

41126
119



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
"CAMPUS ARAGÓN"**

**AUMENTO DE LA POTENCIA DE UNA TURBINA
DE GAS APROVECHANDO LA ENERGÍA RESIDUAL
DE SUS GASES DE ESCAPE, EN UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

**TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
*FERNANDO MARCOS VALDEZ ROSAS***

Director de tesis:
M. en C. ARQUÍMEDES SOLÍS TÉLLEZ

San Juan de Aragón, Estado de México, Abril del 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.

Dedicatorias:

*A mis padres Juan C. Valdez Hernández
y M. Alejandra Rosas Sánchez,
por su cariño y apoyo incondicional*

A mis hermanos: Juan José y Miguel Ángel

A mi padrino: Jorge Montero Hernández

A mi familia y amigos:

2

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Agradecimientos:

*Al M. en C. Arquímedes Solís Téllez,
por sus valiosos consejos en la conducción
de esta tesis y por el apoyo brindado.*

*Al Ing. L. Marcos Villa Morales,
Ing. Alfredo Castro Valdés,
Ing. Ariel Ramírez Fonseca,
Ing. Arsenio Bonilla Rodríguez,
Ing. J. Martín Marín Latrada,
por su amistad y por toda la
ayuda brindada.*

A los integrantes de la Comisión Revisora:

*Ing. Jacobo Álvarez Vera,
M. en C. Arquímedes Solís Téllez,
Ing. Dámaso Velázquez Velázquez,
M. en I. David Franco Martínez,
Ing. Jesús Antonio Chico Venancio.*

*Por sus atinados comentarios y
sugerencias que enriquecieron
sustancialmente este trabajo.*

*A todas las personas que directa e
indirectamente participaron en la
elaboración de esta tesis.*

ÍNDICE

Índice de figuras	iii
Índice de gráficas	v
Índice de tablas	vi
Simbología	vii
Objetivo	viii
Justificación	ix
INTRODUCCIÓN	x
Capítulo 1.- CONCEPTOS TEÓRICOS	01
1.1 Principios básicos de la refrigeración	01
1.2 Efecto refrigerante	03
1.3 Teoría molecular de líquidos y gases	03
1.4 Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores	04
1.5 Métodos alternativos de producción de frío	10
1.6 La turbina de gas	19
1.7 Clasificación de las turbinas de gas	20
1.8 Recipientes de proceso	22
Capítulo 2.- MÉTODOS ACTUALES DE AUMENTO DE POTENCIA	30
2.1 Desempeño de la turbina ante el aumento de la temperatura	30
2.2 Incremento de la capacidad	31
2.3 Beneficios y consideraciones	33
2.4 Tecnologías en el enfriamiento de aire de entrada de las turbinas de gas	35
2.5 Refrigeración mecánica	35
2.6 Sistema de enfriamiento por absorción	38
2.7 Enfriamiento evaporativo	39
2.8 Nebulización directa a la entrada	41
2.9 Almacenamiento de energía térmica	42
2.10 Sistemas híbridos	43
2.11 Refrigeración con circuitos múltiples	44
2.12 Criterios de selección para sistemas de enfriamiento en la inyección	44

Capítulo 3.- CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	46
3.1 Antecedentes históricos	46
3.2 Fundamentos	49
3.3 Ciclo de compresión Vs. ciclo básico continuo de absorción	52
3.4 Mezclas refrigerante-absorbente	55
3.5 Sistema agua-bromuro de litio	60
3.6 Comparación entre los sistemas de absorción y compresión	69
3.7 Sistema propuesto para enfriamiento de aire de entrada a la turbina	71
Capítulo 4.- ANÁLISIS ENERGÉTICO	74
4.1 Estimado de la carga térmica	74
4.2 Balance de materia y energía en el equipo de refrigeración por absorción	76
4.3 Balance de calor en el equipo de refrigeración por absorción	85
4.4 Cálculo del coeficiente de operación (COP)	85
4.5 Flujo másico de la turbina de gas a condiciones reales	86
4.6 Balances de materia y energía en el recuperador de calor	88
4.7 Dimensionamiento del tanque de balance	91
4.8 Balance de energía en la bomba de agua helada	95
4.9 Balance de energía en la bomba de agua de mar	99
4.10 Balance de energía en la bomba de aceite	104
Capítulo 5.- ANÁLISIS COMPARATIVO FINAL	108
5.1 Ciclo abierto de la turbina de gas	107
5.2 Aire teórico de entrada a la turbina	110
5.3 Comportamiento del gasto másico en una turbina de gas	111
5.4 Cálculo del flujo másico a temperatura ambiente	112
5.5 Cálculo del flujo másico con enfriamiento de aire a la entrada	114
5.6 Influencia de la variación de la temperatura de entrada sobre la potencia	114
5.7 Porcentaje de potencia obtenido	118
CONCLUSIONES	119
APÉNDICE	120
BIBLIOGRAFÍA	129

ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 1.- CONCEPTOS TEÓRICOS

Figura 1.1.- Diagrama esquemático del proceso de refrigeración	02
Figura 1.2.- Ciclo de refrigeración por compresión	06
Figura 1.3.- Desplazamiento teórico de los pistones en un ciclo Stirling	12
Figura 1.4.- Diagrama de una cámara de un ciclo Stirling con sus elementos	14
Figura 1.5.- Diagrama de un crióstato magnético	16
Figura 1.6.- Representación del ciclo de un refrigerador a eyecto-compresión	17
Figura 1.7.- Diagrama esquemático de una turbina de gas	19
Figura 1.8.- Recipientes de balance para líquidos	23
Figura 1.9.- Separadores líquido - líquido	23
Figura 1.10.- Separadores vapor - líquido	24

Capítulo 2.- MÉTODOS DE AUMENTO DE POTENCIA

Figura 2.1.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración mecánica de tipo indirecto	36
Figura 2.2.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración mecánica de tipo directo	37
Figura 2.3.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración por absorción	38
Figura 2.4.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de tipo evaporativo	39
Figura 2.5.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de nebulización directa	41
Figura 2.6.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina con almacenamiento de energía	42
Figura 2.7.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina con refrigeración multi-etapas	44

Capítulo 3.- CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Figura 3.1.- Aparato experimental de Faraday	46
Figura 3.2.- Ciclo de absorción	48
Figura 3.3.- Principio del sistema de refrigeración por absorción	51
Figura 3.4.- Ciclo de refrigeración por compresión	52
Figura 3.5.- Ciclo básico de refrigeración por absorción	53
Figura 3.6.- Sistema básico de refrigeración por absorción	62
Figura 3.7.- Arreglo de un sistema comercial de absorción Br Li-agua	66

Figura 3.8.- Clasificación de absorbedores	68
Figura 3.9.- Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina propuesto	73

Capítulo 4.- ANÁLISIS ENERGÉTICO

Figura 4.1.- Diagrama de flujo de materia y energía del absorbedor	81
Figura 4.2.- Diagrama de flujo de materia y energía del generador	83
Figura 4.3.- Diagrama de flujo de materia y energía del condensador	84
Figura 4.4.- Diagrama de flujo en el recuperador de calor	88
Figura 4.5.- Dimensiones finales del tanque de balance	94
Figura 4.6.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de agua helada	95
Figura 4.7.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de agua de mar	99
Figura 4.8.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de recirculación de aceite térmico	104

Capítulo 5.- ANÁLISIS COMPARATIVO FINAL

Figura 5.1.- Esquema básico de una turbina de gas de ciclo abierto	108
Figura 5.2.- Turbina de gas para uso industrial	109
Figura 5.3.- Cámara de combustión de una turbina de gas	111
Figura 5.4.- Esquema del proceso de la turbina de gas	113

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Capítulo 1.- CONCEPTOS TEÓRICOS

Gráfica 1.1.- Representación del ciclo teórico de refrigeración en los ejes T-S	05
Gráfica 1.2.- Ciclo teórico de refrigeración por compresión con producción de trabajo exterior	11

Capítulo 2.- MÉTODOS DE AUMENTO DE POTENCIA

Gráfica 2.1.- Gráfica de potencia-consumo de combustible Vs temperatura de aire de entrada	32
Gráfica 2.2.- Porcentaje de potencia obtenido por enfriamiento evaporativo	40

Capítulo 3.- CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Gráfica 3.1.- Diagrama entalpía-concentración para la mezcla agua-bromuro de litio	61
Gráfica 3.2.- Diagrama P-T para el ciclo de refrigeración por absorción Br Li-agua	63

Capítulo 5.- ANÁLISIS COMPARATIVO FINAL

Gráfica 5.1.- Influencia de la temperatura ambiente sobre la potencia	112
Gráfica 5.2.- Comportamiento de la turbina de gas LM2500, Potencia Vs Temperatura	118

APÉNDICE

Gráfica A.1.- Gráfica de equilibrio para soluciones de bromuro de litio-agua	125
Gráfica A.2.- Gráfica de Abakians para determinar el diámetro óptimo de un recipiente	126
Gráfica A.3.- Determinación del diámetro de la tubería de acero	127
Gráfica A.4.- Determinación de la densidad del agua de mar	128

ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 4.- ANÁLISIS ENERGÉTICO

Tabla 4.1.-	Valores de entalpías en los puntos 7 y 8 del equipo de refrigeración por absorción	77
Tabla 4.2.-	Condiciones en cada punto del equipo de refrigeración por absorción	81

Capítulo 5.- ANÁLISIS COMPARATIVO FINAL

Tabla 5.1.-	Valores de flujo másico y trabajo neto en las diferentes condiciones de aire de entrada	117
-------------	---	-----

APÉNDICE

Tabla A.1.-	Propiedades del vapor saturado y del agua	121
Tabla A.2.-	Temperatura del refrigerante y entalpía para soluciones de bromuro de litio	122
Tabla A.3.-	Productos de combustión a bajas presiones para 400% de aire teórico	123
Tabla A.4.-	Velocidades recomendables del agua	124
Tabla A.5.-	Dimensiones de tuberías estándar de acero	124

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

SIMBOLOGÍA

Simbolo	Descripción	Unidades	Simbolo	Descripción	Unidades
A	Área	m ²	V ₁	Velocidad del fluido en la tubería de succión	m/s
A _t	Área transversal	m ²	V ₂	Velocidad del fluido en la tubería de descarga	m/s
C	Corrosión permisible	mm	V ₁	Flujo volumétrico	m ³ /s
COP	Coficiente de operación del equipo de refrigeración por absorción	%	V _c	Volumen de las cabezas	m ³
C _p	Calor específico	Btu /lb °F	V _d	Volumen del cilindro	m ³
D	Diámetro	m	V _L	Volumen de líquido	m ³
D _o	Diámetro óptimo	m	V _T	Volumen total	m ³
E	Eficiencia de soldadura	%	W	Potencia entregada por la turbina	H.P.
h	Entalpía	kJ/kg	W _c	Trabajo del compresor	kJ/kg
L	Longitud	m	WFS _A	Porcentaje de concentración de la solución absorbente en el absorbedor	%
m	Flujo de masa	kg/s	WFS _G	Porcentaje de concentración de la solución absorbente en el generador	%
m _L	Capacidad del recipiente	kg/s	W _{ME}	Potencia del motor eléctrico	HP
P	Presión	kPa	W _N	Trabajo neto del ciclo	kJ/kg
Q _A	Carga térmica del aire de entrada	kW	W _P	Trabajo axial suministrado por la bomba	J/kg
q _V	Gasto	m ³ /s	W _P	Potencia de la bomba	w
R	Constante particular del aire	J/kg K	W _S	Energía mecánica suministrada por la bomba	J/kg
S	Esfuerzo permisible del acero al carbón SA-285-C	kg/cm ²	W _T	Trabajo de la turbina	kJ/kg
S _c	Espesor de placa de las cabezas	cm	x	Masa de solución diluida por kilogramo de refrigerante	Kg sol./Kg ref.
S _d	Espesor de placa del cilindro	cm	ΔT	Diferencia de temperatura	°F - K
t _d	Temperatura de diseño	°C	φ ₁	Diámetro de la tubería en la succión	in
T _S	Tiempo de residencia	min	φ ₂	Diámetro de la tubería en la descarga	in
U	Coficiente global de transferencia de calor para diseño de serpentines	kW/m ² °C	η _P	Eficiencia de la bomba	%
			Σf	Pérdidas por fricción en el sistema de tubería	J/kg

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

OBJETIVO:

Analizar la alternativa de aprovechamiento del calor de los gases de escape de una turbina de gas modelo GE LM2500 para enfriamiento del aire de admisión de la turbina utilizando un sistema de refrigeración por absorción; y determinar el porcentaje de aumento de potencia obtenido como beneficio del uso de la energía residual proporcionada por la misma turbina.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

JUSTIFICACIÓN

Hoy en día Petróleos Mexicanos (Pemex) cuenta con una gran cantidad de turbinas de gas de ciclo simple operando en sus diferentes instalaciones debido a las ventajas que presenta la utilización de estos equipos, tales como el bajo costo en la adquisición, costos de instalación mínimos, trabajo de operación mínimo, costos de mantenimiento bajos y una alta confiabilidad del equipo.

Pero por otro lado, como desventaja tenemos su relativo bajo rendimiento en determinadas condiciones de operación, esto es un factor importante en el consumo de combustible comparado con los sistemas que emplean recuperación de calor, por lo tanto, partiendo de la tendencia en todo el mundo por el ahorro de energía, y especialmente en lo referente a los recursos energéticos no renovables como lo son los hidrocarburos, se considera importante el análisis de un uso más adecuado de estos mediante la implementación de un ciclo de cogeneración, para obtener como respuesta una optimización en el rendimiento en las turbinas de gas que se traduce en un ahorro de combustible, de energía y especialmente en el factor económico.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

INTRODUCCIÓN

México es actualmente un gran productor de petróleo crudo que se sitúa entre los 10 primeros países exportadores. Más de la mitad de las reservas se localizan en campos ubicados bajo las aguas del Golfo de México, lo que ha obligado a la instalación de plataformas fijas donde se realiza la explotación comercial del petróleo.

Petróleos mexicanos tiene instaladas un gran número de turbinas de gas en sus plataformas marinas, que utiliza como accionadores de las bombas y compresores que transportan a tierra el petróleo crudo y el gas natural producidos en los campos marinos, aprovechando como combustible el gas asociado al petróleo crudo.

Estas turbinas de gas normalmente desechan energía calorífica a la atmósfera en los gases de escape. Es posible aprovechar esta gran cantidad de energía residual en un sistema de recuperación de calor, llamado también de cogeneración o sistemas de energía total, cuyo propósito principal es lograr un mejor aprovechamiento de la energía proporcionada por los combustibles primarios como son: petróleo, gas natural, carbón mineral y biomasa.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Los sistemas de recuperación de calor han alcanzado éxito en los últimos años en la industria, como respuesta al ahorro de energía y opción para aprovechar el calor de desecho de varios procesos industriales. Esto resulta muy atractivo, ya que se logran mayores ahorros en el proceso, mejora la eficiencia y aumenta la producción de la planta. El diseño de un sistema de recuperación de calor depende de la magnitud del calor de desecho, de la temperatura y de la emisión de calor; se puede encontrar en corrientes gaseosas, líquidas o de vapor.

Cuando existe la necesidad de utilizar el calor directamente en el proceso, se puede llevar a cabo mediante la utilización de los gases de escape de la turbina de gas, como precalentamiento de combustible o aire en una caldera o directamente en los fluidos de proceso. La energía residual de los gases de escape de las turbinas de gas instaladas en las plataformas marinas, se puede utilizar para producir agua potable del agua del mar, en la generación del calor necesario para accionar un equipo de refrigeración por absorción para utilizarse en los sistemas de aire acondicionado y para aumentar el rendimiento de las mismas turbinas de gas.

Esta tesis propone un sistema de recuperación de calor que aprovecha la energía residual del calor de desecho de las turbinas de gas en un sistema que enfría la corriente de aire en la admisión de la turbina, obteniendo como resultado un aumento de la potencia de la turbina. El desarrollo de la ingeniería básica utilizando los balances de materia, energía y momento permiten conocer de manera preliminar la magnitud de los diferentes equipos que forman parte del sistema propuesto, estableciendo sus principales características técnicas y además se realiza una comparación del desempeño de una turbina que utiliza el nuevo sistema de enfriamiento propuesto, con los equipos que actualmente se utilizan en las plataformas que no cuentan con esta clase de sistemas.

1.0 CONCEPTOS TEÓRICOS

1.1 Principios básicos de la refrigeración

El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura ambiente. Para lograr lo anterior, es necesario extraer calor del espacio refrigerado y transferirlo a otro cuerpo que se encuentre a una temperatura menor. Los principios básicos de la refrigeración tienen como fundamento dos leyes termodinámicas que estudian las relaciones entre el calor y otras formas de energía. En el ciclo de refrigeración se transfiere continuamente energía térmica (calor) de una región de mayor temperatura a una de baja temperatura, tal y como lo establecen las leyes de la termodinámica; cabe mencionar que la energía térmica nunca se transfiere de una región de baja temperatura a una de mayor temperatura, además, entre más grande sea la diferencia de temperaturas, más rápidamente se transmite el calor. En casi todos los procesos de refrigeración el cuerpo usado para absorber el calor se llama refrigerante.

La refrigeración es el proceso de transferir o remover calor de manera continua mediante la aplicación de trabajo de un agente exterior; y el resultado es lo que llamamos frío; el frío no puede fabricarse, sino que es la condición resultante de remover el calor; de esta manera se cumple lo que enuncia la ley de la conservación de la energía: "la energía no puede ser creada o destruida, solo puede ser transformada de una forma a otra".

En el proceso para producir la refrigeración, el refrigerante debe ceder el calor absorbido al medio ambiente para lo cual es necesario elevar la temperatura del refrigerante por arriba de este. Para lograrlo es necesario realizar trabajo en el agente refrigerante.

La figura 1.1 muestra un esquema del principio del proceso de refrigeración. El refrigerante absorbe calor Q_{EV} a la temperatura T_{EV} y cede calor Q_{CO} a la temperatura T_{CO} para lo cual recibe una cantidad de trabajo mecánico W .

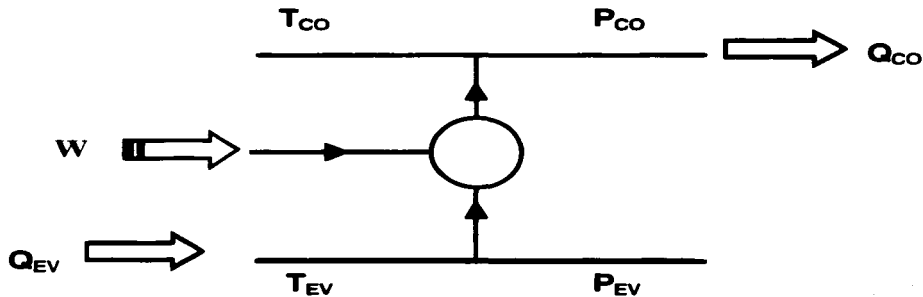


Figura 1.1 Diagrama esquemático del proceso de refrigeración.

Con base a la Primera Ley de la Termodinámica, la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado Q_{EV} a la temperatura T_{EV} , se relaciona con el calor cedido Q_{CO} a la temperatura T_{CO} y a la cantidad de trabajo (W) por medio de la ecuación:

$$Q_{EV} = W - Q_{CO} \quad (1.1)$$

Una máquina térmica operando entre las dos temperaturas T_{CO} y T_{EV} tiene una eficiencia termodinámica máxima teórica dada por:

$$\eta = \frac{(T_{CO} - T_{EV})}{T_{CO}} \quad (1.2)$$

1.2 Efecto refrigerante

Es la cantidad de calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa. Si un kilogramo de hielo se funde a 0°C absorberá 335 kJ, por lo que el efecto refrigerante es de 335 kJ/kg. La unidad comúnmente usada en la industria es la tonelada de refrigeración.

En sus orígenes, la refrigeración en los Estados Unidos se basaba en la utilización de grandes bloques de hielo para la conservación de productos. La unidad de refrigeración se basó en el calor de fusión (144 BTU/h) necesario para producir una tonelada corta (2000 libras) en 24 horas. Hoy en día, se sigue usando esta unidad para establecer la capacidad en todos los equipos de aire acondicionado.

$$1 \text{ TON. REF.} = \left(\frac{2000}{24} \right) (144) = 12000 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right)$$

1.3 Teoría molecular de líquidos y gases

Haciendo referencia a la cinética molecular de líquidos y gases, se dice que las moléculas que los conforman están en constante movimiento y sometidas a fuerzas de atracción entre sí.

Cuando una sustancia se encuentra en estado líquido, sus moléculas están más cercanas y con una fuerza de atracción mayor que cuando está en estado gaseoso donde se mueven más rápidamente, es decir, poseen mayor energía.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si se tiene un recipiente con agua abierto a la atmósfera (temperatura ambiente), la velocidad de las moléculas no es suficientemente alta para que estas pudieran escapar con rapidez, sin embargo, una pequeña fracción de las moléculas tienen velocidades mayores al promedio y escaparán si se encuentran cerca de la superficie (evaporación lenta). Las moléculas restantes quedarán a una velocidad promedio menor y a temperatura más baja, debido al efecto de enfriamiento ocasionado por la evaporación.

Las moléculas que escapan crean vapor, que ejerce una presión sobre la superficie del líquido (presión del vapor), si la presión ejercida por el gas circundante es superior a la presión del vapor, el líquido no podrá evaporarse rápidamente, pero si se aumenta la temperatura del líquido, la velocidad molecular aumentará rompiendo los enlaces que las mantiene unidas, así, el líquido comenzará a hervir y pasará súbitamente a estado gaseoso debido a que la presión ya no es suficiente para impedir el escape de las moléculas de la superficie del líquido.

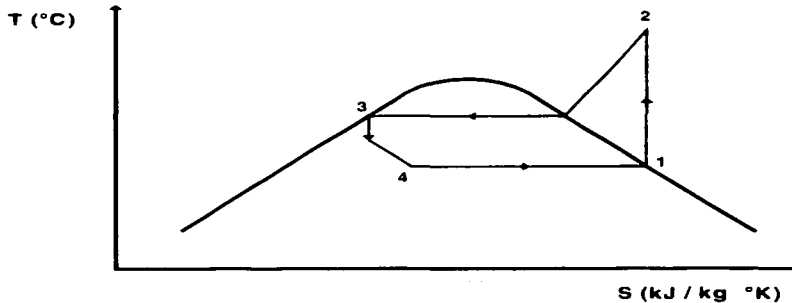
1.4 Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapores se compone de cuatro procesos fundamentales que son:

1. Evaporación.
2. Compresión.
3. Condensación.
4. Expansión.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La representación del ciclo en los ejes $T - S$ se muestra en la gráfica 1.1.



Gráfica 1.1 Representación del ciclo teórico de refrigeración en los ejes $T - S$.

Para que puedan realizarse los procesos anteriores se necesita contar con un sistema de refrigeración que contenga los siguientes elementos:

- Evaporador,
- Compresor,
- Recipiente de almacenamiento de líquido,
- Dispositivo de control del fluido refrigerante (válvula o tubo capilar).

Además se requiere de tuberías que interconecten las diferentes partes del sistema anteriormente mencionadas:

- Línea de succión (conecta el evaporador al condensador).
- Línea de descarga (conecta el compresor al condensador).
- Línea de líquido (conecta el recipiente de almacenamiento de líquido con el dispositivo de control).

Para hacer operativo el sistema de refrigeración se necesita disponer de una sustancia de trabajo que sea la que transporte el flujo térmico de baja temperatura a alta temperatura, esa sustancia recibe el nombre de "refrigerante".

Ciclo teórico del sistema de refrigeración por compresión mecánica: En el ciclo teórico de refrigeración no se consideran las caídas de presión en los equipos ni en las tuberías. La descripción del ciclo está representada en la figura 1.2 y es como sigue:

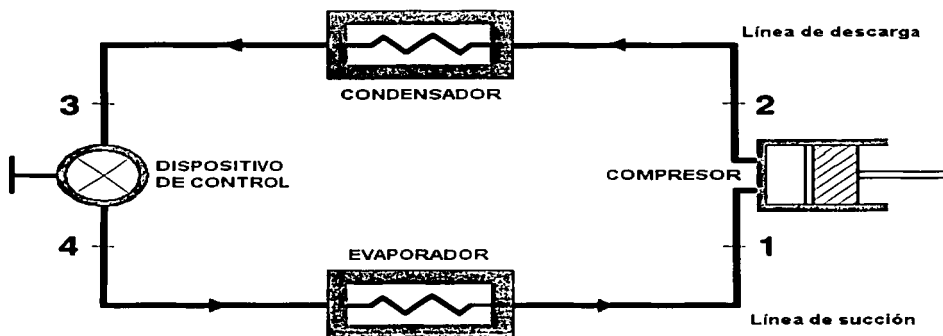


Figura 1.2 Ciclo de refrigeración por compresión.

El refrigerante entra al evaporador en las condiciones 4, como vapor húmedo de baja calidad y a una presión tal que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura de la sustancia que se quiere enfriar. El evaporador provee la superficie de calefacción necesaria para que el calor del espacio a acondicionar fluya hacia el refrigerante, ya que debido a la disposición de este elemento se hace circular aire por la parte externa de la tubería (este aire es el que se desea enfriar); así se establece el flujo térmico hacia el refrigerante, que se evapora a baja temperatura, es decir, el refrigerante absorbe el calor latente necesario del espacio a refrigerar para evaporarse. Durante el proceso de evaporación, la temperatura del refrigerante, permanece constante y sale del evaporador como vapor saturado de baja temperatura (punto 1).

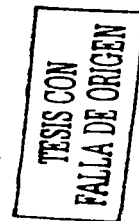
Línea de succión. Transporta el vapor de baja presión del evaporador al compresor.

En el punto 1 el refrigerante entra como vapor saturado al compresor, en donde se le suministra trabajo mecánico. Para que el calor del refrigerante pueda fluir al medio condensador (aire o agua), se requiere que el medio condensador tenga menos temperatura que el refrigerante, por ello hay que incrementar la temperatura del refrigerante comprimiéndolo en el compresor para lograr una temperatura superior y así el refrigerante sale como vapor sobrecalentado a alta presión y a alta temperatura (punto 2).

Línea de descarga. Transporta el vapor de alta presión del compresor al condensador.

El refrigerante entra al condensador (punto 2) y debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación, se establece un flujo térmico del refrigerante hacia el medio de condensación. El condensador provee la superficie de transmisión de calor necesaria para que el calor fluya del refrigerante hacia el medio exterior, entonces el refrigerante se condensa (a presión y temperatura constante) y sale como líquido saturado a alta presión y a alta temperatura (punto 3).

Cuando el sistema de refrigeración cuenta con un sistema de almacenamiento, el refrigerante en fase líquida se acumula antes de pasar por el dispositivo de control que puede ser una válvula de expansión o tubo capilar, que son los dos tipos prácticos de dispositivos utilizados, estos tienen aberturas estrechas lo que provoca que al pasar el refrigerante, este pierda presión hasta llevarlo a las condiciones del punto 1 donde comienza un nuevo ciclo; este dispositivo, por lo tanto, controla y dosifica automáticamente el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador.



