

### 1.3 Segunda ley de la Termodinámica

Basándose en un gran número de resultados experimentales, los científicos y los ingenieros han podido establecer que la energía en un sistema aislado debe conservarse. La primera ley de la termodinámica no puede explicar ciertos fenómenos físicos como los

# CAPITULO I

## Antecedentes

que se mencionan a continuación: la conversión de calor en trabajo no puede efectuarse con una eficiencia del 100 por ciento; el calor no puede fluir de manera espontánea de una región de baja temperatura a otra de alta temperatura; el agua y la sal se mezclan espontáneamente para formar una solución, pero la separación no puede llevarse a cabo sin la ayuda de un agente externo. Como resultado de las investigaciones, se acepta en la actualidad que en un sistema aislado, la calidad de la energía, definida en relación a la habilidad para desarrollar trabajo, no se puede conservar. Lo anterior recibe en ocasiones el nombre de principio de degradación de la energía.

La segunda ley es otro de los axiomas más importantes de la termodinámica e impone severas restricciones a la primera ley. Afirma que los procesos suceden en una cierta dirección y que la energía tiene tanto calidad como cantidad. Para que un proceso sea posible se deben de cumplir tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica. La primera ley tiene que ver con la cantidad y la transformación de la energía de una forma a otra sin importar su calidad.

Preservar la calidad de la energía es un interés principal de los ingenieros, y la segunda ley brinda los medios para determinar la calidad así como el nivel de degradación durante un proceso. Así, la segunda ley de la termodinámica puede establecerse en diferentes formas, y aunque todas son equivalentes en sus consecuencias, se enuncian a continuación sólo las más conocidas.

**Axioma de Clausius:** *"Es imposible que el calor pase, por sí sólo, desde una región de menor temperatura hasta otra de mayor temperatura."*

De lo anterior se desprende que el calor se transfiere espontáneamente de mayor a menor temperatura, y que no puede existir ningún dispositivo o máquina cuyo único efecto sea la transferencia de calor, desde una región fría hasta otra caliente. Igualmente implica que la energía se degrada paulatinamente al realizarse un proceso

## Antecedentes

de transferencia de calor, puesto que su capacidad de hacer trabajo disminuye. Adicionalmente indica la dirección del proceso.

**Axioma de Kelvin-Plank:** *"Es imposible para cualquier dispositivo operar cíclicamente, producir trabajo, e intercambiar calor solamente con una región de temperatura constante."*

En consecuencia toda máquina que opere cíclicamente y que produzca trabajo, no solamente debe tomar calor de una región de alta temperatura, sino que también debe disipar una fracción de éste hacia una región de menor temperatura. También pone de manifiesto que la energía se degrada en todos los procesos.

### 1.4 Refrigeradores y bombas de calor

Es obvio, ahora, que el calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente; de medios de temperatura alta a medios de temperatura baja. Este proceso de transferencia ocurre de forma natural sin requerir de algún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso, no puede ocurrir por sí sólo. La transferencia de calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores, como las máquinas térmicas <sup>9</sup>, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se llama refrigerante. Cualquier ciclo de refrigeración incluye cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, un dispositivo que permita una caída de presión y un evaporador, véase la figura 1.1.

<sup>9</sup> Una máquina térmica es un dispositivo que opera cíclicamente y produce trabajo mientras intercambia calor a través de sus fronteras con los alrededores.

# CAPITULO I

## Antecedentes

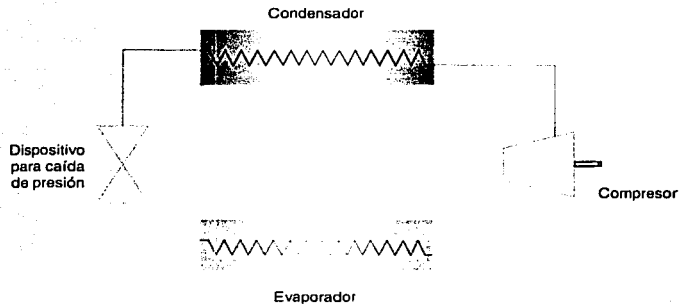


FIGURA 1.1  
Componentes básicos de un sistema de refrigeración

La figura 1.2. muestra esquemáticamente un refrigerador. En este caso  $Q_R$  es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado que se encuentra a temperatura  $T_F$ ,  $Q_H$  es la magnitud del calor liberado a los alrededores a temperatura  $T_C$  y  $W_N$  es la entrada de trabajo neto al refrigerador.

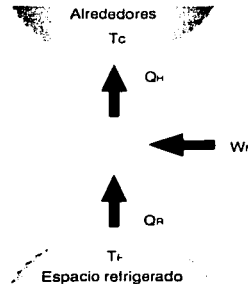


FIGURA 1.2  
El objetivo de un refrigerador es extraer calor del espacio a refrigerar

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Antecedentes

### 1.4.1 Coeficiente de operación, refrigeradores

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de operación *COP*, por sus siglas en inglés. El objetivo de un refrigerador es extraer calor del espacio refrigerado, para lograrlo, requiere un suministro de trabajo. De este modo el *COP* de un refrigerador puede expresarse como:

$$COP = \frac{\textit{salida deseada}}{\textit{entrada requerida}} \quad (1-7)$$

y en términos de energía:

$$COP = \frac{\textit{efecto de refrigeración}}{\textit{trabajo neto}} \quad (1-8)$$

El valor del *COP* puede ser mayor que la unidad. La cantidad de calor extraído del espacio refrigerado (efecto de refrigeración) puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo.

### 1.4.2 Bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos térmicos que pueden emplearse para calefacción en invierno y para acondicionamiento de aire en verano. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo. Las figuras 1.3. y 1.4. muestran los componentes básicos y su esquema, respectivamente.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



# CAPITULO I

## Antecedentes

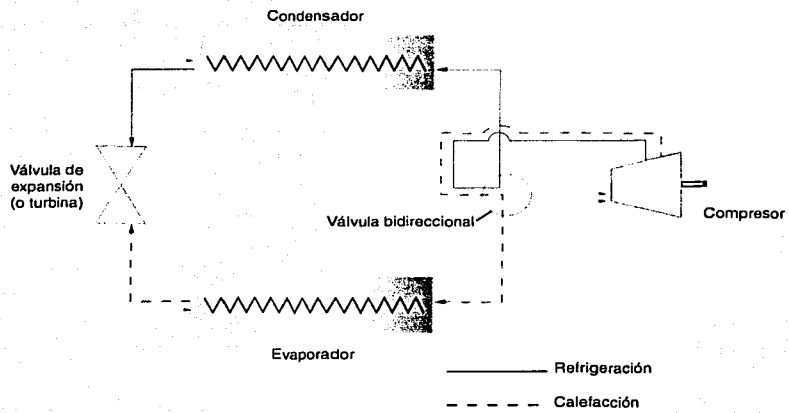


FIGURA 13  
Componentes básicos de una bomba de calor

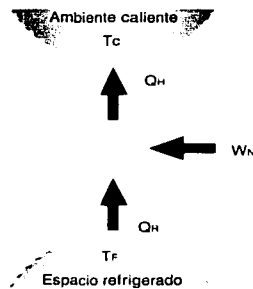


FIGURA 14  
Flujos de energía en una bomba de calor

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.4.3 Coeficiente de operación, bombas de calor

De acuerdo con la ecuación (1.7), el coeficiente de operación cuando la bomba de calor opera como calefactor puede expresarse:

$$COP_H = \frac{\text{efecto de calefacción}}{\text{trabajo neto}} \quad (1-9)$$

mientras que para refrigeración se tiene:

$$COP_C = \frac{\text{efecto de refrigeración}}{\text{trabajo neto}} \quad (1-10)$$

### 1.5 Procesos reversibles e irreversibles

De la segunda ley de la termodinámica se desprende que el trabajo es una forma de energía más valiosa que el calor, puesto que sólo una fracción del calor suministrado en un ciclo termodinámico puede convertirse en trabajo. Por ejemplo, considere una rueda de paletas que agita un fluido dentro de un recipiente aislado. La rueda de paletas podría accionarse por un mecanismo de una pesa y una polea. El resultado final es una disminución de la energía potencial de la pesa y un aumento de la energía interna del fluido dentro del recipiente. Sin embargo no es de esperar que algún tiempo después la energía del fluido disminuya y la pesa regrese a su posición inicial, todo de manera espontánea. También, esta segunda ley, establece que ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia del 100 por ciento, lo que da lugar a los siguientes conceptos: procesos reversibles y procesos irreversibles.

Un proceso reversible es aquel que puede invertirse sin dejar ningún rastro en los alrededores; tanto el sistema como los alrededores regresan a sus estados iniciales al

## Antecedentes

final del proceso inverso. Esto es posible sólo si el intercambio de calor neto y el trabajo neto entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado (tanto en una dirección como en la otra). Los procesos que no cumplen con esta característica son denominados como irreversibles.

Debe señalarse que un sistema puede regresar a su estado inicial si sigue un proceso, no importa si el proceso es reversible o irreversible. En realidad los procesos reversibles no suceden en la naturaleza, son sólo idealizaciones de los procesos reales. Los procesos reversibles pueden aproximarse por medio de dispositivos reales, aunque nunca pueden alcanzarse. La tarea del ingeniero consiste, entonces, en identificar las causas de las irreversibilidades y tratar de minimizarlas en lo posible.

Entre los factores que ocasionan irreversibilidades están la fricción, la expansión libre, la mezcla de dos o más gases, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperaturas finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. Algunas de las irreversibilidades más importantes se desarrollan de manera breve a continuación.

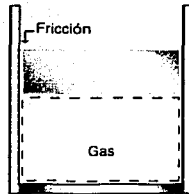
### 1.5.1 Fricción

La fricción es una forma de irreversibilidad asociada a cuerpos en movimiento. Cuando dos cuerpos en contacto están obligados a moverse uno respecto del otro, por ejemplo un émbolo y un cilindro, véase la figura 1.5, se genera una fuerza de fricción que se opone al movimiento entre ambos cuerpos, por lo que se requiere cierto trabajo para superarla. Al final de este proceso, la energía suministrada como trabajo se convierte en calor durante el proceso y se transfiere a los cuerpos en contacto. Cuando se invierte la dirección del movimiento, los cuerpos regresan a su posición original, pero la interfase entre ambos cuerpos no se enfría y el calor no se convertirá de nuevo en trabajo. En vez de ello casi todo el trabajo se convertirá en calor en tanto se vencen las fuerzas de

# CAPITULO I

## Antecedentes

fricción que también se oponen al movimiento inverso. Cuanto mayores son las fuerzas de fricción implicadas, tanto más irreversible resulta el proceso.



TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

FIGURA 1.5  
La fricción vuelve irreversible un proceso

La fricción no siempre implica dos cuerpos sólidos en contacto. También aparece entre un fluido y un sólido e incluso, entre las capas de un fluido que se mueven a distintas velocidades.

## 1.5.2 Expansión y compresión de no cuasiequilibrio

Considérese un dispositivo de émbolo y cilindro adiabático sin fricción que contiene un gas. Se empuja el émbolo dentro del cilindro y comprime el gas. Si la velocidad del émbolo no es muy alta, la presión y la temperatura aumentarían uniformemente por todo el gas. Como el sistema se mantiene siempre en un estado cercano al equilibrio, éste es un proceso de cuasiequilibrio.

Después, la fuerza externa del émbolo disminuye ligeramente, y el gas se expande. Este proceso será también cuasiequilibrio si se deja que el gas se expanda con lentitud. Cuando el émbolo regresa a su posición original, todo el trabajo de la frontera hecho sobre el gas durante la compresión se regresa a los alrededores durante la expansión. Por tanto, la lenta expansión o compresión adiabática y sin fricción de un gas es un proceso reversible.

# CAPITULO I

## Antecedentes

Considerando el mismo dispositivo, pero ahora el émbolo es empujado con rapidez, las moléculas del gas cerca de la cara del émbolo no tendrán suficiente tiempo para escapar, y se amontonarán frente al émbolo. Esto aumentará la presión cerca de la cara del émbolo por lo que la presión será más alta que en otras regiones del cilindro. Véase la figura 1.6.

Debido a la mayor presión en la cara del émbolo, un proceso de compresión de no cuasiequilibrio requerirá una entrada de trabajo más grande que el correspondiente a uno de cuasiequilibrio. Al invertir el proceso y permitir que el gas se expanda rápidamente, las moléculas del gas no serán capaces de seguir al émbolo tan rápido y crearán así una región de baja presión antes de la cara del émbolo. Debido a esto, el proceso entregará menos trabajo que el proceso reversible correspondiente. En consecuencia, el trabajo realizado por el gas durante la expansión es menor que el efectuado por los alrededores sobre el gas durante la compresión, por tanto, los alrededores tienen un déficit de el mismo. Cuando el émbolo regresa a su posición inicial, el gas tendrá un exceso de energía interna, igual en magnitud al déficit de trabajo de los alrededores. Por tanto, la expansión o compresión adiabática de no cuasiequilibrio de un gas es irreversible.

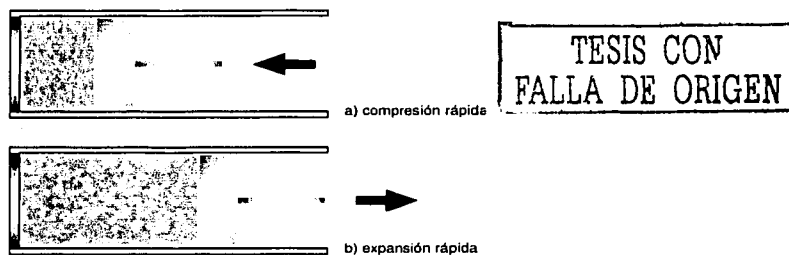


FIGURA 1.6  
Procesos de compresión y expansión

### 1.5.3 Transferencia de calor

Otra forma de irreversibilidad muy común es la transferencia de calor a través de una diferencia de temperaturas finita. Considérese una lata de refresco frío que se deja en un cuarto caliente, véase la figura 1.7. El calor fluirá desde el aire del cuarto más caliente al refresco más frío. La única manera en que este proceso puede invertirse y el refresco pueda regresar a su temperatura original es a partir de la refrigeración, la cual requiere algo de entrada de trabajo. Al final del proceso inverso, la lata regresará a su estado inicial, pero los alrededores no. La energía interna de los alrededores aumentará en una cantidad igual en magnitud al trabajo suministrado al refrigerador. El regreso de los alrededores a su estado inicial sólo puede efectuarse si este exceso de energía interna se convierte completamente en trabajo, lo cual es imposible de hacer sin violar la segunda ley.

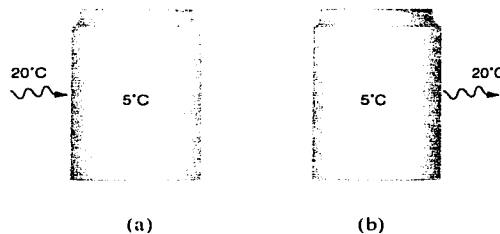


FIGURA 1.7

(a) La transferencia de calor a través de una diferencia de temperaturas es irreversible y (b) el proceso inverso imposible

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

La transferencia de calor sólo sucede cuando hay una diferencia de temperaturas entre un sistema y sus alrededores. Por consiguiente, es físicamente imposible tener un proceso de transferencia de calor reversible. Pero dicho proceso se vuelve cada vez menos irreversible a medida que la diferencia de temperaturas entre los cuerpos se acerca a cero. Es por ello que la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura diferencial  $dT$  puede considerarse como reversible. Conforme  $dT$  se acerca

## CAPITULO I

### Antecedentes

a cero, es posible invertir la dirección del proceso. La transferencia de calor reversible es un proceso conceptual y no puede reproducirse.

Cuanto más pequeña es la diferencia de temperaturas entre dos cuerpos, tanto más pequeña será la transferencia de calor. Cuando la diferencia de temperatura es pequeña, cualquier transferencia de calor significativa requerirá un área superficial muy grande y un tiempo sumamente prolongado. Así resulta que acercarse a la transferencia de calor reversible es deseable desde un punto de vista termodinámico, pero es impráctico y económicamente incosteable.

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

### de refrigeración



## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

### II.1 Principios de sistemas de refrigeración con aire

La utilización del aire como fluido de trabajo en instalaciones frigoríficas, presenta como ventajas principales el carácter no tóxico y su gran disponibilidad. Sin embargo, tienen como desventaja que no pueden realizar un ciclo próximo al de Carnot, dada la no viabilidad de transferencias térmicas de carácter isotérmico, ya que el aire se mantiene en fase gaseosa.

A pesar del problema de conservación de fase, es posible intentar seguir, si bien ya no un ciclo de Carnot, si un ciclo Joule-Brayton, en el que las transferencias de calor tienen lugar mediante transformaciones isobáricas<sup>10</sup> del fluido de trabajo. Véase la figura II.1.

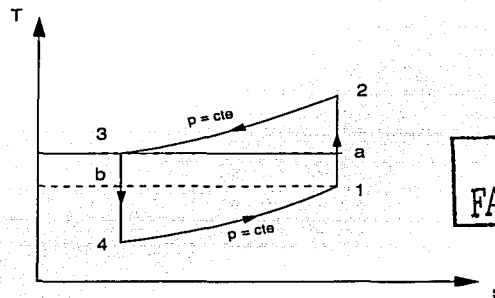


FIGURA II.1  
Ciclo Joule-Brayton

Las superficies triangulares comprendidas entre el ciclo ideal (1-a-3-b) y las isotermas (b-1, 3-a), representan el exceso de trabajo de la máquina ideal de aire, respecto a un ciclo de Carnot. La figura muestra de esta manera el descenso de eficiencia que debe esperarse con la máquina de aire frente al ciclo de Carnot. Esta es una característica del sistema que se ve de alguna manera compensada por el menor peso en estas máquinas respecto a las que manejan un fluido diferente al aire, con lo que la potencia específica

<sup>10</sup> Los procesos de los gases perfectos son los politrópicos, entre los cuales los más importantes son los procesos a volumen constante (isocóricos o isométricos), a presión constante (isobáricos) y a entropía constante (isentrópicos o adiabáticos).

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

es mas baja, razón por la que las máquinas de aire tienen su campo de utilización, principalmente, en aplicaciones aeronáuticas. Existen dos configuraciones posibles para este ciclo:

- **Ciclo Abierto.** El aire utilizado es expulsado en su totalidad al finalizar su evolución, recogiendo aire nuevo para comenzar un nuevo ciclo.
- **Ciclo Cerrado.** El aire se mantiene en todo momento dentro del sistema.

Inicialmente se introducen algunas hipótesis referentes al comportamiento del aire como fluido de trabajo, en una zona de utilización muy alejada de su estado crítico para la que:

- a) El aire se considera seco, únicamente constituido por el conjunto de gases no condensables durante el funcionamiento. Es decir, se despreciará la humedad del aire.
- b) Comportamiento como gas perfecto en la mezcla de gases que componen el aire seco. Debe cumplirse por tanto, la expresión para gas ideal,  $PV = \eta RT$

En la tabla II.1 se presentan una serie de valores correspondientes al aire seco junto a la desviación respecto al comportamiento perfecto, deduciéndose un pequeño error inherente a esta consideración.

TABLA II.1 Desviación del comportamiento del aire seco a gas perfecto. (Fuente M.A. Mijeev)

| $T$ [°C] | $P$ [bar] | $v$ [m <sup>3</sup> /kg] | $Pv/RT$ | Desviación [%] |
|----------|-----------|--------------------------|---------|----------------|
| 0        | 1.01      | 0.7734                   | 0.9961  | 0.39           |
| 10       | 1.01      | 0.8019                   | 0.9961  | 0.37           |
| 20       | 1.01      | 0.8299                   | 0.9959  | 0.41           |
| 30       | 1.01      | 0.8584                   | 0.9961  | 0.39           |
| 40       | 1.01      | 0.8865                   | 0.9959  | 0.41           |

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

De la tabla anterior se observa que es aplicable la consideración del aire como gas ideal.