Análisis térmico del ciclo teórico de refrigeración por compresión: El análisis térmico del ciclo se logra conociendo los valores de entalpías del refrigerante en cada uno de los puntos del ciclo. El análisis correspondiente es el siguiente:

4→1 Proceso de evaporación (isobárico).

El refrigerante pasa de la fase vapor húmedo, a la de vapor saturado, por medio de un proceso isobárico.

El calor que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$q_o = h_1 - h_4 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (1.3)$$

donde:

h_4 = entalpía del vapor húmedo a la entrada del evaporador $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

h_1 = entalpía del vapor saturado a la salida del evaporador y a la entrada del compresor $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

El flujo térmico que se suministra al gasto másico de refrigerante m , que circula por el evaporador es:

$$Q_o = m (h_1 - h_4) = m q_o \quad [\text{kW}] \quad (1.4)$$

La diferencia de entalpía ($h_1 - h_4$) se le conoce como efecto refrigerante, (e.r.), por lo que q_o y Q_o se pueden expresar también por:

$$q_o = \text{e.r.} \quad (1.5)$$

$$Q_o = m (\text{e.r.}) \quad (1.6)$$

1→2 Proceso de compresión (isoentrópico).

El refrigerante pasa de vapor saturado a baja presión y de baja temperatura, a vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura, por medio de un proceso isoentrópico. El trabajo que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$|W| = h_2 - h_1 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (1.7)$$

donde :

h_2 = entalpía de vapor sobrecalentado a la salida del compresor y a la entrada del condensador $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

La potencia que se suministra al gasto másico de refrigerante, m , que circula por el compresor es:

$$|P| = m(h_2 - h_1) = m |W| \quad [\text{kW}] \quad (1.8)$$

2→3 Proceso de condensación (isobárico).

El refrigerante pasa de vapor sobrecalentado a líquido saturado, por medio de un proceso isobárico. El calor que cede el refrigerante por unidad de masa es:

$$|q| = h_2 - h_3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (1.9)$$

donde :

h_3 = entalpía de líquido saturado a la salida del condensador y a la entrada del dispositivo de control $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El flujo térmico total que suministra el gasto de refrigerante m , que circula por el condensador, hacia el medio de condensación, es:

$$|Q| = m (h_2 - h_3) = m |q| \quad [\text{kW}] \quad (1.10)$$

3→4 Proceso de expansión (isoentálpico).

El refrigerante disminuye de presión al pasar por el dispositivo de control y pasa de líquido saturado de alta presión y temperatura, a vapor húmedo de baja presión y temperatura. Para este caso:

$$h_3 = h_4$$

1.5 Métodos alternativos de producción de frío

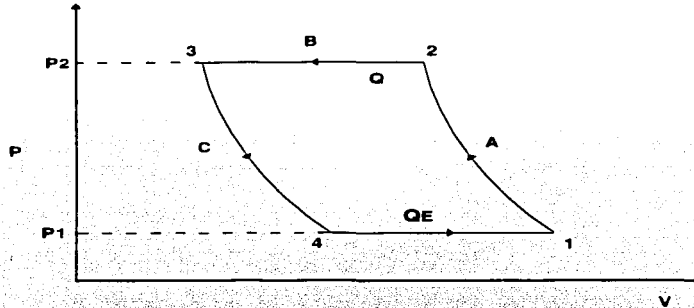
Existen varios métodos alternativos de producción de frío, que en la mayoría de los casos son modificaciones o derivaciones de los ciclos de refrigeración más utilizados.

En esta parte del capítulo se describen algunos métodos derivados de los ciclos de compresión mecánica, tales como la compresión de gases con o sin producción de trabajo externo, los ciclos de termocompresión como los sistemas de eyecto compresión y los ciclos basados en la desmagnetización adiabática de sustancias paramagnéticas.

Estos métodos no han alcanzado un desarrollo industrial importante, debido principalmente a los aspectos tecnológicos, a las diferencias de conversión y al costo de los equipos. Sin embargo, es importante conocer sus principios de funcionamiento y sus posibilidades de desarrollo.

Ciclo de refrigeración por compresión y expansión con producción de trabajo exterior

El ciclo teórico lo podemos trazar en un diagrama presión–volumen (P-V):



Gráfica 1.2 Ciclo teórico de refrigeración por compresión con producción de trabajo exterior.

- A) El compresor succiona el gas a presión P_1 y a temperatura T_1 para comprimirlo adiabáticamente de (1) a (2) a presión P_2 y temperatura T_2 .
- B) El gas sufre un enfriamiento a la presión constante de (2) a (3) durante el cual cede al medio exterior una cantidad de calor Q .
- C) El gas se expande de P_2 a P_1 y el trabajo producido durante la expansión adiabática se puede recuperar en el compresor.
- D) El gas se calienta absorbiendo la cantidad de calor Q_E . Este calor es el efecto refrigerante del refrigerador.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Ciclo de Stirling

Este es un ciclo de producción de energía, sin embargo, se puede invertir y producir bajas temperaturas. Estos refrigeradores fueron construidos por Phillips, utilizando como fluidos refrigerantes el hidrógeno o el helio. Estas máquinas trabajan en un rango de presiones máximas de 16 y 35 atm.

La compresión en este ciclo se realiza mediante un cilindro que contiene un regenerador de calor. La parte del cilindro a la derecha del generador se mantiene a la temperatura de fuente caliente T_C y la parte izquierda a la temperatura de fuente fría T_F a la cual se efectúa la producción de frío Q_E .

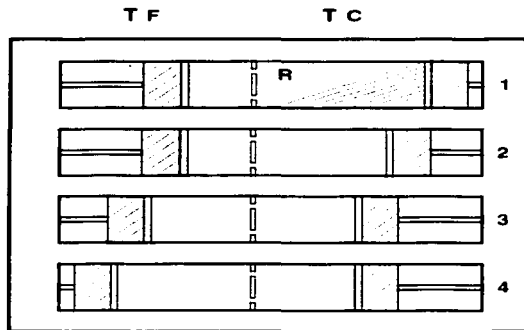


Figura 1.3 Desplazamiento teórico de los pistones en un ciclo Stirling.

De acuerdo a la figura 1.3, de la posición 1 a la posición 2, el gas sufre una compresión isotérmica a la temperatura T_C en el desplazamiento de derecha a izquierda del pistón y de 2 a 3, se enfría a volumen constante de T_C a T_F , intercambiando calor con el generador por medio de un desplazamiento de derecha a izquierda de los dos pistones. La presión descende en la relación de las temperaturas absolutas T_F a T_C . De (3) a (4) el gas se expande a la temperatura constante T_F absorbiendo calor del medio ambiente, de acuerdo al desplazamiento de derecha a izquierda del pistón izquierdo.

Inmediatamente se regresa a la posición (1) por un desplazamiento de izquierda a derecha de los dos pistones, de tal manera que el volumen permanece constante y que el gas retome del generador el calor cedido en el trayecto 2-3. La presión alcanza el valor P_1 y la temperatura T_C y se inicia un nuevo ciclo.

Este ciclo es usado en la licuefacción de nitrógeno usado como gas de trabajo helio ó hidrógeno. Para describirlo mejor se utiliza la fig. 1.4. La figura muestra un cilindro (A) que consta de: cámara de compresión (G), pistón (H), enfriador (F), regenerador (E), desplazador (D), rejillas de intercambio (C) y cámara de expansión (B).

El pistón y el desplazador son pistones recíprocantes cuyo movimiento está gobernado por un cigüeñal doble con un desplazamiento tal que se logra el movimiento requerido: en ocasiones se mueve el pistón y no se mueve el desplazador ó viceversa, ó se mueven juntos en la misma dirección o con direcciones opuestas.

El regenerador consiste en un cilindro relleno con una malla de cobre muy fina de manera que es capaz de absorber y entregar calor muy rápidamente.

El enfriador es un cilindro con una serie de tubos pequeños por donde puede pasar el gas de trabajo (que puede ser helio) de manera que puede ser enfriado con agua que circula alrededor de los tubos.

Las rejillas de intercambio proveen el contacto térmico con el gas a enfriar (normalmente aire o nitrógeno puro) que se encuentra fuera de la cámara que estamos describiendo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

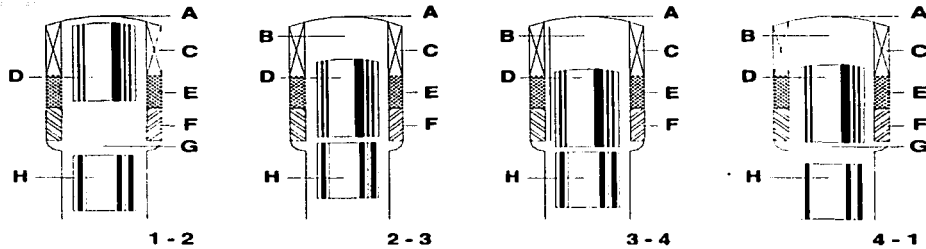


Figura 1.4 Diagrama de una cámara de un ciclo Stirling con sus elementos.

Descripción del ciclo:

(1-2) Compresión isotérmica.

El gas se encuentra contenido principalmente en la cámara de compresión (G) donde es comprimido por el movimiento del pistón (H) hacia arriba desde las presiones P_1 a P_{max} . Nótese que el volumen disminuye de V_1 a V_2 .

(2-3) Expansión isocórica (a volumen constante) o desplazamiento.

Mientras el pistón (H) está inmóvil, el desplazador (D) baja mandando el gas comprimido a la cámara de expansión (B). El gas pasa por el enfriador (F) en donde el calor de compresión Q_R es entregado al agua de enfriamiento, luego por el regenerador donde se entrega una cantidad de calor Q_R , (el gas se enfría y el regenerador se calienta) y finalmente por las rejillas de intercambio. Debido a la caída de temperatura la presión baja hasta P_2 .

(3-4) Expansión isotérmica.

El gas se encuentra ahora principalmente en la cámara de expansión (B). El pistón (H) y el desplazador (D) se mueven ahora juntos hacia abajo, de manera que el gas se expande a temperatura constante, absorbiendo calor de una fuente fría. La presión cae hasta P_{min} y el volumen aumenta de V_2 a V_1 .

(4-1) Compresión isocórica.

Con el pistón (H) abajo e inmóvil, el desplazador (D) al moverse hacia arriba manda el gas hacia la cámara de compresión a través de las rejillas de intercambio, el regenerador y el enfriador. En su paso a través del regenerador el calor Q_R guardado ahí desde la etapa de (2-3) es absorbido por el gas (enfriándose el regenerador y quedando listo para el siguiente ciclo). El gas se calienta y por tanto la presión aumenta hasta P_1 . El volumen permanece constante.

En la práctica el movimiento del pistón es continuo, lo que hace que las fases se traslapen.

El ciclo de Stirling se adapta bien a la producción de frío para un rango de temperaturas entre -50 y -200°C . En cuanto el rendimiento se observan valores máximos de COP entre 40 y 42% para un rango de temperaturas entre -130 y -140°C .

Enfriamiento por desmagnetización adiabática

Las máquinas que operan bajo este principio producen temperaturas cercanas al cero absoluto. En el caso de la vaporización del helio bajo vacío es posible alcanzar temperaturas del orden de 0.7 K. actualmente es posible obtener temperaturas de 0.0012 K por medio de la desmagnetización adiabática normal y cerca de 15 millonésimas por arriba del cero absoluto si se actúa sobre el momento magnético de los núcleos atómicos en lugar de actuar solamente sobre los electrones.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El principio del crióstato magnético está basado en el tipo utilizado por Leyde; el equipo cuenta con 2 polos magnéticos (1) entre los cuales se encuentra un recipiente B que se llena de helio líquido (3) y además contiene una sustancia paramagnética suspendida sujeta a vacío (4).

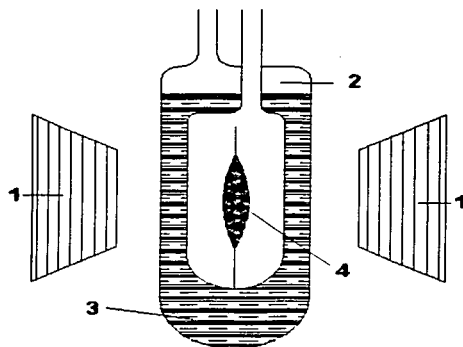


Figura 1.5 Diagrama de un crióstato magnético.

El funcionamiento consiste en colocar una sustancia paramagnética en un campo del orden de 25,000 oersteds. La desmagnetización provoca una disipación de calor en la sal. El hecho de mantener el recipiente interior bajo presión relativa de helio gaseoso permite que este calor se transfiera hacia el helio líquido que se evapora parcialmente. Por el contrario, cuando se hace vacío en el recipiente interior evacuado el helio, la sustancia paramagnética está por así decirlo aislada casi perfectamente. Si se suprime el campo magnético, se produce una desmagnetización que provoca la caída de temperatura.

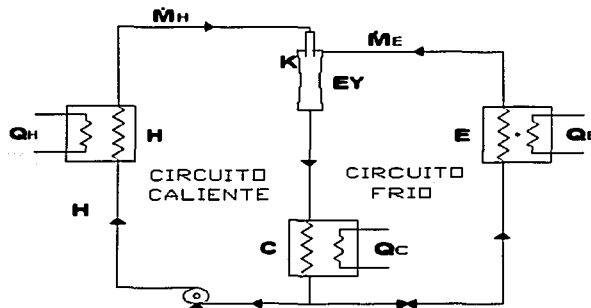
Las sustancias más utilizadas en los crióstatos magnéticos son: sulfato de gadolino (GdSO_4) y diferentes alumbres como $\text{Fe}(\text{NH}_4)(\text{SO}_4)_2 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$, $\text{Mn}(\text{NH}_4)_2(\text{SO}_4)_2 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$; $\text{KCr}(\text{CO}_4)_2 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$ y también $\text{Ce}_2\text{Mg}_3(\text{NO}_3)_{12} \cdot 24 \text{H}_2\text{O}$.

Ciclo de refrigeración por eyección de vapor

Este método es un caso particular de la compresión con cambio de fase, en la cual el vapor refrigerante es succionado y comprimido por un fluido "motor" hasta la presión de condensación. El fluido "motor" deberá ser una sustancia con un peso molecular lo más elevado posible, sin embargo, por cuestiones prácticas este fluido es casi siempre el mismo fluido refrigerante.

Un ciclo de eyección de vapor consiste de un generador de vapor, un eyecto-compresor, un condensador, un evaporador y una bomba para realimentar al generador de condensados.

La máquina frigorífica a eyecto compresión está constituida básicamente por dos circuitos térmicos: a) uno llamado motor o caliente, el cual succiona o comprime el fluido del circuito frío por medio de un eyector. La integración de un condensador a la salida del eyector asegura la licuefacción total antes de su separación. En el generador se vaporiza el refrigerante mediante la aplicación de calor. b) un circuito frío, el cual consta de una válvula de expansión y un evaporador de acuerdo a la figura 1.6.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 1.6 Representación del ciclo de un refrigerador a eyecto-compresión.

Refrigeración termoeléctrica

En 1821 Thomas Seebeck, físico inglés, descubrió que al calentar una junta de dos metales diferentes (termopar), se produce una fuerza electromotriz (FEM) ó voltaje. Jean Peltier, relojero francés, descubrió en 1834 que al hacer pasar una corriente eléctrica en la junta de dos metales diferentes, se produce un enfriamiento.

Efectos termoeléctricos

Los efectos termoeléctricos están relacionados con las interacciones, entre los flujos de calor y los flujos eléctricos en sólidos conductores y semiconductores. El flujo de calor y el flujo de corriente eléctrica que pasa a través de dos metales a y b están asociados con dos fuerzas, una es la diferencia de temperatura ΔT ($\Delta T = T_2 - T_1$) entre las juntas de los metales A y B, y el voltaje generado en C y D (FEM); el voltaje aplicado a los extremos C,D y la ΔT producida "efecto Peltier" .

Otro efecto termoeléctrico es el "efecto Thompson" que es la absorción y emisión de calor en un solo material, a razón proporcional del flujo de corriente y al gradiente de temperatura.

El calentamiento o enfriamiento de las juntas son el resultado de fenómenos básicos de transporte de calor. Investigaciones, muestran que la refrigeración termoeléctrica es una transferencia de calor que utiliza los cambios de niveles de energía de las cargas eléctricas para transportar energía térmica. Las cargas eléctricas fluyen a través de la unión de dos materiales termoeléctricos i.e., materiales con diferentes niveles de energía para las cargas eléctricas y que dan como resultado la emisión y absorción de calor.

Un refrigerador termoelectrónico es utilizado donde la capacidad de enfriamiento requerida es baja. El principal campo de aplicación de estos equipos está en: instrumentación, medicina, biología, aplicaciones espaciales y domésticas.

1.6 La turbina de gas

Las turbinas de gas son máquinas térmicas que transforman la energía cinética de un gas en energía mecánica, en un eje o flecha. La turbina de gas en su esquema más sencillo o ciclo abierto, consta de un compresor, una cámara de combustión y una turbina de gas. Es decir, se emplea el mismo nombre para el conjunto de las tres unidades mencionadas en donde las dos primeras de ellas constituyen un motor de combustión interna, porque la combustión se realiza en el interior mismo del motor y para la turbina sola. En la figura 1.7 se ilustra esquemáticamente este ciclo.

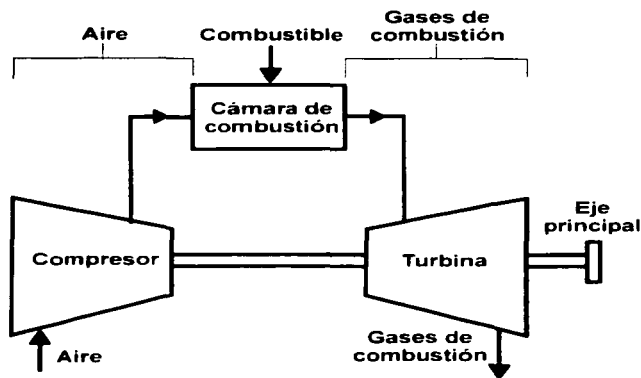


Figura 1.7 Diagrama esquemático de una turbina de gas.

1.7 Clasificación de las turbinas de gas

Las turbinas de gas básicamente se clasifican en tres grandes grupos: turbinas de aviación, turbinas industriales y turbinas aeroderivadas.

Las turbinas de aviación se diseñan para generar gases a alta presión y temperatura que al acelerarlos en toberas se obtiene un empuje resultante que permite alcanzar grandes velocidades de crucero. En este tipo de máquinas la turbina de expansión produce únicamente la potencia necesaria para accionar al compresor y sus sistemas auxiliares.

La turbinas de gas industriales diseñadas para accionamiento mecánico, a diferencia de las de aviación, expande los gases de la combustión hasta la presión atmosférica, con lo que se obtienen una potencia neta útil disponible en la flecha, además, es necesario que la turbina pueda trabajar durante largos periodos de tiempo sin necesidad de reparaciones mayores, por lo cual estas máquinas operan a temperaturas y relaciones de compresión más bajas. En las aplicaciones industriales no es determinante la ligereza de la máquina, ni es necesario que tenga forma compacta o aerodinámica, por lo cual se construyen más robustas, con cámaras de combustión más grandes y generalmente separadas del cuerpo de la máquina. Otra diferencia importante respecto a las turbinas de aviación es que requieren de sistemas de filtración cuyas características dependen del tipo de atmósfera en el sitio de operación, que puede ser polvosa, corrosiva o salina.

Algunas de las ventajas de estas turbinas de gas con respecto a otro tipo de accionadores mecánico como los motores de combustión interna son: mejor relación peso/potencia, simplicidad de funcionamiento, no produce vibraciones y bajo consumo de aceite.

Las turbinas aeroderivadas son básicamente turbinas de aviación a las cuales se han realizado modificaciones para su aplicación industrial, aprovechando sus características ya que son compactas y ligeras lo que permite tener un motor primario que suministra elevadas potencias y de rápida reparación en caso de falla. Estas modificaciones son las siguientes:

- a) Adaptación de una turbina de potencia que termine de expandir los gases hasta la presión atmosférica.
- b) Eliminación del ventilador y su flecha en los modelos que originalmente contaban con ellos.
- c) Rediseño de álabes del primer paso de compresión y del difusor de entrada, para adecuarlos al cambio en las condiciones aerodinámicas en la admisión.
- d) Reducción en la temperatura de los gases de combustión y en la relación de compresión, para proteger las partes calientes de la turbina y prolongar su vida útil hasta valores más convenientes a su aplicación industrial.
- e) Instalación de sistemas de filtrado de aire en la admisión y silenciadores.
- f) Modificación en el sistema de combustible para tener capacidad de utilizar combustibles líquidos o gaseosos.
- g) Modificaciones en los sistemas de lubricación y arranque.

Con estos cambios se obtiene una turbina de gas cuyas características la hacen la más adecuada en aplicaciones tales como son: generación y accionamiento mecánico en plataformas marinas, generación eléctrica en cargas pico, gasoductos y propulsión en barcos rápidos. Las turbinas aeroderivadas operan a velocidades de rotación mucho más altas que las turbinas industriales, por lo cual producen más potencia por unidad de peso.

Actualmente PEMEX cuenta con una gran cantidad de Turbinas de Gas ubicadas en sus diferentes instalaciones, pero en ninguna de estas existe un sistema que aproveche el calor generado por los gases de escape de las turbinas de manera tal que este pueda ser utilizado y que pueda obtenerse algún beneficio adicional, como es el caso de la recuperación del calor con el fin de aplicarse en sistemas de aire acondicionado los cuales se pueden emplear para enfriar la corriente de aire que entra a la turbina, obteniendo como resultado un aumento de la potencia en las turbinas.

1.8 Recipientes de proceso

Los tanques de proceso realizan ciertas operaciones que son necesarias en el proceso, como mantener la alimentación a otras unidades del proceso, separar dos líquidos inmiscibles, separar vapor del líquido, etc. Por lo común están sujetos a presión y en algunos casos a temperaturas extremas. Existen tres tipos de recipientes de proceso comúnmente empleados.

Los recipientes de balance para líquidos se emplean para proporcionar capacidades de almacenamiento o de balance para la corriente líquida saturada. Cuando se utilizan para almacenar la alimentación a otras unidades de proceso, proporcionan un medio conveniente de asegurar un flujo relativamente sin fluctuaciones. Los recipientes de balance pueden construirse en posición horizontal o vertical. No hay ventajas operacionales para ninguna posición. La posición del recipiente, generalmente, es horizontal ya que se recomiendan relaciones de L/D (longitud/diámetro) grandes y como estos tanques tienen tiempos de residencia amplios, son recipientes bastante grandes, los cuales requerirían de mayor gasto de cimentación y en plataforma si se colocaran verticales.

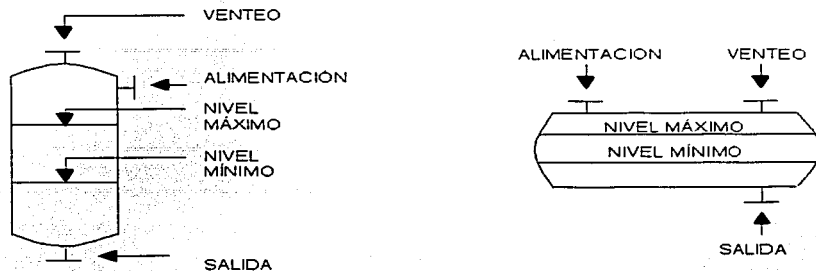


Figura 1.8 Recipientes de balance para líquidos.

Los separadores líquido-líquido se emplean para separar por gravedad dos líquidos inmiscibles de densidades diferentes, esencialmente libres de vapor. Para lograr una buena separación en un asentador, el tiempo de retención para una fase líquida debe ser mayor que el tiempo requerido para romper la emulsión de ambas fases. Los recipientes horizontales proporcionan una relación tiempo de retención sobre tiempo de asentamiento mayor que los recipientes verticales. Por lo tanto, los tanques separadores líquido-líquido normalmente son horizontales.

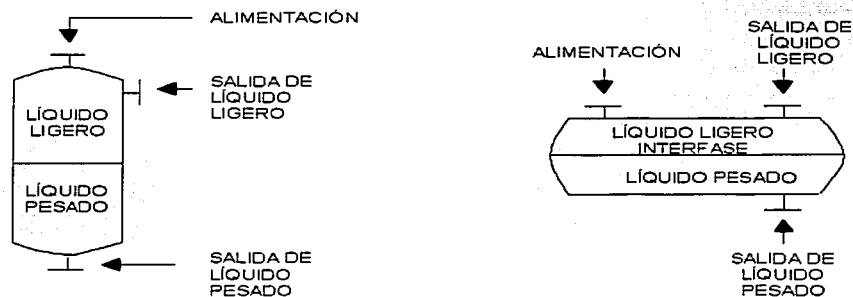


Figura 1.9 Separadores líquido-líquido.

Los separadores vapor-líquido se utilizan principalmente para separar mezclas vapor-líquido y entregar vapores sustancialmente libres de líquido a otras unidades de proceso; estos pueden ser horizontales o verticales. Los separadores verticales se prefieren para el manejo de mezclas con una elevada relación de flujo en masa vapor-líquido, y usualmente solo una fase líquida. En ciertos casos, la separación vapor-líquido puede llevarse a cabo simultáneamente con la separación por asentamiento de las dos fases líquidas. En los casos donde únicamente esté presente una pequeña cantidad de líquido, aún pueden usarse recipientes verticales. Los separadores horizontales se utilizan para manejar mezclas con una relación pequeña de flujo en masa vapor-líquido y con una sola fase líquida y mezclas que contengan vapor y dos fases líquidas inmiscibles.

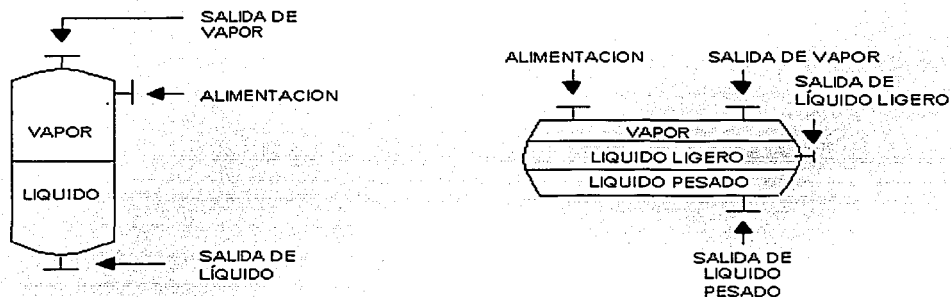


Figura 1.10 Separadores vapor-líquido.

Al tiempo mínimo que se requiere para proporcionar una flexibilidad de operación razonable se le llama Tiempo de Residencia de Líquido. Este tiempo debe de ser suficiente para que el personal de operación detecte y corrija una falla alrededor de una pieza de equipo de proceso, como el caso de falla de una bomba. El tiempo entre la detección y la corrección del problema depende de la experiencia del personal que opera la unidad y el grado de sofisticación de los instrumentos de control.

Para determinar las dimensiones óptimas de un recipiente de proceso, se requiere la selección de un valor adecuado para la relación L/D (longitud/diámetro) para un determinado servicio, la cual resulta afectada por estos factores:

1.- Las consideraciones de proceso son predominantes sobre las consideraciones de costos, es decir, la forma de un tanque suele fijarse por los requerimientos que resultan de los tiempos de residencia de líquidos especificados, áreas de vapor mínima, velocidades de asentamiento, etc.

2.- Puede ser difícil construir y operar, además de ocasionar problemas de mantenimiento tanques con diámetros inferiores a 60.56 cm (2 pies), especialmente si se van a usar internos tales como mamparas, eliminadores de niebla, controladores especiales de nivel, etc.

Las consideraciones de costos dictan una relación óptima L/D para cualquier volumen de tanque. Los criterios que se dan enseguida llevarán en la mayor de las partes de los casos prácticos a costos mínimos de diseño.

1.- El primer criterio general es el de la relación L/D de todos los tanques deben estar dentro del rango:

$$1 \leq L/D \leq 5$$

Es decir, que la longitud del recipiente nunca debe ser mayor a cinco veces el diámetro, ni menor al diámetro del tanque.

2.- A partir de la gráfica de Abakians (gráfica A.2 del apéndice), se obtiene el diámetro interior óptimo, debiendo quedar la relación L/D dentro del rango establecido. La gráfica de Abakians, es la representación gráfica de las

ecuaciones desarrolladas para requerir la mínima cantidad de material en la fabricación del recipiente.

3.- Para utilizar la gráfica de Abakians, necesitamos conocer el volumen total en pies cúbicos y el factor F, en un valor recíproco de pulgada. El factor F, se obtiene en centímetros con la siguiente expresión, convirtiéndolo posteriormente a pulgadas:

$$F = \frac{P}{C \cdot S \cdot E} \quad (1.11)$$

Donde: (F) valor del factor (cm^{-1}), (P) presión de diseño (kg/cm^2), (S) esfuerzo permisible del material de construcción (kg/cm^2), (C) corrosión permisible (cm), (E) eficiencia de soldadura

Pueden usarse las siguientes recomendaciones para hacer una selección preliminar del tipo de cabezas del recipiente:

Cabezas Toriféricas: $D \leq 4.54 \text{ m}$ $P < 3.52 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$

Cabezas Elípticas: $D \leq 4.54 \text{ m}$ $3.52 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ abs} \leq P \leq 31.62 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$

Cabezas Hemisféricas: $D > 4.54 \text{ m}$ $P > 31.62 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$

Es práctica común en el diseño de recipientes de proceso, cuando no se dispone de datos exactos para seleccionar el tipo de cabeza, suponerla tipo elíptico.

Una vez que se obtuvieron las dimensiones por cálculos del equipo, por economía se debe referir a las medidas ya establecidas como comerciales.

Para fijar el diámetro del recipiente, los fabricantes hacen cabezas que varían sus dimensiones de 15.24 cm en 15.24 cm (½ ft en ½ ft), o sea, que el diámetro se redondeará, según el caso del valor calculado al diámetro inmediato superior, o bien, al diámetro inmediato inferior comercial.

Para determinar la longitud del recipiente es conveniente conocer cuáles son los anchos de las placas comerciales: 1219 mm (4 ft), 1829 mm (6 ft), 2438 mm (8 ft), 3048 mm (10 ft) y 3658 mm (12 ft). En el caso de que la longitud del recipiente sea mayor de 3658 mm; se pueden hacer combinaciones de las placas comerciales que existen, teniendo así variaciones en la longitud de 610 mm en 610 mm (2 ft en 2 ft).

Para longitudes mayores de los recipientes, se continúa con el mismo criterio de ajustarse a la longitud que se pueda obtener por combinación de placas comerciales. Por ejemplo, si por cálculo obtenemos una longitud de 2083 (6' 10") es conveniente fijar la longitud en 2438 mm (8' 0"), ya que si se fijará en 2134 mm (7' 0"), el fabricante cobraría más caro el recipiente puesto que su cobro incluiría la placa de 2438 mm (8' 0") y el trabajo del corte de dicha placa así como de hacerle el bisel a la placa resultante de 2134 mm (7' 0"). Las placas comerciales ya vienen biseladas.

La presión de diseño para recipientes con presión de operación superior a la presión atmosférica, será equivalente a la máxima presión de operación en el recipiente, más un 10% ó 2.0 kg/cm² de sobrediseño y se empleara el valor que resulte mayor.

La presión de diseño para recipientes con presión de operación inferior a la presión atmosférica, será el vacío.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La presión de diseño para recipientes que operen a presiones superiores a la atmosférica, pero que en determinadas circunstancias, aunque solo fuera momentáneamente, también operen a presiones inferiores a la atmosférica, como sería el caso de recipientes y equipos asociados a la succión de compresores, se considerarán las dos condiciones de diseño respectivas, es decir, 10% sobre la presión máxima ó 2.0 kg/cm² y vacío.

Para recipientes con presión de operación atmosférica, no se considerará un sobrediseño sobre dicha presión, quedando a opción del diseñador aplicar los códigos correspondientes a este tipo de recipientes.

La temperatura de diseño para temperaturas máximas de operación de -29 °C a 340 °C, será equivalente a la máxima temperatura que pueda presentarse en el recipiente por condiciones de proceso, incrementada por un sobrediseño de 15 °C.

La temperatura de diseño para temperatura de operación inferiores a -29 °C, será la temperatura mínima de operación esperada.

La temperatura de diseño para temperaturas de operación superiores a 340 °C, será igual a la temperatura máxima de operación, sin considerar ningún sobrediseño adicional.

El espesor de la placa del cascarón del cilindro, se calcula con la siguiente expresión:

$$s_d = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0.6P} + C \quad (1.12)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Donde: (t_d) espesor de la placa (cm), (P) presión de diseño (kg/cm^2), (S) esfuerzo permisible del material (kg/cm^2), (r) radio interior del recipiente (cm), (C) corrosión permisible (cm) y (E) eficiencia de soldadura.

Para calcular el espesor de placa de las cabezas del recipiente influye el tipo de cabeza utilizada. Para cabeza elíptica empleamos la siguiente ecuación:

$$s_c = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0.2P} + C \quad (1.13)$$

Donde: (t_c) espesor de la cabeza (cm), (P) presión de diseño (kg/cm^2), (S) esfuerzo permisible del material (kg/cm^2), (D) diámetro interior del recipiente (cm), (C) corrosión permisible (cm) y (E) eficiencia de soldadura (La eficiencia en la cabeza debe ser del 1.0).

En caso de que el espesor de la cabeza salga menor que el de la pared del cilindro, el valor se debe igualar a este último.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2.0 MÉTODOS DE AUMENTO DE POTENCIA

2.1 Desempeño de la turbina ante el aumento de la temperatura

La potencia de descarga de una turbina de gas está en función de la temperatura del aire del ambiente con una caída de la potencia de salida de 0.3% a 0.5% por cada °C de aumento en la temperatura ambiente.

Mientras esta característica es inherente en cualquier turbina de gas, el efecto puede ser más severo en cierto tipo de turbinas aeroderivadas. Esta pérdida en la potencia presenta un problema significativo a la utilidad en cogeneradores y productores de energía independientes, cuando las demandas son altas durante los meses calurosos. En la petroquímica y procesos industriales, la reducción en el rendimiento de la potencia mecánica de las turbinas de gas, repercute en el rendimiento de la planta.

El incremento del flujo de aire de combustión es una modificación común para incrementar la potencia y la eficiencia neta en las turbinas. Para obtener más potencia a la salida de una turbina de gas, simplemente se incrementa el flujo de masa de aire que entra al compresor. Los motores de los automóviles utilizan compresores de aire de admisión (turbos); las turbinas también pueden usar turbocargadores o enfriadores de aire de admisión para combustión, para aumentar el porcentaje de flujo de masa y por lo tanto incrementar la potencia producida.

2.2 Incremento de la capacidad

El flujo volumétrico para la mayoría de las turbinas es constante, y por lo tanto al incrementar la densidad del aire se incrementa el porcentaje de flujo de masa. Un sistema enfriador de aire de admisión para combustión incrementa la capacidad de la turbina al incrementar la densidad del aire de combustión. Típicamente, el incremento del flujo de masa también disminuye el consumo de combustible por unidad de potencia producida.

Las turbinas de gas están diseñadas para funcionar a una temperatura ambiente de 15 °C, cuando se tiene condiciones diferentes, el gasto másico varía de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} \quad (2.1)$$

Donde:

P_1 = presión atmosférica a la entrada del compresor [bars]

V_1 = flujo volumétrico [m³/s]

R = constante particular del aire [287 J/kg K]

T_1 = temperatura del aire ambiente [K]

La potencia de la turbina de gas depende del trabajo y del flujo másico, como se observa en la siguiente expresión:

$$W = W \cdot m \quad (2.2)$$

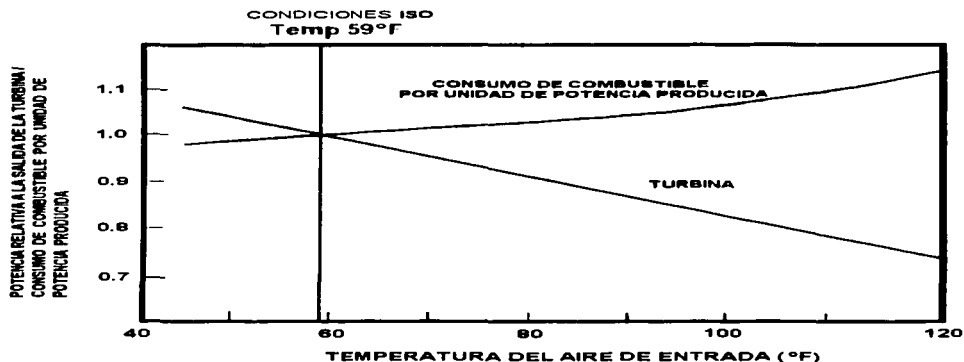
Donde:

W = trabajo o energía útil de la turbina [J/kg]

m = flujo másico [kg/s]

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La potencia de salida es una función inversamente lineal de la temperatura; cuando la temperatura del aire de entrada se incrementa, como en días calurosos, entra menos masa de aire en kg/s de tal forma que se obtendrá menos potencia por la variación de este, dado que el flujo volumétrico se mantiene constante; por lo tanto la capacidad de la turbina disminuye como lo muestra la gráfica 2.1.



Gráfica. 2.1 Gráfica de potencia-consumo de combustible Vs temperatura de aire de entrada.

Si el aire de entrada es enfriado a una temperatura más baja, la potencia se incrementa, y con el incremento de la eficiencia disminuye el consumo de combustible.

La eficiencia aproximada del ciclo puede ser expresada en términos del proceso de compresión isoentrópica de la temperatura de entrada del compresor T_1 a la temperatura de salida del compresor T_2 como:

$$\text{Eficiencia termodinámica} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \quad (2.3)$$

Así, la eficiencia también se incrementa al disminuir T_1 .

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El hecho de que tanto la descarga de la turbina como su eficiencia se reduce durante periodos donde la temperatura ambiente es alta, es un problema no del todo superado en la actualidad.

Para aplicaciones en la industria petroquímica, el rendimiento del proceso es considerablemente reducido cuando la potencia de salida de la turbina desciende en días calurosos. Esto a menudo ocurre cuando la demanda del mercado es alta y los márgenes de diseño para los que originalmente fue diseñado el equipo han sido sobrepasados. En tales casos, el aumento de potencia para mantener el sistema funcionando adecuadamente puede tener un notable impacto en la rentabilidad.

2.3 Beneficios y consideraciones

Mejoramiento en el consumo de combustible:

El flujo de masa de combustible se incrementa con un aumento del flujo de aire de inyección incrementando de esta forma la potencia. Los sistemas de enfriadores de aire de admisión para combustión pueden usarse para mejorar el consumo de combustible y además se obtiene un correspondiente ahorro en los costos por unidad de potencia producida.

Extensión en la vida útil:

Las turbinas que operan a bajas temperaturas de aire de entrada tienen una vida útil más larga, además de que se reduce el mantenimiento, el desgaste en las mismas y en sus componentes.

TEXIS CON
FALLA DE ORIGEN

Incremento de la eficiencia de ciclo combinado:

Disminuyendo la temperatura del aire en la entrada propicia un decremento en la temperatura de los gases de escape, y por ende un decremento en la capacidad de los generadores recuperadores de calor utilizados junto con turbinas de vapor y equipos de absorción. Entre más grande sea la cantidad de flujo de aire de un sistema enfriador de aire de admisión para combustión creara un efecto de incremento en el flujo de masa de los gases de escape que sobrepase el efecto del decremento de temperatura.

Estos sistemas requieren espacio adicional y a estos también se le debe dar mantenimiento.

Los enfriadores de tipo evaporativo o mediante serpentines generan una caída de presión en la entrada de aire de inyección, y requieren de filtros.

Las emisiones pueden reducirse debido al incremento general de la eficiencia.

Este tipo de sistemas permiten modificar la temperatura del aire de entrada de acuerdo a la capacidad de generación requerida de la turbina. Permitiendo una abertura del 100% de los álabes guías de la entrada y eliminando caídas de presión en estos álabes.

FIN CON
FALLA DE ORIGEN

2.4 Tecnologías en el enfriamiento de aire de entrada de las turbinas de gas

Existen muchos métodos disponibles para el aumento de la potencia por enfriamiento de aire de entrada pueden ser clasificados en tres clases:

- Enfriamiento por medio de refrigeración mecánica o por absorción.
- Métodos evaporativos; con enfriadores tipo evaporativo convencionales o nebulización directa de agua.
- Sistemas de almacenamiento de energía térmica; son sistemas de uso intermitente donde el frío es producido a potencia o carga reducida y entonces es usado para enfriar el aire de entrada durante las horas calurosas del día.

2.5 Refrigeración mecánica

En un sistema de refrigeración mecánica, el refrigerante en forma de vapor es comprimido por un compresor. Los compresores de tipo centrífugos son usados típicamente para sistemas grandes que exceden las 1000 toneladas de refrigeración de capacidad y estos pueden ser accionados por un motor eléctrico. Después de la fase de compresión, el vapor pasa a través de un serpentín donde es condensado. El vapor condensado es entonces expandido mediante una válvula de expansión y provee un efecto de enfriamiento al evaporarse. El evaporador enfría el agua para enfriamiento que es conducida a la tubería o serpentín colocado en la entrada de la turbina de gas, con el propósito de enfriar la corriente de aire que ingresa a la turbina.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La refrigeración mecánica tiene un importante consumo de potencia en el accionador del compresor y en las bombas que son requeridas para los circuitos de agua de enfriamiento.

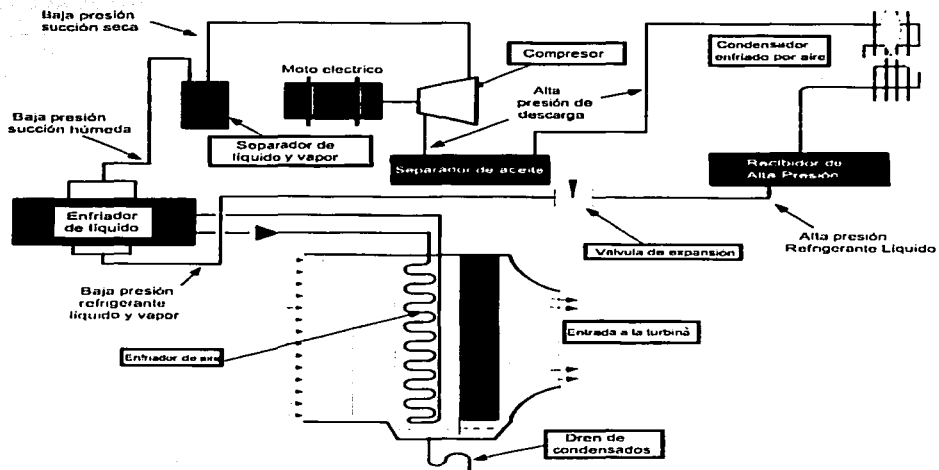


Figura 2.1 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración mecánica de tipo indirecto.

Los equipos que utilizan clorofluorocarbonos (CFC) pueden proveer grandes capacidades, además de utilizar espacios relativamente pequeños y lograr temperaturas más bajas que las que se tienen con sistemas de absorción que utilizan bromuro de litio. La desventaja de los enfriadores mecánicos es el alto capital que involucra el costo de operación y mantenimiento, el alto consumo de energía y el relativo pobre desempeño que tienen en la operación.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

La expansión directa es también posible en donde el refrigerante es usado para enfriar el aire entrante de forma directa sin el circuito de agua de enfriamiento.

El amoniaco, es utilizado en esta clase de aplicaciones, pero debe de contar con un sistema de alarma especial para detectar alguna pérdida de refrigerante dentro del aire de admisión y así apagar el sistema de refrigeración.

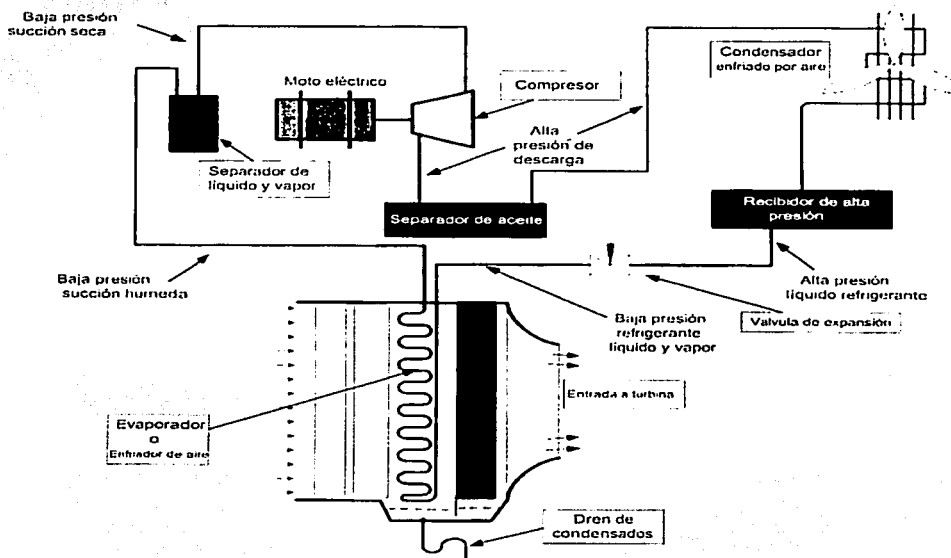


Figura 2.2 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración mecánica de tipo directo.

2.6 Sistema de enfriamiento por absorción

Los sistemas de absorción emplean típicamente bromuro de litio y agua, siendo el bromuro de litio la sustancia absorbente y el agua el refrigerante del sistema. Tales sistemas pueden enfriar el aire de entrada a 10°C (50°F). El calor necesario para el generador puede ser provisto por gas, vapor, o de la descarga de una turbina de gas. Los sistemas de absorción pueden ser diseñados para ser de simple o doble efecto. Un sistema de simple efecto tendrá un coeficiente de operación (COP) de 0.7 a 0.9, y una unidad de doble efecto, un COP de 1.15. A potencias reducidas, el desempeño de los sistemas de absorción es relativamente bueno, y la eficiencia no se reduce bajo este régimen como lo hacen los sistemas de refrigeración mecánica. Los sistemas de absorción tienen costo de operación y mantenimiento menores a los sistemas de refrigeración mecánica.

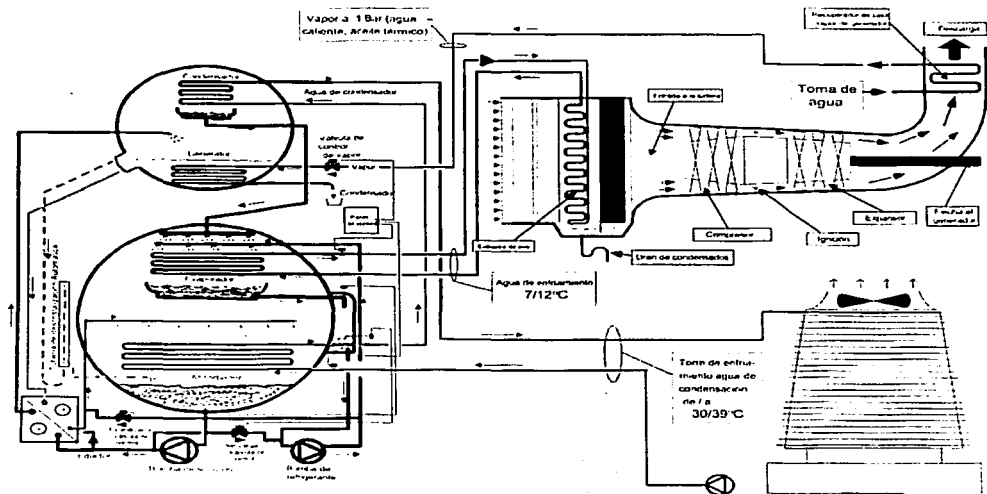


Figura 2.3 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de refrigeración por absorción.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2.7 Enfriamiento evaporativo

Los enfriadores evaporativos tradicionales que utilizan la evaporación del agua han sido ampliamente usados durante varios años en la industria de las turbinas de gas, especialmente en áreas áridas. El principio básico de este tipo de enfriadores es que como el agua se va evaporando, esta consume Btu's de calor (calor latente de vaporización), y al hacerlo, reduce la temperatura del aire del ambiente.

Físicamente, un enfriador de tipo evaporativo consiste en un arreglo donde el agua es distribuida sobre bloques, los cuales están contruidos de un material corrugado de tipo fibroso. El flujo de aire a través de estos bloques evapora el agua.

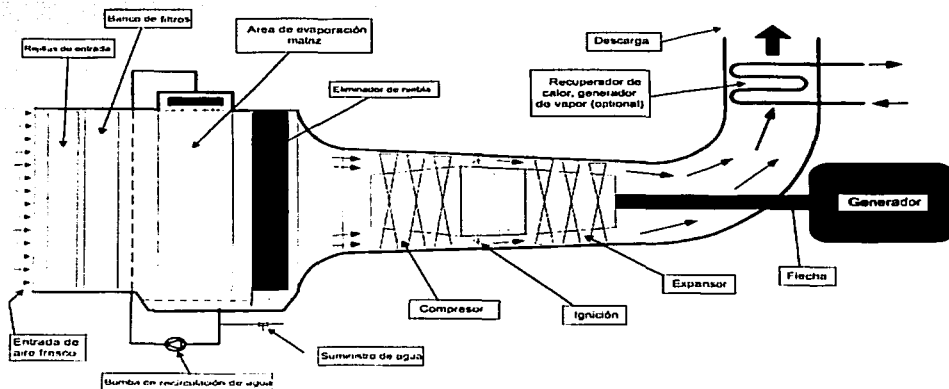


Figura 2.4 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de tipo evaporativo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La efectividad del enfriamiento evaporativo está dada por:

$$E = (T_{1DB} - T_{2DB}) \div (T_{1DB} - T_{2WB}) \quad (2.4)$$

Donde:

T_1 = temperatura de entrada

T_2 = temperatura de salida del enfriador evaporativo

DB = bulbo seco

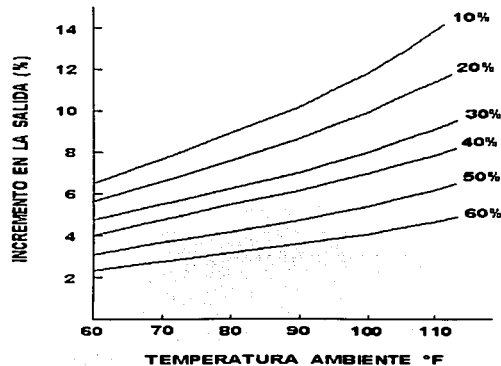
DW = bulbo húmedo

Un valor típico para la efectividad del sistema es de 80% a 85%, lo cual significa que la temperatura de bulbo húmedo nunca puede ser alcanzada.

El descenso de temperatura está dado por:

$$\Delta T_{DB} = 0.8 (T_{1DB} - T_{1WB}) \quad (2.5)$$

La gráfica 2.2 muestra el típico incremento en la potencia alcanzado a diferentes rangos de humedad relativa, tomando en cuenta la efectividad del enfriador evaporativo. El incremento exacto de potencia depende del tipo de máquina en particular, la altitud del sitio y de las condiciones ambientales.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Gráfica. 2.2 Porcentaje de potencia obtenido por enfriamiento evaporativo.

Se puede observar en la gráfica 2.2 que el incremento en la potencia es mayor cuando es más baja la humedad relativa. Para una típica turbina de gas industrial con un flujo de masa de aire de 113.4 kg/s (250 lb/seg), la proporción de la evaporación del agua está en el rango de 0.757 a 3.028 m³/hr (200 a 800 gal/hr), dependiendo de la humedad relativa.

La inherente pérdida en la eficiencia y el incremento en la caída de presión a la entrada en un sistema tradicional de enfriamiento evaporativo nunca permite que un máximo efecto de enfriamiento pueda lograrse. Los requerimientos de la calidad del agua, son menos exigentes que aquellos requeridos en otros sistemas de enfriamiento como los de nebulización.

2.8 Nebulización directa a la entrada.

Este es un método de enfriamiento donde agua desmineralizada es convertida en niebla usando unas boquillas atomizadoras a alta presión operando desde 6894.8 a 20684.3 kPa (1000 a 3000 psi). Esta niebla provee el enfriamiento al evaporarse en el ducto de entrada de aire de la turbina de gas.

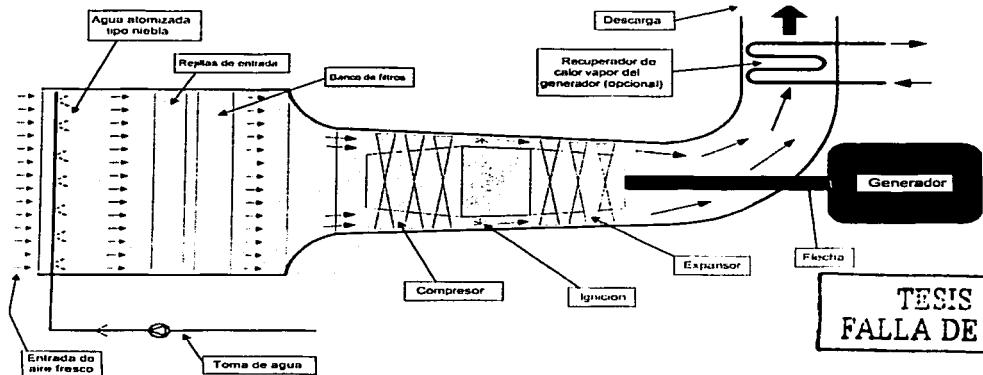


Figura 2.5 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina mediante un equipo de nebulización directa.