Los procesos elementales que se integran al ciclo ideal, figura II.2, son:

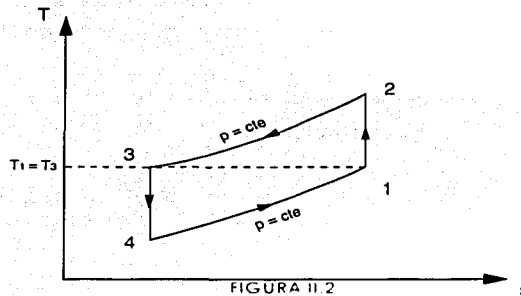


FIGURA II.2

Procesos idealizados en el ciclo Joule-Brayton

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Compresión ideal, isentrópica, desde el estado (1) al estado (2), aumentado tanto la presión como la temperatura del fluido de trabajo.

Rechazo de calor, de manera isobárica (no isotérmica, al no tener lugar un cambio de estado) desde el estado (2) (salida del compresor) al estado (3) (entrada a la turbina o válvula de expansión).

Expansión ideal, isentrópica con producción de trabajo, consiguiendo que el aire que entra en el estado (3) descienda su temperatura hasta alcanzar una que sea conveniente para su utilización.

El aire en condiciones del estado (4) penetra en el recinto a acondicionar, siendo posteriormente expulsado de él con un ciclo abierto, o recirculado en condiciones del estado (1) para un ciclo cerrado. El efecto útil obtenido en el ciclo será el de

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

calentamiento del aire desde las condiciones de entrada en el estado (4) a las condiciones de salida.

### II.2 Ciclo Joule-Brayton simple de refrigeración

El proceso de reducción de temperatura de un gas expandiéndolo en un dispositivo diseñado con este fin, es utilizado ampliamente en las plantas de refrigeración.

El ciclo básico para un sistema de esta naturaleza es el ciclo Joule-Brayton invertido. El gas refrigerante, por ejemplo aire, entra en el compresor en el estado (1) ( $T_1, P_1, V_1$ ) y se comprime isentrópicamente hasta el estado (2) ( $T_2, P_2, V_2$ ); en seguida el gas se enfría a presión constante hasta el estado (3) ( $T_3, P_3, V_3$ ) cediendo calor al ambiente; posteriormente se expande isentrópicamente hasta el estado (4) ( $T_4, P_4, V_4$ ), donde su temperatura,  $T_4$ , es mucho menor que la de la zona refrigerada; al final la refrigeración se produce por transferencia de calor desde la zona refrigerada hacia el gas, a presión constante cuando éste pasa del estado (4) al estado (1), completando el ciclo.

El diagrama T-s de la figura II.3a muestra un ciclo Brayton de refrigeración ideal operado entre las temperaturas  $T_1$  (temperatura ambiente) y  $T_f$  (temperatura del espacio a refrigerar) en el que se asume que todos los procesos son internamente reversibles y que los procesos de compresión y de expansión son adiabáticos. También se muestra el ciclo 1-2s-3-4s-1, que señala los efectos de las irreversibilidades durante la compresión y expansión adiabáticas. Se han ignorado las pérdidas de presión por fricción. El equipo necesario para efectuar estos procesos se muestra en la figura II.3b.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

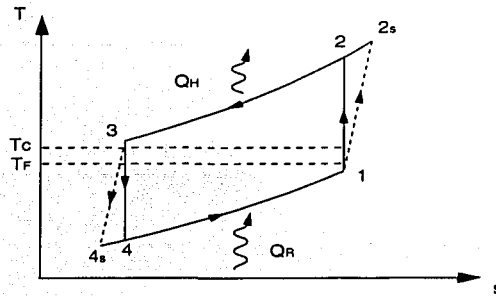


FIGURA II.3a

Diagrama T-s del ciclo Joule-Brayton

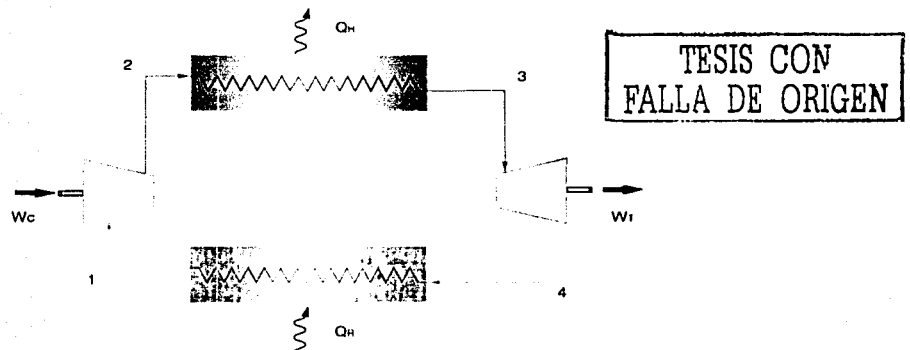


FIGURA II.3b

Equipo básico del ciclo Joule-Brayton

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

#### II.2.1 Cálculo de transferencia de calor y trabajo

Las expresiones siguientes, para las transferencias de calor y trabajo en estado estacionario, se obtienen fácilmente aplicando los balances de energía a cada dispositivo. Estas energías transferidas son positivas en el sentido de las flechas en la figura II.3b. Asumiendo que la turbina opera adiabáticamente y despreciando los cambios de energía cinética y potencial puede determinarse el trabajo de la turbina, suponiendo un gas ideal con calores específicos constantes. Esto es,

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (II.2-1)$$

Con idéntica hipótesis puede determinarse el trabajo en el compresor. Esto es,

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (II.2-2)$$

El calor absorbido en el ciclo será el efecto de refrigeración. Esto es,

$$Q_R = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \quad (II.2-3)$$

mientras que el calor cedido al medio ambiente será:

$$Q_H = h_2 - h_3 = c_p(T_2 - T_3) \quad (II.2-4)$$

Finalmente el trabajo neto será:

$$W_N = W_C - W_T \quad (II.2-5)$$

y de la ecuación (I.6) se obtiene:

$$W_N = W_C - W_T = Q_H - Q_R \quad (II.2-6)$$

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

sustituyendo las ecuaciones (II.2-3) y (II.2-4) en (II.2-6),  $W_N$  puede describirse como:

$$W_N = c_p [(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)] \quad (\text{II.2-7})$$

### II.2.2 Coeficiente de operación

Como se vio en el Capítulo I, la eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del Coeficiente de Operación, *COP*. De acuerdo con la ecuación (I.8) el *COP* es la relación entre el efecto de refrigeración y el trabajo neto. Esto es,

$$COP = \frac{Q_R}{W_N} \quad (\text{II.2-8})$$

y sustituyendo las ecuaciones (II.2-3) y (II.2-7), y simplificando se obtiene:

$$COP = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)} \quad (\text{II.2-9})$$

Por otro lado, para los procesos isentrópicos de una gas ideal se cumplen las siguientes relaciones <sup>11</sup>:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.2-10})$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.2-11})$$

y de las figuras II.3a y II.3b se observa que

$$\begin{aligned} P_2 &= P_3 \\ P_1 &= P_4 \end{aligned} \quad (\text{II.2-12})$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>11</sup> Giacosa, Dante. Motores endotérmicos. Barcelona. Ediciones Omega. 1988. Pág. 36

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

por lo que:

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \frac{T_3}{T_4} \\ \frac{T_3}{T_2} &= \frac{T_4}{T_1} \\ r_p &= \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_1}{P_2} \end{aligned} \quad (II.2-13)$$

Sustituyendo las ecuaciones (II.2-10), (II.2-11), (II.2-12) y (II.2-13) en (II.2-9) y simplificando se obtiene el COP en función de la relación de presiones. Esto es,

$$COP = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (II.2-14)$$

donde:

$r_p$  = relación de presiones

$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  = razón de calores específicos

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### II.3 Modificación del ciclo Joule-Brayton simple, ciclo regenerativo

Se necesitan equipos capaces de producir grandes presiones y manejar flujos volumétricos elevados para obtener con el ciclo Joule-Brayton de refrigeración capacidades de refrigeración incluso moderadas. Con las modificaciones adecuadas, los sistemas de refrigeración con gas se pueden utilizar para conseguir temperaturas de alrededor de  $-150^{\circ}\text{C}$ .



## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

La figura II.4 muestra el esquema y el diagrama T-s del ciclo Joule-Brayton ideal que se ha modificado con la introducción de un intercambiador de calor regenerativo. El intercambiador de calor lleva el aire que entra a la turbina en el estado (4) hasta una temperatura menor que la temperatura ambiente,  $T_c$ . El aire alcanza, con la expansión que sigue en la turbina, una temperatura mucho menor en el estado (5) gracias a la acción del regenerador. Consecuentemente, el efecto de refrigeración producido desde el estado (5) hasta el estado (b), tiene lugar a una temperatura media menor.

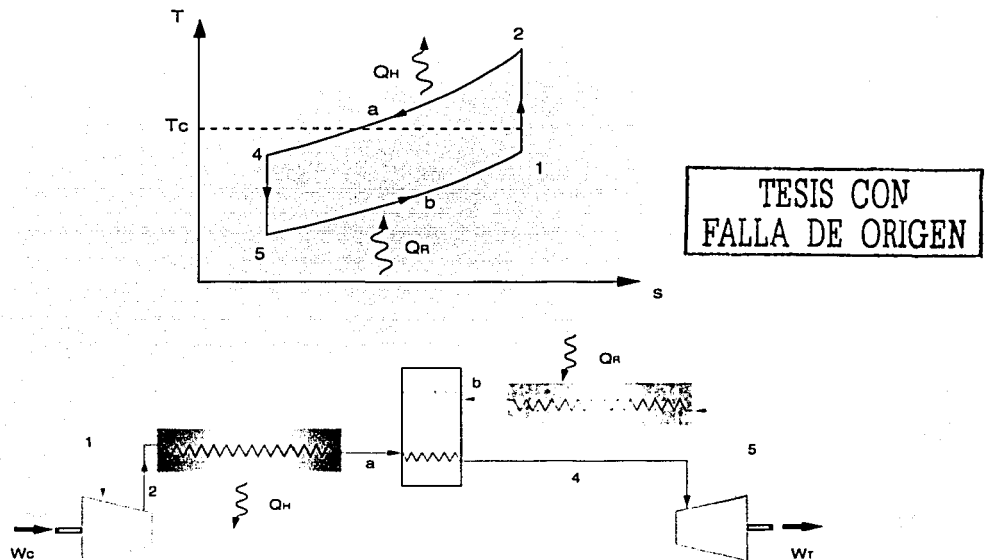


FIGURA II.4  
Diagrama T-s y elementos básicos del ciclo regenerativo Joule-Brayton

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

#### II.3.1 Cálculo de transferencia de calor y trabajo

Con un procedimiento análogo al ciclo simple, se obtienen las expresiones para el trabajo de la turbina, el del compresor, el efecto de refrigeración, el calor cedido al medio ambiente y el trabajo neto. Esto es,

$$W_T = h_4 - h_5 = c_p(T_4 - T_5) \quad (II.3-1)$$

$$W_C = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (II.3-2)$$

$$Q_R = h_b - h_5 = c_p(T_b - T_5) \quad (II.3-3)$$

$$Q_H = h_2 - h_u = c_p(T_2 - T_a) \quad (II.3-4)$$

$$W_N = c_p [(T_2 - T_a) - (T_b - T_5)] \quad (II.3-5)$$

#### II.3.2 Coeficiente de Operación

De la ecuación (I.8) y sustituyendo las ecuaciones (II.3-3) y (II.3-5) y considerando un regenerador ideal obtenemos el COP correspondiente al ciclo regenerativo. Esto es,

$$COP = \frac{T_b - T_5}{(T_2 - T_a) - (T_b - T_5)} \quad (II.3-6)$$

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

para los procesos isentrópicos tenemos <sup>12</sup>:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.3-7)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.3-8)$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_u = P_4 \\ P_1 &= P_h = P_3 \end{aligned} \quad (II.3-9)$$

Sustituyendo las ecuaciones (II.3-7), (II.3-8) y (II.3-9) en (II.3-6) y simplificando obtenemos finalmente el COP en función de la relación de presiones. Esto es,

$$COP = \frac{1}{\frac{T_1}{T_3} \left( r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) - 1} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4}}{1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (II.3-10)$$

### II.4 Ejemplos prácticos

**Ejemplo 1.** El ciclo Joule-Brayton no ha de ser necesariamente cerrado, como se vio anteriormente. Se necesita potencia o energía en un aeroplano para impulsar aditamentos auxiliares, como bombas de combustible, turbóarrancadores, bombas hidráulicas, generadores eléctricos y en la mayoría de los casos se necesita refrigeración para acondicionar el aire entregado a la cabina o a los instrumentos. La unidad mostrada

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>12</sup> Giacosa, Dante. Motores endotérmicos. Barcelona. Ediciones Omega. 1988. Pág. 36

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

en la figura II.5 con el nombre de marca Frijadrive está proyectada para lograr todos esos fines. El fluido de trabajo de esta máquina es aire extraído o sangrado del compresor del motor del turborreactor.

Para el ciclo simple Joule-Brayton de refrigeración, el aire está en el estado (2). Parte de este aire extraído pasa por un intercambiador de calor en el cual el medio enfriador es aire bajo presión dinámica, que corresponde al proceso (3-4), véase figura II.3b, y luego esta parte experimenta el proceso (3-4), realizando trabajo al pasar por la turbina de refrigeración, que no es claramente visible en la Figura II.5. Después de una expansión casi adiabática en esta turbina, el aire frío del escape se dirige al espacio que se va a enfriar y, eventualmente, pasa a la atmósfera. Hay otra turbina de flujo o circulación radial, llamada turbina de potencia, Figura II.5, que recibe el resto del aire sangrado (esta parte de dicho aire no pasa por el intercambiador de calor) y atiende a otras diversas necesidades de potencia. Los controles de mando regulan la cantidad de potencia generada y la producción de la turbina de refrigeración.

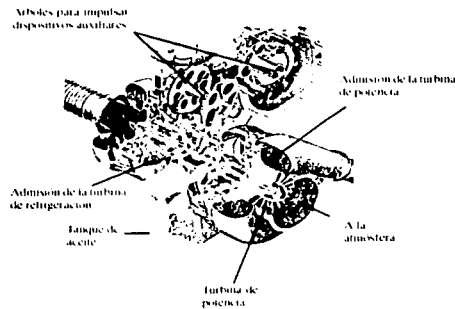


FIGURA II.5

Refrigeración por aire para un aeroplano. Proporciona de 14 a 23 kg por minuto de aire a una temperatura de 2 C a 27 C, genera de 10 a 70 caballos para los accesorios; la velocidad de la turbina es de 31500 rpm, las velocidades de los arboles para los accesorios son de 6000 y 3750 rpm. La producción total posible es función de la presión del aire sangrado o extraído.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

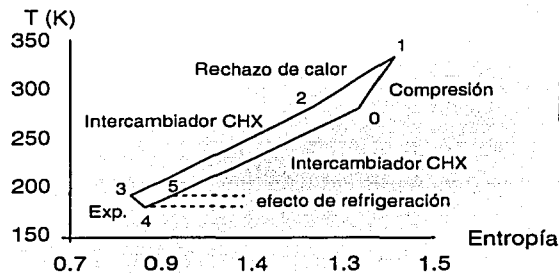
## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

**Ejemplo 2.** El ciclo de refrigeración Joule-Brayton ha tomado una importancia significativa gracias al desarrollo de la industria aeroespacial. Las compañías Air Liquide y Linde AG han desarrollado bajo el auspicio de la compañía MATRA Marconi Space una máquina de refrigeración de 90 watts a  $-80^{\circ}\text{C}$  que se ha integrado al laboratorio de refrigeración MELFI (Minus Eighty Laboratory Freezer) de la estación internacional espacial, ISS (International Space Station), ver [6], [7] y anexo 3. Una de las principales metas de la ISS es proveer a los investigadores de un equipo orbital completo para desarrollar experimentos biológicos en un ambiente de microgravedad. En este orden de ideas la Agencia Espacial Europea (ESA) ha desarrollado un congelador capaz de alcanzar los  $-80^{\circ}\text{C}$  para almacenar las muestra biológicas. Se esperaba para el año 2002 el primer prototipo instalado en una nave aeroespacial.

El sistema esta diseñado con 4 compartimientos (dewars) de congelación que operan normalmente a 193 K, además pueden establecerse 247 K ó 277 K. Dependiendo de la demanda el congelador puede funcionar con picos de más de 90 watts. La turbomáquinaria puede trabajar a velocidades de entre 60000 a 86000 rpm dependiendo de la potencia necesaria. Además esta diseñada para operar continuamente durante los dos o tres años en que dure la misión. El ciclo de este congelador se observa en la figura II.6.



TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

FIGURA II.6  
Diagrama del ciclo Joule-Brayton invertido

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

El fluido de trabajo, nitrógeno, entra al compresor a 280 K y 1 bar, sale a 320 K y 1.4 bar, después es enfriado hasta los 280 K en un intercambiador de calor enfriado con agua, WHX (Water Heat exchanger), manteniendo una presión cercana a 1.4 bar; posteriormente ingresa en el intercambiador de calor a contraflujo, CHX (Cycle Heat exchanger) que lo enfría a 193 K manteniendo la presión cerca de 1.4 bar; en seguida del dispositivo de expansión la temperatura alcanza 183 K a máxima velocidad y una presión de 1 bar; después de la expansión el nitrógeno llega a los compartimientos de refrigeración y retorna al CHX donde gana calor hasta alcanzar los 208 K antes de reingresar al compresor e iniciar nuevamente el ciclo. El gasto másico puede ser de hasta 12 gr por segundo. La figura II.7 muestra el esquema del ciclo.

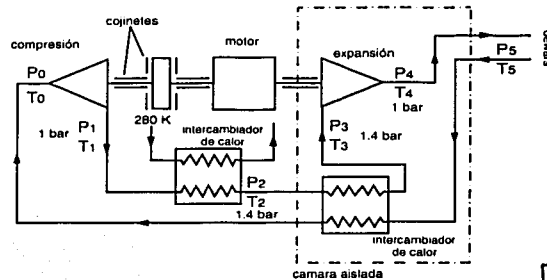


FIGURA II 7  
Esquema del ciclo Joule-Brayton

ES CON  
FALLA DE ORIGEN

Las figuras II.8 y II.9 muestran una vista general de los compartimientos de la unidad MELFI y un esquema de la unidad de refrigeración (CB, Cold Box), donde se localizan los intercambiadores de calor y la turbomáquinaria, respectivamente.

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

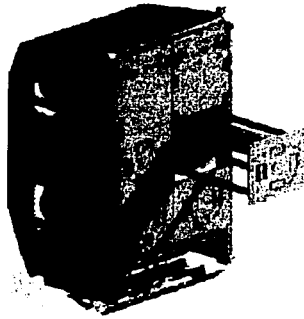


FIGURA II.9  
Vista general de los compartimentos del MELFI

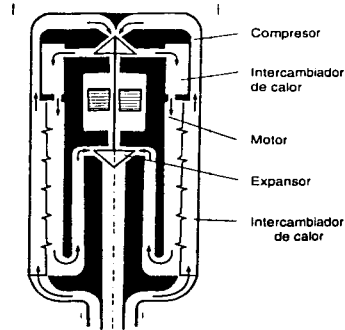


FIGURA II.9  
Arquitectura del MELFI

Un corte transversal de la turbomáquinaria puede observarse en la Figura II.10. De derecha a izquierda se aprecia la succión del compresor en donde el flujo ingresa en forma radial, para posteriormente entrar axialmente al rodete del compresor, es ahí donde la energía cinética es transformada en presión. El nitrógeno abandona el compresor dirigiéndose al CB. Los rodetes tanto del compresor como de la turbina están montados sobre la misma flecha, por lo que es imposible optimizar independientemente ambos elementos. Por esta razón, se determina el punto de operación maximizando la eficiencia para ambos rodetes a las mismas rpm.