Esta técnica permite un 100 % de efectividad en términos de lograr el 100 % de humedad relativa en la entrada de la turbina, y de ese modo dar la más baja temperatura posible sin refrigeración (la temperatura de bulbo húmedo). La nebulización directa a alta presión en la entrada puede usarse también para crear un efecto de interenfriamiento en el compresor, así, elevar la potencia a la salida.

2.9 Almacenamiento de energía térmica

Este método es empleado cuando un aumento de potencia es requerido solo por algunas horas del día. En esta técnica, una reserva fría es almacenada paulatinamente durante las horas del día de menos trabajo y esta es utilizada durante las horas de trabajo máximo para enfriar el aire de entrada, incrementando así la potencia de salida de la turbina. La energía almacenada puede ser en forma de hielo, agua o algún otro líquido de transferencia de calor.

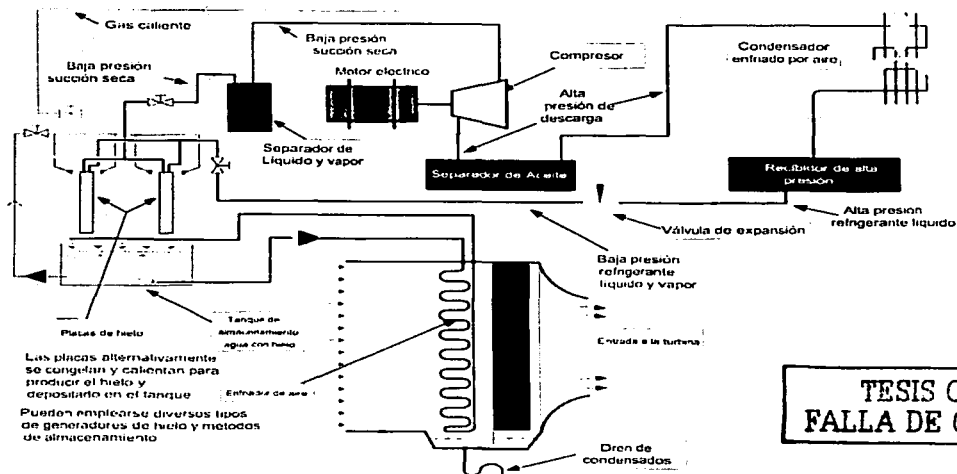


Figura 2.6 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina con almacenamiento de energía.

Como es de operación intermitente, es posible reducir el tamaño del sistema de refrigeración, comparado con un sistema que tiene que proveer un enfriamiento continuo.

2.10 Sistemas híbridos

Dependiendo de las especificaciones del proyecto, localización, condiciones climáticas, tipo de motor, y factores económicos, un sistema híbrido utilizando una combinación de tecnologías de los sistemas anteriormente mencionados puede ser la mejor alternativa; la posibilidad de usar un sistema de nebulización en conjunto con uno de refrigeración mecánica puede ser considerado. Los sistemas de nebulización directa han sido aplicados también en conjunto con los sistemas de enfriamiento de tipo evaporativo tradicionales. Los sistemas de nebulización han sido usados para aumentar la capacidad en enfriadores evaporativos al adicionar unos cuantos grados más de enfriamiento ya que estos tipos de sistemas normalmente no pueden alcanzar la temperatura de bulbo húmedo.

Cada tecnología tiene asociada costos económicos, pros y contras hablando del aspecto técnico, y por lo tanto se debe hacer una cuidadosa evaluación al seleccionar la mejor tecnología o una mezcla de ellas.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2.11 Refrigeración con circuitos múltiples

Algunas veces se emplea un circuito de refrigeración multi-etapas a la entrada de aire de la turbina, es decir, se cuenta con un serpentín de enfriamiento con etapas múltiples como se muestra en la figura 2.7.

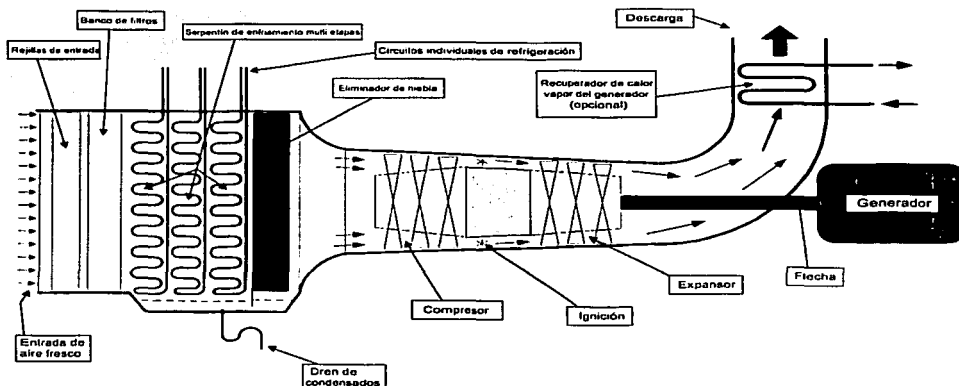


Figura 2.7 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina con circuito de refrigeración multi-etapas.

Una de las ventajas de utilizar este tipo de arreglo es que se logra una mayor eficiencia, obteniendo hasta un 25% de ganancia en eficiencia. Por otro lado, la principal desventaja de este sistema es su mayor costo inicial, además de requerir de un control inteligente para mantener los valores de recuperación de energía planeados.

2.12 Criterios de Selección para Sistemas de Enfriamiento en la Inyección

La elección entre tecnologías de enfriamiento alternativas es esencialmente la evaluación económica del costo total del proyecto considerando su ciclo de vida.

Los factores dominantes que deberían ser tomados en cuenta al hacer un estudio son:

- El perfil climático
- Costo del sistema de enfriamiento instalado en términos del valor/incremento de potencia
- Cantidad de potencia ganada debido al enfriamiento del aire de entrada.
- Los costos de combustible y el costo de la potencia incrementada, (que beneficio es conseguido por el aumento de potencia).
- Los costos de operación y mantenimiento de sistemas considerados en el proyecto.
- Impacto ambiental – esto es especialmente importante en el uso de sistemas basados en el uso de amoniaco o CFC.
- Impacto potencial en las licencias de emisiones existentes.

Es recomendable que el perfil de la temperatura del sitio para todo un año de datos de cada hora, junto con un promedio de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo registradas en 30 años, sea considerado en el análisis.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.0 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

3.1 Antecedentes históricos

La refrigeración por absorción fue originada en 1824 por Michael Faraday, quién comprobó que ciertos gases, los cuales se creía que solo podían existir en forma de vapor, podían ser licuados. De sus experiencias en el laboratorio Faraday encontró que uno de esos gases era el amoníaco, el cual podía ser absorbido en grandes cantidades por cristales de cloruro de plata.

Faraday expuso cierta cantidad de cristales de cloruro de plata al amoníaco en estado gaseoso, hasta que el cloruro de plata absorbió todo el amoníaco que podía retener. El aparato que utilizó en su experimento consistía en un tubo de ensaye cerrado en forma de "V" invertida, el cual contenía en un extremo los cristales de cloruro de plata que utilizó previamente para absorber el amoníaco gaseoso; en ese mismo extremo del tubo se aplicó calor, mientras que en el lado opuesto fue enfriado sumergiéndolo en un recipiente con agua fría, como se muestra en la figura 3.1.

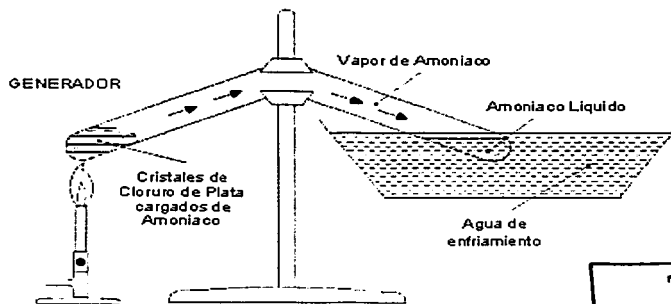


Figura 3.1 Aparato experimental de Faraday.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Poco después de haber aplicado el calor, el amoníaco gaseoso fue liberado del compuesto, mediante el desprendimiento de "humos" (vapores de amoníaco). Los humos llegaron al extremo que se encontraba sumergido en el agua y ahí se formaron gotas de amoníaco (debido a que el agua había servido como agente de remoción de calor del amoníaco gaseoso), obteniendo amoníaco en estado líquido en ese lado del tubo.

Cuando Faraday retiró la fuente de calor y el contenedor de agua, observó que casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a hervir violentamente cambiando de nuevo al estado gaseoso y al mismo tiempo los cristales de cloruro de plata reabsorbieron los gases formados. Faraday notó que el extremo del tubo de ensaye que contenía amoníaco líquido estaba bastante frío, debido a que el amoníaco tomó calor del ambiente para poder evaporarse. Cada vez que repitió el proceso, se observó el mismo cambio.

Lo novedoso del experimento fue el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensaye. El inconveniente consiste en que la operación es intermitente y además ineficiente. A pesar de lo tosco que pueda parecer este experimento, en la actualidad se utilizan los mismos principios en los sistemas de absorción. El aparato experimental de Faraday es considerado como la primera máquina de absorción de tipo intermitente.

El primer sistema de refrigeración por absorción de operación continua fue inventado por el Francés Ferdinand Carré en 1859, quién en el mismo año desarrolló el primer refrigerador en el que utilizaba un sistema de absorción amoníaco-agua.

Su sistema estaba compuesto por componentes capaces de efectuar la refrigeración a través de un ciclo continuo, como se muestra en la siguiente figura:

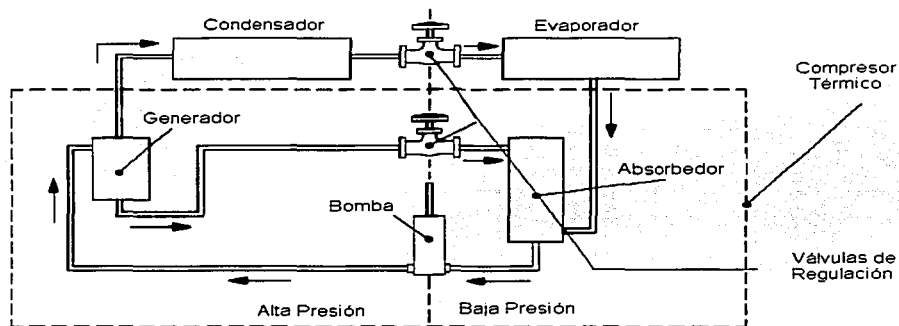


Figura 3.2 Ciclo de absorción.

El refrigerante entra al evaporador donde se evapora a presión y temperatura baja por el calor que toma del ambiente. El vapor que sale del evaporador es absorbido en un líquido, el cual tiene una alta afinidad por el refrigerante y es transferido por medio de la bomba al calentador o generador, ahí le es aplicado calor el cual reduce la afinidad del líquido separándolo del vapor refrigerante y además eleva el vapor refrigerante a una alta presión, entonces el vapor refrigerante pasa al condensador para cambiar a fase líquida. El líquido refrigerante entra al evaporador otra vez cerrando de esta forma el ciclo que se repite una y otra vez.

El líquido que quedó en el generador, el cual ahora contiene bajas cantidades de refrigerante, es enviado al absorbedor a través de una válvula reguladora de flujo y es utilizado en ese punto para recibir nuevo vapor refrigerante. Una vez que este ha absorbido el vapor refrigerante, este fluye a través de su propio ciclo, como lo muestra la figura 3.2.

El generador, las válvulas reguladoras de flujo, el absorbedor y la bomba son los componentes que realizan la función de un compresor mediante acción térmica y por ello a ese conjunto se le conoce como "Compresor Térmico".

3.2 Fundamentos

Hoy en día son más comunes los sistemas mecánicos de compresión en los equipos de refrigeración, debido a que la compresión de vapor refrigerante resulta más eficiente, sin embargo, es necesario que la energía se suministre en forma de trabajo mecánico y en cantidades relativamente altas.

Para lograr que la vaporización del refrigerante líquido en el interior del evaporador (ocasionada por la toma de calor de los alrededores) se realice a una temperatura suficientemente baja que produzca enfriamiento, la presión en el evaporador debe conservarse en un valor determinado. En los sistemas mecánicos esta presión se mantiene removiendo el vapor refrigerante tan pronto como se desprende del líquido en ebullición, siendo el compresor quién realiza la extracción, y eleva además la presión del vapor hasta un nivel que permite su condensación y su reutilización en el evaporador.

Hay otra forma de lograr que la presión se mantenga baja en el evaporador, esta es cuando se absorben los vapores rápidamente por un líquido llamado absorbente. Además, utilizando medios disponibles para elevar la presión del refrigerante con un proceso distinto al de compresión, podría reducirse el trabajo requerido.

En un sistema de refrigeración por absorción puede llevarse a cabo esto mediante la absorción del vapor refrigerante por un líquido, y la ventaja principal del proceso de absorción consiste en que solo requiere una pequeña cantidad de trabajo mecánico ya que solo requiere el empleo de una pequeña bomba.

El término "absorción" es utilizado para identificar uno de los ciclos de refrigeración que existen, los ciclos que se encuentran dentro de esta clasificación son aquellos que tienen relación con procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos ó gases y sólidos; en el caso de la refrigeración, al ponerse en contacto amoniaco gaseoso con agua líquida, esta absorbe al amoniaco formando una solución líquida de hidróxido de amonio desprendiendo una determinada cantidad de calor. Hay otra pareja líquida refrigerante-absorbente que se utiliza en aire acondicionado, y es la formada por el agua y el bromuro de litio. A las combinaciones amoniaco-agua y agua-bromuro de litio se les denomina líquido-gas.

Otro caso es cuando se habla de absorción seca ó sólido-gas, y esta se presenta cuando el absorbente es un sólido, como ejemplo se puede mencionar el cloruro de calcio que absorbe al amoniaco gaseoso.

La característica principal de una máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor.

El amoniaco es un refrigerante que se usa comúnmente en los sistemas de refrigeración por absorción, y en conjunto con el agua, que tiene la capacidad de absorber al vapor de amoniaco con bastante rapidez, resultan ser tan efectivos como un compresor mecánico para mantener una baja presión en el evaporador; la cantidad de refrigerante absorbida en los sistemas de absorción, aumenta con la presión y disminuye con la temperatura. Por ejemplo, un litro de agua a 20°C, puede absorber 700 litros de amoniaco gaseoso, estando estos a presión atmosférica, en tanto que si la temperatura es de 40°C, el agua absorbe solo 425 litros.

Una aplicación práctica de este proceso se muestra en la figura 3.3, donde un tanque a presión suministra amoníaco líquido puro al evaporador, a través de un dispositivo de regulación, una vez que el amoníaco se evapora, es absorbido por el agua contenida en otro recipiente. Este efecto de enfriamiento es continuo hasta que el amoníaco líquido se agota, o hasta que el agua en el tanque de absorción se satura, de modo que ya no pueda absorber más vapor de amoníaco.

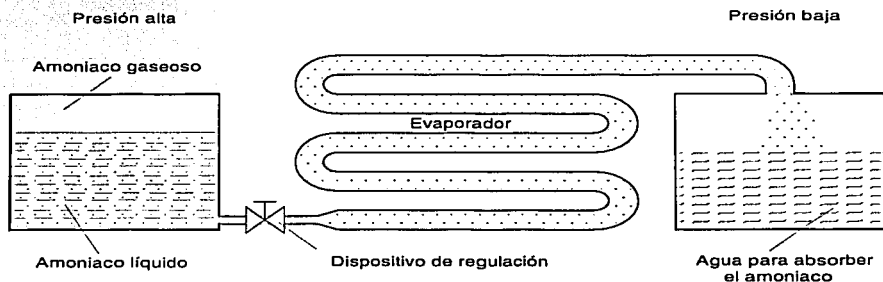


Figura 3.3 Principio del sistema de refrigeración por absorción.

La diferencia básica entre el ciclo de compresión y el de absorción, es la sustitución del compresor que efectúa trabajo mecánico y utiliza electricidad como fuente de energía primaria, por el conjunto absorbedor-bomba-generator, que requiere muy poca energía mecánica, pero en cambio emplea una gran cantidad de calor.

Para una determinada capacidad de refrigeración, el consumo total de energía (calor + trabajo) del sistema de absorción, es muchas veces mayor que el trabajo requerido por el sistema de compresión. Si el calor tiene un precio suficientemente bajo, proviene de alguna fuente no convencional, como es la solar o la geotérmica, o es calor de desecho en algún proceso industrial, el ciclo de refrigeración por absorción será económicamente atractivo. Por lo general, la fuente de calor que proporciona energía al generador, es vapor de agua a baja presión o agua caliente, aunque en los sistemas pequeños, es común que el

calor se suministre directamente al generador mediante la combustión de gas natural, propano, keroseno o diesel, o con una resistencia eléctrica.

3.3 Ciclo de compresión VS. ciclo básico continuo de absorción

A continuación se hace una comparación entre el funcionamiento de un sistema típico de compresión y el ciclo básico continuo de absorción. La figura 3.4 muestra un ciclo típico de refrigeración por compresión, que consta de cuatro componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

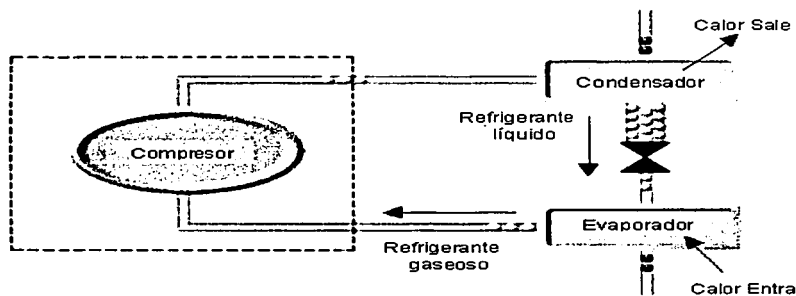


Figura 3.4 Ciclo de refrigeración por compresión.

El funcionamiento de este ciclo es el siguiente: el refrigerante en estado gaseoso y a baja presión, entra al compresor donde incrementa su presión y temperatura; pasa luego al condensador donde se enfría y condensa; el refrigerante ya en estado líquido pasa a través de la válvula de expansión, que sirve para regular el flujo y separar una zona de alta presión de otra de baja presión; el refrigerante aún en estado líquido, pero a baja presión, pasa entonces al evaporador, absorbiendo calor de las paredes del mismo hasta evaporarse, reduciendo así la temperatura en el exterior del evaporador; así, al salir el refrigerante del evaporador, se encuentra en condiciones de ser comprimido, completándose el ciclo.

En la figura 3.5 se tiene un sistema de refrigeración por absorción de tipo continuo, (la absorción y generación se realizan sin interrupción a lo largo del tiempo, es decir, que ocurren de manera simultánea). Consta de cuatro componentes básicos, además de la bomba y de las válvulas de expansión y regulación de flujo, ellos son: evaporador y absorbedor, los cuales están localizados en el lado de baja presión del sistema; generador y condensador, situados en el lado de alta presión. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y una solución absorbente.

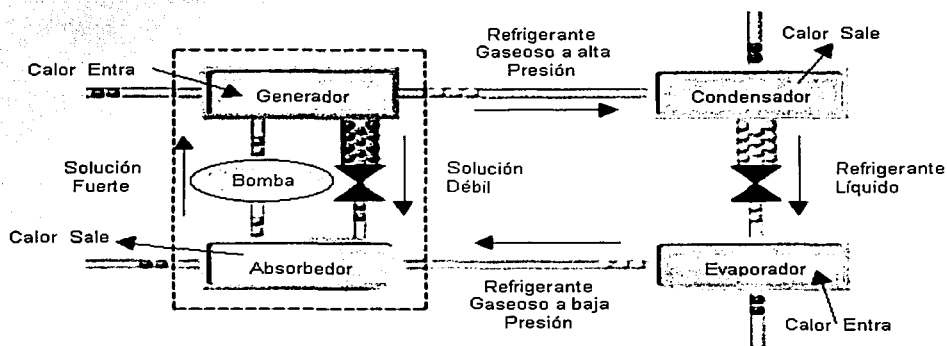


Figura 3.5 Ciclo básico de refrigeración por absorción.

La parte del ciclo formada por el condensador, válvula de expansión y evaporador, es idéntica a la correspondiente al ciclo de compresión, pero el compresor se sustituye por el conjunto absorbedor-bomba-generador.

El ciclo de absorción de operación continua trabaja de la siguiente forma: el refrigerante (amoníaco), que se encuentra disuelto en el absorbente (agua) formando una solución fuerte, es separado al aplicar calor a la solución en el generador, formándose así una solución débil; el refrigerante evaporado sale del generador y pasa al condensador; la

válvula de expansión y el evaporador, realizan las mismas funciones del sistema de compresión. Del evaporador sale el refrigerante en estado gaseoso y es conducido al absorbedor donde se pone en contacto con la solución débil proveniente del generador – la cual pasó antes por la válvula de regulación – para que se lleve a cabo la absorción; de este modo se obtiene una solución fuerte que se envía de nuevo al generador a través de la bomba para completar el ciclo.

Concluyendo, el conjunto absorbedor-bomba-generador-válvula “comprime” el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador; absorbiéndose en primer lugar el vapor en un líquido, después el líquido es llevado a través de la bomba al generador donde se separa el refrigerante debido a la aplicación de calor, aumentando luego la presión hasta alcanzar la presión del condensador.

La temperatura de vaporización del refrigerante en el evaporador determina la presión que se tiene en el absorbedor y en general, en el lado de baja presión del sistema. A su vez la presión del vapor de la solución refrigerante-absorbente depende de su temperatura y de su concentración; a menor porcentaje de la solución y menor porcentaje del refrigerante en la solución, se tendrá una menor presión.

A medida que el vapor refrigerante sale del evaporador es disuelto en la solución refrigerante-absorbente, se libera el llamado “calor de absorción”. A fin de mantener al nivel requerido la temperatura y la presión de vapor de la solución absorbente, el calor liberado por la absorción deberá disiparse a los alrededores. Este calor es igual a la suma del calor latente de condensación del vapor refrigerante y del calor de dilución del absorbente.

Puesto que la cantidad absorbida de refrigerante aumenta a medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente, se deduce que la eficiencia del absorbedor depende en gran parte del tipo de enfriamiento disponible.

Ya que el absorbedor está en el lado de baja presión del sistema y el generador en el lado de alta, la solución fuerte debe ser bombeada del absorbedor al generador, y la solución débil (rica en absorbente) regresa al absorbedor a través de una válvula reductora de presión.

3.4 Mezclas refrigerante – absorbente

En la actualidad existen muchos tipos de refrigerantes disponibles, pero cuando consideramos su uso en una máquina de refrigeración por absorción, su aplicación queda restringida a unos cuantos tipos.

Al seleccionar los fluidos de trabajo de un sistema de refrigeración por absorción se deben tomar en cuenta ciertos criterios que debe satisfacer la combinación de refrigerante-absorbente, por lo menos en cierto grado.

El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el vapor refrigerante; los dos deben ser mutuamente solubles en el rango deseado de condiciones de operación; los dos fluidos deben ser seguros, estables y no corrosivos, tanto por separado como combinados.

La volatilidad del absorbente debe ser muy baja, de manera que el vapor refrigerante contenga poco o nada de absorbente al salir del generador; las presiones de trabajo deberán ser razonablemente bajas y de preferencia cercanas a la atmosférica para minimizar el peso del equipo y fugas. El

refrigerante debe tener un calor latente de vaporización alto, de modo que el flujo del refrigerante requerido sea mínimo.

Dos combinaciones refrigerante-absorbente son de uso común: amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente; la otra combinación es agua-bromuro de litio, donde el agua es el refrigerante.

La combinación amoníaco-agua satisface algunos de los requisitos más importantes pero tiene algunas desventajas: El absorbente (agua) tiene una gran afinidad por el vapor de amoníaco, y los dos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación; ambos fluidos son muy estables y son compatibles con casi todos los tipos de acero.

Cabe mencionar que el cobre y sus aleaciones, no son adecuados para usarse con este tipo de fluidos, por la alta corrosión que les produce el amoníaco que ataca en presencia del oxígeno e hidrógeno. El calor latente de vaporización es alto, se vuelve inestable a temperaturas del rango de 170 °C, produciendo gases inertes los cuales tienen que ser purgados del sistema; es ligeramente tóxico, muy irritante, algo inflamable y explosivo cuando está en combinación de cierta cantidad de aire, lo cual limita su empleo en aplicaciones de aire acondicionado; sus presiones de operación son relativamente altas.

Probablemente la principal desventaja de la mezcla amoníaco-agua es el hecho de que el absorbente (agua) es relativamente volátil, de modo que el vapor refrigerante (amoníaco) al salir del generador, por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua. Estas atraviesan el condensador y llegan al evaporador donde aumentan la temperatura de evaporación, disminuyendo el efecto refrigerante por tenerse una solución amoníaco-agua no vaporizable a baja temperatura.

A pesar de lo anteriormente mencionado, la eficiencia del sistema amoniaco-agua puede mejorarse usando un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador, antes de que llegue al condensador.

La combinación agua-bromuro de litio se utiliza ampliamente en el aire acondicionado y en otras aplicaciones. Pero como el agua es el refrigerante, estos sistemas no son apropiados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea igual o menor de 0°C, para evitar su congelación.

El bromuro de litio es una sal higroscópica y su salmuera tiene gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de la combinación agua-bromuro de litio es que el absorbente no es del todo soluble en el agua bajo todos los valores de temperatura y presión que pueden darse en el sistema y deben tomarse precauciones especiales en el diseño y operación, para evitar la precipitación y cristalización del absorbente.

Una de las principales ventajas de la solución agua-bromuro de litio, es que el absorbente no es volátil, de tal manera que no se tiene mezcla del absorbente con el refrigerante –agua– al salir del generador y por lo tanto no es necesario un rectificador.

Debido a que el agua es el refrigerante, las presiones de operación son muy bajas, y menores que la atmosférica. Por ejemplo, suponiendo una temperatura en el evaporador de 4.5°C y una temperatura condensante de 38°C, las presiones en el evaporador y en el condensador son de 6.3 mm Hg y 49 mm Hg absolutas, respectivamente. Con el diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión, no se necesita tener válvulas reductoras de presión a través de las tuberías de conexión y en las toberas atomizadoras, debido a que la caída de presión que ahí ocurre proporciona el diferencial de presión necesario.

En la construcción de equipos de absorción de tipo continuo que operan con amoníaco no pueden usarse aleaciones de cobre, como se mencionó anteriormente.