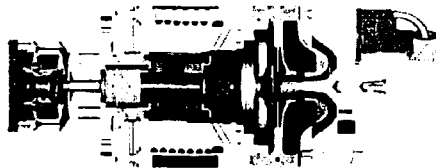


FIGURA II.10  
Vista interna de la turbomáquinaria

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO II

### Ciclo Joule-Brayton

#### de refrigeración

El torque es proporcionado por un motor síncrono, mientras que la turbomáquinaria es enfriada con agua. Las flechas son de una aleación de acero inoxidable y titanio. El acero inoxidable es usado en medio del motor para tener un magneto permanente, por su parte el titanio es empleado para minimizar la transferencia de calor entre la turbina y la salida del compresor. Las flechas han sido diseñadas para tener un comportamiento flexible ante las diversas rpm que puede alcanzar la unidad.



## CAPITULO III

Análisis del ciclo simple y regenerativo para turbinas de gas:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

## III.1 Conceptos básicos de termodinámica de tiempo finito

La termodinámica clásica (o termodinámica del equilibrio) ha sido utilizada por años para determinar el desempeño de las máquinas térmicas. Sin embargo, la termodinámica clásica sólo es capaz de proporcionarnos las cotas superiores del funcionamiento de las máquinas térmicas reales.

Las máquinas térmicas reales operan en tiempos finitos y cuentan con irreversibilidades por lo que para poder analizar este tipo de sistemas es preciso más que conocer los estados de equilibrio, determinar sus irreversibilidades y conocer su evolución en el tiempo.

Para salvar los inconvenientes de la termodinámica clásica, desde los años 70's se ha venido desarrollando un campo dentro de la misma que se conoce como termodinámica de tiempo finito. El principal objetivo de la termodinámica de tiempo finito es establecer el modo óptimo de funcionamiento de las máquinas térmicas con ciclos de duración finitos. Básicamente, su método de trabajo consiste en modelar los aspectos espaciales y temporales que provienen de las diferentes fuentes de irreversibilidades, para después optimizar una función como la eficiencia o la potencia (además de otras) con respecto de los parámetros característicos del sistema.

Un proceso termodinámico analizado con termodinámica clásica sólo alcanza su límite reversible cuando su tiempo de evolución es tan largo que prácticamente tiende a infinito. De esta manera, la potencia neta de una máquina térmica reversible es cero. Esto es,

$$Pot = \frac{W}{t} \quad (III.1-1)$$

donde:

$Pot$  = potencia

$W$  = trabajo realizado

$t$  = tiempo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito:

### **simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Considerando que  $t \rightarrow \infty$ , obtenemos:

$$Pot = \frac{W}{\infty} \rightarrow 0 \quad (III.1.2)$$

Evidentemente ninguna máquina térmica usada por el hombre tiene una potencia neta igual a cero.

El primer modelo (y el más popular) que se propuso dentro del esquema de la termodinámica de tiempo finito fue la máquina de Carnot. Esta máquina funciona entre dos fuentes de calor a temperaturas  $T_A$  y  $T_B$  donde  $T_A > T_B$ , siguiendo un ciclo de Carnot en el que la única fuente de irreversibilidad proviene de la transferencia de calor a velocidad finita entre el fluido de trabajo y las fuentes de calor.

Modelando estas transferencias de calor mediante una ecuación de tipo lineal, Curzon y Ahlborn [1] demostraron que la eficiencia de tal máquina trabajando en condiciones de máxima potencia esta dada por:

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{T_B}{T_A}}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

expresión que proporciona valores más próximos a los de plantas de potencia reales.

Gracias al desarrollo de la termodinámica de tiempo finito ha sido posible obtener valores cercanos al desempeño de otro tipo de ciclos en los que los procesos asociados a la transferencia de calor no tienen lugar mediante procesos isotérmicos para el fluido de trabajo. Tal ha sido el caso de los ciclos Otto y Diesel propuestos para modelar los procesos termodinámicos asociados a los motores de combustión interna con encendido por chispa y con encendido por compresión, respectivamente.

De esta manera, la termodinámica de tiempo finito se ha convertido en nuestros días en una poderosa herramienta para estimar el comportamiento de las máquinas térmicas reales.

## CAPITULO III

Análisis del ciclo de refrigeración Joule-Brayton para los casos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

### III.2 Modificación del COP clásico para el ciclo simple

Recientemente autores como L. Guzmán y F. Angulo-Brown [8] han presentado modelos basados en la termodinámica de tiempo finito para el ciclo Joule-Brayton, ciclo que aproximadamente siguen las turbinas de gas; sin embargo, pocos autores como Chih Wu [2] han aplicado el concepto de la termodinámica de tiempo finito para modelar el ciclo Joule-Brayton de refrigeración, usado para obtener temperaturas del orden de  $-150^{\circ}\text{C}$ .

Además de analizar el ciclo simple de refrigeración, en este capítulo se analiza, bajo la misma técnica, el ciclo de refrigeración regenerativo con el objeto de encontrar un modelo matemático, basado en la termodinámica de tiempo finito, que nos permita obtener el coeficiente de funcionamiento (COP) en términos de la relación de presiones ( $r_p$ ), parámetro usado en la termodinámica clásica con el mismo fin.

#### III.2.1 Modelo Irreversible

Como lo indican las figuras III.1, III.2 y III.3, el ciclo Joule-Brayton de refrigeración se compone de cuatro etapas: dos isentrópicas y dos isobáricas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

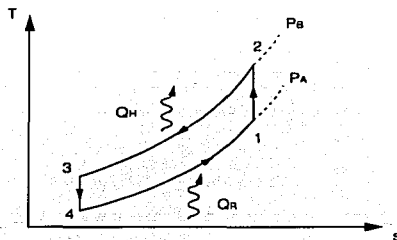


FIGURA III.1

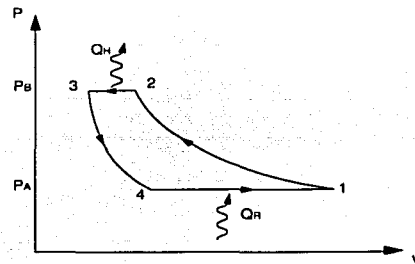


FIGURA III.2

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton regenerativo con pérdidas:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

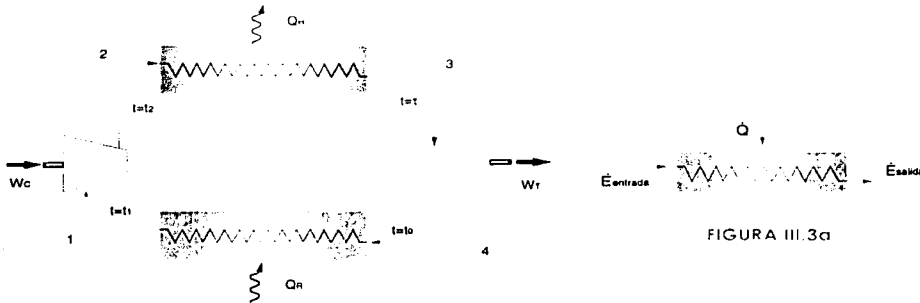


FIGURA III.3a

FIGURA III.3

Para el modelo termodinámico de tiempo finito se pondrá mayor énfasis en las etapas donde existe intercambio de calor, es decir, la etapa (2-3) en donde el fluido de trabajo cede el calor ganado en la etapa de compresión (1-2) a un sumidero térmico y la etapa (4-1) en la cual el fluido de trabajo retira calor del lugar en donde se desea obtener el efecto de refrigeración.

De un balance general de energía en alguno de los intercambiadores de calor, ver figura III.3a, tenemos:

$$\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_g - \dot{E}_{salida} = \rho c V \frac{dT}{dt}$$

donde:

- $\dot{E}_{entrada}$  = flujo de energía que entra
- $\dot{E}_g$  = generación de energía
- $\dot{E}_{salida}$  = flujo de energía que sale
- $\rho$  = densidad del fluido de trabajo
- $c$  = calor específico
- $\frac{dT}{dt}$  = tasa de variación de la temperatura respecto al tiempo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton regenerativo con hipótesis de:

### **simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Si consideramos que no existe generación de energía y con  $p$  y  $V$  constantes obtenemos:

$$\frac{\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{salida}}{\rho c V} = \frac{dT}{dt}$$

De acuerdo con los Doctores Angulo Brown y Lev Guzman, ver anexo 1, "como el verdadero perfil de temperaturas a lo largo de las isobaras no lo conocemos" suponemos "el cambio de temperaturas con respecto al tiempo como constante cuando intercambia calor." Haciendo una analogía con la mecánica clásica el Dr. Lev menciona "por ejemplo que en la cinemática, cuando analizas la velocidad de un cuerpo y te interesa solamente la velocidad promedio, tomas el cambio de velocidad entre el tiempo que tomo el desplazamiento, sin importar si al inicio se movió más rápido y más lento al final o a la inversa, es decir no interesa como se movió en los estado intermedios." Sustentando este hecho el Dr. Lev puntualiza que "algo similar esta implícito en esta hipótesis, el flujo de calor puede ser mas rápido en ciertas etapas y luego disminuir y al analizar el cambio de temperatura esta subió en la primera etapa pero después bajo, de manera que al analizar el proceso total se observa que el ritmo al que cambio la temperatura fue de altibajos, luego esto se puede considerar de manera global que el ritmo de cambio de la temperatura fue aproximadamente constante."

Así obtenemos:

$$\frac{dT}{dt} = K_1 \quad (\text{para proceso 4-1})$$

(III 2-1)

$$\frac{dT}{dt} = K_2 \quad (\text{para proceso 2-3})$$

(III 2-2)

donde:

$T$  = temperatura absoluta

$t$  = tiempo del proceso

$K_1$  y  $K_2$  = constantes

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Análisis del ciclo Joule-Brayton simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Integrando las ecuaciones (III.2-1) y (III.2-2) se obtienen los tiempos para cada una de las etapas

$$\int_{T_4}^{T_1} dT = \int_0^{t_1} K_1 dt \quad \therefore t_1 = G_1(T_1 - T_4) \quad (III.2-3)$$

$$\int_{T_3}^{T_2} dT = \int_0^{t_2} K_2 dt \quad \therefore t_2 = G_2(T_2 - T_3) \quad (III.2-4)$$

donde:

$$G_1 = \frac{1}{K_1} \quad (III.2-4a)$$

$$G_2 = \frac{1}{K_2} \quad (III.2-4b)$$

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

$T_1, T_2, T_3$  y  $T_4$  = Las temperaturas de cada uno de los estados

Los procesos adiabáticos, es decir (1-2) y (3-4), son considerados como instantáneos dado que los tiempos de compresión y expansión son despreciables comparados con el tiempo en que se realiza un intercambio de calor en los procesos (2-3) y (4-1). Debido a esto la duración del ciclo está dada por la suma de los tiempos de estos últimos; de las ecuaciones (III.2-3) y (III.2-4), ver anexo 1.

$$\tau = t_1 + t_2 = G_1(T_1 - T_4) + G_2(T_2 - T_3) \quad (III.2-5)$$

Por otro lado el trabajo neto del ciclo, de acuerdo a la ecuación (1.6), está dado por:

$$W_C + Q_R = W_T + Q_H \quad (III.2-6)$$

$$W_N = W_C - W_T = Q_H - Q_R \quad (III.2-7)$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton regenerativo, con tiempo finito:

### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

$$W_N = Q_H - Q_R \quad (\text{III.2-8})$$

donde:

- $W_C$  = Trabajo consumido por el compresor
- $Q_R$  = Calor extraído del espacio refrigerado
- $W_T$  = Trabajo que desarrolla la turbina
- $Q_H$  = Calor liberado al sumidero

Los flujos de calor están dados por:

$$Q_H = C_{pB}(T_2 - T_3) \quad (\text{III.2-9})$$

$$Q_R = C_{pA}(T_1 - T_4) \quad (\text{III.2-10})$$

donde:

- $C_{pB}$  = Calor específico del fluido de trabajo a  $P = P_H$
- $C_{pA}$  = Calor específico del fluido de trabajo a  $P = P_A$
- $P_H$  = Presión máxima de operación del ciclo
- $P_A$  = Presión mínima de operación del ciclo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Sustituyendo (III.2-9) y (III.2-10) en (III.2-8) se obtiene el trabajo neto del ciclo en función de las temperaturas y calores específicos que intervienen en él. Esto es,

$$W_N = C_{pB}(T_2 - T_3) - C_{pA}(T_1 - T_4) \quad (\text{III.2-11})$$

Y en consecuencia, sustituyendo las ecuaciones (III.2-11) y (III.2-5) en la ecuación (III.1-1), obtenemos la potencia del sistema, que depende de la evolución del ciclo, que se puede expresar en términos de temperaturas. Esto es,



## CAPITULO III

Análisis del ciclo simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

$$P_r = \frac{W_N}{\tau} = \frac{C_{PB} - C_{PA} \left( \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} \right)}{G_2 + G_1 \left( \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} \right)} \quad (\text{III.2-12})$$

Aplicando la relación adiabática para un gas ideal  $TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \text{cte}$ , para simplificar la ecuación (III.2-12), en donde:

$T$  = temperatura

$P$  = presión

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$C_p$  = calor específico a presión constante

$C_v$  = calor específico a volumen constante

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

en los procesos (1-2) y (3-4) tenemos:

$$T_1 P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-13})$$

$$T_3 P_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_4 P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-14})$$

Considerando las ecuaciones (III.2-13) y (III.2-14) se obtiene la relación de presiones del ciclo en función de las temperaturas que intervienen en él:

$$\frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-15})$$

$r_p$  = relación de presiones

## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton, con irreversibilidades:

#### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

La potencia debida a las irreversibilidades dadas por la evolución del ciclo puede expresarse en función de la relación de presiones, sustituyendo la ecuación (III.2-15) en la ecuación (III.2-12) tenemos:

$$P_r = \frac{C_{pH} - C_{pH} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (\text{III.2-16})$$

En este trabajo se considera que la otra fuente de irreversibilidades importante en el sistema se debe a la fricción del fluido de trabajo. Con el objeto de evaluar las pérdidas por rozamiento asociadas al movimiento del fluido proponemos un modelo de cilindro-émbolo cuyo ciclo de operación, equivalente al ciclo Joule-Brayton, tiene lugar entre los volúmenes  $V_1$  y  $V_3$  y las presiones  $P_A$  y  $P_B$  de los estados (1) y (3) respectivamente, figura III.3.

Tenemos entonces que la fuerza de fricción está dada por:

$$f_\mu = -\mu v = -\mu \frac{dx}{dt} \quad (\text{III.2-17})$$

$\mu$  = coeficiente global de fricción

$x$  = desplazamiento instantáneo del fluido de trabajo

$t$  = tiempo de evolución del modelo cilindro-émbolo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

La potencia debida a las pérdidas por fricción podemos expresarla como:

$$P_\mu = \frac{dW_\mu}{dt} \quad (\text{III.2-18})$$

y además:

$$P_\mu = f_\mu \frac{dx}{dt} \quad (\text{III.2-18a})$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Sustituyendo (III.2-17) en (III.2-18a):

$$P_{\mu} = \mu \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (\text{III.2-18b})$$

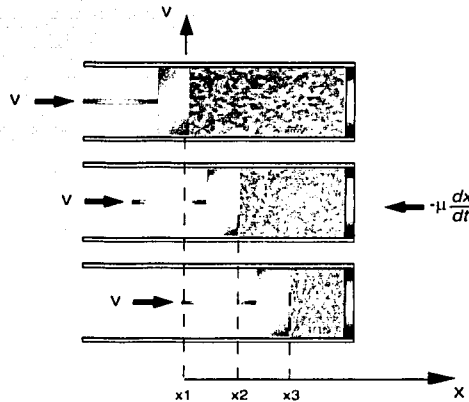
donde:

$P_{\mu}$  = Potencia debida a las pérdidas

$W_{\mu}$  = trabajo debido a las pérdidas

Considerando ahora la velocidad media del émbolo desplazándose entre el punto muerto inferior  $x_1$  ( $P_A, V_1$ ) y el punto muerto superior  $x_3$  ( $P_B, V_3$ ), figura III.4 ver anexo 1, podemos escribir:

$$\left. \frac{dx}{dt} \right|_{1-3} = \frac{\Delta x_{1-3}}{\Delta t_{1-3}} = \frac{x_3 - x_1}{t_{1-3}} \quad (\text{III.2-19})$$



TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

FIGURA III.4 Modelo cilindro-émbolo

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Si  $\lambda$ , en nuestro modelo cilindro-émbolo, es la suma de los tiempos tanto de la carrera de compresión como del tiempo de la carrera de expansión, ver anexo 1, la ecuación (III.2-19) podemos expresarla como:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{x_3 - x_1}{\lambda/2} = \frac{x_3}{\lambda/2} \left( 1 - \frac{x_1}{x_3} \right) \quad (\text{III.2-20})$$

Sin dejar de considerar el sistema cilindro-émbolo podemos escribir

$$\frac{x_1 \cdot A_1}{x_3 \cdot A_3} = \frac{V_1}{V_3} \quad (\text{III.2-21})$$

donde

$x_i$  = posición del pistón

$A_i$  = área transversal del cilindro

$\frac{V_1}{V_3}$  = razón de volúmenes

Usando la relación adiabática  $PV^\gamma = cte$  entre los estados (1-2) y (3-4) podemos escribir,

$$\begin{aligned} P_1 V_1^\gamma &= P_2 V_2^\gamma \\ P_3 V_3^\gamma &= P_4 V_4^\gamma \end{aligned} \quad (\text{III.2-22})$$

y de la ecuación del gas ideal para cada uno de los estados, dada por:

$$\begin{aligned} P_i V_i &= nRT_i \\ i &= 1, 2, 3, 4 \end{aligned} \quad (\text{III.2-23})$$

donde:

$P$  = presión

$V$  = volumen

podemos combinar las ecuaciones (III.2-15), (III.2-22) y (III.2-23) para obtener

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

$$\frac{V_1}{V_3} = \frac{T_2}{T_4} (r_p)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-24})$$

Si definimos

$$\theta = \frac{T_2}{T_4} \quad (\text{III.2-25})$$

la expresión (III.2-24) podemos escribirla en términos de  $\theta$  y de la relación de presiones. Esto es,

$$\frac{V_1}{V_3} = \theta (r_p)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-26})$$

y de la ecuación (III.2-21) y considerando  $A_1 = A_3$  obtenemos:

$$\frac{x_1}{x_3} = \theta (r_p)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.2-27})$$

Finalmente combinando las ecuaciones (III.2-18a), (III.2-20) y (III.2-27) obtenemos la potencia debida al efecto disipativo de fricción en función de la relación de presiones. Esto es,

$$P_\mu = b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \quad (\text{III.2-28})$$

donde:

$$b = \mu \left( \frac{x_3}{\lambda/2} \right)^2 N \quad (\text{III.2-28a})$$

$\mu$  = coeficiente global de fricción

$x$  = carrera del pistón

$\lambda$  = tiempo de evolución del ciclo

$$\theta = \frac{T_2}{T_4}$$

$N$  = número de pistones necesarios para un gasto dado

## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

#### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

Hasta el momento hemos obtenido dos expresiones en términos de la relación de presiones  $r_p$ ; una que nos permite cuantificar la potencia que necesitamos proporcionar al sistema para obtener un efecto de refrigeración dado debida a la evolución temporal del ciclo (ecuación (III.2-16)) y otra que nos permite predecir la potencia que necesita el sistema para vencer a las irreversibilidades, ecuación (III.2-28)),

Para obtener un efecto de refrigeración dado,  $\Phi$  toneladas de refrigeración<sup>13</sup>, es necesario proporcionarle al sistema  $\Gamma$  unidades de potencia. Si el sistema no tuviese pérdidas bastaría con suministrarle  $\Gamma$  unidades, sin embargo, como el sistema está lejos de ser perfecto y con objeto de mantener las mismas  $\Phi$  toneladas de refrigeración necesitamos proporcionarle una cantidad  $\Omega$  de unidades de potencia extra, con el fin de compensar las pérdidas espaciales.