En los equipos de absorción continua, para evitar que sus componentes sufran el ataque de las soluciones amoníaco-agua, es común emplear el hierro o el acero como material de construcción; esto implica grandes superficies de transferencia de calor, a causa del bajo coeficiente de transferencia calor del hierro, varias veces menor que el del cobre; además es conveniente el uso de inhibidores, para reducir el efecto corrosivo.

Para finalizar esta parte, se mencionan una serie de criterios en los cuales podemos asistirnos durante la selección de la combinación de refrigerante-absorbente que se va a utilizar:

- a) *El calor de vaporización del refrigerante.* Es una de las propiedades del refrigerante altamente considerada. Es responsable del efecto de la refrigeración y de la porción de flujo másico para producir la capacidad requerida.
- b) *El calor de solución.* Este es el calor, el cual es liberado cuando el refrigerante es absorbido en el líquido absorbente. Esa misma cantidad de calor debe ser aplicada a la solución (bajo las mismas condiciones), para que el refrigerante pueda ser liberado del absorbente. Esos procesos son llamados absorción y resorción respectivamente. El calor de solución depende de la afinidad entre los fluidos de trabajo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- c) *La presión de vapor del refrigerante y el absorbente.* Esta propiedad determina la alta o baja presión del sistema. Es preferible que la diferencia entre las presiones del vapor del refrigerante y del absorbente sea tan grande como sea posible, de lo contrario es necesario utilizar una columna de rectificación.
- d) *La volubilidad del refrigerante en el absorbente.* Es importante para el absorbente poder absorber grandes cantidades de refrigerante para mantener una proporción del flujo másico de solución pequeña. Entre más grande sea la volubilidad del refrigerante en el absorbente, mayor será el calor de solución y por lo tanto, un intercambiador de calor de mayor tamaño será necesario para remover el calor de solución.
- e) *La capacidad calorífica de la solución.* Esta tiene impacto sobre la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo. Es el valor combinado de los dos constituyentes de acuerdo a su concentración. Un valor grande indica un flujo de masa pequeño de los fluidos de trabajo.
- f) *La viscosidad de la solución.* Determina el tamaño de la tubería para un flujo máximo turbulento.
- g) *La conductividad térmica de la solución.* Esta propiedad está envuelta con la evaluación del coeficiente de transferencia de calor, necesario para el cálculo del intercambiador de calor.
- h) *La toxicidad de los fluidos de trabajo.* El comportamiento tóxico del refrigerante o del absorbente es de gran importancia para mantener seguridad y confort. Hoy en día se da una mayor importancia a la evaluación del impacto ambiental que puedan tener los componentes químicos, además del factor de seguridad humano.

- i) *La estabilidad química de los fluidos de trabajo.* La descomposición de los fluidos requeriría una frecuente evaluación del sistema. Por lo tanto es esencial que el refrigerante, el absorbente y sus mezclas, sean estables dentro y fuera del rango de trabajo del equipo.
- j) *Las propiedades corrosivas de los fluidos de trabajo.* Esto determina el material utilizado en la construcción de la unidad.

3.5 Sistema agua-bromuro de litio

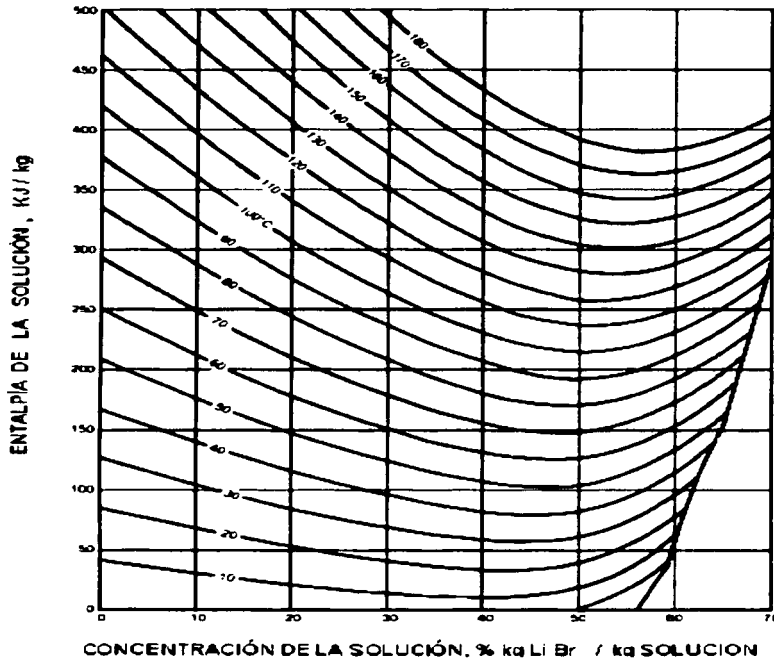
El sistema de absorción agua-bromuro de litio es frecuentemente usado en el acondicionamiento de aire. En este sistema el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente.

El bromuro de litio puro es sólido, aunque al mezclarse con suficiente cantidad de agua forma soluciones líquidas homogéneas. Cabe mencionar que en adelante al referirse a una solución concentrada será aquella que es rica en absorbente (Br Li), caso contrario del sistema amoniaco-agua.

Por ejemplo, para una solución agua-bromuro de litio con concentración del 60% a 43.3°C, se tiene vapor a una presión absoluta de 6.9 mm de HG, la cual es suficientemente baja para enfriar agua a 6°C o poco menos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La gráfica 3.1 muestra un diagrama entalpía-concentración para agua-bromuro de litio.



Gráfica 3.1 Diagrama entalpía – concentración para la mezcla agua – bromuro de litio.

Los equipos se diseñan de modo que el absorbedor y el evaporador, que trabajan a la presión menor, estén colocados en la parte inferior del sistema, dentro de una coraza común. El generador y el condensador, los cuales están a la presión mayor, del orden de 75 mm de Hg, están en corazas separadas y colocadas en la parte superior del equipo.

Debido a las bajas presiones, se necesitan unidades de purgado para eliminar el aire que puede introducirse en estos sistemas que operan al vacío, y también para la eliminación de cualquier gas que se origine por la descomposición química. Como el refrigerante es agua, la temperatura del evaporador debe estar por encima de 0°C, lo cual limita el uso del sistema al acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración a alta temperatura.

La característica sobresaliente de estos sistemas, como ya se mencionó, es la no volatilidad del bromuro de litio. Del generador solo sale vapor de agua, por tanto, no es necesario el equipo de rectificación. Comparado con el sistema amoníaco-agua, el sistema agua-bromuro de litio es más sencillo y opera con un mayor COP (Coeficiente de Operación).

Ciclo básico agua-bromuro de litio: La figura 3.6 muestra un ciclo básico de absorción que usa una solución bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante.

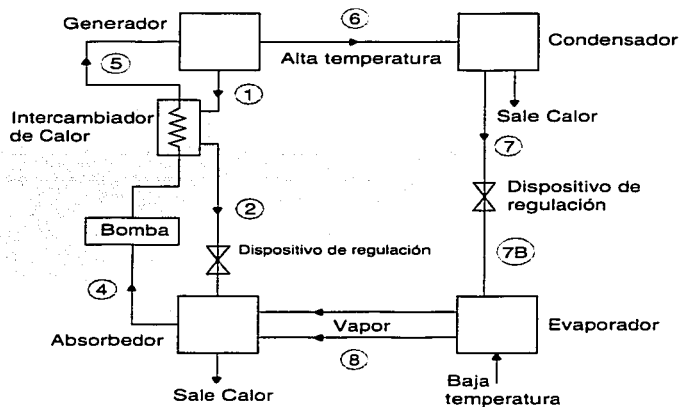
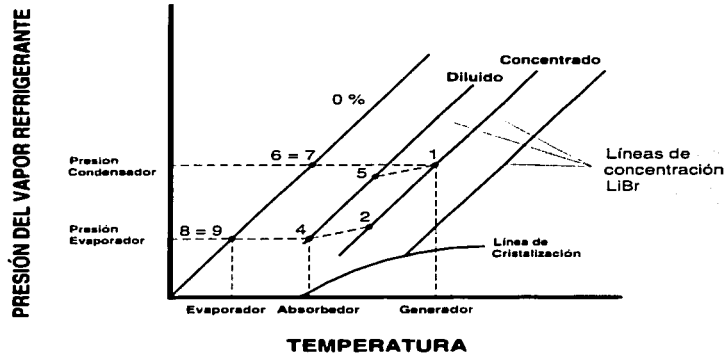


Figura 3.6 Sistema básico de refrigeración por absorción.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

La Gráfica 3.2 muestra los puntos de estado del diagrama presión - temperatura para esa combinación de fluidos en el ciclo básico de absorción.



Gráfica 3.2 Diagrama P-T para el ciclo de refrigeración por absorción Br Li – agua.

La trayectoria del flujo para esos esquemas es como sigue:

- 1-2 La solución concentrada (1), en equilibrio con la presión del condensador, abandona el generador; esta es enfriada en el intercambiador de calor, cuya función es transferir calor de la solución concentrada a la solución diluida, y así reducir la cantidad de calor requerido en el generador, como también reducir la cantidad de calor rechazado del absorbedor. Después es llevada hacia el absorbedor (2) pasando antes a través de una válvula de regulación.
- 2-4 La solución concentrada (2) absorbe el vapor refrigerante de baja presión (8) en el absorbedor, el cual envuelve el proceso de transferencia de masa y energía que ocurre simultáneamente dentro del mismo. Es importante que la presión del vapor de la solución dentro del absorbedor, sea menor que la del evaporador; esto ocurre cuando la temperatura de la solución es baja. Otra función del evaporador además de asegurar una completa mezcla de los fluidos de trabajo, es el remover el calor de la solución liberado durante la absorción.

4-5 La solución diluida (4) es bombeada al generador vía el intercambiador de calor, donde es precalentada (5) por la solución que sale del generador.

5-6 La solución diluida (5) entra al generador, donde es agregado calor con el fin de liberar el refrigerante (agua), que tiene menor punto de ebullición que el bromuro de litio (6), liberando de esta forma vapor de agua y reconcentrando la solución. Este proceso puede ser dividido en una serie de pasos:

- 1) Cambiar la temperatura de la solución entrante a la temperatura del generador
- 2) Disolución del vínculo de asociación entre el refrigerante y el absorbente
- 3) Cambiar la temperatura del líquido refrigerante resultante a su temperatura de saturación.

Entonces la solución concentrada sale del generador, para ser llevada al absorbedor(1).

6-7 El vapor del refrigerante a alta presión (6) es licuado en el condensador (7) por el agua del condensador que circula también en esta sección sin que exista contacto físico entre los dos.

7-8 El refrigerante líquido se expande en el evaporador, donde es evaporado a una baja presión (producida por el empleo de una válvula de expansión, aunque esta puede conseguirse en una tobera multiperforada o en un disco perforado) y temperatura, tomando el calor del espacio enfriado. El vapor del refrigerante (8) es absorbido por la solución de bromuro de litio en el absorbedor (3).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La solución diluida abandona el absorbedor en el estado 4 con una concentración de bromuro de litio baja (alta concentración de agua), mientras que la solución que sale del generador en el estado 1 tiene una concentración de bromuro de litio alta. Es necesario tener presente que la solución concentrada es aquella rica en absorbente y la solución diluida es la que contiene los dos fluidos de trabajo.

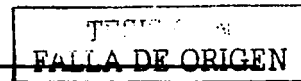
El transportar absorbente caliente del generador hacia el interior del absorbedor desperdicia una considerable cantidad de energía térmica. Un intercambiador de calor líquido-líquido transfiere energía desde esta corriente a la solución de refrigerante-absorbente que es bombeada de regreso al generador, ahorrando una mayor porción de energía. El uso de este intercambiador de calor de líquido es mostrado también en el diagrama de flujo para un ciclo agua-litio bromuro, figura 3.6.

Las modificaciones para el ciclo básico no aumentan el coeficiente de operación sobre el límite de la unidad, por ejemplo, el calor requerido para generar una libra de refrigerante no es menor que el calor inicial cuando esta libra de refrigerante se evapora en el evaporador.

Para determinar las propiedades del vapor hay que usar las tablas de vapor de agua. La concentración de este es siempre del 100%, ya que el bromuro de litio no es volátil.

Sistemas comerciales agua-bromuro de litio

Los cambios respecto al ciclo básico incluyen el intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador para conseguir un mejor rendimiento, además de una bomba para hacer recircular el líquido que no se evapora totalmente en el evaporador.



La figura 3.7 muestra una unidad de este tipo.

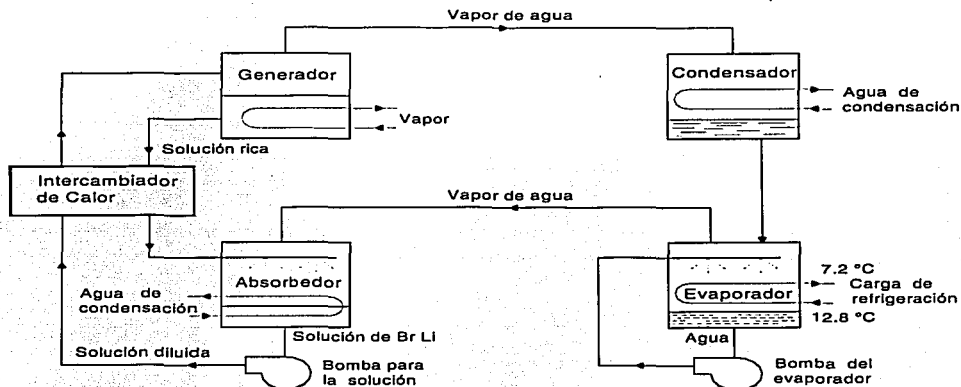


Figura 3.7 Arreglo de un sistema comercial de absorción Br Li - agua.

El intercambiador de calor, aunque no es un componente fundamental para el ciclo de absorción, es importante en el desempeño del mismo. Este es de un diseño simple, que consiste en un recipiente que contiene un arreglo de tubos en su interior, donde la solución concentrada (rica en absorbente), que está a mayor temperatura, circula a través del interior de los tubos, mientras que la solución diluida cuya temperatura es menor en comparación a la anteriormente mencionada, fluye a través del intercambiador de forma perimetral a los tubos con los que hace contacto, con una dirección a contra-flujo de la solución que circula en el interior de los tubos.

Es importante mencionar también que en los sistemas reales se busca llegar a una alta eficiencia que es exigida en el absorbedor principalmente cuyo desempeño esta influenciado por dos requerimientos principalmente:

1.- Transferencia de masa. El proceso de absorción debe proveer un área de contacto entre el gas y la solución líquida tan grande como sea posible, con la capacidad de: incrementar la interfase entre la fase líquida y gaseosa; crear un movimiento relativo entre las fases, incrementando así la transferencia de masa.

Existen varios diseños de absorbedores, los cuales proveen grandes áreas de contacto. La clasificación de acuerdo a la geometría del absorbedor incluye los siguientes tipos:

- columna empacada
- columna de platos
- columna de burbuja
- columna de aspersion
- superficie absorbente o película absorbente

Con respecto a la creación de la interfase entre el líquido y el vapor, los absorbedores pueden agruparse en tres categorías:

- a. El líquido fluye en forma descendente sobre la superficie en forma de una película delgada.
- b. El líquido es atomizado dentro del gas.
- c. El gas es inyectado dentro del líquido.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

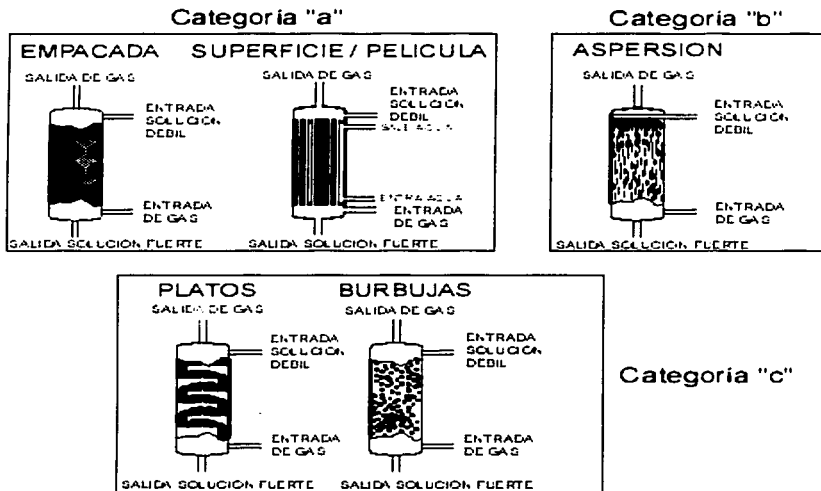


Figura 3.7 Clasificación de absorbedores.

2.- Transferencia de calor. El absorbedor debe también proveer un área grande para la transferencia de calor, para poder asegurar que la temperatura de la solución sea suficientemente baja para poder realizar la transferencia de masa.

El enfriamiento del absorbedor es importante y los de tipo columna empacada y de aspersión pueden ofrecer algunas dificultades en su diseño externo, al considerar que existan facilidades para el enfriamiento del mismo.

Actualmente predomina el diseño de absorbedores (para propósitos de refrigeración), del tipo enfriado por agua, aunque también pueden ser del tipo enfriado por aire; la única limitante de este último es que solo pueden ser utilizados en unidades de refrigeración y aire acondicionado pequeñas.

3.6 Comparación entre los sistemas de absorción y compresión

El equipo de absorción en sí mismo es mucho más simple que el equipo de compresión de capacidad comparable. Debido a que el sistema de absorción tiene pocas piezas en movimiento, su funcionamiento es más silencioso y requiere de menor mantenimiento que los sistemas de compresión.

Aunque el coeficiente de rendimiento es mucho menor en los sistemas de absorción, es impropio comparar el COP (Coeficiente de Operación) del sistema de absorción con el de un sistema de compresión mecánica.

El COP calculado para el sistema de absorción, es más realista que un COP calculado para un ciclo teórico de compresión de vapor, donde se supone compresión isoentrópica. Para hacer una mejor comparación debe multiplicarse el COP real de un ciclo de compresión mecánica por el rendimiento térmico de la planta de potencia que lo impulsa. Deben incluirse también las pérdidas de calor en el compresor. Haciendo esto, resultará que el sistema de compresión tiene solo una pequeña superioridad termodinámica sobre el sistema de absorción. Por otra parte el COP de un sistema agua-bromuro de litio es algo mayor que el de un sistema amoníaco-agua.

En un sistema reversible, el COP aumenta con un incremento de la temperatura del medio de calentamiento del generador. Sin embargo, en un sistema real no es posible escoger arbitrariamente las temperaturas de operación. Para una mezcla dada de refrigerante-absorbente, la temperatura necesaria en el generador depende de la presión de condensación, la cual está determinada por la temperatura del agua de enfriamiento disponible y de la velocidad de transferencia de calor en el condensador. Así, en un sistema de absorción, las temperaturas de operación están limitadas a los valores que pueden ser satisfechos en la práctica.

Aparte de las consideraciones sobre el COP, el sistema de absorción tiene algunas ventajas prácticas sobre el sistema de compresión. El equipo de absorción, además de que es silencioso, tiene menor desgaste y requiere menor mantenimiento. Puede operar a presiones de evaporación reducidas con una pequeña disminución del rendimiento de refrigeración. Por el contrario, la capacidad del equipo de compresión se reduce notablemente cuando la presión del evaporador disminuye.

La unidad de absorción, cuando puede trabajarse a potencias reducidas, es tan eficiente como cuando trabaja a su capacidad total. Cualquier cantidad de refrigerante líquido a la salida del evaporador simplemente desbalancea al sistema. En contraste, en el sistema de compresión se deben tomar medidas de prevención, a fin de evitar daños al compresor.

Cuando el sistema de absorción se diseña para operar con vapor de agua como fuente de calor, puede utilizarse vapor de las descargas de otros equipos. El sistema no tiene necesidad de depender de la energía eléctrica para activar el motor de la bomba, ya que puede ser operada por una pequeña turbina de vapor. Se pueden construir unidades de absorción mayores de 3 500 kW (1000 ton.) de capacidad, a diferencia de las unidades de compresión simple, que no exceden esta capacidad.

La elección entre un sistema de absorción y uno de compresión mecánica, está condicionada por factores económicos. En general, los sistemas de absorción no son atractivos desde el punto de vista económico, cuando debe instalarse una caldera para dar solamente servicio al equipo de refrigeración. Los sistemas de absorción pueden ser económicamente atractivos donde exista combustible disponible a bajo costo, donde las tarifas eléctricas sean altas, donde las calderas de calefacción estén inactivas total o parcialmente en verano, donde exista vapor de desecho y donde la electricidad disponible no sea adecuada para accionar el motor eléctrico del compresor.

Un sistema de absorción puede estar combinado con otro de compresión, cuyo compresor es accionado por una turbina de vapor. El vapor después de expandirse en la turbina, puede suministrar energía para hacer funcionar al equipo de absorción, utilizándose de esta forma el calor de condensación que sería descargado a la atmósfera por el condensador de la turbina. Se tienen unidades de refrigeración con capacidades que van desde el frigorífico doméstico hasta 10 500 kW (3000 ton.). En la actualidad, la mayoría de los sistemas de absorción para acondicionamiento de aire usan la solución agua-bromuro de litio.

3.7 Sistema propuesto para enfriamiento de aire de entrada a la turbina

El sistema que se propone para efectuar dicho trabajo se muestra en la figura 3.9 y consta básicamente de los siguientes elementos: un Recuperador de Calor de los gases de escape provenientes de la Turbina de gas; este calor obtenido de los gases de escape es aprovechado para elevar la temperatura del aceite térmico antes de que estos se descarguen a la atmósfera, así el aceite térmico es utilizado en un Sistema de Refrigeración por Absorción - en el Generador del equipo para ser preciso - donde se calienta la solución utilizada para funcionamiento del ciclo de refrigeración en este tipo de sistemas.

Dentro del equipo de refrigeración por absorción, se efectúa el siguiente proceso:

- 1-2 La solución concentrada (solución de bromuro de litio), sale del generador, después de haber sido separada del refrigerante (agua); enseguida es llevada a través de un intercambiador de calor, donde es enfriada al transferir calor a la solución diluida (mezcla de agua-

bromuro de litio) proveniente del absorbedor. Al salir del intercambiador, el bromuro de litio es llevado hacia el absorbedor.

- 2-4 El bromuro de litio absorbe el vapor refrigerante proveniente del evaporador. Durante este proceso se libera calor.
- 4-5 La solución diluida se bombea al generador, pasando antes por el intercambiador de calor donde es precalentada con el calor que recibe de la solución que abandona el generador.
- 5-6 La solución diluida entra al generador, donde aumenta su temperatura por la transferencia de calor que recibe del aceite térmico; entonces es separado el refrigerante en forma de vapor de agua, de la solución de bromuro de litio.
- 6-7 El vapor de agua a alta presión pasa por el condensador donde se licúa y baja su temperatura, como resultado del intercambio de calor que existe con el agua de enfriamiento de esta sección.
- 7-8 El refrigerante se evapora a baja presión (producida por el empleo de una válvula de expansión colocada antes del evaporador) tomando el calor del agua utilizada en el serpentín de enfriamiento del aire de entrada a la turbina. El vapor del refrigerante se dirige al absorbedor donde se mezcla nuevamente con el bromuro de litio para formar una solución diluida e iniciar un nuevo ciclo dentro del sistema.

Una vez que el equipo de refrigeración enfría el agua, esta se utiliza finalmente para el enfriamiento de aire de entrada de la turbina mediante un serpentín de enfriamiento de aire.

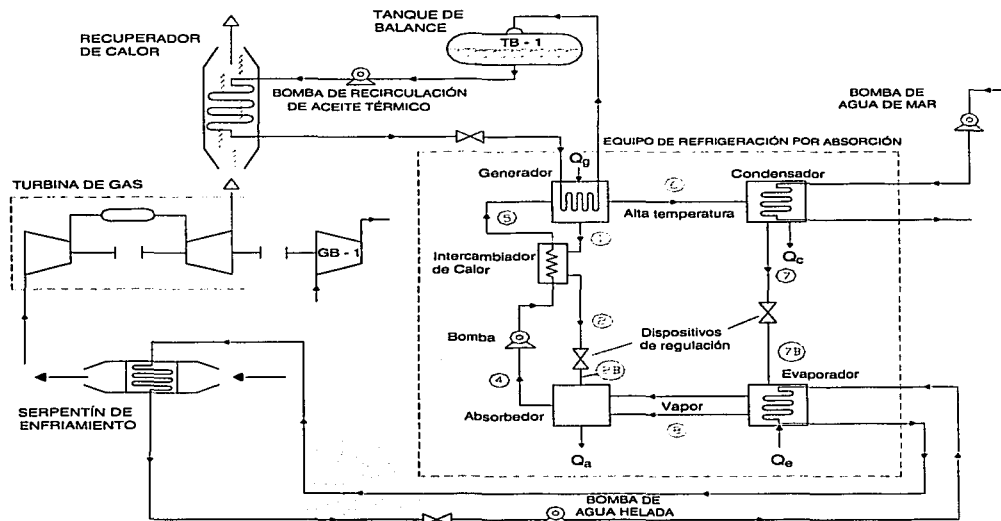


Fig. 3.9 Sistema de enfriamiento de aire de entrada a la turbina propuesto.

Otro circuito utilizado dentro del sistema es el de recirculación de aceite térmico; en este circuito se localiza el tanque de balance y la bomba de recirculación. Este circuito se completa al pasar de la bomba al recuperador de calor, luego al generador del equipo de refrigeración, siguiendo hasta el tanque de balance y nuevamente hacia la bomba.

También es necesaria la utilización de agua de enfriamiento para el dispositivo condensador del equipo de refrigeración; para esto puede utilizarse el agua de mar y así se evitaría la construcción de una torre de enfriamiento.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4.0 ANÁLISIS ENERGÉTICO

4.1 Estimado de la carga térmica

Para calcular el total de la carga térmica necesaria para bajar la temperatura del aire de entrada a la turbina de gas de 40 °C (104 °F), que es la temperatura ambiente en el lugar, hasta los 15 °C (59 °F), utilizaremos la siguiente fórmula:

$$Q_A = m C_p \Delta T \quad (4.1)$$

Para la turbina de gas modelo GE 7LM2500 tenemos un flujo de masa de aire a la entrada de $148 \frac{\text{lb}}{\text{s}}$ $\left(532800 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right)$ y considerando que:

$$C_{P \text{ aire}} = 0.24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

$$\therefore Q_A = \left(532800 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) \left(0.24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \right) (104^\circ\text{F} - 59^\circ\text{F})$$

$$Q_A = 5754240 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 479.52 \text{ T.R.} = 1686.4013 \text{ kW}$$

Considerando que: $\rho_{\text{aire}} = 1.293 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Rightarrow m = 191808 \text{ CFM}$

Luego entonces se procede a calcular el gasto de agua necesario en el serpentín.

Utilizando la formula 4.1 tenemos que:

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} C_{P H_2O} \Delta T$$

Despejando m_{H_2O} , tenemos que:

$$m_{H_2O} = \frac{Q_{H_2O}}{C_{P H_2O} \Delta T}$$

Sustituyendo los valores de:

$$C_{P H_2O} = 4.186 \text{ KJ/kg K}$$

$$T_1 = 5 \text{ C (278.15 K)}$$

$$T_2 = 10 \text{ C (283.15 K)}$$

$$Q_A = Q_{H_2O} = 5754240 \text{ Btu/hr} = 1,686.4013 \text{ KJ/s}$$

$$m_{H_2O} = \frac{1,686.4013 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}} (283.15 \text{ K} - 278.15 \text{ K})}$$

$$m_{H_2O} = 80.5734 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 290.06 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 1277.1 \text{ GPM}$$

Ahora para determinar el área del serpentín se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_A = A_S \cdot U_S \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

Despejando el área (A_s) de la ecuación anterior:

$$A_s = \frac{Q_A}{U_s \cdot \Delta T} \quad (4.3)$$

Se utilizará un coeficiente global de transferencia de calor para diseño de intercambiadores de calor tubulares con un valor de:

$$U_s = 50 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} = 0.283913 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta T = 10 \text{ } ^\circ\text{C} - 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 5$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.2:

$$A_s = \frac{1,686.4013 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{U_s \cdot \Delta T}$$

$$A_s = \frac{1,686.4013 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(0.283913 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (5\text{K})}$$

$$A_s = 1187.97 \text{ m}^2$$

4.2 Balance de materia y energía en el equipo de refrigeración por absorción

Para obtener el flujo másico de refrigerante en el punto 7, tenemos que:

$$m_7 = \frac{Q_e}{(h_8 - h_7)} \quad (4.4)$$

De las tablas termodinámicas de vapor de agua (Tabla A-1 del Apéndice) determinamos los valores de las entalpías de en los puntos No. 7 (líquido saturado) y No. 8 (vapor saturado):

°C (°F)	KPa (PSI)	kJ kg (Btu lb)
T ₈ = 5 (41)	P ₈ = 0.87753 (0.127275)	H ₈ =h _v = 2510.0285(1079.118)
T ₇ = 45 (113)	P ₇ = 9.658 (1.40077)	H ₇ =h _l = 188.392 (80.994)
		Δh = 2321.6365 kJ/kg

Tabla. 4.1 Valores de entalpías en los puntos 7 y 8 del equipo de refrigeración por absorción.

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$m_7 = \frac{1686.4013 \text{ kW}}{2321.6365 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m_7 = 0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ de refrigerante } \left(96.084 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ de refrigerante} \right)$$

Del diagrama de la figura 4.1 podemos observar que: $m_6 = m_7 = m_8$

Los porcentajes de concentración de la solución de bromuro de litio en el absorbedor y el generador utilizados dentro de los rangos de operación de este tipo de equipos van de 50 a 66%. Considerando una operación a plena carga del equipo, tendrá los siguientes valores:

$$\text{WFS}_A = 59.3\% = 0.593 \quad \text{y} \quad \text{WFS}_G = 64.3\% = 0.643$$

La concentración de la solución se establece de acuerdo al porcentaje de bromuro de litio en el total de la solución. Esto es que por cada 100 lb de solución a 59.3% de concentración a la salida del absorbedor, tendremos 59.3 lb de LiBr y 40.7 lb de agua. Y por cada 100 lb de solución a 64.3% de concentración a la salida del absorbedor, tendremos 64.3 lb de LiBr y 35.7 lb de agua.

Para obtener el valor de "x" (la masa de solución diluida por kilogramo de refrigerante) se utiliza la siguiente ecuación:

$$(1-WFS_A) X - (1-WFS_G) (X-1) = 1 \quad (4.5)$$

Despejando X :

$$(1-WFS_A) X = (1-WFS_G) (X-1) + 1$$

$$X - WFS_A X = X - 1 - WFS_G X + WFS_G + 1$$

$$X - WFS_A X - X + WFS_G X - WFS_G = 0$$

$$X [1 - WFS_A - 1 + WFS_G] - WFS_G = 0$$

$$X = \frac{WFS_G}{(WFS_G - WFS_A)} = \frac{0.643}{(0.643 - 0.593)}$$

$$X = 12.86 \frac{\text{kg de solución diluida del absorbedor}}{\text{kg de refrigerante}}$$

Obteniendo el flujo másico de la solución diluida y concentrada:

$$m_4 = X (m_7) = 12.86 \left(0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$m_4 = 9.3415 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ solución diluida} \left(1235.6689 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ solución diluida} \right)$$

$$m_4 = m_5$$

$$m_1 = \left(9.3415 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ solución diluida} \right) - \left(0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ de refrigerante} \right)$$

$$m_1 = 8.6151 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ solución concentrada} \left(1139.5827 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ solución concentrada} \right)$$

$$m_1 = m_2$$

Podemos encontrar la temperatura de la solución concentrada a la salida del generador mediante el uso de la gráfica A-1 del apéndice (Temperatura – Concentración para LiBr-Agua), ya que sabemos que la presión del refrigerante a la salida del condensador (P_7) es igual a la presión en el generador (P_1).

$$9.658 \text{ kPa Vs. } 64.3 \% \Rightarrow P_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C} (212 \text{ }^\circ\text{F})$$

De la misma forma, sabemos que la presión de saturación en el evaporador (P_8) es igual a la presión del absorbedor (P_4), y utilizando el valor de la concentración en el absorbedor en la misma gráfica obtenemos:

$$0.87753 \text{ kPa Vs. } 59.3 \% \Rightarrow P_4 = 45 \text{ }^\circ\text{C} (113 \text{ }^\circ\text{F})$$

Y así seguimos el mismo procedimiento para las temperaturas faltantes:

$$0.87753 \text{ kPa Vs. } 64.3 \% \Rightarrow P_{2B} = 54 \text{ }^\circ\text{C} (129.2 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$9.658 \text{ kPa Vs. } 59.3 \% \Rightarrow P_5 = 90 \text{ }^\circ\text{C} (194 \text{ }^\circ\text{F})$$

Utilizando la tabla A-2 del apéndice (Temperatura del refrigerante y entalpía de soluciones de Bromuro de Litio) podemos encontrar las entalpías en los siguientes puntos del diagrama:

Para el punto No. 1 con una temperatura de la solución concentrada de $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ($212 \text{ }^\circ\text{F}$) y una concentración de 64.3% se obtiene que:

$$h_1 = 250.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(107.66122 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para el punto No. 2B con una temperatura de la solución concentrada de 54 °C (129.2 °F) y una concentración de 64.3% se obtiene que:

$$H_{2B} = 166.6728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(71.6564 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Para el punto No. 4 con una temperatura de la solución concentrada de 45 °C (113 °F) y una concentración de 59.3% se obtiene que:

$$h_4 = 121.982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(52.44282 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Para el punto No. 5 con una temperatura de la solución concentrada de 90 °C (194 °F) y una concentración de 59.3% se obtiene que:

$$h_5 = 210.086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(90.320722 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Del diagrama podemos observar que la presión del refrigerante en el punto No. 6 es igual en el punto No. 7. El refrigerante en el punto No. 6 se encuentra en las siguientes condiciones: vapor sobrecalentado a una temperatura de 100°C (212°F) con una presión de 9.658 kPa (1.400774 PSI); usando las tablas termodinámicas de vapor de agua obtenemos:

$$h_6 = h_v = 2675.7141 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(1150.35 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Los valores de las entalpías en los puntos No. 7 (líquido saturado) y No. 8 (vapor saturado), fueron calculados al inicio.

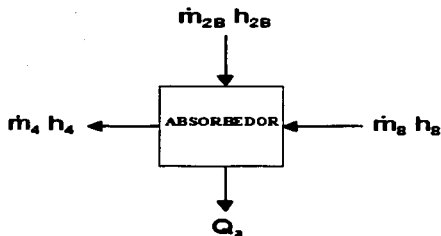
Con los datos obtenidos se llenará la siguiente tabla:

PUNTO	P	T	X	h	m
	kPa (PSI)	°C (°F)	(%)	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ $\left(\frac{\text{lb}}{\text{min}} \right)$
1	9.658 (1.400774)	100 (212)	64.3	250.42 (107.66122)	8.6151 (1139.5827)
2	9.658 (1.400774)	-	64.3	-	8.6151 (1139.5827)
2B	0.87753 (0.127275)	54 (129.2)	64.3	166.6728 (71.6564)	8.6151 (1139.5827)
4	0.87753 (0.127275)	45 (113)	59.3	121.982 (52.44282)	9.3415 (1235.6689)
4A	9.658 (1.400774)	-	59.3	-	9.3415 (1235.6689)
5	9.658 (1.400774)	90 (194)	59.3	210.086 (90.320722)	9.3415 (1235.6689)
6	9.658 (1.400774)	100 (212)	0	2675.7141 (1,150.35)	0.7264 (96.084)
7	9.658 (1.400774)	45 (113)	0	188.392 (80.994)	0.7264 (96.084)
7B	0.87753 (0.127275)	-	0	-	0.7264 (96.084)
8	0.87753 (0.127275)	5 (41)	0	2510.0285 (1079.118)	0.7264 (96.084)

Tabla. 4.2 Condiciones en cada punto del equipo de refrigeración por absorción.

Ahora, aplicando la Primera Ley de la Termodinámica (la energía que entra es igual a la que sale), se realiza el balance de materia y energía para cada componente del equipo, de donde se obtiene:

Para el absorbedor:



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.1 Diagrama de flujo de materia y energía del absorbedor.

$$Q_a = m_{2B} h_{2B} + m_8 h_8 - m_4 h_4 \quad (4.6)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación 4.6 tenemos:

$$Q_a = \left(8.6151 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(166.6728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + \left(0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2510.0285 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - \left(9.3415 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(121.982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_a = 2119.6927 \text{ kW}$$

Para calcular el gasto de agua necesario para disipar esa carga:

$$Q_a = Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = 2119.6927 \text{ kJ/s}$$

Considerando:

$$T_{1\text{H}_2\text{Oa}} = 29.44 \text{ °C (302.59 K)}$$

$$\Delta T_{\text{H}_2\text{Oa}} = 9.11 \text{ °}$$

$$T_{2\text{H}_2\text{Oa}} = 38.55 \text{ °C (311.70 K)}$$

$$C_{\text{P H}_2\text{O}} = 4.186 \text{ kJ/kg K}$$

Y usando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = m_{\text{H}_2\text{Oa}} C_{\text{P H}_2\text{O}} \Delta T \quad (4.7)$$

Despejando $m_{\text{H}_2\text{Oa}}$, tenemos que:

$$m_{\text{H}_2\text{Oa}} = \frac{2119.6927 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right) (9.11 \text{ K})}$$

$$m_{\text{H}_2\text{Oa}} = 55.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 200 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 880.96 \text{ GPM}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para el generador:

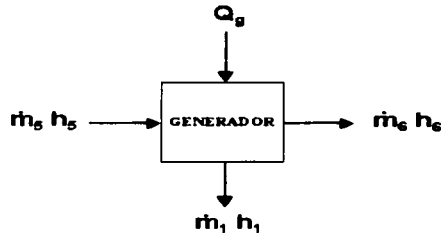


Figura 4.2 Diagrama de flujo de materia y energía del generador.

$$Q_g = m_1 h_1 + m_6 h_6 - m_5 h_5 \quad (4.8)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación 4.8 tenemos:

$$Q_g = \left(8.6151 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(250.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + \left(0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2675.7141 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - \left(9.3415 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(210.086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_g = 2157.393342 + 1943.63872224 - 1962.518369 = 2138.5137 \text{ kW}$$

Se utiliza aceite térmico T_{55} en el generador el cual entra a $140 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura a la cual corresponde una entalpía de 323 kJ/kg y sale del generador a $105 \text{ }^\circ\text{C}$, con una entalpía de 245.26 kJ/kg . Se determina el flujo necesario de aceite con la siguiente ecuación:

$$Q_g = m_{T_{55}} \Delta h_{T_{55}} \quad (4.9)$$

Despejando y sustituyendo valores obtenemos:

$$m_{T_{55}} = \frac{Q_g}{\Delta h_{T_{55}}} = \frac{2138.5137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 245.26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = 27.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para el condensador:

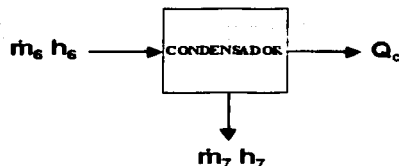


Figura 4.3 Diagrama de flujo de materia y energía del condensador.

$$Q_c = m_6 h_6 - m_7 h_7 \quad (4.10)$$

$$m_6 = m_7$$

$$Q_c = m_6 (h_6 - h_7) \quad (4.11)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación 4.11 tenemos:

$$Q_c = \left(0.7264 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2675.7141 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 188.392 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_c = 1806.79 \text{ kW}$$

Para disipar la carga de calor se utiliza agua de mar, cuyo gasto es el mismo que para el agua de enfriamiento del absorbedor (el flujo de agua que entra al condensador es el mismo que sale del absorbedor).

La temperatura de entrada al condensador T_1 es de $38.55 \text{ }^\circ\text{C}$ (311.70 K), y la temperatura de salida se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = m_{\text{H}_2\text{Oa}} C_{\text{P H}_2\text{O}} (T_2 - T_1) \quad (4.12)$$

Despejando T_2 :

$$T_2 = \left[\left(\frac{1806.79 \text{ kJ}}{\text{kg}} \right) \left(55.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right) \right] + (311.70 \text{ K})$$

$$T_2 = 319.466 \text{ K} = 46.31 \text{ °C}$$

4.3 Balance de calor en el equipo de refrigeración por absorción

Calor de entrada:

Generador	2138.5137 kW
Evaporador	<u>1686.4013 kW</u>
Subtotal =	3824.915 kW

Calor de salida:

Absorbedor	2119.6927 kW
Condensador	<u>1806.7900 kW</u>
Subtotal =	3926.4827 kW

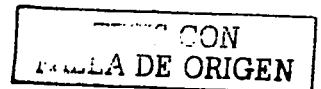
4.4 Cálculo del coeficiente de operación (COP)

Para determinar el COP se utiliza la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \tag{4.13}$$

Sustituyendo los valores, tenemos:

$$COP = \frac{1686.4013 \text{ kW}}{2138.5137 \text{ kW}} = 0.7886$$



4.5 Flujo másico de la turbina de gas a condiciones reales

La turbina que utilizaremos en este estudio, es una turbina 7LM2500 de la marca General Electric que se emplea como accionador de compresor. Esta tiene un flujo másico de 631600 lb/hr (79.5803 Kg/s) a condiciones ISO, es decir, a nivel del mar y temperatura de 15 °C (288 K); se calcula el flujo másico a esas condiciones empleando la siguiente ecuación:

$$m_o = \frac{P_o \cdot \dot{V}_o}{R \cdot T_o} \quad (4.14)$$

donde:

P_o = presión a la entrada del compresor [bars]

\dot{V}_o = flujo volumétrico [m^3/s]

R = constante particular del aire [287 J/kg K]

T_o = temperatura del aire ambiente [K]

Despejando \dot{V}_o de la ecuación 4.14:

$$\dot{V}_o = \frac{m_o \cdot R \cdot T_o}{P_o} \quad (4.15)$$

Y con $P_o = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$

$$\dot{V}_o = \frac{\left(79.5833 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (288.15 \text{ K})}{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 64.954 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Como la temperatura real en las plataforma marinas donde se encuentran ubicadas la turbinas es 40 °C (313.15 K), necesitamos calcular el flujo másico a condiciones reales empleando la siguiente ecuación:

$$m_R = \frac{P_R \cdot V_o}{R \cdot T_R} \quad (4.16)$$

donde:

P_R = presión atmosférica a la entrada del compresor [bars]

V_o = flujo volumétrico [m^3/s]

R = constante particular del aire [287 J/kg K]

T_R = temperatura real del aire ambiente [K]

Sustituyendo valores tenemos:

$$m_R = \frac{\left(101325 \frac{N}{m^2}\right) \left(64.954 \frac{m^3}{s}\right)}{\left(287 \frac{J}{kg \cdot K}\right) (313.15 K)}$$

$$m_R = \frac{6581464.05 \frac{N \cdot m}{s}}{89874.05 \frac{N \cdot m}{kg}}$$

$$m_R = 73.22986 \frac{kg}{s}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4.6 Balances de materia y energía en el recuperador de calor

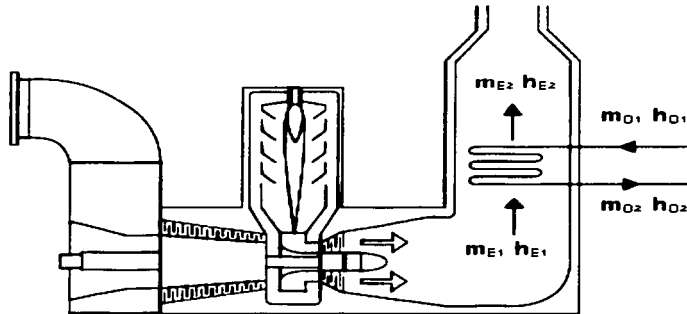


Figura 4.4 Diagrama de flujo en el recuperador de calor.

Balance de Masa

$$m_{O_1} + m_{E_1} = m_{O_2} + m_{E_2} \quad (4.17)$$

Balance de Energía:

$$m_{O_1} h_{O_1} + m_{E_1} h_{E_1} = m_{O_2} h_{O_2} + m_{E_2} h_{E_2} \quad (4.18)$$

Del diagrama de flujo tenemos que:

$$Q_1 = m_{O_2} h_{O_2} - m_{O_1} h_{O_1} \quad (4.19)$$

Y también:

$$Q_2 = m_{E_1} h_{E_1} - m_{E_2} h_{E_2} \quad (4.20)$$

Por lo tanto:

$$Q_1 = Q_2$$

Desarrollando la ecuación 4.18:

$$m_{E_1} = m_{E_2} = m_R = 73.22986 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_2 = m_R (h_{E_1} - h_{E_2}) \quad (4.21)$$

La entalpía h_{E_1} , corresponde a la temperatura de 390.431 °C (663.581 K), que es la temperatura de salida de los gases de combustión de la turbina, y a la vez, la temperatura de entrada al serpentín que aprovecha los gases de escape de la turbina.

Esta entalpía es considerando el 400% del aire teórico y se determina de la tabla A-3 del apéndice, correspondiendo a un valor de $h_{E_1} = 684.4212$ KJ/kg.

Despejando h_{E_2} de la ecuación 4.21:

$$h_{E_2} = h_{E_1} - \frac{Q_2}{m_R} \quad (4.22)$$

$$h_{E_2} = 684.4212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \frac{2138.5137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{73.22986 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{E_2} = 684.4212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 29.20275 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{E_2} = 655.21845 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La entalpía h_{E_2} es a la temperatura de salida de los gases de combustión del serpentín que aprovecha los gases de escape, para determinar la temperatura que le corresponde a esta entalpía se utiliza la tabla A-3 del apéndice, considerando también el 400% del aire teórico. La temperatura que corresponde a esta entalpía es de 636.699 K (363.549 °C)

Ahora para determinar el área del serpentín se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_1 = A_1 \cdot U_1 \cdot T_1 \quad (4.23)$$

Despejando el área (A_1) de la ecuación anterior:

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1 \cdot T_1} \quad (4.24)$$

Se utilizará un coeficiente global de transferencia de calor para diseño de intercambiadores de calor tubulares con un valor de:

$$U = 23.52 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} = 0.13355275 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Para el recuperador de calor, donde el fluido caliente son gases de escape de una turbina (lado coraza) y el fluido frío es aceite térmico - Terminol 55- (lado tubos).

$$\Delta T_2 = 390.431 \text{ } ^\circ\text{C} - 363.549 \text{ } ^\circ\text{C} = 26.882$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.24:

$$A_2 = \frac{2138.5137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{U_2 \cdot \Delta T_2}$$

$$A_2 = \frac{2138.5137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(0.13355275 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (26.882 \text{ K})}$$

$$A = 595.6589 \text{ m}^2$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4.7 Dimensionamiento del tanque de balance

Este recipiente es del tipo horizontal y su función principal es la de proporcionar un flujo constante de líquido a la bomba de aceite térmico de recirculación. Su capacidad es de 99000 Kg/hr (27.5 Kg/s), temperatura de operación 105 °C, presión de operación la atmosférica, tiempo de residencia 10 minutos, eficiencia de soldadura 80%, corrosión permisible 6.35 mm (2/8"), material de construcción acero al carbón SA-285-C, con un esfuerzo permisible de 970.14 kg/cm². Como la presión de operación es la atmosférica, no se considera sobrediseño, pero para efectos de dimensionamiento se considerará de 0.0703 Kg/cm². Para determinar la temperatura de diseño se le agregan 15 °C a la temperatura de operación debido a que se encuentra entre el rango de temperaturas máximas de operación de entre -29 °C y 340 °C:

$$t_d = 105^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C} = 120^{\circ}\text{C}$$

El volumen del líquido, se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_L = \frac{m_L \tau_s}{\rho_L} \quad (4.25)$$

$$V_L = \frac{\left(99000 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) (0.1667\text{hr})}{804.4545 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_L = 20.5149 \text{ m}^3$$

El nivel máximo de líquido está a una altura de 85% el diámetro, que corresponde aproximadamente al 80% del volumen total.

$$V_T = \frac{20.5149 \text{ m}^3}{0.80} = 25.6436 \text{ m}^3 (905.595 \text{ ft}^3)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para determinar el diámetro óptimo, se emplea la ecuación 4.26:

$$F = \frac{P}{C \cdot S \cdot E} \quad (4.26)$$

Sustituyendo:

$$F = \frac{0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{\left[(0.3175 \text{cm}) \left(970.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) (0.8) \right]}$$

$$F = \frac{0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{246.41 \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{cm}^2}}$$

$$F = 0.00028 \text{cm}^{-1} \cdot (0.00011 \text{in}^{-1})$$

De la Gráfica de Abakians (gráfica A-2) con $V_T = 25.6436 \text{m}^3 (905.595 \text{ft}^3)$ y $F = 0.00028 \text{cm}^{-1} \cdot (0.00011 \text{in}^{-1})$ se obtiene el diámetro óptimo:

$$D_o = 2.86512 \text{m} (9.4 \text{ft})$$

Una vez obtenido este valor, se redondea a 2.8956m (9.5 ft), ya que los fabricantes hacen cabezas que varían de ½ ft en ½ ft, y así utilizaremos una cabeza comercial:

$$D = 2.8956 \text{m} (9.5 \text{ft})$$

Para determinar la longitud del cilindro, se calcula el volumen de las dos cabezas, que serán del tipo elíptico:

$$V_c = 2 \left(\frac{\pi \cdot r^3}{6} \right) \quad (4.27)$$

$$V_c = \frac{\pi (1.4478 \text{m})^3}{3}$$

$$V_c = 3.178 \text{m}^3$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El volumen del cilindro está dado por:

$$V_d = V_T - V_C \quad (4.28)$$

$$V_d = 25.6436 \text{ m}^3 - 3.178 \text{ m}^3$$

$$V_d = 22.4656 \text{ m}^3$$

El área transversal del cilindro se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.29)$$

$$A_t = \frac{\pi \cdot (2.8956 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_t = 6.5852 \text{ m}^2$$

El volumen de un cilindro se calcula con:

$$V_d = A_t \cdot L_d \quad (4.30)$$

Despejando:

$$L_d = \frac{V_d}{A_t}$$

$$L_d = \frac{22.4656 \text{ m}^3}{6.5852 \text{ m}^2}$$

$$L_d = 3.4115 \text{ m} \quad (11.1926 \text{ ft})$$

Este valor se redondea a 12 ft para usar una placa comercial: $L_t = 3.658 \text{ m}$.

Comprobamos si estamos dentro del rango para recipientes de proceso:

$$1 \leq L/D \leq 5$$

$$\frac{3.658 \text{ m}}{2.8956 \text{ m}} = 1.2633$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Como los valores están dentro del rango, las dimensiones finales serán:

Diámetro = 2.8956 m (9.5 ft)

Longitud = 3.658m (12.0 ft)

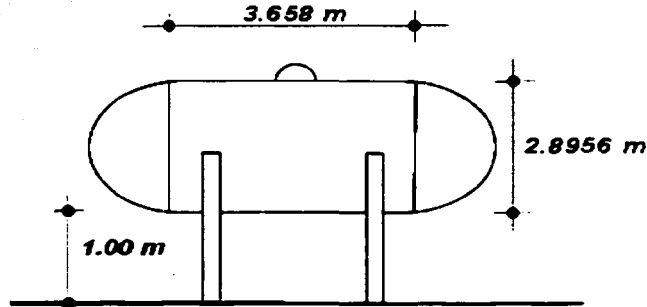


Figura 4.5 Dimensiones finales del tanque de balance.