Por lo tanto la potencia neta del ciclo es la suma de la potencia temporal más la potencia originada por las irreversibilidades espaciales. Esto es,

$$P_{OT_{NET}} = P_r + P_\mu \quad (III.2-29)$$

de (III.2-16) y (III.2-28)

$$P_{OT_{NET}} = \frac{C_{PB} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} + b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \quad (III.2-30)$$

de la ecuación (II.2-8)

$$COP = \frac{Q_R}{W_N} \quad (III.2-31)$$

donde:

$Q_R$  = calor de refrigeración

$W_N$  = trabajo neto

<sup>13</sup> Una tonelada de refrigeración equivale a la cantidad de calor requerida en BTU para derretir una tonelada de hielo puro a 32°F en agua a 32°F, en 24 horas. En Sistema Internacional equivale a extraer  $3.0384 \times 10^5$  kJ en un lapso de 24 hr.

## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

#### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

Como en el dividendo el factor tiempo ha sido introducido en las ecuaciones (III.2-12) y (III.2-18) podemos escribir la ecuación (III.2-31) como:

$$COP = \frac{\frac{Q_R}{\tau}}{\frac{W_N}{\tau}} = \frac{Q_R}{P_{OT,MT}} \quad (III.2-32)$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.2-5), (III.2-10), y (III.2-30) en la ecuación (III.2-32) y simplificando algebraicamente, ver anexo 2, obtenemos finalmente:

$$COP_{ITF} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{\frac{C_{PB}}{C_{PA}} - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + \frac{b}{C_{PA}} \left(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}}\right)^2 \left(G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)} \quad (III.2-33)$$

Ecuación que corresponde al  $COP$  del ciclo Joule-Brayton de refrigeración calculado desde el punto de vista de la termodinámica de tiempo finito.

Considerando que:

$$C_{PA} = C_{PB} \quad (III.2-34)$$

y para el caso reversible,

$$b = 0 \quad (III.2-35)$$

Sustituyendo (III.2-34) y (III.2-35) en (III.2-33) obtenemos:

$$COP_{ITF} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (III.2-36)$$

Ecuación reportada en la literatura<sup>14</sup> de la termodinámica clásica para obtener el coeficiente de operación del ciclo Joule-Brayton de refrigeración.

<sup>14</sup> Huang, Francis F., Ingeniería termodinámica : fundamentos y aplicaciones, México, CECSA, 1994

## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos: simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

#### III.3. Modificación del COP clásico para el ciclo regenerativo con termodinámica de tiempo finito

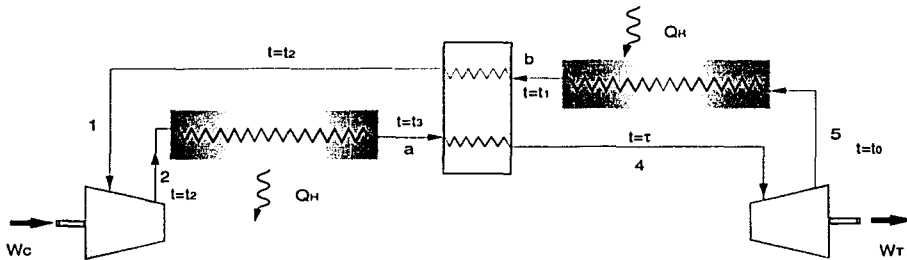


FIGURA III.5

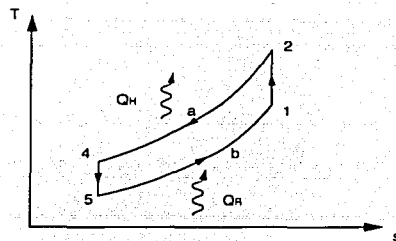


FIGURA III.6

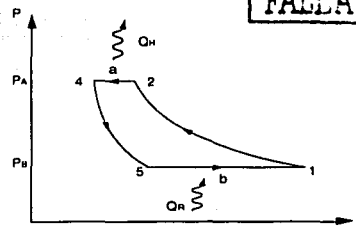


FIGURA III.7

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

#### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

Como puede observarse en las figuras III.5, III.6 y III.7 el ciclo Joule-Brayton de refrigeración regenerativo se compone de las mismas cuatro etapas que el ciclo simple; dos isentrópicas y dos isobáricas más un intercambiador de calor regenerativo. De manera análoga al ciclo simple el modelo termodinámico de tiempo finito para el ciclo regenerativo se desarrolla a continuación.

Considerando:

$$\frac{dT}{dt} = K_1 \quad (\text{para proceso 5-b}) \quad (\text{III.3-1})$$

$$\frac{dT}{dt} = K_2 \quad (\text{para proceso 2-a}) \quad (\text{III.3-2})$$

$$\frac{dT}{dt} = K_3 \quad (\text{para proceso b-1}) \quad (\text{III.3-3})$$

$$\frac{dT}{dt} = K_4 \quad (\text{para proceso a-4}) \quad (\text{III.3-4})$$

donde:

$T$  = temperatura absoluta

$t$  = tiempo del proceso

$K_1, K_2, K_3, K_4$  = Constantes

Integrando las ecuaciones (III.3-1), (III.3-2), (III.3-3) y (III.3-4) se obtiene:

$$t_1 = G_1(T_b - T_5) \quad (\text{III.3-5})$$

$$t_2 = G_2(T_2 - T_a) \quad (\text{III.3-6})$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

$$t_3 = G_3(T_1 - T_b) \quad (\text{III.3-7})$$

$$t_4 = G_4(T_a - T_4) \quad (\text{III.3-8})$$

donde:

$$G_1 = \frac{1}{K_1}$$

$$G_2 = \frac{1}{K_2}$$

$$G_3 = \frac{1}{K_3}$$

$$G_4 = \frac{1}{K_4}$$

$T_1, T_2, T_a, T_r, T_3, y T_b$  = Las temperaturas para cada uno de los estados

La duración del ciclo está dada por la suma de los tiempos de los procesos no-adiabáticos (2-a), (a-4), (5-b) y (b-1); de las ecuaciones (III.3-5), (III.3-6), (III.3-7) y (III.3-8) se obtiene:

$$\tau = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = G_1(T_b - T_5) + G_2(T_2 - T_a) + G_3(T_1 - T_b) + G_4(T_a - T_4) \quad (\text{III.3-9})$$

El trabajo neto del ciclo, de acuerdo a la ecuación (1.6), está dado por:

$$W_C + Q_R = W_T + Q_H \quad (\text{III.3-10})$$

$$W_N = W_C - W_T = Q_H - Q_R \quad (\text{III.3-11})$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

$$W_I = Q_H - Q_R \quad (III.3-12)$$

donde:

- $W_C$  = Trabajo que desarrolla el compresor
- $Q_R$  = Calor extraído del espacio refrigerado
- $W_T$  = Trabajo que desarrolla la turbina
- $Q_H$  = Calor liberado al sumidero.

Los flujos de calor están dados por:

$$Q_H = C_{pH}(T_2 - T_a) \quad (III.3-13)$$

$$Q_R = C_{pA}(T_b - T_3) \quad (III.3-14)$$

donde:

- $C_{pH}$  = Calor específico del fluido de trabajo a  $P = P_B$
- $C_{pA}$  = Calor específico del fluido de trabajo a  $P = P_A$
- $P_B$  = Presión máxima de operación del ciclo
- $P_A$  = Presión mínima de operación del ciclo

Sustituyendo (III.3-13) y (III.3-14) en (III.3-12) se obtiene el trabajo neto del ciclo en función de las temperaturas y calores específicos que intervienen en él. Esto es,

$$W_N = C_{pH}(T_2 - T_a) - C_{pA}(T_b - T_3) \quad (III.3-15)$$

La potencia irreversible del ciclo regenerativo debida a la evolución temporal, de las ecuaciones (III.3-9) y (III.3-15), en términos de las temperaturas, es:

$$P_I = \frac{W_N}{\tau} = \frac{C_{pH}(T_2 - T_a) - C_{pA}(T_b - T_3)}{G_1(T_b - T_3) + G_2(T_2 - T_a) + G_3(T_1 - T_b) + G_4(T_a - T_4)} \quad (III.3-16)$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Aplicando la relación isentrópica  $TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = cte$

donde:

$T$  = temperatura

$P$  = presión

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$C_p$  = Calor específico a presión constante

$C_v$  = Calor específico a volumen constante

en los procesos (1-2) y (4-5) tenemos:

$$T_1 P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.3-17})$$

$$T_4 P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_5 P_5^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.3-18})$$

De las ecuaciones (III.3-17) y (III.3-18) la relación de presiones del ciclo es:

$$\frac{T_1 - T_5}{T_2 - T_4} = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.3-19})$$

Del balance de energía, ecuación (1.6), en el regenerador y con una eficiencia del 100 %, se obtiene:

$$T_u - T_4 = \frac{C_{pA}}{C_{pB}} (T_1 - T_h) \quad (\text{III.3-20})$$

Con objeto de simplificar se emplean las siguientes relaciones algebraicas

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

$$\frac{T_h - T_3}{T_2 - T_4} = r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_3} \quad (\text{III.3-21})$$

$$\frac{T_2 - T_a}{T_2 - T_4} = 1 - \frac{C_{pA}}{C_{pB}} \left( \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4} \right) \quad (\text{III.3-22})$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.3-19), (III.3-20), (III.3-21) y (III.3-22) en la ecuación (III.3-16) y simplificando tenemos:

$$P_r = \frac{C_{pB} - C_{pA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta (G_2 - G_4)]} \quad (\text{III.3-23})$$

donde:

$$\beta = \frac{C_{pA}}{C_{pB}}$$

Introduciendo efectos disipativos debidos a la fricción del estado (1) al estado (4), de manera análoga al ciclo simple, la fuerza de fricción entre estos estado y la potencia debida a las irreversibilidades espaciales están dadas por:

$$f_\mu = -\mu v = -\mu \frac{dx}{dt} \quad (\text{III.3-24})$$

$$P_\mu = b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \quad (\text{III.3-25})$$

donde:

$$b = \mu \left( \frac{x_4}{\lambda/2} \right)^2 N \quad (\text{III.3-25a})$$

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

## CAPITULO III

### Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

#### simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito

- $\mu$  = coeficiente global de fricción
- $x$  = carrera del pistón
- $\lambda$  = tiempo de evolución del ciclo
- $N$  = número de pistones necesarios para un gasto dado.

La potencia neta del ciclo es la suma de la potencia debida a la evolución del ciclo más la potencia originada por las irreversibilidades espaciales. Esto es,

$$P_{OTNET} = P_{\tau} + P_{\mu} \quad (III.3-26)$$

y sustituyendo las ecuaciones (III.3-23) y (III.3-25) se tiene

$$P_{OTNET} = \frac{C_{PB} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta (G_2 - G_4)]} + b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \quad (III.3-27)$$

y de la ecuación (II.2-8)

$$COP = \frac{Q_R}{W_N} \quad (III.3-28)$$

donde:

$Q_R$  = calor de refrigeración

$W_N$  = trabajo total

y con ayuda de la ecuación

$$COP = \frac{Q_R}{W_N} = \frac{Q_R}{P_{OTNET} \tau} \quad (III.2-32)$$

## CAPITULO III

Análisis del ciclo Joule-Brayton de refrigeración ciclos:

**simple y regenerativo, con termodinámica de tiempo finito**

Se sustituyen las ecuaciones (III.3-9), (III.3-14), y (III.3-27) en la ecuación (III.2-32), para obtener finalmente:

$$COP_{TW} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4} \right)}{\frac{C_{PB}}{C_{PA}} - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + \left\{ G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4} \right) \left[ (G_1 - G_3) + \beta (G_2 - G_4) \right] \left[ \frac{b}{C_{PA}} \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \right] \right\}} \quad (III.3-29)$$

Consideremos el caso reversible donde se cumplen las ecuaciones (III.2-34) y (III.2-35) y  $T_b = T_4$  y  $T_1 = T_3$ , sustituyendo en la ecuación anterior:

$$COP_{TC} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \frac{T_1 - T_b}{T_2 - T_4}}{1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (III.3-30)$$

Ecuación que es reportada en la literatura<sup>15</sup> de la termodinámica clásica para obtener el coeficiente de operación del ciclo Joule-Brayton de refrigeración con un regenerador ideal, como:

$$COP_{TC} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_4} \left[ \frac{P_4}{P_3} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (III.3-31)$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO IV

Resultados y

conclusiones



### IV.1 Resultados del ciclo Joule-Brayton simple

Concluido el análisis del ciclo de refrigeración Joule-Brayton, en sus formas simple y regenerativa, bajo el concepto de la termodinámica de tiempo finito y considerando la fricción como la más importante irreversibilidad en el sistema, se elaboran algunas comparaciones entre las ecuaciones obtenidas en el capítulo anterior mediante la termodinámica de tiempo finito y los resultados que arroja la termodinámica clásica. Además se realiza una comparación entre los resultados obtenidos por la NASA en su propuesta de un almacén en la superficie de Marte en donde el ciclo Joule-Brayton de refrigeración es el fundamento teórico para almacenar oxígeno y metano a temperaturas de hasta 80K.

Para un ciclo de refrigeración Joule-Brayton simple<sup>11</sup> el fluido de trabajo es aire ( $\gamma=1.4$ ); éste entra al compresor a 270K y 140 kPa ( $T_1, P_1$ ), sale de él e ingresa al intercambiador de alta a 386.98K y 420 kPa ( $T_2, P_2$ ). Del intercambiador de alta sale a 320K y 420 kPa ( $T_3, P_3$ ) para expandirse en la turbina hasta alcanzar los 243.94K y 140 kPa ( $T_4, P_4$ ). Finalmente el fluido de trabajo retira calor del espacio a refrigerar en el intercambiador de baja hasta alcanzar las condiciones del estado ( $T_1, P_1$ )<sup>12</sup> para iniciar nuevamente el ciclo.

Con el objeto de calcular el COP bajo los conceptos de la termodinámica clásica considerando las eficiencias de los equipos de 85% y 88%, compresor y turbina respectivamente, se sigue la metodología utilizada en el apartado II.2.1

De la ecuación II.2.3 el efecto de refrigeración es:

$$Q_R = 1.005(386.98 - 320) = 67.31 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

De la ecuación II.2.7 el trabajo neto en el ciclo es:

$$W_N = 1.005[(386.98 - 320) - (270 - 243.94)] = 41.12 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>11</sup> Ejemplo tomado de Moran, Michael J., *Fundamentos de termodinámica técnica*, 2a ed., Barcelona, Reverte, 1994, tomo II.  
<sup>12</sup> En condiciones ideales.

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

El coeficiente de operación, de la ecuación II.2.8 puede calcularse como:

$$COP = \frac{67.31}{41.12} = 1.64$$

Bajo el mismo concepto, la relación de presiones del ciclo está dada por la ecuación (II.2-13) esto es:

$$r_p = \frac{240}{120} = 3$$

El valor máximo del coeficiente de operación que un ciclo Joule-Brayton de refrigeración, operando entre las presiones  $P_A$  y  $P_B$  puede alcanzar, está dado por la ecuación (II.2-14), sustituyendo el valor de la relación de presiones obtenemos:

$$COP = 2.71$$

Los dos valores obtenidos para el COP hasta el momento se desprenden de las bases de la termodinámica clásica. El primero considera las eficiencias de la turbina y del compresor y el segundo se obtiene empleando la relación de presiones del ciclo.

Con la finalidad de aplicar la metodología del apartado III.2 para obtener el COP bajo los conceptos de la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades es necesario efectuar, en primer lugar, una valoración numérica de los parámetros que aparecen en el modelo matemático. Estos parámetros se pueden dividir en: 1) parámetros del cilindro (número de cilindros  $N$ , diámetro  $d$  y carrera  $x_c$ ); 2) parámetros del fluido de trabajo (coeficiente adiabático  $\gamma$  y capacidades térmicas a presión constante  $C_{PA}$  y  $C_{PB}$ ); 3) parámetros de ciclo (temperaturas  $T_1, T_2, T_3, T_4$ , presiones  $P_1, P_2, P_3, P_4$  de operación y duración del ciclo  $\lambda$ ) y 4) parámetros de irreversibilidades (coeficiente global de rozamiento  $\mu$ ). Los valores de todos los parámetros pueden variar de acuerdo a factores tales como el número, la disposición y el tamaño de los cilindros, el fluido de trabajo etc.

Por ello, no pretendemos comparar con resultados cuantitativos de un dispositivo real, sino únicamente reproducir algunos aspectos cualitativos generales de la fenomenología observada en el ciclo de refrigeración. En este sentido, la aplicación numérica que se

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

presenta está realizada sobre la base de los datos proporcionados por los autores Michael Mozurkewich y R. Stephen Berry [3], J.M.M. Roco, A. Calvo Hernández y S. Velasco [4] y F. Angulo-Brown, J. Fernández-Betanzos y C.A. Díaz-Pico [5]. Los valores considerados para este trabajo se presentan en la tabla IV.1

| Parámetro | Valor                   |
|-----------|-------------------------|
| $d$       | 0.079 [m]               |
| $X_3$     | 0.070 [m]               |
| $N$       | 4                       |
| $\mu$     | 20 [kg/s] <sup>18</sup> |

TABLA IV.1

Considerando que los cilindros del modelo corresponden a un compresor recíprocante de dos tiempos cuyo cigüeñal gira a  $n$  rpm, el tiempo ( $\lambda$ ) de evolución del ciclo podemos calcularlo como:

$$\lambda = \frac{60}{n} \quad (\text{IV.1})$$

donde:

$\lambda$  = tiempo de evolución del ciclo [s]

$n$  = rpm

Sustituyendo los valores de la tabla IV.1 y la ecuación (IV.1) en la ecuación (III.2-28a) obtenemos el valor del parámetro  $b$  en función del tiempo, esto es:

$$b = N \left( \frac{0.07}{45} \right)^2 n^2 \quad (\text{IV.2})$$

<sup>18</sup> Valor promedio para cada cilindro de dimensiones  $d$  y  $X_3$ .