Para calcular el espesor de la placa del cilindro, empleamos la ecuación 4.31:

$$s_d = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0.6P} + C \quad (4.31)$$

$$s_d = \frac{\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(144.78\text{cm})}{\left(970.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(0.8) - 0.6\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)} + 0.635\text{cm}$$

$$s_d = 0.01311\text{cm} + 0.635\text{cm}$$

$$s_d = 0.64811\text{cm} (0.255161\text{in})$$

Utilizar espesor comercial de 9.525mm (3/8")

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\frac{1}{2\alpha} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma f + W_s = 0 \quad (4.33)$$

$$W_s = -\eta_p \cdot W_p \quad (4.34)$$

Los diámetros de las tuberías de succión y descarga se calculan en la gráfica A-4 del apéndice con un gasto de 290.06 m³/hr (80.5734 kg/s) y con velocidades recomendadas en la succión de 2 m/s y en la descarga de 3.5 m/s, seleccionadas de la tabla A-4 del apéndice, obteniéndose los siguientes valores:

$$\phi_1 = 254 \text{ mm} \cdot (10")$$

$$\phi_2 = 203.2 \text{ mm} \cdot (8")$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A_1 = 0.05087 \text{ m}^2 \cdot (0.5476 \text{ ft}^2)$$

$$A_2 = 0.0322745 \text{ m}^2 \cdot (0.3474 \text{ ft}^2)$$

Calculando la energía cinética en la tubería de succión:

$$q_v = v_1 \cdot A_1 \quad (4.35)$$

Despejando v_1 :

$$v_1 = \frac{0.0805722 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.05087 \text{ m}^2} = 1.58 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_1^2}{2\alpha} = \frac{\left(1.58 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{2.4964 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_1^2}{2\alpha} = 1.2482 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El valor de α se considera de $\frac{1}{2}$ para flujo laminar y casi 1 para flujo turbulento.
Calculando la energía cinética en la tubería de descarga:

$$q_v = v_2 \cdot A_2 \quad (4.36)$$

Despejando v_2 :

$$v_2 = \frac{0.0805722 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.0322745^2} = 2.496 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(2.496 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{6.23 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 3.115 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

y:

$$z_2 = 2.00\text{m}$$

$$gz_2 = (2.00\text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$gz_2 = 19.62 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Considerando todo el sistema a presión atmosférica:

$$\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = 0$$

Considerando las pérdidas por fricción en el sistema de tubería en 10.668 m (35 ft).

$$\Sigma f = (10.668\text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$\Sigma f = 104.653 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Despejando W_s de la ecuación 4.33 y sustituyendo valores:

$$W_s = gz_1 - gz_2 + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - \Sigma f$$

$$W_s = 0 - 19.62 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 1.2482 - 3.115 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 104.653 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$W_s = -126.14 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Utilizando la ecuación 4.34 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 70%:

$$W_s = \eta_p \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta_p}$$

$$W_p = \frac{126.14 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{0.70}$$

$$W_p = 180.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Para calcular la velocidad de flujo de masa, se utiliza:

$$v_{im} = q_v \cdot \rho \tag{4.37}$$

$$v_{im} = \left(0.0805722 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$v_{im} = 80.5722 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La potencia de la bomba se calcula con:

$$W_p = W_p \cdot v_{im} \tag{4.38}$$

$$W_p = \left(180.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) \left(80.5722 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$W_p = 14519.11\text{W}$$

Convirtiendo este valor a HP:

$$W_p = (14519.11\text{W}) \left(\frac{\text{HP}}{746\text{W}} \right)$$

$$W_p = 19.46\text{HP}$$

Con este valor, se selecciona un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 14.92\text{kW} \cdot (20\text{HP})$$

4.9 Balance de energía en la bomba de agua de mar

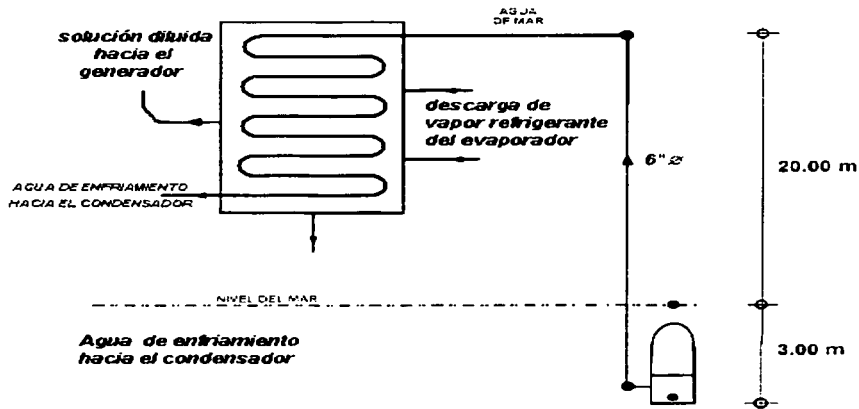


Figura 4.7 Diagrama esquemático del sistema de la bomba de alimentación de agua de mar.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utilizan las ecuaciones 4.33 y 4.34 que son las mismas que se utilizaron en la sección 4.9.

$$\frac{1}{2\alpha} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma f + W_s = 0 \quad (4.33)$$

$$W_s = -\eta_p \cdot W_p \quad (4.34)$$

El diámetro de la tubería de descarga los calculamos en la gráfica A-4 del apéndice con el gasto total de 55.58 kg/s (200 m³/hr) y la velocidad recomendada en la descarga de 3 m/s, seleccionada de la tabla A-4 del apéndice, se obtiene el siguiente valor:

$$\phi_2 = 6'' (152.4 \text{ mm})$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A_2 = 0.018636 \text{ m}^2 (0.2006 \text{ ft}^2)$$

Puesto que el mar es muy grande con respecto al diámetro de la tubería de succión, la energía cinética en la tubería de succión será cero:

$$v_1 = 0 \quad \therefore \quad \frac{v_1^2}{2} = 0$$

Calculando con la ecuación 4.36, la energía cinética en la tubería de descarga:

$$q_v = v_2 \cdot A_2$$

Despejando v_2 y sustituyendo valores:

$$v_2 = \frac{q_v}{A_2}$$

$$q_v = \frac{55.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1028.3853 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.054 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La densidad del agua de mar 1028.3853 Kg/m^3 (64.2 lb/ft^3) se determinó de la gráfica A-2 del apéndice con una temperatura de $26 \text{ }^\circ\text{C}$ ($78.8 \text{ }^\circ\text{F}$), considerando agua de mar normal.

$$v_2 = \frac{0.054 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.018636 \text{m}^2} = 2.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(2.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{8.41 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 4.205 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

Del diagrama de la figura 4.8 observamos que el serpentín del condensador esta a 20 m. sobre la superficie del mar:

$$z_2 = 20.00 \text{m}$$

$$z_2 g = (20.00 \text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$z_2 g = 196.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Como la bomba esta succionando agua del mar:

$$\frac{P_1}{\rho} = 0$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La presión que se requiere en la descarga de la bomba es de 7 PSIG, convirtiéndola a atmósferas tenemos:

$$P_2 = 7 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \left(\frac{\text{atm}}{14.696 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} \right) = 0.4763 \text{ atm}$$

$$P_2 = 0.4763 \text{ atm} \left(\frac{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\text{atm}} \right) = 48261.098 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por lo tanto:

$$\frac{P_2}{\rho} = \frac{48261.098 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1028.3853 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 46.9290 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{Kg}}$$

$$\frac{P_2}{\rho} = 46.9290 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Consideramos las pérdidas por fricción en el sistema de tubería en 5.1816 m (17 ft)

$$\Sigma F = (5.1816 \text{ m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\Sigma F = 50.8315 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Despejando W_s de la ecuación 4.33 y sustituyendo valores:

$$W_s = z_1 g - z_2 g + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} - \Sigma F$$

$$W_s = 0 - 196.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 4.205 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 46.9290 \frac{\text{J}}{\text{kg}} - 50.8315 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$W_s = -298.1655 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Utilizando la ecuación 4.34 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 75%:

$$W_s = \eta \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta}$$

$$W_p = \frac{298.1655 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{0.75}$$

$$W_p = 397.5540 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Para calcular la velocidad de flujo de masa, se utiliza la ecuación 4.37:

$$v_{im} = q_v \cdot \rho$$

$$v_{im} = \left(0.054 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \left(1028.3853 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$v_{im} = 55.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La potencia de la bomba se calcula con la ecuación 4.38:

$$W_p = W_p \cdot v_{im}$$

$$W_p = \left(397.5540 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) \left(55.58 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$W_p = 22096.0513 \text{ W}$$

Convirtiendo este valor a HP:

$$W_p = (22096.0513 \text{ W}) \left(\frac{\text{HP}}{746 \text{ W}} \right)$$

$$W_p = 29.6194 \text{ HP}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Con este valor, seleccionamos un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 22.38 \text{ kW (30 HP)}$$

4.10 Balance de energía en la bomba de aceite

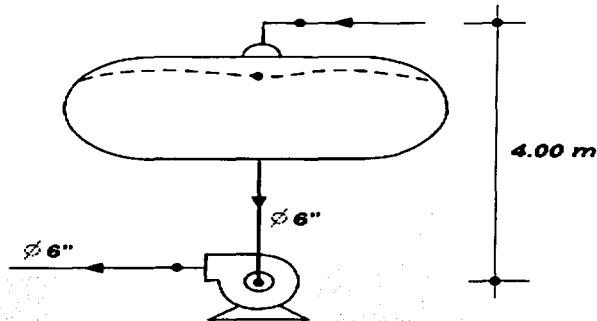


Figura 4.8 Diagrama esquemático del sistema de la bomba de recirculación de aceite térmico.

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utilizan las ecuaciones 4.33 y 4.34:

$$\frac{1}{2\alpha} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma f + W_s = 0 \quad (4.33)$$

$$W_s = -\eta_p \cdot W_p \quad (4.34)$$

Los diámetros de las tuberías de succión y descarga se calculan en la gráfica A-4 del apéndice con un gasto de 27.5 kg/s (126 m³/hr a 105°C ; $\rho = 814.3333$ kg/m³) y con velocidades recomendadas en la succión y en la descarga de 2 m/s, obteniéndose el siguiente valor:

$$\phi = 152.4 \text{ mm} \cdot (6")$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A = m^2 \cdot (\text{ft}^2)$$

$$A = 0.018636 \text{ m}^2 (0.2006 \text{ ft}^2)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Puesto que el tanque es muy grande con respecto al diámetro de la tubería de succión, la energía cinética en la tubería de succión será cero:

$$v_1 = 0 \quad \therefore \quad \frac{v_1^2}{2\alpha} = 0$$

Calculando la energía cinética en la tubería de descarga con la ecuación 4.36:

$$q_v = v_2 \cdot A_2$$

Despejando v_2 :

$$v_2 = \frac{0.035 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.018636 \text{ m}^2} = 1.878 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(1.878 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{3.526884 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 1.7634 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

El tanque de balance está soportado sobre una silleta que lo eleva, en su parte mas baja 1.00 m. sobre la superficie u 0.80 m. sobre el eje de la bomba y su diámetro es de 2.8956 m. (9.5 ft), por lo tanto:

$$z_2 = 4.00\text{m}$$

$$gz_2 = (4.00\text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$gz_2 = 39.24 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Como el tanque de balance está a la misma presión de todo el sistema:

$$\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = 0$$

Considerando las pérdidas por fricción en el sistema de tubería en 14.00 m.

$$\Sigma f = (14.00\text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\Sigma f = 137.34 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Despejando W_s de la ecuación 4.33 y sustituyendo valores:

$$W_s = gz_1 - gz_2 + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - \Sigma f$$

$$W_s = 0 - 39.24 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 1.7634 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 137.34 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$W_s = -178.3434 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Utilizando la ecuación 4.34 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 70%:

$$W_s = \eta_p \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta_p}$$

$$W_p = \frac{178.3434 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{0.70}$$

$$W_p = 254.7763 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La potencia de la bomba se calcula con la ecuación 4.38:

$$W_p = W_p \cdot v_{tm}$$

$$W_p = \left(254.7763 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) \left(27.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$W_p = 7006.3483 \text{ W}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Convirtiendo este valor a HP:

$$W_p = (7006.3483 \text{ W}) \left(\frac{\text{HP}}{746 \text{ W}} \right)$$

$$W_p = 9.3919 \text{ HP}$$

Con este valor, se selecciona un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 7.4569 \text{ kW} \cdot (10 \text{ HP})$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.0 ANÁLISIS COMPARATIVO FINAL

5.1 Ciclo abierto de la turbina de gas

El ciclo abierto de la turbina de gas, es aquel que toma el aire de la atmósfera que rodea la máquina, lo comprime mediante un compresor incrementando la presión y elevando moderadamente su temperatura, lo calienta en la cámara de combustión, donde se inyecta y quema el combustible en un proceso de combustión a presión constante (de este aire, una parte servirá como aire de combustión incrementando su temperatura entre 1600 y 2000 °C y el resto enfriará a los gases resultantes hasta una temperatura de trabajo de aproximadamente 1100 °C) y finalmente, el aire mezclado con los productos de combustión, a alta presión y temperatura, entra en los álabes de la turbina, que se encargan de expandir los gases hasta la presión atmosférica (obteniéndose entonces temperaturas que pueden llegar al orden de 550 °C) y devolviendo los gases a la atmósfera; de esta manera transforma la energía térmica contenida en estos, en energía mecánica.

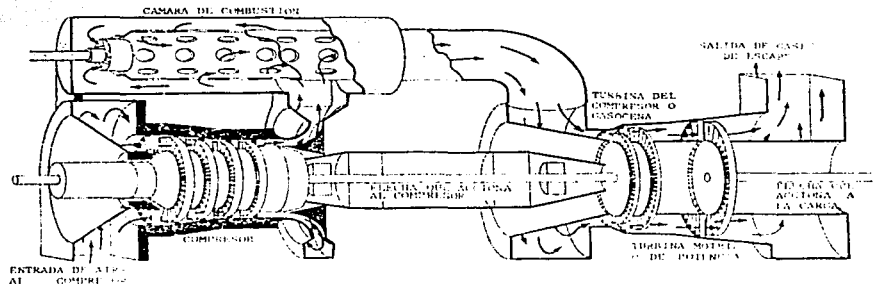


Figura 5.1 Esquema básico de una turbina de gas de ciclo abierto.

De la potencia obtenida de la expansión, aproximadamente $2/3$ de esta sirve para accionar el compresor con el que está acoplado directamente, quedando únicamente útil $1/3$ de la potencia obtenida de la turbina para accionar un alternador eléctrico o cualquier otra máquina.

De esta forma, si deseamos que una turbina de esta clase produzca trabajo aprovechable, los gases calientes deben expandirse desde una presión mayor a otra más baja. Por lo tanto, primero tienen que ser comprimidos. Si después de la compresión el fluido se expandiera en una turbina, la energía producida resultaría igual a la utilizada por el compresor, siempre que la turbina y este último funcionasen en forma ideal. Pero si al fluido se le agrega calor antes de llegar a la turbina, elevando así su temperatura, se lograría una potencia útil de salida. Si se pudiera impartir al fluido una energía térmica cada vez mayor, sería posible obtener una energía mecánica cada vez mas elevada.

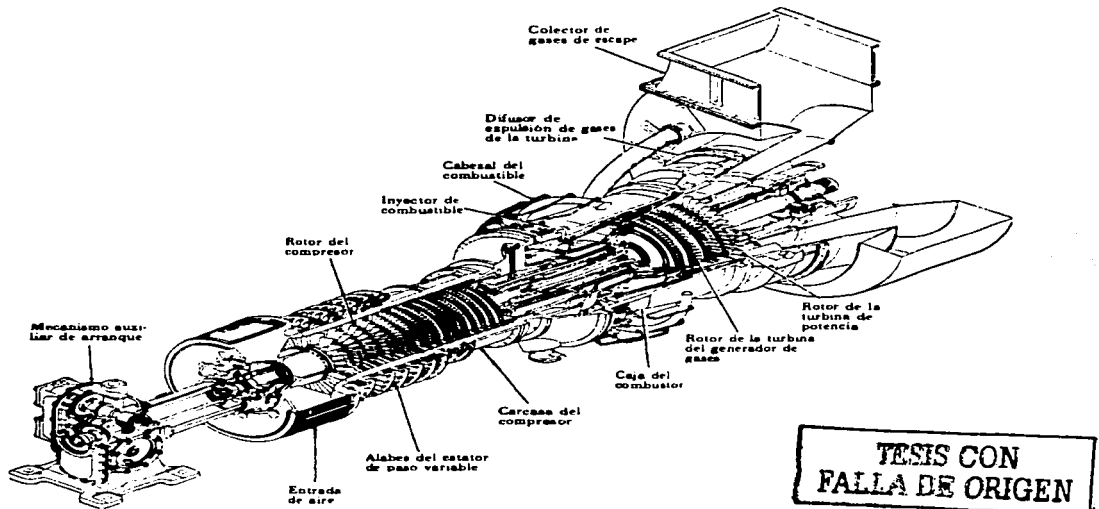


Figura 5.2 Turbina de gas para uso industrial.

Desafortunadamente, lo anterior no puede suceder así; los álabes de una turbina de gas tienen un límite térmico metalúrgico. Si los gases entraran continuamente con una temperatura mayor que este límite, los esfuerzos térmicos y mecánicos combinados harían fallar a los álabes.

En la figura 5.1, observamos que el aire es el fluido de trabajo hasta la cámara de combustión, y que después de ésta, el gas o los gases de combustión, constituyen la sustancia operante o de trabajo. Al analizar este ciclo de potencia debemos emplear las propiedades de cada fluido. Cuando se trata del aire se recurre a las tablas de aire y para considerar los productos de la combustión podemos utilizar las tablas de 400% de aire teórico. Los calores específicos del aire y de los productos de combustión son ligeramente distintos, siendo el calor específico de estos últimos, mayor que el del aire.

5.2 Aire teórico de entrada a la turbina

Es necesario analizar la cámara de combustión para ver por que 400% de aire teórico constituye un buen supuesto cuando se evalúan los productos de la combustión (ver la figura 5.3).

La temperatura de los gases calientes que salen de la cámara de combustión de una turbina de gas, está limitada, como se vio anteriormente, por condiciones metalúrgicas. Para evitar que la temperatura de los gases calientes sea mayor que la temperatura permisible de salida de la cámara de combustión, se utiliza el exceso de aire.

En lo que se refiere a una turbina de gas, el fluido de trabajo puede tener propiedades característicamente similares a las de 400% de aire teórico.

No todo el exceso de aire se emplea en el proceso de combustión puesto que se enfriaría así la mezcla de aire y combustible y se ocasionaría combustión incompleta. Parte del aire pasa rodeando al combustor, enfría las partes metálicas y se mezcla con los productos de combustión en la parte de salida de la cámara.

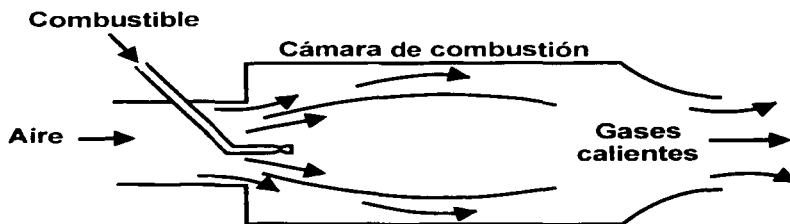


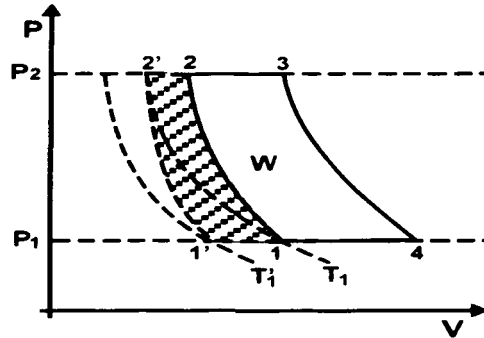
Figura 5.3 Cámara de combustión de una turbina de gas.

5.3 Comportamiento del gasto másico en una turbina de gas

La temperatura ambiente exterior tiene una influencia sensible sobre la potencia máxima y el rendimiento de las turbinas de gas; cuando la temperatura ambiente aumenta, entra menos masa de aire en kg/s de tal forma que se obtendrá menos potencia por la variación de este, dado que el flujo volumétrico se mantiene constante.

El trabajo también se ve afectado por la temperatura de admisión del aire. Esto se puede ver claramente en la gráfica 5.1, al aumentar la temperatura T_0 , el área del ciclo disminuye, obteniéndose menor trabajo. En forma inversa, al disminuir la temperatura del aire T_0 , el área del ciclo aumenta, pudiéndose observar mayor trabajo útil.

TESTES CON
FALLA DE ORIGEN



Gráfica 5.1 Influencia de la temperatura ambiente sobre la potencia.

5.4 Cálculo del flujo másico a temperatura ambiente

Condiciones actuales de operación de la turbina de gas:

$$T_{1a} = 40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (313.15 \text{ K})$$

$$T_2 = 171.8611 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (445.0111 \text{ K})$$

$$T_3 = 751.6666 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1024.8167 \text{ K})$$

$$T_4 = \left(\frac{T_3}{T_2} \right) T_1 = \left(\frac{1024.8167 \text{ K}}{445.0111 \text{ K}} \right) (313.15 \text{ K}) = 721.1536 \text{ K}$$

$$T_{4a} = 447.85 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (721.1536 \text{ K})$$

$$P_1 = 1.01325 \text{ Bar} \quad (14.5 \text{ PSI})$$

$$P_2 = 67.8444 \text{ Bar} \quad (984 \text{ PSI})$$

$$P_3 = 67.8444 \text{ Bar} \quad (984 \text{ PSI})$$

$$P_4 = 1.01325 \text{ Bar} \quad (14.5 \text{ PSI})$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La simbología utilizada obedece al siguiente diagrama:

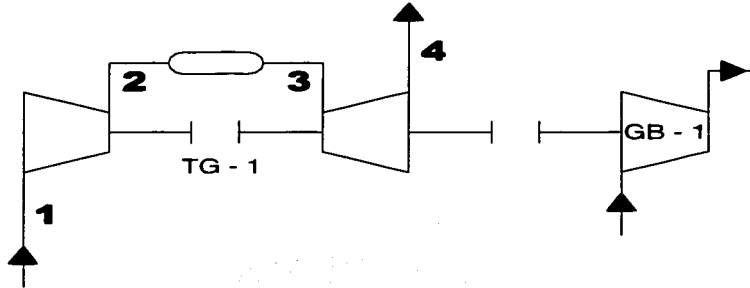


Figura 5.4. Esquema del proceso de la turbina de gas.

Para obtener el flujo másico a la temperatura ambiente utilizamos la siguiente fórmula:

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} \quad (2.1)$$

$V = 148 \text{ lb/s} \ (51.919 \text{ m}^3/\text{s})$ – Puesto que la densidad del aire es de 1.293 kg/m^3
 $R = 287 \text{ J / kg K}$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$m = \frac{\left(1.01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \left(51.919 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\left(287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}\right) (313.15 \text{ K})}$$

$$m = \frac{5260692.675 \frac{\text{Nm}^3}{\text{m}^2 \text{ s}}}{89874.05 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}}$$

$$m = 58.534 \text{ kg/s}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.5 Cálculo del flujo másico con enfriamiento de aire a la entrada

Se consideran las mismas condiciones de operación, con excepción de las siguientes temperaturas:

$$T_1 = 15 \text{ °C (288.15 K)}$$

$$T_4 = 390.43 \text{ °C (663.58 K)}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.1:

$$m = \frac{\left(1.01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \left(51.919 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\left(287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}\right) (288.15 \text{ K})}$$

$$m = \frac{5260692.675 \frac{\text{Nm}^3}{\text{m}^2 \text{ s}}}{82699.05 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}}$$

$$m = 63.61249 \text{ kg/s}$$

5.6 Influencia de la variación de la temperatura de entrada sobre la potencia

Las turbinas están diseñadas para brindar cierta potencia con una temperatura del aire de entrada $T_1 = 15 \text{ C}$, si esta temperatura aumenta entonces entrará menos masa de aire y se obtendrá menor potencia, como se observa en la ecuación 5.2.

$$W = W_N m \quad (5.2)$$

Donde:

W_N = Trabajo neto del ciclo (kJ/kg)

m = Flujo másico (kg/s)

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

El trabajo también se ve afectado por la temperatura de admisión del aire. Esto se puede ver claramente en la gráfica 5.1, al aumentar la temperatura T_1 , el área del ciclo disminuye, obteniéndose menor trabajo. En forma inversa, al disminuir la temperatura de aire T_1 , el área del ciclo aumenta, pudiéndose obtener mayor trabajo útil.

Para determinar el valor del trabajo neto del ciclo se emplea la siguiente ecuación:

$$W_N = W_T - W_C \quad (5.3)$$

Donde:

W_T = Trabajo de la turbina (kJ/kg)

W_C = Trabajo del compresor (kJ/kg)

Enseguida se determinarán los valores del trabajo útil o trabajo neto entregado por la turbina de gas a las diferentes condiciones del aire de entrada.

Para el trabajo desarrollado por la turbina se tomará $C_p = 1.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ (valor promedio)

Para la temperatura de entrada de 40°C (313.15 K) tenemos que:

$$W_T = C_p (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 1.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (1024.8167 \text{ K} - 721.1536 \text{ K})$$

$$W_T = 343.1393 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$W_c = C_p (T_2 - T_1)$$

$$W_c = 1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (445.0111 \text{ K} - 313.15 \text{ K})$$

$$W_c = 132.4940 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_N = W_T - W_c$$

$$W_N = \left(343.1393 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - \left(132.4940 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$W_N = 210.6453 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para $T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ (288.15 K), $T_4 = 390.431 \text{ }^\circ\text{C}$ (663.581 K)

$$W_T = C_p (T_3 - T_4)$$

$C_p = 1.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ (valor promedio)

$$W_T = 1.13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (1024.8167 \text{ K} - 663.581 \text{ K})$$

$$W_T = 408.1963 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_c = C_p (T_2 - T_1)$$

$$W_c = 1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (445.0111 \text{ K} - 288.15 \text{ K})$$

$$W_c = 157.6140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$W_N = W_T - W_C$$

$$W_N = \left(408.1963 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - \left(157.6140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$W_N = 250.5323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

CONDICIÓN DEL AIRE	FLUJO MÁSSICO	TRABAJO NETO
40 °C (104 °F)	58.53400 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	210.6453 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
15 °C (59 °F)	63.61249 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	250.5323 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tabla. 5.1 Valores de flujo mássico y trabajo neto en las diferentes condiciones de aire de entrada.

Ahora se realizará el cálculo de la potencia entregada para cada condición, utilizando la ecuación 5.2:

Para $T_1 = 40 \text{ °C}$ (313.15 K)

$$W = \left(210.6453 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \left(58.534 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$W = 12329.91199 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$W = 16534.6840 \text{ H.P.}$$

Para $T_1 = 15 \text{ °C}$ (288.15 K)

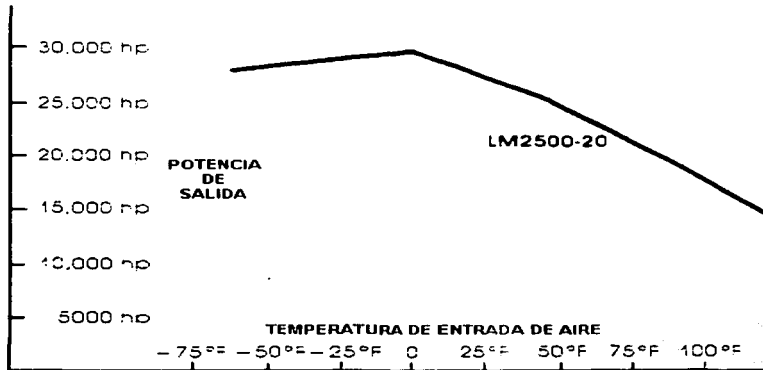
$$W = \left(250.5323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \left(63.61249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$W = 15936.9834 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$W = 21371.8470 \text{ H.P.}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En la siguiente gráfica se puede observar un aumento de potencia en la turbina con la reducción de la temperatura del aire de entrada, tal y como se determinó anteriormente mediante la aplicación de la ecuación 5.2.



Gráfica. 5.2 Comportamiento de la turbina de gas LM2500
Potencia Vs. Temperatura.

5.7 Porcentaje de potencia obtenido

Lo anterior significa que se aumentaría la potencia en:

$$21371.8470 - 16534.6840 = 4837.163 \text{ H.P.}$$

Esto es:

$$\left(\frac{21371.8470 - 16534.6840}{16534.6840} \right) \times 100 = 0.2925 \Rightarrow 29.25 \%$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CONCLUSIONES

El sistema de enfriamiento de aire de entrada de la turbina, que utiliza la energía residual de los gases de escape, es una buena solución al problema que representan las altas temperaturas ambientales que se tienen en las plataformas marinas y que repercuten en el desempeño de las turbinas de gas ubicadas en esas instalaciones.