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Para calcular el valor de los parámetros  $G_1$  y  $G_2$ , de acuerdo a su definición, dadas por las ecuaciones (III.2-4a) y (III.2-4b), podemos escribir:

$$G_1 = \frac{1}{K_1} = \frac{dt}{dT}\bigg|_{(1-4)} \approx \frac{\Delta t_{(1-4)}}{\Delta T_{(1-4)}} \quad (\text{IV.3a})$$

$$G_2 = \frac{1}{K_2} = \frac{dt}{dT}\bigg|_{(2-3)} \approx \frac{\Delta t_{(2-3)}}{\Delta T_{(2-3)}} \quad (\text{IV.3b})$$

Con el propósito de estimar los valores de  $G_1$  y  $G_2$ , basados en los autores Angulo Brown y J. Fernández [5] y anexo 1, consideraremos:

$$\Delta t_{(1-4)} = \frac{\lambda}{2} \quad (\text{IV.4a})$$

$$\Delta t_{(2-3)} = \frac{\lambda}{2} \quad (\text{IV.4b})$$

por lo tanto

$$G_1 = \frac{\frac{30}{n}}{T_1 - T_4} = \frac{30}{n(T_1 - T_4)} \left[ \frac{s}{K} \right] \quad (\text{IV.5a})$$

$$G_2 = \frac{\frac{30}{n}}{T_2 - T_3} = \frac{30}{n(T_2 - T_3)} \left[ \frac{s}{K} \right] \quad (\text{IV.5b})$$

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Por otro lado para un número de moles de aire, ver anexo 1, de la ecuación de estado del gas ideal para el estado (1) obtenemos:

$$\eta_1 = \frac{P_1 V_1}{R_u T_1} \quad (IV.6)$$

y considerando que para un gas diatómico, como el aire, el  $C_p$  puede expresarse como<sup>19</sup>

$$C_p = \frac{7}{2} R_u \cdot \eta \left[ \frac{J}{K} \right] \quad (IV.7)$$

obteniendo el valor de

$$C_p = 0.7206 \quad (IV.8)$$

Tomando en cuenta ahora que el tiempo de evolución del ciclo es de  $\lambda = 16.66$  (ms)<sup>20</sup> y sustituyendo los valores de las ecuaciones (IV.1), (IV.2), (IV.5a), (IV.5b), (IV.8) y el valor de  $\theta$ <sup>21</sup> en la ecuación (III.2-33) obtenemos el valor del COP aplicando el concepto de la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades. Esto es:

$$COP_{fin} = 0.378$$

Los valores obtenidos para el COP mediante los procedimientos de la termodinámica clásica son  $COP_{cl} = 1.64$  para el caso en que el compresor y la turbina tienen una eficiencia del 85% y 88% respectivamente, y un valor de  $COP_{cl} = 2.71$  tomando sólo en cuenta la relación de presiones.

<sup>19</sup> Información proporcionada por el Dr. Angulo-Brown, y corroborada en el libro: Faires, Virgil Moring, *Termodinámica*, México, Uthea, 1973, 890 p.  
<sup>20</sup> Valor que corresponde a un cilindro-embolo de dos tiempos cuyo cigüeñal gira a 3600 rpm  
<sup>21</sup> 0.171

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

#### IV.2 Resultados del ciclo Joule-Brayton regenerativo

Una vez analizado el ciclo simple mediante la termodinámica de tiempo finito, el mismo análisis se efectúa al ciclo regenerativo<sup>22</sup> con el fin de realizar algunas comparaciones entre las ecuaciones obtenidas con la termodinámica de tiempo finito y los resultados que arroja la termodinámica clásica, para tal fin se propone el siguiente ciclo de refrigeración regenerativo:

Aire (como fluido de trabajo) entra al compresor a 270K y 140 kPa ( $T_1, P_1$ ) y sale de él a 386.98K y 420 kPa ( $T_2, P_2$ ) para ingresar al intercambiador de alta. Del intercambiador de alta llega a 320K y 420 kPa ( $T_3, P_3$ ) hasta el regenerador para abandonarlo a 280K y 420 kPa ( $T_4, P_4$ ). Después de expandirse en la turbina a 213.61K y 140 kPa ( $T_5, P_5$ ) se introduce en el intercambiador de baja hasta alcanzar 230K y 140 kPa ( $T_6, P_6$ ). El fluido de trabajo reingresa al regenerador para recuperar las propiedades del estado ( $T_1, P_1$ )<sup>23</sup>

De manera análoga al ciclo simple y considerando las eficiencias de los equipos del sistema iguales al ciclo anterior, tenemos:

$$Q_R = 1.005(230 - 213.619) = 16.462 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$W_N = 1.005[(386.98 - 320) - (230 - 213.619)] = 50.926 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$COP = \frac{16.462}{50.926} = 0.3232$$

Utilizando la ecuación (II.2-13) podemos calcular la relación de presiones, esto es:

$$r_p = \frac{240}{120} = 3$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>22</sup> Ejemplo tomado de Moran, Michael J., *Fundamentos de termodinámica técnica*, 2a ed., Barcelona, Reverte, 1994, tomo II.  
<sup>23</sup> En condiciones ideales

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

y sustituyendo este valor en la ecuación (III.3.31) el COP en función de la relación de presiones es:

$$COP = \frac{1}{\frac{270}{280} \left( 3^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right) - 1} = 3.126$$

máximo valor que el COP podría alcanzar si no existiesen irreversibilidades.

Para determinar el COP mediante la ecuación (III.3-29), obtenida bajo los conceptos de la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades, nuevamente es necesario, primero, efectuar una valoración numérica de los parámetros del modelo matemático del ciclo regenerativo.

La tabla IV.1 será la base del cálculo de los parámetros del modelo, el tiempo de evolución del sistema y el valor de  $b$  serán calculados con las ecuaciones (IV.1) y (IV.2) respectivamente.

El cálculo de los parámetros  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$  y  $G_4$  es similar al elaborado en el ciclo simple, esto es:

$$G_1 = \frac{30}{n(T_h - T_3)} \quad (IV.9) \quad G_1 = \frac{30}{3600(230 - 213.619)} = 5.0874 \times 10^{-4}$$

$$G_2 = \frac{30}{n(T_2 - T_u)} \quad (IV.10) \quad G_2 = \frac{30}{3600(386.983 - 320)} = 1.2440 \times 10^{-4}$$

$$G_3 = \frac{30}{n(T_1 - T_h)} \quad (IV.11) \quad G_3 = \frac{30}{3600(270 - 230)} = 2.0833 \times 10^{-4}$$

$$G_4 = \frac{30}{n(T_u - T_1)} \quad (IV.12) \quad G_4 = \frac{30}{3600(320 - 280)} = 2.0833 \times 10^{-4}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Donde  $n$  es el número de las revoluciones por minuto del mecanismo motriz. Se trata nuevamente de un compresor recíprocante de dos tiempos.

El valor de  $C_p$  es nuevamente calculado para el estado (1) y el resultado es expresado en la ecuación (IV.8).

Considerando de nueva cuenta que el tiempo de evolución del sistema es  $\lambda=16.66$  (ms)<sup>24</sup>, sustituyendo las ecuaciones (IV.2), (IV.9), (IV.10), (IV.11) y (IV.12); los valores de la tabla IV.1 y el valor de  $\theta^{24}$  y  $\beta^{24}$  en la ecuación (III.3-29), obtenemos el valor del COP mediante la termodinámica de tiempo finito, esto es:

$$COP_{m} = 0.1122$$

De la misma manera que en el ciclo simple, una análisis con termodinámica clásica arroja como resultado un valor de  $COP_{ic} = 0.3232$  si se considera que el compresor y la turbina tienen una eficiencia del 85% y 88% respectivamente, y un valor de  $COP_{ic} = 3.126$  tomando sólo la relación de presiones.

En un ciclo regenerativo se obtienen menores temperaturas a la salida de la turbina gracias a la acción del regenerador, lo que da como resultado valores del COP menores en comparación con el ciclo simple. Esto se debe principalmente a que la transferencia de calor se da a una temperatura media menor y por otro lado a que en un ciclo regenerativo existen mayores irreversibilidades.

<sup>24</sup> Valor que corresponde a un cilindro-émbolo de dos tiempos cuyo cigüeñal gira a 3600 rpm

<sup>25</sup>  $\theta = T_1$   
<sup>26</sup>  $\beta = C_p, C_m$



### IV.3 Análisis comparativo para un ciclo Joule-Brayton propuesto por la NASA contra modelo de la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades

Con los ejemplos anteriores, puede observarse que los valores del  $\dot{COP}$  obtenidos con termodinámica de tiempo finito son menores a los obtenidos mediante el análisis clásico.

La idea fundamental de este trabajo es la de desarrollar un modelo matemático que sirva como base para el cálculo del  $\dot{COP}$  del ciclo Joule-Brayton de refrigeración con fundamento en la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades y como cualquier modelo matemático debe ser comparado con la realidad con el propósito de verificar su validez.

Para tal efecto se analizará una reciente aplicación del ciclo de refrigeración Joule-Brayton efectuada por la NASA. En futuras misiones a Marte será necesario licuar y almacenar oxígeno y metano (como combustible) que en estado líquido ocupan un volumen sensiblemente menor al volumen que ocuparían en estado gaseoso. La propuesta de los autores Lei Zhou, J.S. Kapat, L.C. Chow y Xiaoyi Li [6] es la de aplicar el ciclo Joule-Brayton de refrigeración con neón como fluido de trabajo operando entre los 80 y 310 K. Además existe la necesidad de una eficiencia energética alta y rentable. La Figura IV.1 muestra el diagrama T-s que el ciclo de refrigeración sigue

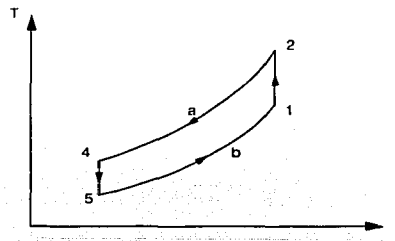


FIGURA IV.1

TESIS CON  
FALSA DE ORIGEN

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

en donde

$$\begin{aligned} T_1 &= 239.88 \text{ K} \\ T_2 &= 310 \text{ K} \\ T'_a &= 243.26 \text{ K} \\ T'_s &= 93.52 \text{ K} \\ T_3 &= 80 \text{ K} \\ T'_b &= 90.02 \text{ K} \\ r_\mu &= 1.7 \\ P_l &= 1 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bajo estos parámetros se espera obtener un coeficiente de operación (COP) de

$$COP = 0.1775$$

De forma análoga al cálculo de los aparatos IV.1 y IV.2 aplicando la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades es necesario estimar, primero, el valor de los parámetros de la ecuación (III.3-27)

Tomando como base los datos de la tabla IV.2 y para un gasto de

$$\dot{m} = 1.0775 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 72 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

| Parámetro | Valor                   |
|-----------|-------------------------|
| $d$       | 0.36 [m]                |
| $X_s$     | 0.02 [m]                |
| $N$       | 4                       |
| $\mu$     | 20 [kg/s] <sup>27</sup> |

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

TABLA IV.2

<sup>27</sup> Valor promedio para cada cilindro de dimensiones  $d$  y  $X_s$ .

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Las dimensiones de los cilindros han sido calculadas para obtener un gasto de  $\dot{m} = 1.0775 \frac{Kg}{s} = 72 \frac{m^3}{min}$  a las mínimas rpm a las que giraría el sistema<sup>28</sup>, es decir, a 10000 rpm.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para este sistema de refrigeración en la tabla IV.3

| $n$ [rpm] | $\lambda$ [s] | $G_1$ [s/K] | $G_2$ [s/K] | $G_3$ [s/K] | $G_4$ [s/K] | $COP$       |
|-----------|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 10000     | 0.00600       | 2.994E-04   | 4.495E-05   | 2.002E-05   | 2.003E-05   | 0.28013891  |
| 15000     | 0.00400       | 1.996E-04   | 2.997E-05   | 1.335E-05   | 1.336E-05   | 0.220003999 |
| 20000     | 0.00300       | 1.497E-04   | 2.248E-05   | 1.001E-05   | 1.002E-05   | 0.18112378  |
| 25000     | 0.00240       | 1.198E-04   | 1.798E-05   | 8.007E-06   | 8.014E-06   | 0.15392192  |
| 30000     | 0.00200       | 9.980E-05   | 1.498E-05   | 6.673E-06   | 6.678E-06   | 0.133823757 |
| 40000     | 0.00150       | 7.485E-05   | 1.124E-05   | 5.005E-06   | 5.009E-06   | 0.106112693 |
| 60000     | 0.00100       | 4.990E-05   | 7.492E-06   | 3.336E-06   | 3.339E-06   | 0.075036766 |
| 80000     | 0.00075       | 3.743E-05   | 5.619E-06   | 2.502E-06   | 2.504E-06   | 0.058039459 |
| 90000     | 0.00066       | 3.327E-05   | 4.995E-06   | 2.224E-06   | 2.226E-06   | 0.052134691 |
| 95000     | 0.00063       | 3.152E-05   | 4.732E-06   | 2.107E-06   | 2.109E-06   | 0.049611048 |

TABLA IV.3

Estos resultados pueden apreciarse en la siguiente gráfica:

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>28</sup> El rango de operación de rpm es de 10000 a 95000 rpm. Tomado en base al artículo: *Qualification of the MELFI cryocooler to be used in the International Space Station*, Society of Automotive Engineers, 2000-01-2326.

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

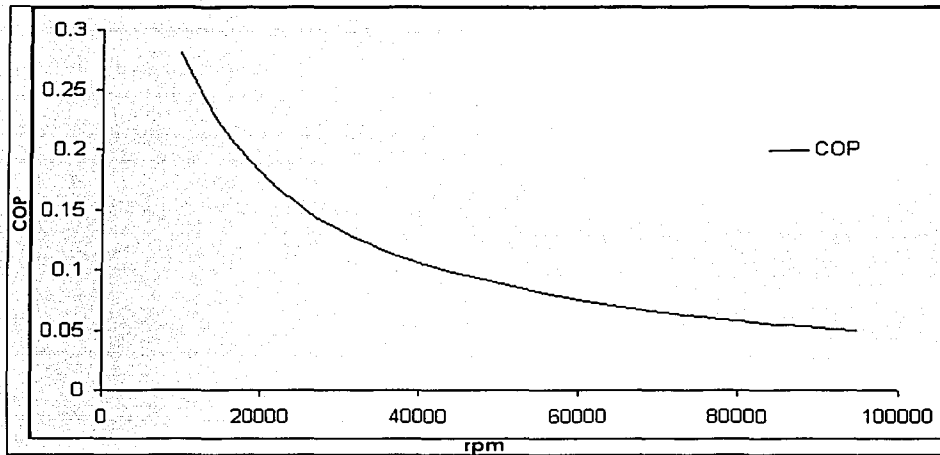


FIGURA IV.2

De acuerdo a los autores Lei Zhou, J.S. Kapat, L.C. Chow y Xiaoyi Li [6] esperan obtener al menos un COP de 0.1775

Del desarrollo y de la figura IV.2 se determina que para cumplir con un COP de la magnitud que los autores señalan, es necesario que el tiempo de evolución del sistema<sup>29</sup> sea de 2.90 (ms). Adicionalmente, al incrementar el tiempo de evolución del sistema al máximo (95000 rpm), el valor del COP cae hasta 0.0496.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

<sup>29</sup> Valor correspondiente para un cilindro-émbolo de dos tiempos cuyo cigüeñal gira a 20666 rpm

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

#### IV.4 Conclusiones de la aplicación de la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades al ciclo Joule-Brayton de refrigeración

Habiendo llevado a cabo el análisis al ciclo Joule-Brayton de refrigeración con termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades y en base a las ecuaciones desarrolladas en el capítulo III, se construyen las siguientes gráficas. Ver también anexo 4.

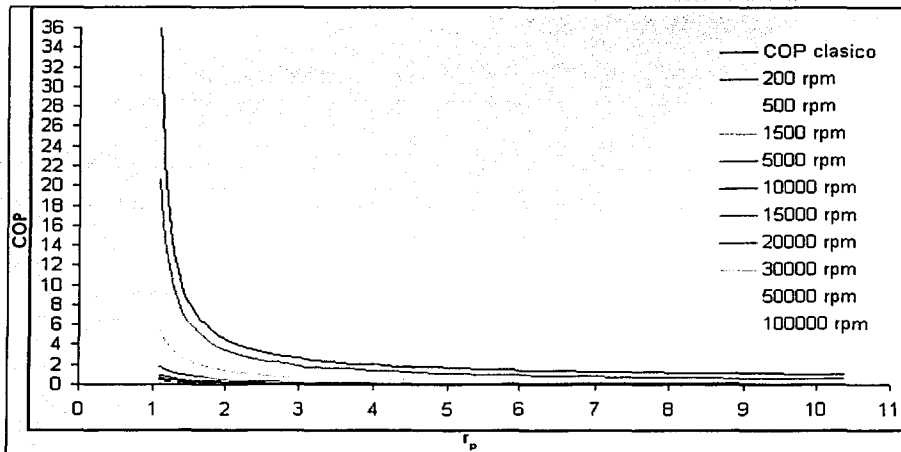


FIGURA IV.3  
Ciclo simple

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

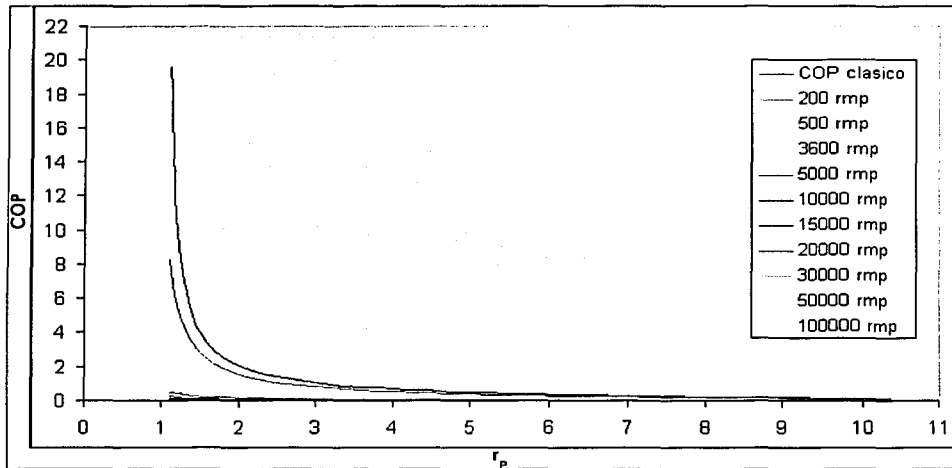


FIGURA IV.4  
Ciclo regenerativo

podemos concluir:

- a) El lector puede observar que a través del desarrollo de las ecuaciones (IV.1), (IV.2), (IV.3), (IV.4), (IV.5) (IV.6) y (IV.7) para el ciclo simple, y las ecuaciones (iv.9), (IV.10), (IV.11) y (IV.12) para el ciclo regenerativo, que los parámetros del modelo matemático desarrollado mediante la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades dependen del tiempo de evolución de sistema, en este caso de las rpm.

En las figuras IV.3 y IV.4 puede apreciarse que el valor del COP, como función de las rpm para una relación de presiones dada, disminuye cuando se incrementan las rpm.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

De la ecuación (IV.1) es evidente que al aumentar las rpm, el tiempo de evolución del ciclo tiende a ser cada vez más pequeño, por lo que el proceso es cada vez menos cuasiestático, contradiciendo el principio de la termodinámica clásica en donde para un proceso en equilibrio el tiempo debe tender a infinito.

Todos los procesos se desarrollan en un tiempo finito; sin embargo, la complejidad de encontrar los parámetros necesarios para aplicar la termodinámica de tiempo finito la hacen a ésta una herramienta un tanto más compleja que la termodinámica clásica.

A pesar de la complejidad de obtener y medir los parámetros de una máquina térmica real necesarios y la misión de obtenerlos cuando son función del tiempo, los conceptos y metodología de la termodinámica de tiempo finito pueden cada vez más aproximarnos a la realidad.

- b) En las figuras IV.3 y IV.4, se observa que para valores elevados de relación de presiones se obtienen valores del  $COP$  pequeños. De las ecuaciones (III.2-28) y (III.3-25) se desprende que al aumentar la relación de presiones las pérdidas debidas a las irreversibilidades aumentan también, de las ecuaciones (III.2-30) y (III.3-27) se deduce que la potencia neta del ciclo también se incrementa. Lo anterior quiere decir que para cumplir con un efecto de refrigeración dado será necesario suministrar una potencia adicional originada por las irreversibilidades.
- c) A partir de los incisos a) y b), podemos concluir que para obtener los valores máximos posibles para el  $COP$  es necesario operar a bajas rpm y bajas relaciones de presión.
- d) Con objeto de observar el comportamiento de  $COP$  obtenido mediante la termodinámica de tiempo finito y del  $COP$  resultado de aplicar la termodinámica clásica, bajo las mismas condiciones y parámetros, se desarrollan las gráficas IV.5 y IV.6.

# CAPITULO IV

## Resultados y

## conclusiones

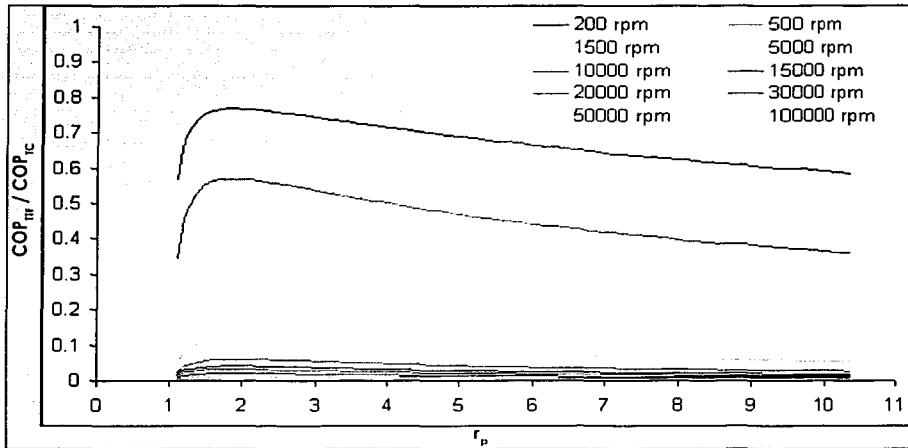


FIGURA IV.5 Ciclo simple, TTF vs TC

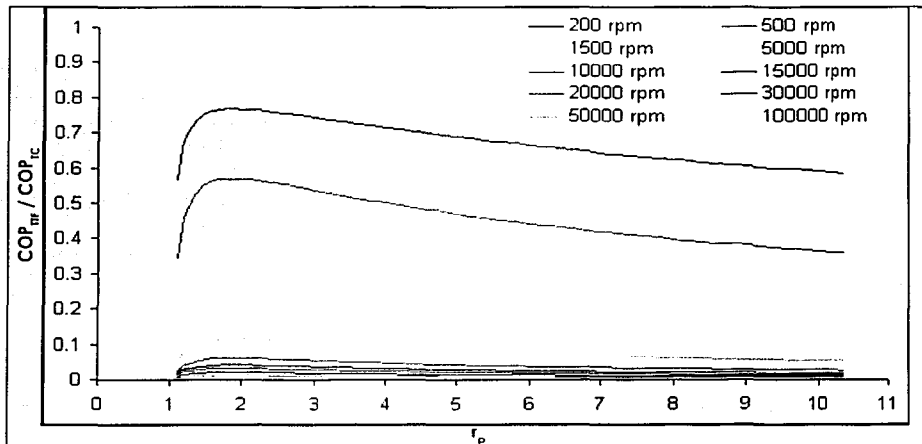


FIGURA IV.6 Ciclo regenerativo, TTF vs TC

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Puede apreciarse que para cada valor de un número de revoluciones por minuto, existe un valor de la relación de presiones que aproxima el valor de  $COP$  obtenido por la termodinámica de tiempo finito al valor del  $COP$  resultado de la termodinámica clásica, es decir, se logran mejores  $COP$  a bajas relaciones de presiones y bajas rpm.

- e) Para comparar el comportamiento del ciclo simple y del ciclo regenerativo, desarrollados mediante la termodinámica de tiempo finito, se muestra la siguiente figura IV.7.

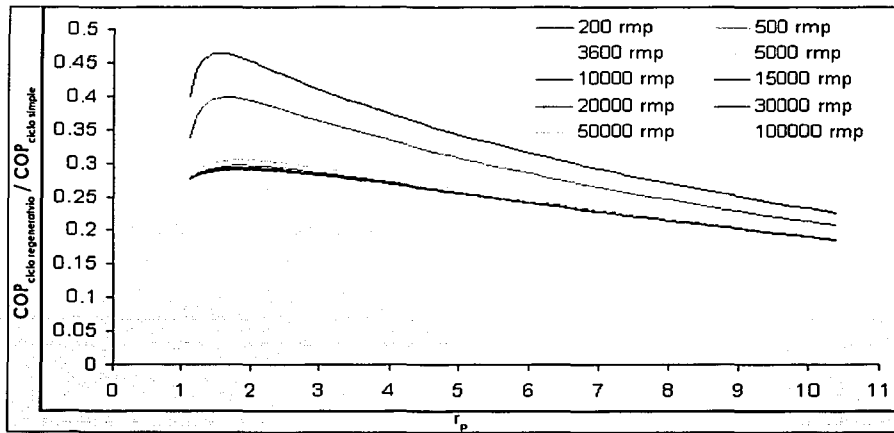


FIGURA IV.7. COP ciclo regenerativo vs ciclo simple

Se observa que el  $COP$  en un ciclo regenerativo es menor que el  $COP$  para un ciclo simple, dada una relación de presiones. Sin embargo, esta disminución en el valor del  $COP$  en el ciclo regenerativo se ve compensada con la obtención de temperaturas más bajas que el ciclo simple. Situación que se presenta al analizar ambos ciclos con termodinámica clásica.

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

Puede también apreciarse, que existe un valor para la relación de presiones en las que el valor del  $(\gamma)'$  en un ciclo regenerativo es muy cercano al valor del  $(\gamma)'$  en un ciclo simple, lo que corrobora nuevamente que se debiera operar a bajas relaciones de presiones y bajas rpm.

- f) El alcance de este trabajo es el de modelar las irreversibilidades para el ciclo de refrigeración Joule-Brayton mediante un modelo de cilindro-émbolo operando en las mismas condiciones del ciclo de refrigeración. El modelo matemático no tiene como objetivo dimensionar ni tipificar las características del equipo a emplearse.

El cálculo de las pérdidas, dadas por las ecuaciones (III.2-28a) y (III.3-25a), necesitan de una longitud característica, ésta es la carrera del cilindro-émbolo del modelo, que de ninguna manera corresponde a la carrera de un equipo real. Se trata sólo de una longitud necesaria con el fin de cuantificar las pérdidas.

- g) Se propone que la liga entre cualquier problema, como el resuelto en el apartado IV.3, con el modelo matemático obtenido bajo los conceptos de la termodinámica de tiempo finito sea el gasto necesario para el ciclo, con él se obtienen las dimensiones (carrera y diámetro) mínimos que el arreglo de cilindro-émbolo necesita para proporcionar dicho gasto. Cabe subrayar que a través del desarrollo de los problemas de este capítulo se observa que el modelo matemático obtenido mediante la termodinámica de tiempo finito arroja resultados más cercanos al valor del  $(\gamma)'$  reportado en el artículo tomado como referencia, cuando se cumple la condición de que la relación entre la carrera del cilindro-émbolo y su diámetro sea menor a la unidad. Esta relación tiene como efecto la de no elevar las pérdidas por irreversibilidad,  $h$ , en forma desproporcionada (refiérase a las ecuaciones (III.2-28a) y (III.3-25a))

En el funcionamiento de cualquier máquina térmica real están involucrados fenómenos físicos cuya complejidad aumenta cuando el tiempo se ve involucrado por lo cual, medirlos físicamente en el campo resulta complicado y muy costoso, por lo tanto, los

## CAPITULO IV

### Resultados y

### conclusiones

resultados gráficos y numéricos son meramente ilustrativos. Sin embargo, esto no implica que el modelo matemático obtenido mediante la termodinámica de tiempo finito no sea aplicable, ya que determinando los valores característicos involucrados en el modelo podemos obtener de él resultados muy cercanos a los reportados en la realidad.

Es cierto, que aunque el ciclo Joule-Brayton de refrigeración está cada vez más en desuso y que por tanto en la literatura es cada vez más difícil obtener valores del  $COP$  a los cuales operan regularmente dichos ciclos, también es cierto que el ciclo de refrigeración Joule-Brayton con fluidos de trabajo como nitrógeno y neón son la punta de lanza para la posible exploración de otros planetas en el sistema solar.

Aunque los orígenes de la termodinámica de tiempo finito datan de la década de los 70's, aún a principios de siglo XXI su desarrollo y aplicación han sido muy reducidos dada su complejidad. Sin embargo, estamos seguros que en un futuro no muy lejano, será la base para el modelado de los principios físicos que rigen a todos los dispositivos térmicos dado que finalmente el tiempo es un factor innato de cualquier proceso.

De esta forma, esperamos que este trabajo proporcione bases adicionales en el estudio de la termodinámica, en donde deberían considerarse tiempo finitos para cada proceso.

## BIBLIOGRAFÍA

---

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] F.L. Curzon and B. Ahlborn, Am. J. Phys. 43 22, 1975.
- [2] Chih Wu, Heat exchanger effect on gas refrigeration cycle, Energy Convers, Mgmt Vol 37, No. 10, pp 1513-1516, 1996
- [3] Michael Mozurkewich y R. Stephen Berry, J. Appl. Phys. 53 (1), 1982.
- [4] J.M.M. Roco, A. Calvo Hernández y S. Velasco, Revista Española de Física 12 (2), 1998.
- [5] F. Angulo-Brown, J. Fernández-Betanzos y C.A. Díaz-Pico, Eur. J. Phys. 15 38 (1994)
- [6] Lei Zhou, J.S. Kapat, L.C. Chow and Xiaoyi Li, Design of high effectiveness micro heat exchanger for Mars applications, SAE Technical Papers Series, 2000-01-3620.
- [7] Christophe Aubry, Pierre Cresp, Jérôme Guichardi and Laurent Gourgeon, Qualification of the MELFI cryocooler to be used in the International Space Station, SAE Technical Papers Series, 2000-01-2326.
- [8] L. Guzmán-Vargas and F. Angulo-Brown, A dissipative Joule-Brayton cycle model,
- [9] Bathie, William W., Fundamentos de turbinas de gas, México, Limusa, 1987, 415 p.
- [10] Burghardt, M. David, Ingeniería termodinámica, México, Harla, 1984, 558 p.
- [11] Cengel, Yunus A., Michael A. Boles, Termodinámica, México, McGraw-Hill, 1996
- [12] Faires, Virgil Moring, Termodinámica, México, Limusa, 1994, 668 p.
- [13] Faires, Virgil Moring, Termodinámica, México, Uthea, 1973, 890 p.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [14] Giacosa, Dante, Motores endotérmicos, Barcelona, Ediciones Omega, 1988, 852p
- [15] Holman, Jack Phillip, Termodinámica, México, McGraw-Hill, 1975, 518 p.
- [16] Huang, Francis F., Ingeniería termodinámica : fundamentos y aplicaciones, México, CECSA, 1994, 864 p.
- [17] Incropera , Frank P., DeWitt, David, Fundamentos de transferencia de calor, 4a. ed., Prentice Hall, México, 1999, 886p.
- [18] Manrique, José A., Termodinámica, México, Harla, 1995, 505 p.
- [19] Manual de marcación tipográfica, 1a. ed., Trillas, 1999, 88 p.
- [20] Moran, Michael J., Fundamentos de termodinámica técnica , 2a ed., Barcelona, Reverte, 1994, Tomo I y II.
- [21] Reynolds, William Craig, Termodinámica, México, McGraw-Hill, c1967, 488 p.
- [22] Van Wylen, Gordon John, Fundamentos de termodinámica, 2a ed., México, D. F., Limusa-Wiley, c1999, 892 p.
- [23] Van Wylen, Gordon John, Fundamentos de termodinámica, México, Limusa-Wiley, 1967, 734p.
- [24] Wark, Kenneth, Termodinámica, México, Interamericana McGraw-Hill, 1991, 922 p.
- [25] Zavala, Ruiz Roberto, El libro y sus orillas, 3a. ed., México, UNAM, 1998, 397 p.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

PAGINACIÓN

DISCONTINUA

---

## ANEXOS



# ANEXO 1

Correos

electrónicos

## Leer Mensaje

**Desde:** james.floresmederonavarro@gm.com <james.floresmederonavarro@gm.com>

[agregar a contactos](#) [bloquear](#) [agregar a lista spam](#) [agregar a lista blanca](#)

**Para:** jjfmn@todito.com

**Copia:**

**Fecha:** Viernes 13 de Diciembre de 2002 06:29 pm

**Tema:** Re: Ciclo Brayton de refrigeración

----- Forwarded by James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC  
on 12/13/2002 12:29 PM -----

Lev Guzman Vargas <lev@esfm.ipn.mx> on 04/05/2002 02:16:15 PM

To: James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC@GM

cc: jjfmn@todito.com, maverick\_billy@hotmail.com

Subject: Re: Ciclo Brayton de refrigeración

Que tal James,

Mira si me acuerdo de ti, he hecho un poco de memoria y los datos los sacamos de un modelo de máquina Otto, para la cual si se tienen datos sobre ello. En particular porque se trata de Gasolina u otro combustible. Como te habrás dado cuenta el trabajo de nosotros es muy cualitativo, por lo que no nos preocupamos mucho por encontrar datos concretos sobre turbinas, en principio lo que nos interesaba mostrar era el comportamiento general de la máquina, es decir sin importar el valor en si. Como nosotros estamos en area de física, es muy difícil conseguir los datos..

Sin embargo, he visto varios trabajos relacionados en revistas internacionales como, J Appl Phys: D o Energy Conversion, pero voy a buscar artículos concretos y te escribo las referencias...

Las unidades de Cv son molares, y tienen unidades de energía/temperatura, no es un flujo, ya que este tiene unidades de Masa/volumen\*tiempo saludos y en cuanto tenga los datos te los envío

#####

Lev Guzman-Vargas \*\* \*\*

\*\*\*

Departamento de Física \*\* \*\* \*

Escuela Superior de Física y Matemáticas \*\* \*\* \*

Edif #9 Instituto Politécnico Nacional \* \* \* \* \* \*

U.P. Zacatenco, Col. Lindavista 07738 \*\*

México D.F. \*\* \*\*

\*\*\*

#####

e-mail: lev@esfm.ipn.mx

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Versión Texto Plano de este mensaje. (1KB)

# ANEXO 1

Correos

electrónicos

**Leer Mensaje**

**Desde:** james.floresmederonavarro@gm.com <james.floresmederonavarro@gm.com>  
agregar a contactos bloquear agregar a lista.spam agregar a lista blanca

**Para:** jffmn@todito.com

**Copia:**

**Fecha:** Viernes 13 de Diciembre de 2002 06:27 pm

**Tema:** Re: Ciclo Brayton de refrigeración

----- Forwarded by James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC on 12/13/2002 12:27 PM -----

Fernando Angulo Brown <angulo@esfm.ipn.mx> on 04/11/2002 08:00:40 PM

**To:** James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC@GM

**cc:**

**Subject:** Re: Ciclo Brayton de refrigeración

Estimado J.Flores:

Respecto a la duda que me planteas puedo decirte lo siguiente:

Aunque el propósito principal de nuestro artículo sobre el ciclo Joule-Brayton era mas bien un tratamiento cualitativo al problema, el valor de  $C_p=0.41$ ..., se puede entender como un valor típico para un número pequeño de moles de aire. De la ecuación de estado del gas ideal despejas "n" (No de moles) y por ejemplo para  $T_1=350$  K,  $P_1=1.03 \times 10^5$  Pa y  $V_1=4 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>, obtienes  $n=0.01415$  moles. Ahora si consideras por ejemplo que para un gas diatómico (aire),  $C_v=5/2(R)$  y  $C_p=7/2(R)$  J/K.mol obtienes cantidades como  $7/2(R) \times (0.01415) = (3.5)(8.31)(0.01415) = 0.4115$  J/K. Espero que esto te sirva de algo. Saludos.F.Angulo-Brown.

Versión Texto Plano de este mensaje. (1KB)

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 1

Correos

electrónicos

**Leer Mensaje**

**Desde:** james.floresmederonavarro@gm.com <james.floresmederonavarro@gm.com>  
agregar\_a\_contactos bloquear agregar\_a\_lista\_spam agregar\_a\_lista\_blanca |

**Para:** jffmn@todito.com

**Copia:**

**Fecha:** Viernes 13 de Diciembre de 2002 06:21 pm

**Tema:** Re: Ciclo Brayton de refrigeración

----- Forwarded by James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC  
on 12/13/2002 12:21 PM -----

Fernando Angulo Brown <angulo@esfm.ipn.mx> on 12/11/2002 11:43:57 AM

**To:** <james.floresmederonavarro@gm.com>

**cc:**

**Subject:** Re: Ciclo Brayton de refrigeración

Estimado J. Flores:

El verdadero perfil de temperaturas a lo largo de las isobaras no lo conocemos. Es decir, la derivada de T respecto al tiempo no la sabemos con detalle. Sin embargo, como una primera aproximación, tomamos el valor medio de esta "velocidad" de calentamiento (o de enfriamiento), simplemente dividiendo la diferencia de T's entre el posible tiempo de duración del proceso que por hipótesis lo tomamos igual a la mitad del periodo, ya que las adiabatas muy bien pueden tomarse como instantáneas. Esta hipótesis simplificadora la usamos por primera vez en el artículo con Ramos Madrigal. Saludos F Angulo

P.D. Ojala nos pudieras dar una copia de tu tesis.

Versión Texto Plano de este mensaje. (983B)

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 1

Correos

electrónicos

**De:** James.floresmederonavarro@gm.com <james.floresmederonavarro@gm.com>  
[agregar a contactos](#) [bloquear](#) [agregar a lista spam](#) [agregar a lista blanca](#)

**Para:** jfmn@todito.com  
**Copia:**  
**Fecha:** Viernes 13 de Diciembre de 2002 06:21 pm  
**Tema:** Re: Tesis Ciclo Brayton de refrigeración

----- Forwarded by James Flores Medero Navarro/MX/GM/GMC on 12/13/2002 12:21 PM -----

Lev Guzman Vargas <lev@esfm.ipn.mx> on 12/11/2002 10:43:00 AM

To: <james.floresmederonavarro@gm.com>  
cc:  
Subject: Re: Tesis Ciclo Brayton de refrigeración

hola,

He leído tu mensaje. Te hago algunos comentarios y mas tarde voy a platicar con el Dr. Angulo para darte datos concretos de las referencias. Lo que me preguntas sobre el TIT, esto es una hipótesis de trabajo, es decir, se supone por simplicidad que puede considerarse así...ahora lo que se hace con una hipótesis es tratar de justificarla al máximo y si los resultados del análisis donde se usa dicha hipótesis son buenos comparados con la realidad...entonces quiere decir que la suposición es buena. Para justificarla hasta donde me dio hace tiempo el Dr. Angulo es que al considerar el cambio de temperatura con respecto al tiempo como constante cuando se intercambia calor, se está haciendo una especie de promedio de esta variación...por ejemplo en cinemática, cuando analizas la velocidad de un cuerpo y te interesa solamente la velocidad promedio, pues tomas el cambio de velocidad entre el tiempo que tomo el desplazamiento, sin importarte si al inicio se movió más rápido y más lento al final o a la inversa...es decir no te interesa como se movió en los estados intermedios...en resumen consideras que el cuerpo se desplazó siempre con la misma velocidad...