Se ha llegado de esta manera a la justificación principal de este trabajo, pues una vez demostrado que existen pérdidas considerables cuando las turbinas de gas trabajan en condiciones que difieren a las de diseño, es decir, a temperaturas ambientales más altas, se pudo plantear un nuevo arreglo, el cual permite dar solución al problema de bajas eficiencias que se tienen actualmente cuando esta clase de equipos trabajan bajo ciertas condiciones de operación. Así, mediante el uso del sistema propuesto, se podrá trabajar la turbina con temperaturas del aire de entrada a la máquina menores (15°C), resolviendo de esta forma el problema de las altas temperaturas ambientales, y obteniendo como beneficio mejores resultados en la potencia y eficiencia del equipo.

Otro factor importante que se presenta al utilizar este tipo de sistemas de enfriamiento de aire de admisión de una turbina de gas, es la reducción de las emisiones contaminantes al medio ambiente, debido al incremento general en la eficiencia de la turbina.

APÉNDICE

TRABAJO CON
FOLIA DE ORIGEN

Temp. (°C)	Presión de Vapor (kPa)	Volumen Específico (m ³ /kg)		Entalpía (kJ/kg)		Entropía (kJ/kg K)	
		Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.
0,01	0,6113	0,0010002	206,136	0,00	2501,4	0,0000	9,1562
3	0,7577	0,0010001	168,132	12,27	2506,9	0,0457	9,0773
6	0,9349	0,0010001	137,734	25,20	2512,4	0,0912	9,0003
9	1,1477	0,0010003	113,386	37,80	2517,9	0,1362	8,9253
12	1,4022	0,0010005	93,784	50,41	2523,4	0,1806	8,8524
15	1,7051	0,0010009	77,926	62,99	2528,9	0,2245	8,7814
18	2,0640	0,0010014	65,038	75,58	2534,4	0,2679	8,7123
21	2,487	0,0010020	54,514	88,14	2539,9	0,3109	8,6450
24	2,985	0,0010027	45,883	100,70	2545,4	0,3534	8,5794
27	3,567	0,0010035	38,774	113,25	2550,8	0,3954	8,5156
30	4,246	0,0010043	32,894	125,79	2556,3	0,4369	8,4533
33	5,034	0,0010053	28,011	138,33	2561,7	0,4781	8,3927
36	5,947	0,0010063	23,940	150,86	2567,1	0,5188	8,3336
40	7,384	0,0010078	19,523	167,57	2574,3	0,5725	8,2570
45	9,593	0,0010099	15,258	188,33	2583,2	0,6387	8,1648
50	12,349	0,0010121	12,032	209,33	2592,1	0,7038	8,0763
55	15,758	0,0010146	9,568	230,23	2600,9	0,7679	7,9913
60	19,940	0,0010172	7,671	251,13	2609,6	0,8312	7,9096
65	25,03	0,0010199	6,197	272,06	2618,3	0,8935	7,8310
70	31,19	0,0010228	5,042	292,98	2626,8	0,9549	7,7553
75	38,58	0,0010259	4,131	313,93	2635,3	1,0155	7,6824
80	47,39	0,0010291	3,407	334,91	2643,7	1,0753	7,6122
85	57,83	0,0010325	2,828	355,90	2651,9	1,1343	7,5445
90	70,14	0,0010360	2,361	376,92	2660,1	1,1925	7,4791
95	84,55	0,0010397	1,9819	397,96	2668,1	1,2500	7,4159
100	101,35	0,0010435	1,6729	419,04	2676,1	1,3069	7,3549
105	120,82	0,0010475	1,4194	440,15	2683,8	1,3630	7,2958
110	143,27	0,0010516	1,2102	461,30	2691,5	1,4185	7,2387
115	169,06	0,0010559	1,0366	482,48	2699,0	1,4734	7,1833
120	198,53	0,0010603	0,8919	503,71	2706,3	1,5276	7,1296
125	232,1	0,0010649	0,7706	524,99	2713,5	1,5813	7,0775
130	270,1	0,0010697	0,6685	546,31	2720,5	1,6344	7,0269
135	313,0	0,0010746	0,5822	567,69	2727,3	1,6870	6,9777
140	316,3	0,0010797	0,5089	589,13	2733,9	1,7391	6,9299
145	415,4	0,0010850	0,4463	610,63	2740,3	1,7907	6,8833
150	475,8	0,0010905	0,3928	632,20	2746,5	1,8418	6,8379
155	543,1	0,0010961	0,3468	653,84	2752,4	1,8925	6,7935
160	617,8	0,0011020	0,3071	675,55	2758,1	1,9427	6,7502
165	700,5	0,0011080	0,2727	697,34	2763,5	1,9925	6,7078
170	791,7	0,0011143	0,2428	719,21	2768,7	2,0419	6,6663
175	892,0	0,0011207	0,2168	741,17	2773,6	2,0909	6,6256
180	1002,1	0,0011274	0,19405	763,22	2778,2	2,1396	6,5857
190	1254,4	0,0011414	0,15654	807,62	2786,4	2,2359	6,5079
200	1553,8	0,0011565	0,12736	852,45	2793,2	2,3309	6,4323
225	2548	0,0011992	0,07849	966,78	2803,3	2,5639	6,2503
250	3973	0,0012512	0,05013	1085,36	2801,5	2,7927	6,0730

Tabla. A.1 Propiedades del vapor saturado y del agua.
(Fuente Geankoplis, 1992)

TSIS CON
FALLA DE ORIGEN

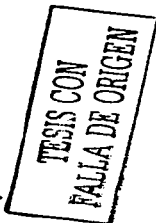
TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE (t' = °C) Y ENTALPÍA (h = kJ/kg) DE SOLUCIONES DE BROMURO DE LITIO

T (°C)	PORCENTAJE BROMURO DE LITIO											
	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	
20	t*	20	19.1	17.7	15	9.8	5.8	• 0.4	• 7.7	• 15.8	23.4#	29.3#
	h	84	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78	111.0#	145.0#
30	t*	30	29	27.5	24.6	19.2	15	8.6	1	• 7.3	15.2#	21.6#
	h	125.8	103.3	84	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t*	40	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	• 7.0#	14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t*	50	48.8	47.2	44	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	• 6.3#
	h	209.3	175.2	147	123.4	106.7	102.6	103.8	114	134.5	163.5	195.0#
60	t*	60	58.8	57	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t*	70	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27	17.7	9.0#
	h	293	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t*	80	78.6	76.7	73	66	60.8	53.4	44.8	35.6	26	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181	172.8	170	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t*	90	88.6	86.5	82.6	75.4	70	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t*	100	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32
	h	419	357.6	307.9	263.8	231	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t*	110	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251	271.4	296.3
120	t*	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281	267	259	260	270.2	289.5	313.4
130	t*	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281	280.4	289.1	306.9	330.2
140	t*	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.4	87	75.3	62.7
	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t*	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t*	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115	104.1	91.8	78.9
	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.2*	347.7*	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t*	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.7	100	85.7
	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.9*	362.9	365.4	378.3	396

* Extensiones de los datos arriba de los 115°C están arriba de los datos originales y deben ser manejados con cuidado.

#Solution supersaturada

Tabla. A.2 Temperatura del refrigerante y entalpía para soluciones de Bromuro de Litio. (Fuente Ashrae Fundamentals, SI Ed., 2001)



T (K)	h (kJ / kg)	p_r	u (kJ / kg)	v_r	ϕ (kJ / kg ·°K)
200	201.2	0.3279	143.8	11782.00	6.2919
220	221.4	0.4588	158.2	9262.80	6.3884
240	241.7	0.6236	172.8	7433.00	6.4764
260	262.0	0.8275	187.4	6069.00	6.5577
280	282.3	1.0756	201.9	5028.00	6.6330
300	302.6	1.3738	216.5	4218.00	6.7033
320	323.1	1.7279	231.2	3577.00	6.7692
340	343.5	2.1440	245.9	3063.00	6.8311
360	364.0	2.6290	260.6	2645.00	6.8897
380	384.6	3.1900	275.5	2301.00	6.9454
400	405.1	3.8360	290.3	2014.40	6.9981
420	425.8	4.5720	305.2	1774.40	7.0486
440	446.6	5.4080	320.2	1571.50	7.0968
460	467.4	6.3540	335.3	1398.40	7.1430
480	488.3	7.4180	350.4	1249.90	7.1876
500	509.2	8.6110	365.7	1121.60	7.2304
520	530.3	9.9440	381.0	1010.20	7.2717
540	551.5	11.428	396.4	912.70	7.3116
560	572.8	13.075	412.0	827.40	7.3504
580	594.1	14.897	427.6	752.10	7.3877
600	615.6	16.909	443.3	685.50	7.4241
620	637.1	19.125	459.1	626.30	7.4596
640	658.8	21.56	475.0	573.40	7.4940
660	680.5	24.22	491.0	526.20	7.5275
680	702.4	27.14	507.2	484.00	7.5600
700	724.4	30.32	523.4	445.90	7.5919
720	746.5	33.80	539.7	411.50	7.6230
740	768.6	37.57	556.2	380.50	7.6533
760	790.9	41.66	572.7	352.40	7.6831
780	813.3	46.11	589.4	326.80	7.7122
800	835.8	50.91	606.1	303.60	7.7407
820	858.4	56.10	623.0	282.30	7.7686
840	881.1	61.72	640.0	262.90	7.7959
860	903.9	67.76	657.0	245.20	7.8227
880	926.8	74.26	674.1	228.90	7.8490
900	949.8	81.24	691.4	214.00	7.8749
920	972.8	88.74	708.7	200.26	7.9002
940	996.0	96.78	726.1	187.61	7.9252
960	1019.2	105.39	743.6	175.94	7.9496
980	1042.6	114.60	761.2	165.18	7.9736
1000	1066.0	124.60	778.9	155.21	7.9973
1050	1124.9	152.05	823.5	133.40	8.0549
1100	1184.3	184.33	868.5	115.27	8.1101
1150	1244.2	221.90	914.0	100.11	8.1633
1200	1304.5	265.4	960.0	87.36	8.2148
1250	1365.3	315.3	1006.4	76.56	8.2643
1300	1426.4	372.6	1053.1	67.37	8.3123
1350	1487.8	438.0	1100.2	59.54	8.3587
1400	1542.8	512.3	1147.6	52.79	8.4037
1450	1611.7	596.2	1195.4	46.98	8.4472
1500	1674.1	690.9	1243.4	41.94	8.4896
1550	1736.7	797.3	1291.7	37.55	8.5306
1600	1799.7	916.4	1340.3	33.73	8.5707
1650	1862.9	1049.4	1389.2	30.37	8.6096
1700	1926.4	1197.4	1438.3	27.42	8.6475
1750	1990.0	1361.7	1487.6	24.83	8.6843
1800	2053.9	1543.5	1537.1	22.53	8.7204
1850	2118.0	1744.5	1586.8	20.49	8.7555
1900	2182.3	1965.7	1636.8	18.67	8.7899

Tabla. A.3 Productos de combustión a bajas presiones para 400% de aire teórico.
(Fuente: Burghardt, 1984)

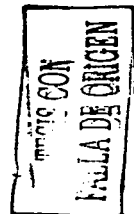
TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

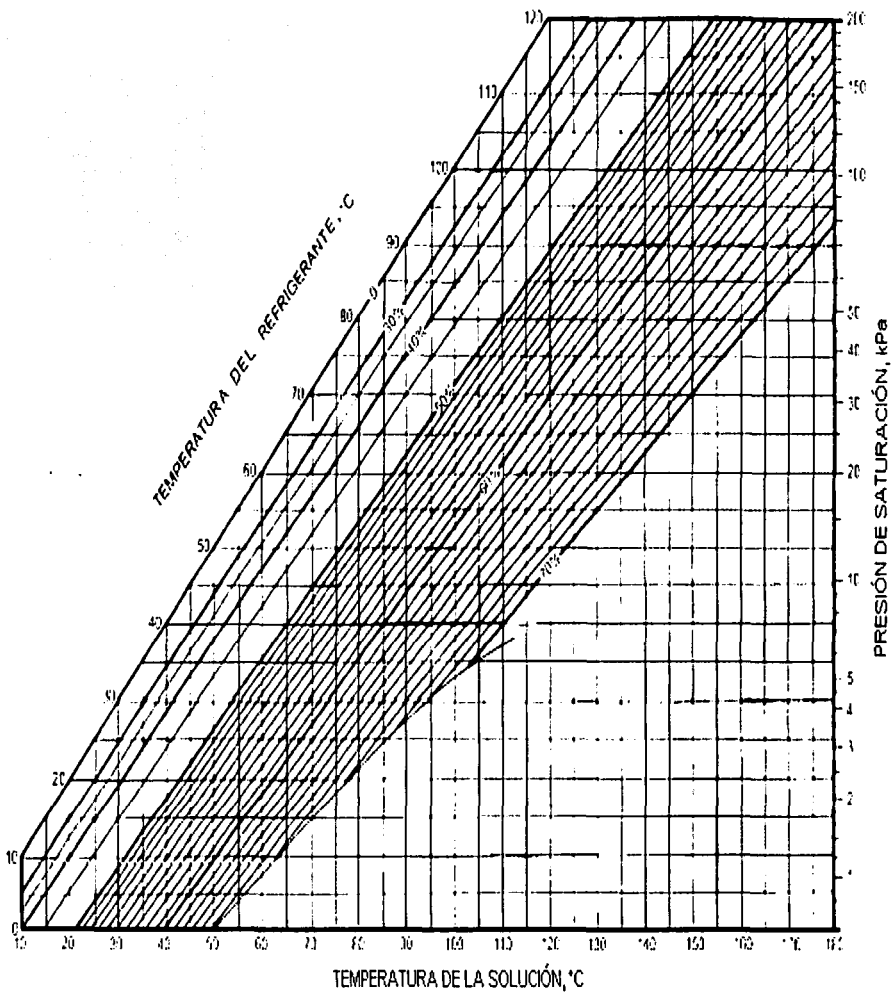
Servicio o Aplicación	Velocidad (m/s)
Descarga de la bomba	2.4 - 3.6
Aspiración de la bomba	1.2 - 2.1
Línea o tubería de desagüe	1.2 - 2.1
Colector o tubería principal	1.2 - 4.5
Montante o tubo ascendente	1 - 3
Servicio general	1.5 - 3
Suministros de agua de ciudad	1 - 2.1

Tabla A-4.- Velocidades recomendables del agua. (Fuente: Carrier, 1980)

Tam. Nom. de la tubería (plg)	Diámetro externo (plg)	Cédula	Espesor de la pared	Diámetro interno (plg)	Área de la sección transversal interna (pie ²)
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.00040
		80	0.095	0.215	0.00025
¼	0.540	40	0.088	0.364	0.00072
		80	0.119	0.302	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.00133
		80	0.126	0.423	0.00098
½	0.840	40	0.109	0.622	0.00211
		80	0.147	0.546	0.00163
¾	1.050	40	0.113	0.824	0.00371
		80	0.154	0.742	0.00300
1	1.1315	40	0.133	1.049	0.00600
		80	0.179	0.957	0.00499
1 ¼	1.6660	40	0.140	1.380	0.01040
		80	0.191	1.278	0.00891
1 ½	1.900	40	0.145	1.610	0.01414
		80	0.200	1.500	0.01225
2	2.375	40	0.154	2.067	0.02330
		80	0.218	1.939	0.02050
2 ½	2.875	40	0.203	2.469	0.03322
		80	0.276	2.323	0.02942
3	3.500	40	0.216	3.068	0.05130
		80	0.300	2.900	0.04587
3 ½	4.000	40	0.226	3.548	0.06870
		80	0.318	3.364	0.06170
4	4.500	40	0.237	4.026	0.08840
		80	0.337	3.826	0.07986
5	5.563	40	0.258	5.047	0.1390
		80	0.375	4.813	0.1263
6	6.625	40	0.280	6.065	0.2006
		80	0.432	5.761	0.1810
8	8.625	40	0.322	7.981	0.3474
		80	0.500	7.626	0.3171
10	10.750	40	0.365	10.020	0.5476
		80	0.500	9.559	0.4984

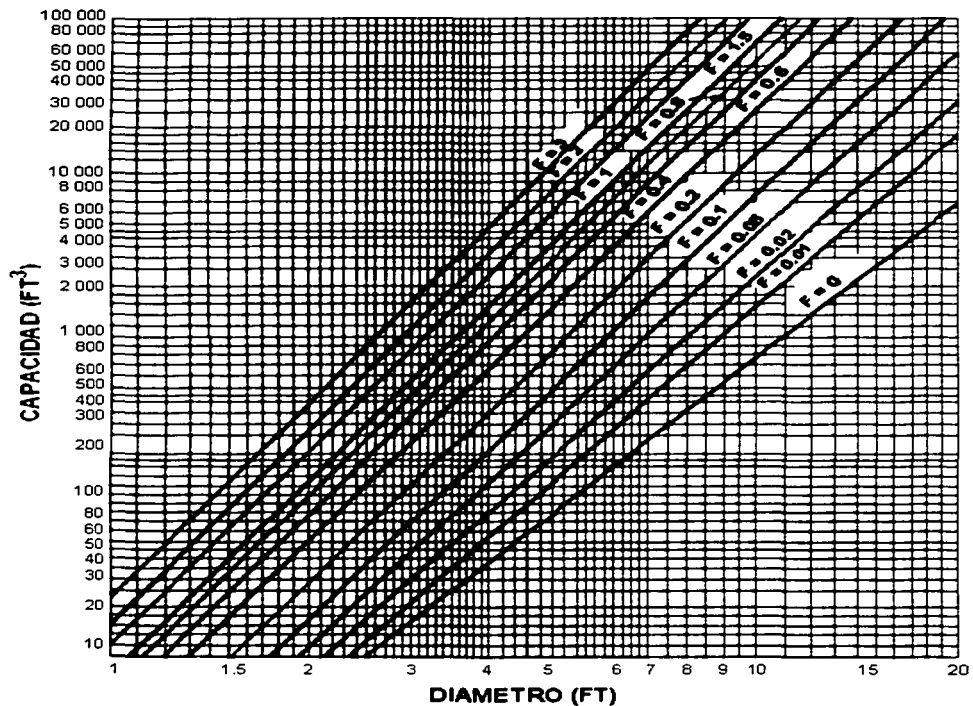
Tabla A-5.- Dimensiones de tuberías estándar de acero. (Fuente: Geankoplis, 1992)





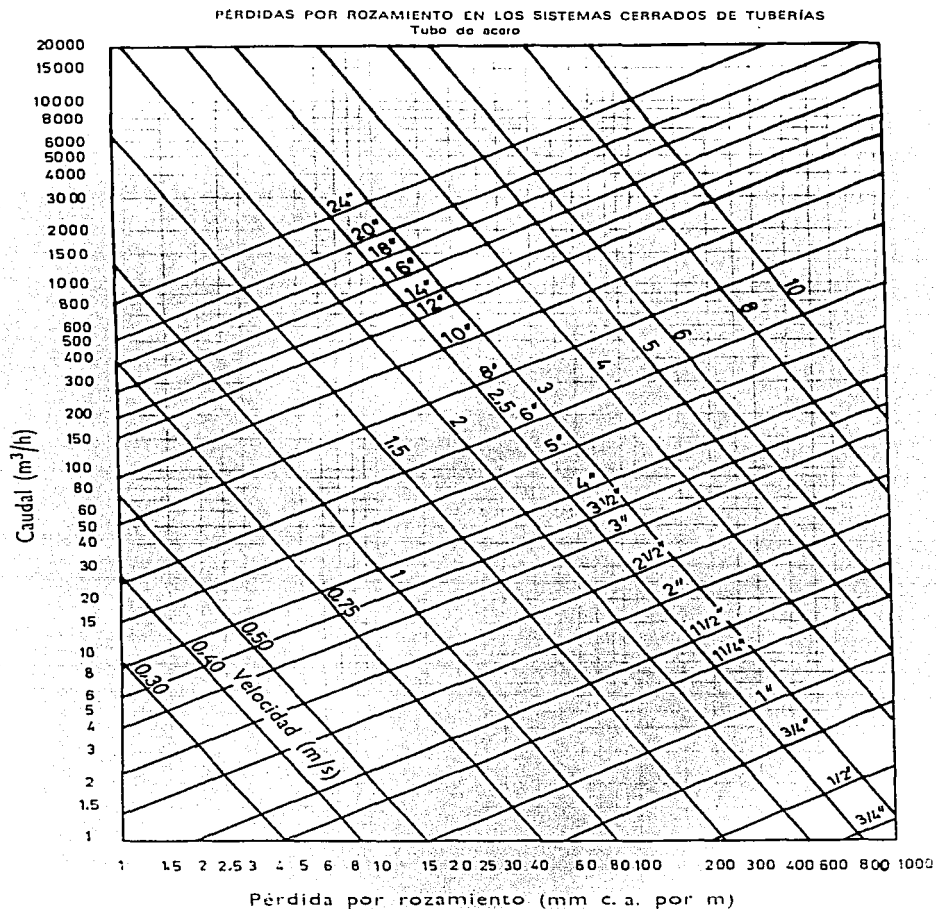
Gráfica. A.1 Gráfica de equilibrio para soluciones de Bromuro de Litio - Agua.
(Fuente Ashrae Fundamentals, SI Ed., 2001)

TRISIS CON
MALLA DE ORIGEN



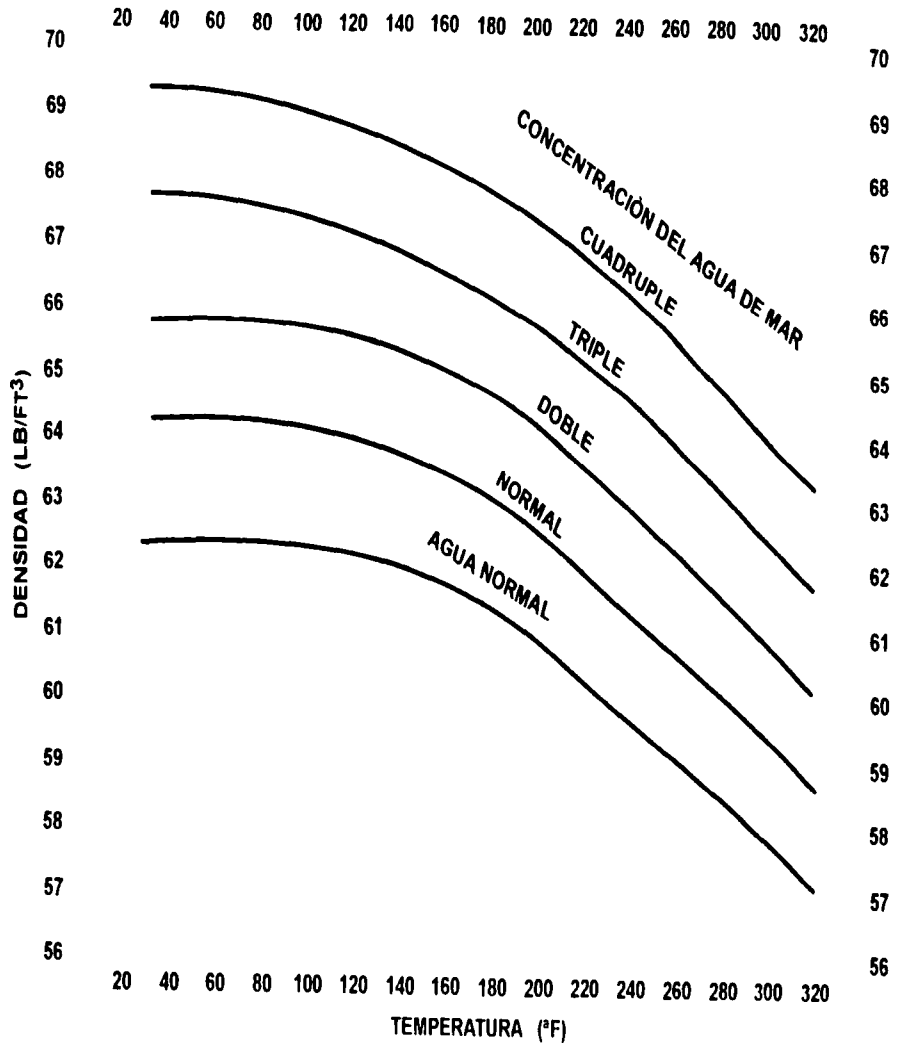
Gráfica. A.2 Gráfica de Abakians para determinar el diámetro óptimo de un recipiente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Gráfica. A.3 Determinación del diámetro de la tubería de acero.
(Fuente: Carrier, 1980)

**TECIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Gráfica. A.4 Determinación de la densidad del agua de mar.
(Fuente: OSW, 2001)

TRCS CON
FALLA DE ORIGEN

BIBLIOGRAFÍA

- Ashrae, "Handbook Fundamentals", SI Edition, 2001.
- Burghardt, D., "Ingeniería Termodinámica" Segunda Edición. Editorial Harla. México, D.F. México, 1984.
- Carrier Air Conditioning Company, Manual de Aire Acondicionado. Marcombo Boixareu Editores, 5° Reimpresión. Barcelona, España, 1980.
- Chávez Reyes, Rafael, "Principios sobre Turbinas de Combustión a Gas", IMP, 1990.
- De Maria y Campos, Eduardo, "Fundamentos de Turbinas de Gas y Vapor". ESIME, 1989-1.
- Donald Q. Kern, "Procesos de Transferencia de Calor", Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México, 1991.
- Eternod Palacio, M.E., "Manual para la Especificación de Recipientes de proceso". Departamento de Diseño de Proceso. Instituto Mexicano del Petróleo. México, D.F. México, 1978.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Bibliografía

- Geankoplis, C., "Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias". Sexta Edición. Editorial CECSA. 6° Reimpresión. México, D.F. México, 1992.
- George Vicatos, "Design of Absorption Refrigeration Machines", Mechanical Engineering Department – University of Cape Town, South Africa.
- Isaac Pilatowsky Figueroa, Roberto Best Brown, "Métodos de Producción de Frío", Universidad Nacional Autónoma de México, 1993.
- Polo Encinas, Manuel, "Turbomáquinas de Fluido Compresible", Editorial Limusa, 1985.
- Reyez Zuñiga, J. J., "Uso Racional de la Energía en Plataformas Marinas Aprovechando los Gases de Escape de Turbinas de Gas". Revista del Instituto Mexicano del Petróleo. Volumen XXIV, Numero 3, Julio-Septiembre, pp 56-67. México, D.F. México. 1992.
- Robur Corporation, "Absorption Cooling with Chilled Water – Application Manual", June 2000.
- Sadik Kakaç; Hongtan Liu, "Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design", Department of Mechanical Engineering – University of Miami, Coral Gables, Florida. CRC Press, 1998.
- Solís Téllez, Arquímedes, "Potabilización de Agua Salada Utilizando la Energía Residual de una Turbina de Gas", Tesis de Grado de Maestro en Ciencias. ESIME del IPN. México, D.F., 2002.
- William E. Stewart, Jr., Turbine inlet air cooling "ASHRAE Journal" New York, Volume 40, Issue 9, New York; Sep. 1998.