Algo similar está implícito en esta hipótesis...el flujo de calor puede ser más rápido en cierta etapa y luego disminuir y al analizar el cambio de temperatura está subido en la primera pero después bajo...de manera que al analizar el proceso total, se observa que el ritmo al que cambió la temperatura fue de altibajos...luego esto se puede considerar de manera global que el ritmo de cambio de la temperatura fue aproximadamente constante...pero les sugiero que digan que esto es una hipótesis de trabajo solamente y que no es lo que ocurre en la mayoría de los casos reales...y que se justifica que al aplicarla en modelos sencillos como en que trabajamos nosotros permite reproducir algunas características reales...

saludos y estamos en contacto

#####

Lev Guzman Vargas \*\* \*\*  
\*\* \*\*  
Departamento de Física \*\* \*\* \*\*  
Escuela Superior de Física y Matemáticas \*\* \*\* \*\*  
Edif #9 Instituto Politécnico Nacional \*\* \*\* \*\*  
U.P. Zacatenango, Col. Lindavista 07738 \*\* \*\*  
México D.F. \*\* \*\*  
e-mail: lev@esfm.ipn.mx  
http://cactus.esfm.ipn.mx/lev \*\* \*\*  
#####

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Versión Texto Plano de este mensaje.(2KB)

## ANEXO 2

### Memoria de cálculo

#### ciclo simple

$$COP = \frac{\frac{Q_R}{\tau}}{\frac{W_N}{\tau}} = \frac{Q_R}{P_{OT_{M1}}}$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.2-5) , (III.2-10) y (III.2-30)

$$= \frac{C_{PA}(T_1 - T_4)}{G_1(T_1 - T_4) + G_2(T_2 - T_3)} \\ = \frac{C_{PB} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} + b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2$$

reescribiendo

$$= \frac{C_{PA}(T_1 - T_4)}{G_1(T_1 - T_4) + G_2(T_2 - T_3)} \\ = \frac{(C_{PB} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$= \frac{\left[ (G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) \right] [C_{PA}(T_1 - T_4)]}{\left[ G_1(T_1 - T_4) + G_2(T_2 - T_3) \right] \left[ (C_{PB} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2 \right]}$$

factorizando  $(T_2 - T_3)$

$$= \frac{\left[ (G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) \right] [C_{PA}(T_1 - T_4)]}{\left[ (T_2 - T_3) \left[ G_1 \frac{(T_1 - T_4)}{(T_2 - T_3)} + G_2 \right] \right] \left[ (C_{PB} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2 \right]}$$

## ANEXO 2

### Memoria de cálculo

#### ciclo simple

Sustituyendo la ecuación (III.2-45)

$$= \frac{[(G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})] [C_{PA}(T_1 - T_4)]}{\left[ (T_2 - T_3) \left[ G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \right] \left[ (C_{PB} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2 \right]}$$

Eliminando terminos semejantes

$$= \frac{[C_{PA}(T_1 - T_4)]}{\left[ (C_{PB} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2 \right] [(T_2 - T_3)]}$$

De la ecuación (III.2-15)

$$= \frac{C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{(C_{PB} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) + (G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) b(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}})^2}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Finalmente, reordenando

$$COP_{TTR} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{\frac{C_{PB}}{C_{PA}} - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + \frac{b}{C_{PA}} \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \left( G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)}$$

## Memoria de cálculo

**ciclo regenerativo**

$$COP = \frac{\frac{Q_R}{\tau}}{\frac{W_N}{\tau}} = \frac{Q_R}{P_{OLNET}}$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.3-9), (III.3-14) y (III.3-27)

$$= \frac{\frac{C_{PA}(T_h - T_c)}{G_1(T_h - T_c) + G_2(T_2 - T_u) + G_3(T_1 - T_h) + G_4(T_u - T_4)}}{\frac{C_{PH} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left(\frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4}\right)[G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]} + b \left(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}}\right)^2}$$

Multiplicando el numerador, arriba y abajo, por  $(T_2 - T_4)$

$$= \frac{\frac{C_{PA} \frac{T_h - T_c}{T_2 - T_4}}{G_1 \frac{T_h - T_c}{T_2 - T_4} + G_2 \frac{T_2 - T_u}{T_2 - T_4} + G_3 \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} + G_4 \frac{T_u - T_4}{T_2 - T_4}}{\frac{C_{PH} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left(\frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4}\right)[G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]} + b \left(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}}\right)^2}$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.3-20), (III.3-21) y (III.3-22)

$$= \frac{\frac{C_{PA} \left( r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right)}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left(\frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4}\right)[G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]}{\frac{C_{PH} - C_{PA}r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}{G_2 + G_1r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left(\frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4}\right)[G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]} + b \left(1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}}\right)^2}$$

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## Memoria de cálculo

### ciclo regenerativo

reescribiendo

$$= \frac{C_{PH} \left( r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right)}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]} \left\{ \frac{1}{G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)]} \left[ C_{PH} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \right] \left[ G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)] \right] \right\}$$

Eliminando terminos semejantes

$$= \frac{C_{PH} \left( r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right)}{\left\{ C_{PH} - C_{PA} r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + b \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \right\} \left[ G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)] \right]}$$

Finalmente, acomodando terminos

$$COP_{TH} = \frac{r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right)}{\frac{C_{PH}}{C_{PA}} - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + \left\{ \left[ G_2 + G_1 r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - \left( \frac{T_1 - T_h}{T_2 - T_4} \right) [G_1 - G_3 + \beta(G_2 - G_4)] \right] \left[ \frac{b}{C_{PA}} \left( 1 - \theta r_p^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} \right)^2 \right] \right\}}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



**ANEXO 3**

**SAE TECHNICAL  
PAPER SERIES**

**2002-01-2305**

---

## **MELFI Thermal Verification Before the First Flight**

**Jean Chegancas and Virginie Le Gall**  
ASTRIUM SAS

Reprinted From: **Proceedings of the 32<sup>nd</sup> International Conference on  
Environmental Systems CD-ROM  
(ICES2002CD)**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**SAE** The Engineering Society  
For Advancing Mobility  
Land Sea Air and Space®  
INTERNATIONAL

32<sup>nd</sup> International Conference on Environmental Systems  
San Antonio, Texas  
July 15-18, 2002

## ANEXO 3

The appearance of this ISSN code at the bottom of this page indicates SAE's consent that copies of the paper may be made for personal or internal use of specific clients. This consent is given on the condition, however, that the copier pay a per article copy fee through the Copyright Clearance Center, Inc. Operations Center, 222 Rosewood Drive, Danvers, MA 01923 for copying beyond that permitted by Sections 107 or 108 of the U.S. Copyright Law. This consent does not extend to other kinds of copying such as copying for general distribution, for advertising or promotional purposes, for creating new collective works, or for resale.

Quantity reprint rates can be obtained from the Customer Sales and Satisfaction Department.

To request permission to reprint a technical paper or permission to use copyrighted SAE publications in other works, contact the SAE Publications Group.



**GLOBAL MOBILITY DATABASE**

*All SAE papers, standards, and selected books are abstracted and indexed in the Global Mobility Database*

No part of this publication may be reproduced in any form, in an electronic retrieval system or otherwise, without the prior written permission of the publisher.

ISSN 0148-7191

Copyright © 2002 Society of Automotive Engineers, Inc.

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper. A process is available by which discussions will be printed with the paper if it is published in SAE Transactions. For permission to publish this paper in full or in part, contact the SAE Publications Group.

Persons wishing to submit papers to be considered for presentation or publication through SAE should send the manuscript or a 300 word abstract of a proposed manuscript to: Secretary, Engineering Meetings Board, SAE.

Printed in USA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

XI

# ANEXO 3

2002-01-2305

## MELFI Thermal Verification Before the First Flight

Jean Cheganças and Virginie Le Gall  
ASTRIUM SAS

Copyright © 2002 Society of Automotive Engineers, Inc.

### ABSTRACT

The Minus Eighty degrees Celsius Laboratory Freezer for ISS (MELFI) is a freezer that will be delivered to NASA as Laboratory Support Equipment (LSE) by ESA.

A first qualification test campaign was conducted with the DM (Development Model) Brayton Sub-System (BSS) installed in MELFI QM (Qualification Model) rack.

This test campaign gave a lot of information on MELFI thermal system behaviour. Nevertheless, the lessons learned from these first performance tests raised questions about the tests to be performed with MELFI first flight model.

Thus, this paper will present the qualification test results, the observations made after these tests and, in the light of these remarks, the logic followed to completely re-define the thermal test plan in order to fully cover the verification of the thermal requirements before MELFI first flight.

### INTRODUCTION

The Minus Eighty (Degrees Celsius) Laboratory Freezer for ISS (MELFI) MELFI is a rack size facility which will provide the Space Station with refrigerated volume for storage and fast freezing of life science and biological samples. Transportation to and from the Station will be performed by the Multi Purpose Logistic Module (MPLM), in which the MELFI will be fully functional.

This paper will present the main steps of MELFI thermal verification before the first flight :

- MELFI thermal qualification campaign : A first extensive test campaign with MELFI EQM (Engineering and Qualification Model) was conducted giving a lot of information on MELFI thermal system behaviour.
- Remarks and observations after qualification tests : These tests revealed that some tested sequences imposed by the specification were not the most critical with respect to the thermal performance, and

that, conversely, some other tests, not performed during this qualification campaign, would be useful to have a better knowledge of the thermal system.

- New test campaign for MELFI flight models : Because of the new lessons learned from these first performance tests, the thermal test plan for MELFI FM1 (Flight Model 1) was entirely reviewed to better cover the verification of the thermal requirements.

After a general presentation of MELFI functionalities, these three steps will be presented in this paper.

### MELFI OVERVIEW

MELFI is integrated in a six post IHI – NASDA rack as presented in figure here below.

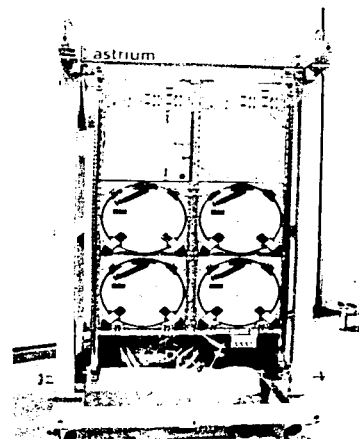


Figure 1 : MELFI Flight Model 1

TESIS CON  
PALLA DE ORIGEN

# ANEXO 3

MELFI main thermal requirements and science needs are presented in table 1.

|                        |  |
|------------------------|--|
|                        | +4°C, -26°C, -80°C with associated temperature range for samples. Only one dewar at +4°C and/or -26°C at a given time. |
|                        | MELFI shall cope with an 8h power off period   |
|                        | 2ml : 18 to 30 min<br>5ml : 29 to 41 min<br>10ml : 44 to 56 min<br>100ml : 140 to 170 min<br>500ml : 340 to 460 min    |
|                        | 1 dewar at -80°C : 13W<br>2 dewars at -80°C : 25W<br>3 dewars at -80°C : 36W<br>4 dewars at -80°C : 47W                |
| Electrical power range |  |

Table 1 : MELFI main thermal requirements and science needs

MELFI consists of two main functional subsystems:

- the Brayton Subsystem (BSS)
- the Dewar Subsystem (DSS).

The Brayton Subsystem is composed of a Brayton machine, which is surrounded by a cold box including in particular all the exchangers. The cold box insulation is ensured by vacuum multi-layer insulation (MLI).

The Dewar Subsystem includes four thermally independent cold enclosures (dewars) and a piping, which ensures the cold power distribution from the Brayton machine to the dewars. The piping interfaces with each dewar through a cold finger, which is ended by dewar valves that allow the gas flow in each dewar to be controlled.

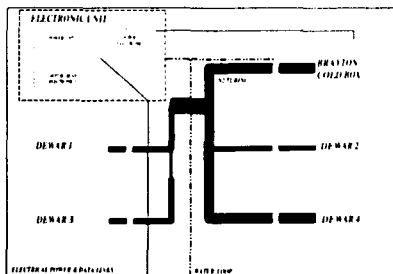


Figure 2 : MELFI Functional block diagram

Each dewar is a cylindrical container. The internal volume is divided into four quarters by an aluminum cross structure. This structure allows the transport of the cold power from the cold finger to the samples. In addition, the cross plates are used to support the four drawers (trays), in which the samples are stored. The trays slide on the structure and can easily be engaged or pulled out to ease the samples loading/unloading operations.



Figure 3 : Dewar, trays and box modules

Inside each tray, box modules containing specific hardware (vial cards, contact cards, vial bags, bottle holder) are used to accommodate a wide variety of specimens with different shapes.

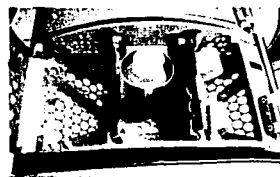


Figure 4 : Receiving box module with bottle holder and contact card

MELFI can accommodate up to 100kg of samples and packaging. MELFI was designed to operate at three temperature modes :

- +4°C mode, in which samples are maintained in +0.5 to +6°C range,
- -26°C mode, in which samples are maintained in -37 to -23°C range,
- -80°C mode, in which samples are maintained below -68°C.

MELFI power consumption is between 550W and 900W. With such power allocations, the Brayton machine can produce from 13W up to 90W cold power for a Nitrogen temperature at -87°C.

A water loop connected to the ISS low temperature loop allows the heat dissipated by the Brayton machine and the Electronic Subsystem to be removed.

## THERMAL QUALIFICATION TESTS ON MELFI EQM WITH DM COLD BOX

MELFI thermal verification at system level began with the qualification test campaign. Thermal qualification tests were performed in year 2001 on MELFI EQM (Engineering and Qualification Model). This extensive test campaign was conducted following three main steps:

- Assessment of MELFI thermal performance without temperature control
- Validation of the temperature control concept / software
- Verification of MELFI thermal performance using the validated software.

The objective of the last tests, the results of which will be presented hereafter, was to check MELFI thermal performance in terms of capability to reach and maintain the relevant temperature levels, sample cooling down times and sample preservation during power off and re-cooling phases.

### BRIEF TEST DESCRIPTION

The following tests were performed with the DM cold box:

- 12 functioning modes

| MELFI MODE | Dewar1 | Dewar2 | Dewar3 | Dewar4 |
|------------|--------|--------|--------|--------|
| 1          | OFF    | -80°C  | OFF    | OFF    |
| 2          | OFF    | -80°C  | OFF    | +4°C   |
| 3          | OFF    | -80°C  | OFF    | -26°C  |
| 4          | OFF    | -80°C  | OFF    | -80°C  |
| 5          | +4°C   | -80°C  | OFF    | -26°C  |
| 6          | OFF    | -80°C  | -80°C  | +4°C   |
| 7          | -80°C  | -80°C  | OFF    | -26°C  |
| 8          | OFF    | -80°C  | -80°C  | -80°C  |
| 9          | -26°C  | -80°C  | +4°C   | -80°C  |
| 10         | -80°C  | -80°C  | -80°C  | +4°C   |
| 11         | -80°C  | -80°C  | -80°C  | -26°C  |
| 12         | -80°C  | -80°C  | -80°C  | -80°C  |

Table 2 : MELFI functional modes

- Single sample insertions at  $-80^{\circ}\text{C}$ ,  $+4^{\circ}\text{C}$  and  $-26^{\circ}\text{C}$  (2ml, 5ml, 10ml and 465ml at  $-80^{\circ}\text{C}$  and 100ml sample at  $+4^{\circ}\text{C}$ ,  $-26^{\circ}\text{C}$  and  $-80^{\circ}\text{C}$ )
- Multiple sample insertions (insertion of 20 100ml bottles, one every 45 minutes in two dewars alternatively)
- 8-hour power off and re-cooling sequence for single dewar at  $-80^{\circ}\text{C}$  (550W)
- 8-hour power off and re-cooling sequence for dewars at  $+4^{\circ}\text{C}$  and  $-26^{\circ}\text{C}$  (900W)
- 8-hour power off and re-cooling sequence for four dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$  (900W)

The list of the 12 modes was established as the minimum test cases to verify the MELFI temperature control for at least one configuration with the specified numbers of dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$ ,  $-26^{\circ}\text{C}$  or  $+4^{\circ}\text{C}$ . One of the aspects to be verified for the temperature control was the influence of cooling down a warm dewar when a given number of dewars were already cold.

In addition, even though for some intermediate cases (2 or 3 dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$ ) no specification for the power consumption was imposed, some characterization was intended to help the user for a better scheduling of the power allocation inside the ISS. Since the beginning this aspect was brought by NASA as a critical point on their side: NASA could not accept to be imposed the same power allocation for 2, 3 or 4 dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$  and some scaling was to be given.

### TEST PERFORMANCE

These qualification tests were performed

- With the maximum allowed water inlet temperature
- With the minimum water flow rate
- At  $22^{\circ}\text{C}$  ambient temperature
- With electrical power limited to 550W or 900W.

The main results of these tests are as follows :

- Temperatures in the dewars - steady state conditions

The average temperatures reached in the dewars for each of the 12 functioning modes in steady state conditions are presented in the table below.

|    | Dewar 1 | Dewar 2 | Dewar 3 | Dewar 4 |
|----|---------|---------|---------|---------|
| 1  |         | -86.7°C |         |         |
| 2  |         | -86.9°C |         | +2.0°C  |
| 3  |         | -84.3°C |         | -35°C   |
| 4  |         | -86.7°C |         | -86.8°C |
| 5  | +2.2°C  | -84.7°C |         | -35.0°C |
| 6  |         | -87.6°C | -87.1°C | +2.0°C  |
| 7  | -84.8°C | -84.6°C |         | -35.1°C |
| 8  |         | -85.8°C | -87.4°C | -87.3°C |
| 9  | -34.7°C | -90.2°C | +2.1°C  | -89.0°C |
| 10 | -87.4°C | -86.4°C | -87.4°C | +2.0°C  |
| 11 | -85.2°C | -84.0°C | -84.8°C | -35°C   |
| 12 | -87.0°C | -83.0°C | -87.7°C | -87.2°C |

Table 3 : Dewar average temperatures in steady state conditions

As shown by these test results, All the functioning modes can be reached and maintained.

- Single sample cooling down

All the samples have been inserted in the warmest dewar in the dedicated receiving hardware.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## ANEXO 3

|                           | Cooling down time from 23°C to -68°C |  |
|---------------------------|--------------------------------------|--|
|                           |                                      | 0g cooling down time deduced from 1g results |
| 2ml                       | 15min                                | 16min  |
| 5ml                       | 28 min                               | 31min  |
| 10ml                      | 36 min                               | 40min  |
| 100ml bottle              | 97 min                               | 160min                                       |
| St. Steel sample (-100ml) | 111min                               | 170min                                       |
| 3 x 155ml                 | 266 min                              | 439min                                       |

Table 4 : Sample cooling down times

These cooling down durations are compliant with the required values.

In addition, the tests showed that when a warm sample is inserted in the dewar, the already cold sample (600g for the insertion of 3x155ml and 200g for other inserted sample) placed in the adjacent box module is protected.

- Multiple sample insertion  
20 bottles containing each 100ml saline solution were inserted in MELFI (one every 45 minutes in two dewars alternatively). The minimum and maximum durations for sample cooling down are shown in the table hereafter.

|    |   |   | Cooling down times from 23°C to -68°C (1g) | 0g cooling down time deduced from 1g results |
|----|---|---|--|--|
| 1  | 1 | A | 76min                                      | 125min                                       |
| 14 | 2 | A | 104 min                                    | 172min                                       |

Table 5 : Minimum and maximum duration for cooling down of 100ml sample

When a warm sample is inserted, the samples located in the adjacent box module are protected.

- Power off and re-cooling  
Three tests of power off and re-cooling were conducted during this campaign :
  - Single dewar at -80°C with 550W maximum electrical power
  - Four dewars at -80°C with 900W maximum electrical power.
  - One dewar at +4°C, one at -26°C and two dewars at -80°C with 900W maximum electrical power.

The dewars were filled with the relevant thermal inertia. Actually, analyses have shown that a minimal thermal inertia is needed in the dewar(s) to cope with the 8h

power off period. These thermal masses are 22kg (or 11kg) of samples filled with saline solution in a dewar at -80°C when power is limited to 550W (respectively 900W), 8.5kg of samples for dewar at +4°C, 3.5kg for dewar at -26°C.

|  |      | Max. sample temperature |
|--|------|-------------------------|
| Single dewar at -80°C                            | 520W | -76.1°C                 |
| One dewar at +4°C, one at -26°C and two at -80°C | 870W | 2.5°C / -28°C / -72.8°C |
| Four dewars at -80°C                             | 870W | -72.9°C                 |

Table 6 : Max. sample temperature during power off

All the samples are protected : their temperature remains within the required temperature range.

Note that 30W margins are kept for end of life degradation.

As a conclusion, all these results show that MELFI is compliant with all the thermal requirements even though the margins are reduced on power consumption.

### REMARKS AND OBSERVATIONS AFTER THE QUALIFICATION TEST CAMPAIGN

After this test campaign, two types of remarks and observations were made that should be taken into account to define the tests to be performed on MELFI flight models :

- Design modifications between the tested QM rack and the flight design  
Three main MELFI components have differences between the QM rack and the Flight design, which might have an impact on thermal performances :
  - The Cold Box
  - The dewar doors
  - The water loop.
- Outcomes from tests with DM cold box  
These tests revealed that some tested sequences imposed by the specification were not the most critical with respect to the thermal performance, and that, conversely, some other tests, not performed during this qualification campaign, would be useful to have a better knowledge of the thermal system.

The proposed tests shall also be organised to make the distinction between the thermal performance qualification tests, using a flight representative hardware, and the thermal acceptance tests of the flight units.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 3

## DESIGN MODIFICATIONS BETWEEN THE TESTED QM RACK AND THE FLIGHT DESIGN

### DM cold box / Flight design cold box

As the design of the DM cold box is not the flight design, the following differences had been identified between the DM and the QM/FM cold boxes:

- Design changes:
  - The DM cold box is not equipped with PCM. The PCM could have impact on MELFI performance in steady state conditions as well as during transient operations such as power off and re-cooling after power off. Due to a different thermal inertia inside the cold box, the power consumption for the 1 dewar / 550W steady state case and for all power off cases might get outside the specified values as they were expected to be already very marginal.
  - The internal couplings in DM and QM/FM cold boxes are different. This design change could have an impact on MELFI thermal performance. As for the PCM, the specification for the power consumption may not be fulfilled.
- Temperature sensors  
Nominally, the temperature control concept is based on one peculiar sensor of the cold box (sensor T5). As no sensor T5 is installed in the DM cold box, the tests have been performed using another sensor (T3) of the cold box. The use of T5 could have an impact on the temperature control, possibly impacting the power consumption because the set point for the cold gas return is modified in the regulation.

A delta test campaign for the qualification of MELFI with a flight design cold box is necessary to validate the design changes and to formally verify the requirements linked to the temperature control and to the power consumption constraints.

### QM Dewars / Flight design Dewars

For thermal performance aspects, the only differences between QM dewars and flight dewars are the doors. The thermal link between the flight doors and the dewar vessel could bring additional heat leaks for the dewar.

### QM Water Loop/ Flight design Water Loop

The water loop inside the QM rack with a DM Cold Box and a DM machine has a flow repartition among the branches, which is different from the one inside the flight rack. This difference is not expected to modify the thermal performances, which are quite tolerant to water flow variation.

## OUTCOMES FROM TESTS WITH DM COLD BOX

This test campaign with the DM cold box gave a lot of information on MELFI thermal system behaviour.

These tests revealed that some tested sequences (e.g. some functioning modes) were not the most critical with respect to the requirements; they also revealed that some other tests, not performed with the DM BSS, are necessary to verify in full the MELFI thermal requirements.

The remarks made after the tests with DM cold box are as follows :

- Now that it has been checked, with the QM rack with the DM BSS, that the temperature control works perfectly for the intermediate modes, it is not necessary to repeat all the 12 functioning modes for the subsequent units: modes 3 to 8, 10 and 11 may be avoided if it is accepted not to have a precise power consumption associated to those modes (the first performance tests can be used to assess the power consumption in these modes).
- The performance of each dewar depends on its location in the rack. For example, 60% more of equivalent cold power is needed to maintain a  $-80^{\circ}\text{C}$  mode in dewar 3 compared to dewar 2. Each dewar must then be tested individually.
- For each valve, the number of steps corresponding to the closed position varies. A characterization of each dewar is needed to optimise the temperature control. Each dewar (except dewar 2 which is never at  $+4^{\circ}\text{C}$  nor at  $-26^{\circ}\text{C}$ ) shall be tested in the most constraining mode i.e. at  $+4^{\circ}\text{C}$ .
- A test at  $-26^{\circ}\text{C}$  is needed to check the behaviour of the temperature control. As all the valves must be tested at  $+4^{\circ}\text{C}$ , only one dewar is tested at  $-26^{\circ}\text{C}$ .
- The power off tests results for a single dewar at  $-80^{\circ}\text{C}$  and for four dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$  are barely within the specification. These tests must be repeated with a fully representative flight configuration.
- The power off test for dewars at  $+4^{\circ}\text{C}$  and  $-26^{\circ}\text{C}$  is not critical. It must be repeated with the flight design BSS.
- MELFI thermal performance is influenced by the rack orientation. Some tests for the possible rack orientations in MPLM must be performed to anticipate the results, which will be obtained by NASA in MPLM, on the launch pad.

A new test campaign for MELFI qualification with a flight design cold box and for acceptance of all the FMs shall be foreseen to take into account the observation made after the test campaign with DM cold box.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 3

## TEST CAMPAIGN PROPOSED FOR MELFI THERMAL VERIFICATION

All the remarks listed in paragraph above lead to a new test campaign with the following objectives :

- To have a set of configurations that completely ensure that all the dewars offer the required performance for the three temperature modes (+4°C, -26°C and -80°C)
- To reduce to the minimum the number of configurations to test all dewars
- To characterize MELFI thermal performance for all possible rack orientations on ground reflecting the MELFI situations when inside MPLM.

This test campaign was divided in two parts.

### PART 1 – MELFI VERIFICATION IN VERTICAL POSITION

#### Tests for MELFI qualification

The following tests should be performed with MELFI in vertical position :

- 8 cases replacing the 12 functioning modes :

|   | Dewar 1 | Dewar 2 | Dewar 3 | Dewar 4 | Functioning mode |
|---|---------|---------|---------|---------|------------------|
| A | -80°C   | OFF     | OFF     | OFF     | 1                |
| B | OFF     | -80°C   | OFF     | OFF     | 1                |
| C | OFF     | OFF     | -80°C   | OFF     | 1                |
| D | OFF     | OFF     | OFF     | -80°C   | 1                |
| E | +4°C    | -80°C   | OFF     | OFF     | 2                |
| F | OFF     | -80°C   | +4°C    | OFF     | 2                |
| G | -80°C   | -80°C   | -26°C   | +4°C    | 9                |
| H | -80°C   | -80°C   | -80°C   | -80°C   | 12               |

Table 7 : Definition of the 8 cases

- Cases A to D are used for verification of the dewar performance at system level and to check MELFI capability to reach and maintain the mode at -80°C, wherever the active dewar is located, within the power limitation constraints.
- Cases E to G have the objective to check MELFI capability to reach and maintain the mode at +4°C wherever the dewar at +4°C is located (except the dewar 2 location, which is never at +4°C). This mode is the worst case for the accuracy of the temperature control (the acceptable temperature range is very limited and the valve is close to the end position switch).

- Case G also allows the mode at -26°C to be tested.

- Case H is used to check MELFI capability to reach and maintain the mode at -80°C in all the dewar with the allocated electrical power.

- Power off and re-cooling tests for :
  - Single dewar at -80°C (550W : real power is 530W)
  - Dewars at +4°C and -26°C (900W : real power is 870W)
  - Four dewars at -80°C (900W : real power is 870W)
- Insertion of the stainless steel sample (~100n sample of saline solution)

All these tests allow MELFI performance requirements to be completely verified. In particular, the functioning modes that were initially planned for the FM1 tests will be covered by these cases (e.g. case H will cover the modes 4 and B).

#### Tests for acceptance of all MELFI FMs

For all the FMs, the test sequence could be reduced to

- 5 cases

|   | Dewar 1 | Dewar 2 | Dewar 3 | Dewar 4 | Functioning mode |
|---|---------|---------|---------|---------|------------------|
| B | OFF     | -80°C   | OFF     | OFF     | 1                |
| E | +4°C    | -80°C   | OFF     | OFF     | 2                |
| F | OFF     | -80°C   | +4°C    | OFF     | 2                |
| G | -80°C   | -80°C   | -26°C   | +4°C    | 9                |
| H | -80°C   | -80°C   | -80°C   | -80°C   | 12               |

Table 8 : Five cases

- Power off and re-cooling tests for :
  - Single dewar at -80°C with 550W electrical power
  - Four dewars at -80°C with 900W electrical power
- Insertion of the stainless steel sample (~100n sample of saline solution)

### PART 2 – RACK ORIENTATION

Tests with DM cold box showed that, in vertical position more power is needed to maintain a temperature at -80°C in the lower dewars (3 and 4) than in the upper dewars (1 and 2). The difference is much higher than expected. One of the identified contributors to this unexpected difference is gravity. Additional tests for different rack orientations were then conducted (see RI 4) to evaluate the impact of the orientation on MELFI thermal performance. These tests showed that MELFI thermal performance is influenced by the rack orientation. MELFI must be then characterized on ground for all the possible orientations when inside MPLM.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



# ANEXO 3

Three different orientations of the rack are possible in the MPLM while on ground: vertical position after landing, horizontal position with the cold box at the bottom and horizontal position with the cold box at the top, both positions on the launch pad.

The first part of the tests is performed with MELFI in vertical position. The objective of the following tests is to characterize MELFI performance for the two other possible orientations of the rack in the MPLM on ground. These results will be considered as reference results for MELFI performance on the launch pad.

Having the possibility to compare MELFI performance on the launch pad to the obtained reference results will allow the health of the payload before launch to be verified.

For each horizontal orientation of the rack, the two extreme cases will be tested :

- Single dewar at  $-80^{\circ}\text{C}$  with 550W electrical power (cases C-ht – horizontal rack with cold box at top- and C-hb horizontal rack with cold box at bottom)
- Four dewars at  $-80^{\circ}\text{C}$  with 900W electrical power (cases H-ht – horizontal rack with cold box at top- and H-hb horizontal rack with cold box at bottom)

These tests are summarized in the following table:

|      |                       |                       |                       |                       | Cold box position |
|------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|
| C-ht | OFF                   | OFF                   | $-80^{\circ}\text{C}$ | OFF                   | Top               |
| C-hb | OFF                   | OFF                   | $-80^{\circ}\text{C}$ | OFF                   | Bottom            |
| H-ht | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | Top               |
| H-hb | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | $-80^{\circ}\text{C}$ | Bottom            |

Table 9 : Definition of cases for orientation tests

This characterization of MELFI for different orientations has to be done before the first flight unit is installed on the launch pad. The tests described in this paragraph could be performed either in conjunction with the qualification tests or in conjunction with the FM1 acceptance tests.

## CONCLUSION

A new test plan for MELFI thermal tests is proposed to verify the MELFI performance versus the requirements. The 12 functioning modes are replaced by 8 cases tested with MELFI in vertical position and 4 additional cases in horizontal position.

This test plan has already been applied for verification of MELFI FM1 thermal performance. The tests according to this new test sequence will also be performed on the next flight units.

## ACKNOWLEDGMENTS

For the preparation of this paper, the authors have used documents and material produced in the frame of ESA contract for MELFI development.

## REFERENCES

- [1] MELFI providing the Ground – Space Station  $-80^{\circ}\text{C}$  cold chain, P. Humbert, J. Cheganças, D. Perarnaud, T. Andersen, 50<sup>th</sup> IAF – Amsterdam, NL, October 1999.
- [2] Qualification of the MELFI Cryocooler to be used in the International Space Station, C. Aubry, P. Crespi, J. Guichard, L. Gougeon, ICES – Toulouse, France, July 2000.
- [3] MELFI Cooling Performance Characterization and Verification, G. Colangelo, M. N. De Parolis, J. Jimenez, ICES – Toulouse, France, July 2000.
- [4] MELFI the first freezer for science in Space Station, J. Cheganças, ICES – Orlando, USA, July 2001.
- [5] MELFI thermal characterization and verification From subsystem to system, J. Cheganças, V. Le Gall, ICES – Orlando, USA, July 2001.

## CONTACT

Jean CHEGANÇAS, Astrium,  
31 Av. des Cosmonautes, 31402 Toulouse Cedex 4,  
France  
Phone: +33.562.19.61.69 - Fax: +33.562.19.59.58  
e-mail : jean.cheганcas@astrium-space.com

Virginie LE GALL, Astrium,  
31 Av. des Cosmonautes, 31402 Toulouse Cedex 4,  
France  
Phone: +33.562.19.98.14 - Fax: +33.562.19.77.44  
e-mail : virginie.legall@astrium-space.com

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 4

## Gráficas en escala

**logarítmica**

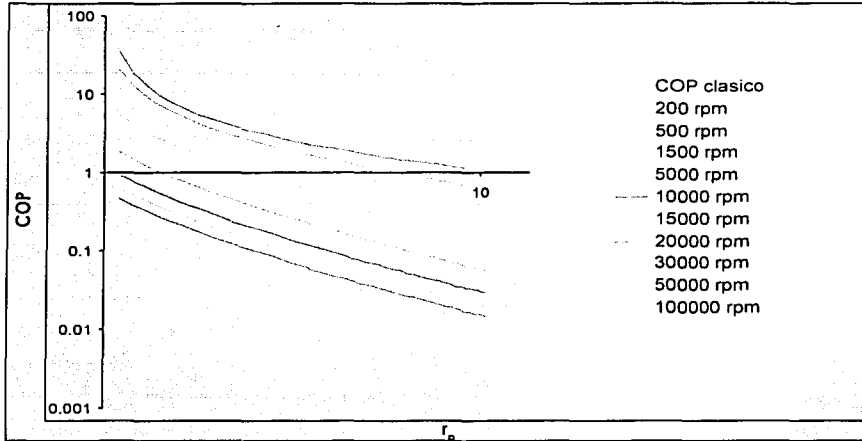


FIGURA IV.3 Ciclo simple

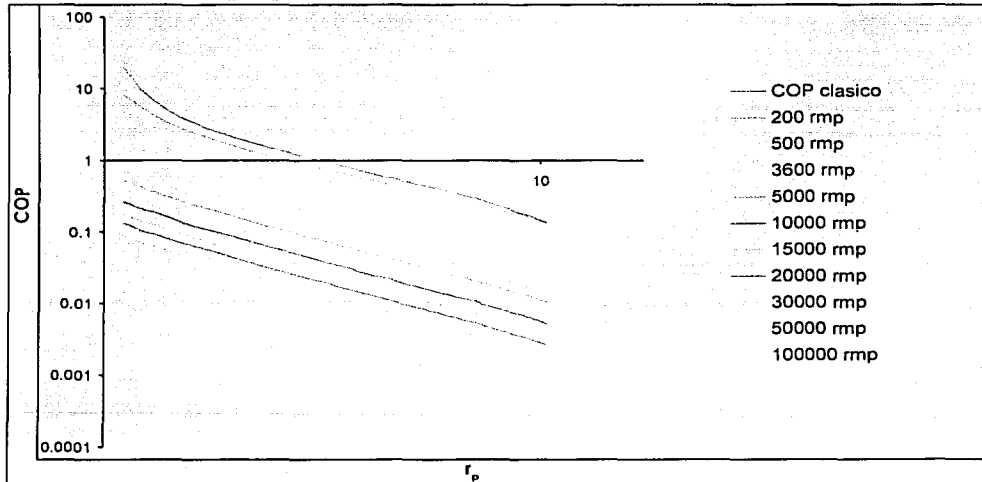


FIGURA IV.4 Ciclo regenerativo

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# ANEXO 4

Gráficas en escala

logarítmica

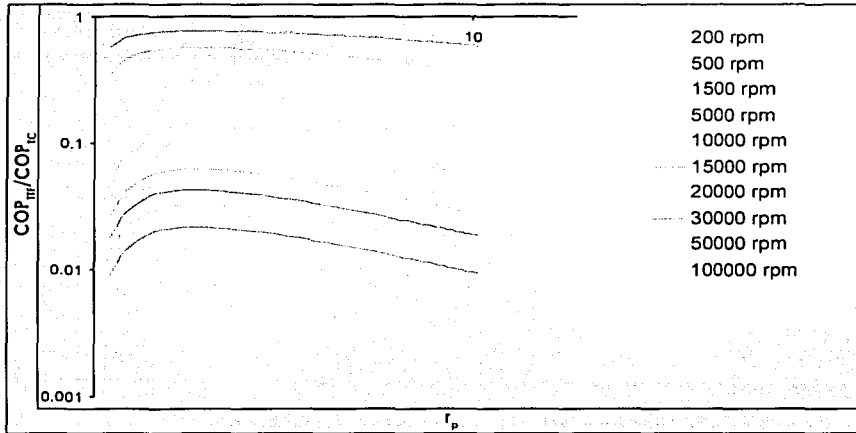


FIGURA IV.5 Ciclo simple, TTF vs TC

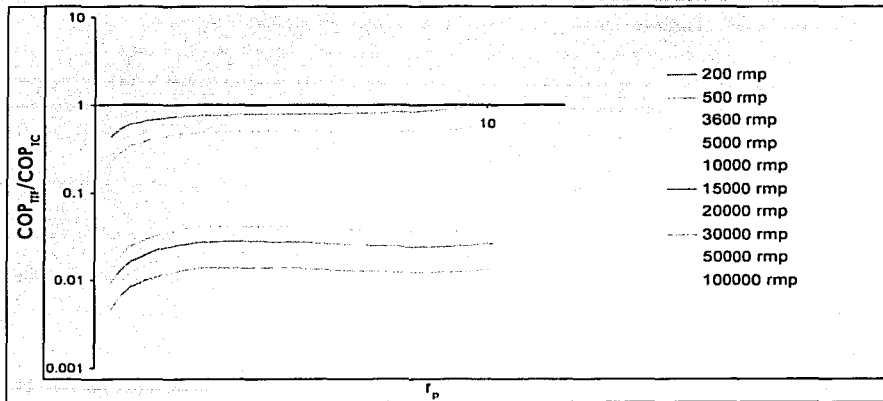


FIGURA IV.6 Ciclo regenerativo, TTF vs TC

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

XX

## ANEXO 4

### Gráficas en escala

**logarítmica**

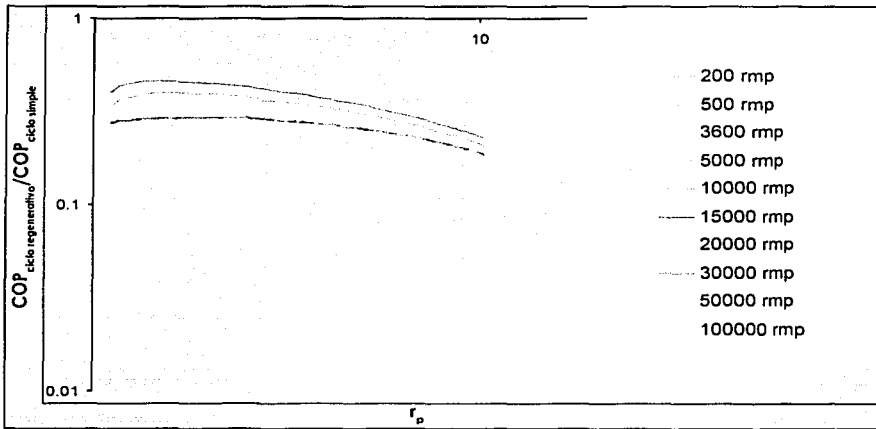


FIGURA IV.7 COP ciclo regenerativo vs ciclo simple

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN