

UNIVERSIDAD LA SALLE



ESCUELA DE QUIMICA  
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

"EL METODO DE EXERGIA COMO TECNICA  
DE EVALUACION DE PROCESOS, APLICADO  
AL ANALISIS COMPARATIVO ENTRE UN  
EVAPORADOR SIMPLE Y UNO MULTIPLE  
EFECTO PARA DESALINIZACION"

TESIS PROFESIONAL  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A:  
ERNESTO JAVIER GARCIA MARTINEZ

Director de Tesis: Luz Ma. Caraveo Sánchez



## **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 está 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.

## I N D I C E

INTRODUCCION	1
--------------	---

### PARTE I

#### EL SISTEMA DE DESALINIZACION

#### CAPITULO 1

##### ANTECEDENTES

1.1) La Transferencia de Calor.	10
1.2) La Evaporación.	19
1.3) Condiciones Generales de Diseño de Evaporadores.	28
1.4) Evaporadores de Efecto Simple.	40
1.5) Evaporadores Múltiple Efecto.	43
1.6) Evaporadores de Agua de Mar.	50

#### CAPITULO 2

##### DESCRIPCION DEL SISTEMA DE EVAPORACION PARA DESALINIZACION

2.1) Bases Generales de Diseño.	54
2.2) Alternativa del Efecto Simple.	59
2.3) Alternativa del Múltiple Efecto.	63

#### CAPITULO 3

##### SISTEMA DE DESALINIZACION EFECTO SIMPLE

3.1) Planteamiento.	69
3.2) Balance en el Evaporador T-1.	73
3.3) Balance en el Condensador E-1.	76
3.4) Balance en el Enfriador de Agua Fresca C-1.	78
3.5) Balance en el Enfriador de Salmuera C-2.	80

3.6) Balance en el Precalentador de Agua de Mar C-3.	82
3.7) Diagramas y Tablas de Resultados.	85

#### CAPITULO 4

##### SISTEMA DE DESALINIZACION MULTIPLE EFECTO

4.1) Planteamiento.	90
4.2) Método de Solución.	96
4.3) Cálculo de Presiones de Vapor y Entalpías.	99
4.4) Solución al Sistema de Ecuaciones.	100
4.5) Programa para la Solución de los Balances en los Evaporadores.	102
4.6) Balance en el Enfriador de Concentrado EA-104.	108
4.7) Balance en el Enfriador de Agua Fresca EA-103.	110
4.8) Balance en el Precalentador de Vapor EA-102.	112
4.9) Balance en el Condensador EA-101.	113
4.10) Diagramas y Tablas de Resultados.	115

#### PARTE II

##### APLICACION DEL METODO DE EXERGIA

#### CAPITULO 5

##### CONCEPTOS BASICOS DE EXERGIA

5.1) Clasificación de las Formas de Energía.	127
5.2) El Concepto de Exergia.	135
5.3) Conceptos de Exergia para el Análisis de Sistemas Abiertos.	136
5.4) Exergia Física.	150
5.5) Exergia Química.	159

5.6) Conceptos de Exergia para el Análisis de Sistemas Cerrados.	166
5.7) Sistema de Unidades Exérgicas.	167
<b>CAPITULO 6</b>	
<b>ANALISIS EXERGICO DEL SISTEMA</b>	
6.1) Cálculo de la Exergia Química del Agua de Mar.	171
6.2) Cálculo de la Exergia Total de Cada Corriente.	176
6.3) Balances de Exergia.	188
<b>CAPITULO 7</b>	
<b>RESULTADOS DEL METODO DE EXERGIA</b>	
7.1) Tablas y gráficas	195
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>205</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>209</b>

## OBJETIVO GENERAL

Este estudio ejemplificará de manera objetiva y específica la conveniencia de emplear el método de exergía, como herramienta adicional en el diseño termodinámico de procesos energéticos.

A través de la evaluación exérgica de los sistemas de desalinización que aquí se presentan, se demostrarán las grandes ventajas que el uso de un sistema evaporador múltiple efecto tiene sobre uno simple efecto, además se detectarán los puntos críticos de mayores pérdidas de energía en ambos sistemas.

## SIMBOLOGIA

A	Area de transferencia de calor.
B	Función exérgica específica ( $h-T_0s$ ).
C	Concentración.
Co	Magnitud de la velocidad.
C <sub>p</sub>	Capacidad calorífica.
d	Distancia.
E, e	Energía, energía específica.
EE <sup>a</sup> , ee <sup>a</sup>	Exergía térmica, exergía térmica específica (para uso en sistemas cerrados).
K <sub>x</sub> , e <sub>k</sub>	Energía cinética, energía cinética específica.
E <sub>p</sub> , e <sub>p</sub>	Energía potencial, energía potencial específica.
E <sup>a</sup> , e <sup>a</sup>	Exergía térmica, exergía térmica específica. (para uso en sistemas abiertos).
E <sub>x</sub> , e <sub>x</sub>	Exergía, exergía específica.
E <sub>xt</sub> , e <sub>xt</sub>	Exergía física, exergía física específica.
E <sub>xt</sub> , e <sub>xt</sub>	Exergía cinética, exergía cinética específica.
E <sub>xp</sub> , e <sub>xp</sub>	Exergía potencial, exergía potencial específica.
E <sub>xq</sub> , e <sub>xq</sub>	Exergía química, exergía química específica.
F	Flujo másico de alimentación.
ge	Aceleración gravitacional.
H, h	Entalpia de vapor, entalpia de vapor específica.
h <sub>c</sub>	Entalpia de condensado.
h <sub>l</sub>	Entalpia de líquido.
k	Constante ecc. de Fourier.
m	Flujo másico.
N	Número de efectos.
N <sub>Carnot</sub>	Eficiencia de Carnot.
P	Presión.
PM	Peso molecular.
Pv	Presión de vapor.
Q	Velocidad de transferencia de calor.
q	Velocidad de transf. de calor por masa.

$Q_A$	Flujo de transferencia de calor por área.
R	Constante de gases ideales.
S, s	Entropía, entropía específica.
T	Temperatura.
t	Temperatura exergetica adimensional.
TT	Producción de entropía.
U	Coefficiente global de transf. de calor.
V	Flujo de vapor generado.
$V_{o1}, v_{o1}$	Volumen, volumen específico.
$V_s$	Flujo de vapor alimentado.
W, w	Trabajo, trabajo específico.
$W_{el}$	Potencial eléctrico.
$W_x, w_x$	Trabajo de flecha, trabajo de flecha específico.
x	Fracción mol.
X	Fracción peso.
Y	Coefficiente de actividad.
Z	Variación en costo por Ft <sup>2</sup> .
Zo	Altitud de la corriente sobre el nivel del mar.

#### SUBINDICES

des	Destrucción.
i	Propiedad del componente i/No. de efecto.
irrev	Irreversible.
max	Máximo.
min	Mínimo.
mol	Propiedad molar.
O	Estado del medio ambiente.
OO	Estado muerto.
pro	Productos.
prod	Producción.
r	Propiedad en el RET.
rea	Reactivos.
rev	Reversible.
mez	Propiedad de la mezcla.



w	Sólido.
f	Fluido.
s	Propiedad de las sales.
a	Propiedad del agua.

**SUPERINDICES**

DP	Componente de presión.
DT	Componente de temperatura.
*	Sustancia de referencia.

**ABREVIACIONES**

ABS	Valor absoluto.,
ANTA	Constante de Antoine.
ANTB	Constante de Antoine.
ANTC	Constante de Antoine.
DH	Gradiente de entalpia.
DIT	Dispositivo térmico.
DT	Gradiente de temperatura.
DS	Gradiente de entropia.
Dvol	Gradiente de volumen.
HVAP	Calor latente de vaporización.
LMTD	Media logarítmica de temperatura.
MCR	Máquina de calor reversible.
MTD	Media de temperatura.
RET	Fuente de energía térmica.
SUM	Sumatoria.

## INTRODUCCION

## TECNICAS TRADICIONALES PARA LA EVALUACION DE PROCESOS.

Una de las principales aplicaciones de la ingeniería termodinámica es el estudio de la efectividad de los procesos. Para ello, las técnicas tradicionalmente empleadas son básicamente de dos tipos:

- a) Las que emplean el balance de energía del sistema para determinar normalmente la transferencia de calor entre el sistema y el medio ambiente.
- b) Las que realizan el cálculo de un criterio de comportamiento relevante del sistema en consideración.

Los balances de energía consideran a todas las formas de esta como similares, sin diferenciar los grados de energía que atraviesan las fronteras del sistema. De manera que la transferencia de calor de una tubería que conduce vapor a alta temperatura al medio ambiente, es evaluada de la misma forma que aquella energía térmica involucrada en la operación de un condensador de una planta de vapor.

En general los balances de energía no proveen información acerca de las pérdidas internas de energía. En un balance energético para un sistema adiabático como una válvula de expansión, un cambiador de calor o una cámara de combustión, pudiera parecer que estos sistemas están libres de pérdidas de cualquier tipo.

El cálculo de un criterio apropiado del comportamiento de un proceso bajo consideración puede ser de gran utilidad para realizar un análisis termodinámico más perfecto. Sin embargo este no es siempre el caso, por ej. no hay criterios tradicionales para determinar el comportamiento de procesos que ocurren en una

válvula de expansión adiabática, en un eyector de calor o en una cámara de combustión. Para otro tipo de procesos, el criterio de comportamiento de un sistema está disponible, pero la información del comportamiento del sistema puede ser incompleta o inadecuada. Por ej., la efectividad de un cambiador de calor no indica el efecto de las caídas de presión en el comportamiento del equipo.

Estos métodos tradicionales en el análisis de procesos, están basados en el principio de la primera ley de la termodinámica. La segunda ley de la termodinámica es utilizada únicamente en la formulación del criterio del comportamiento de sistemas o procesos isoentrópicos, aún cuando ésta determina los límites de convertibilidad entre diferentes formas de energía y determine los grados relativos o calidad de esas formas de energía. Esta es la falla de los métodos tradicionales del análisis de procesos, no considerar la calidad de la energía durante los mismos.

#### **EL METODO DE EXERGIA DEL ANALISIS TERMODINAMICO.**

El método de exergia es una técnica alternativa, relativamente nueva basada en el concepto de exergia, definida como una medida universal del potencial de trabajo o calidad de diferentes formas de energía en relación a su medio ambiente determinado.

El balance de exergia aplicado a un proceso o a toda una planta nos dice cuanto del potencial de trabajo útil o exergia suministrado al sistema en consideración, es consumido por el proceso en sí mismo (pérdidas irre recuperables). La pérdida de exergia o irreversibilidad provee de una medida aplicable cuantitativa de la ineficiencia de un proceso.

Comparado con el criterio tradicional del comportamiento de un sistema, el concepto de irreversibilidad está basado en los dos

principios fundamentales de las leyes de la termodinámica.

El balance de exergía para un sistema abierto determinado, del cual se puede calcular su grado de irreversibilidad, se puede derivar combinando la ecuación de energía de un flujo permanente (primera ley) con la expresión para la determinación del rango de entropía (segunda ley). Aunque la segunda ley no es empleada explícitamente en el método de exergía, la aplicación de la exergía al análisis de procesos demuestra las implicaciones prácticas de la segunda ley. Así, estudiando las diferentes formas de irreversibilidad y sus efectos en el comportamiento de una planta, se entiende mejor a la segunda ley, que si se estudian solo sus principios.

#### BREVE RESEÑA HISTORICA.

A través de los años, dos conceptos básicos, exergía e irreversibilidad, han dado lugar a una gran variedad de conceptos derivados, técnicas y criterios de comportamiento de procesos.

Aunque el método de exergía es considerado como una nueva técnica, los primeros intentos de estimación de variadas formas de energía según su posible convertibilidad, provienen desde la formulación de la segunda ley de la termodinámica.

Los fundamentos teóricos del concepto de exergía fueron expuestos por Gibbs en 1875 (Ref.19) en el trabajo titulado "On the Equilibrium of Heterogeneous Substances", en donde le llama "Available Energy of the Body and Medium" (Energía Disponible del Cuerpo y del Medio).

En 1889 el francés Gouy (Ref.20) propuso, con el nombre de "Energie Utilisable" (Energía Utilizable), el empleo de una función termodinámica para generalizar el hecho conocido de que

solamente una fracción de la energía térmica puede ser convertida en energía mecánica.

En 1898 Stodola, de manera aparentemente independiente, desarrolló el concepto de "energía térmica libre", aplicable a procesos de flujo permanente. Estos desarrollos fueron lentos hasta los años treinta, cuando el interés en las aplicaciones prácticas de estos conceptos se vió estimulado por el desarrollo industrial y los nuevos desarrollos tecnológicos.

En 1935, en Alemania, se publica un trabajo sobre termodinámica del soviético F. Bosnjakovic (Ref.21), donde propone la aplicación práctica del concepto de exergia y en el que maneja a la exergia como "Technische Arbeitsfaehigkeit" (Capacidad de Trabajo Técnico).

Documentos publicados por Bosnjakovic en 1938 y 1939 marcaron una nueva era en el desarrollo de los análisis mediante la segunda ley. Estos documentos hicieron una contribución importante a la formulación de nuevos criterios de comportamiento y técnicas de estimación de perfección termodinámica de procesos.

Los avances en estas teorías se vieron interrumpidos por la Segunda Guerra Mundial pero se reiniciaron con vigor en los años cincuenta.

En 1951 el norteamericano Joseph H. Keenan (Ref.22) publicó un artículo cuyo propósito era el de desarrollar el concepto de Gibbs en forma más general de lo que se había hecho hasta esa fecha. Propone entonces una nueva función de estado equivalente a la exergia, a la que llamó "Availability" (Disponibilidad).

Posteriormente, en 1953, el alemán E. Schmidt (Ref.23) se refiere a la exergia como "Technische Maximale Arbeit" (trabajo

Técnico Máximo).

En 1955 el francés Gibert (Ref.24) nombra a la exergía como "Energie Dégradée en Chaleur" (Energía Degradada en Calor) y propone su empleo para el estudio del ahorro de energía en procesos industriales.

Es hasta mediados de la década de los cincuenta que los especialistas en el tema empiezan a proponer un término de aceptación mundial, es así entonces que en 1954 el alemán U. Grigull propone la palabra "Ekthalpie" (Ectalpia = Rendimiento Calorífico), que en 1956 es rebatida por su compatriota Z. Rant (Ref.25), que considera que la capacidad de trabajo no es "Thalpie" (Calor) ni "Ekthalpie", sino la obtención auténtica de trabajo. Rant establece a la palabra "Exergie" (Exergía = Trabajo que puede ser extraído) como el término que debe emplearse, fundamentando su estructuración en base a su significado etimológico ( erg-trabajo, ex-de o hacia, ie o ia -familia de palabras).

A principios de la década de los sesentas fueron establecidos los fundamentos del Método de Exergía, entendiéndolo como un desarrollo integrado de los principios de la termodinámica aplicado a sistemas industriales reales (Ref.26). Los pioneros de este desarrollo, aunque utilizando diferentes términos para la exergía fueron: en 1960, Bosnjakovic (Ref.27); en 1961, Trepp (Ref.28); en 1962, Baehr (Ref. 29); y en 1963, Brodyanskii (Ref.30) y Tribus (Ref.31).

En 1963 Tribus sugirió a Evans (Ref.32) que el término "Exergy" (Exergía) era más adecuado que "Available Energy" (Energía Disponible) dado que la exergía no puede ser considerada como una clase de energía, tal como lo implican los términos "Available Energy" y "Availability", sino como una medida del

alejamiento de un sistema del equilibrio.

Finalmente, en 1970 El-Sayed y Evans (Ref.33) proponen el nombre de "Essergy" (Esergia) para referirse al término exergia, que ya había sido y sigue siendo hasta la fecha aceptado mundialmente.



P A R T E    I

" EL SISTEMA DE  
DESALINIZACION "

# CAPITULO 1

## ANTECEDENTES

## 1.1 LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

La transferencia de energía en forma de calor es muy común en algunos procesos químicos y de otros tipos y suele a su vez ir acompañada de ciertos tipos de operaciones unitarias como el secado, la destilación, la evaporación, etc.

La transferencia de calor se lleva a cabo debido a la fuerza impulsora de una diferencia de temperaturas, en donde el calor fluye de la región de alta temperatura a la región de una temperatura más baja.

El flujo de calor se realiza en estado estable cuando la velocidad de transferencia de calor es constante respecto al tiempo, es decir, no existe acumulamiento de energía, el caso contrario es conocido como estado inestable de transferencia de calor.

Existen tres principales mecanismos de transferencia de calor (los cuales se presentan de manera individual o con una combinación entre ellos):

- a) **Conducción:** Se verifica mediante la transferencia de energía por el movimiento de moléculas adyacentes.
- b) **Convección:** Implica el transporte de calor a través de una fase y el mezclado de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido.
- c) **Radiación:** No requiere de un método físico para llevar a efecto la transferencia, esta se realiza a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas.

La transferencia de calor es regida al igual que la transferencia de momento y de impetu por la ecuación básica:

Vel. de un proceso de transf. = Fza. impulsora / Resistencia

Es decir que para que se pueda transferir una propiedad como el calor es necesario que exista una fuerza impulsora que contrarreste la resistencia.

Para la transferencia de calor por conducción, la ecuación anterior se expresa como la Ley de Fourier para la conducción de calor en fluidos y sólidos.

$$Q / A = -k (dT / dx) \quad (1.1)$$

donde:

$$\begin{aligned} q &= \text{Btu/Hr} & T &= \text{°F} \\ k &= \text{Btu/HrFt}^{\circ}\text{F} & A &= \text{Ft}^2 \end{aligned}$$

El signo negativo esta allí debido a que si el flujo de calor es positivo en una dirección, la temperatura disminuye en esa misma dirección.

Al integrar la ecuación de Fourier para el caso de transferencia de calor en estado estable através de una pared plana con un área de sección transversal constante A, donde la temperatura interior en el punto 1 es  $T_1$  y  $T_2$  es la temperatura del punto 2 a una distancia de  $d_2 - d_1$ , y suponiendo que k es constante tenemos:

$$Q / A = (k / (d_2 - d_1)) * (T_1 - T_2) \quad (1.2)$$

Con base en la ecuación anterior y tomando en cuenta que cuando el fluido que rodea a la superficie del sólido tiene un movimiento convectivo natural o forzado, la velocidad de transferencia de calor del sólido al fluido o viceversa se expresa

mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U A (T_w - T_f) \quad (1.3)$$

Q = Vel. de Transf. de calor (Btu/Hr)	$T_f$ = Temp. promedio del fluido ( $^{\circ}$ F).
A = Area de transf. ( $\text{Ft}^2$ ).	U = Coef. de transf. de calor convectivo ( $\text{Btu}/\text{HrFt}^{2^{\circ}}\text{F}$ )
$T_w$ = Temp. de la superficie del sólido ( $^{\circ}$ F).	

#### COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La ecuación básica para el diseño de un intercambiador de calor es:

$$dA = dQ / U DT \quad (1.4)$$

en donde  $dA$  es el elemento de área superficial que se requiere para transferir una cantidad de calor  $dQ$  a un punto en el intercambiador, donde el coeficiente global de transferencia de calor es  $U$  y donde la diferencia global de temperaturas masivas entre las dos corrientes es  $DT$ .

En el caso de los evaporadores (a diferencia de otros problemas de transferencia de calor) el método más común, es estudiar directamente los coeficientes globales de transferencia y no dividirlos en sus componentes individuales, debido principalmente a las siguientes razones:

- Es difícil determinar el efecto de los gases incondensables sobre el coeficiente de condensación en la superficie.
- En la mayor parte de los evaporadores los coeficientes

del vapor condensante son altos comparados con el coeficiente del líquido en ebullición, que de hecho el coeficiente global es aproximadamente igual al coeficiente de la solución.

- c) La determinación experimental de los coeficientes de superficie, requiere de un equipo especial, complicado y costoso. Por otra parte, este es un factor que limita la posibilidad de corroborar las relaciones obtenidas para el coeficiente.

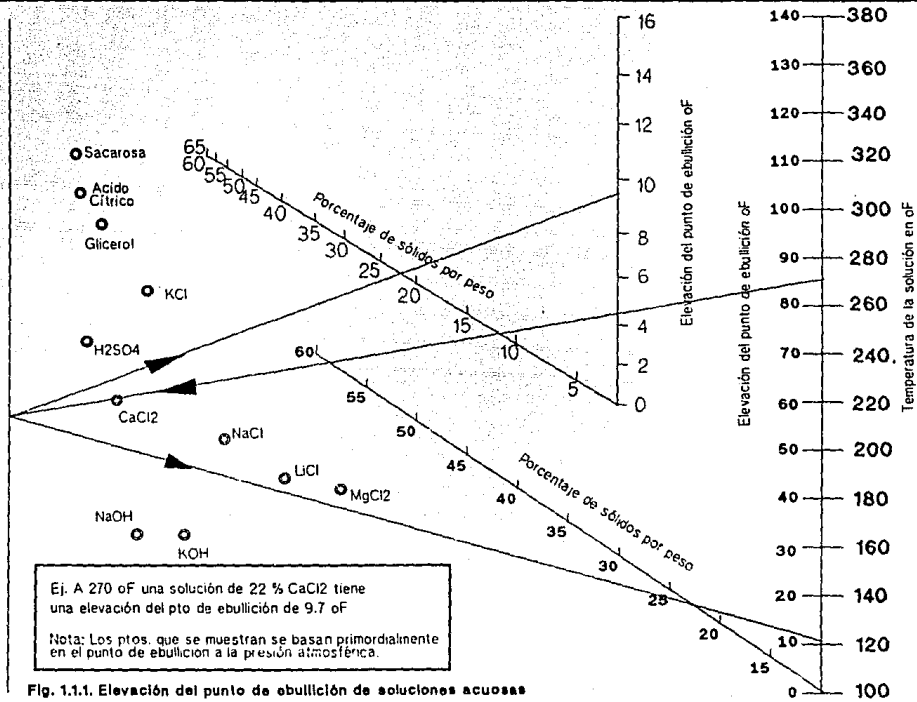
#### ELEVACION DEL PUNTO DE EBULLICION

Se conoce como elevación del punto de ebullición, a la diferencia entre el punto de ebullición de una solución y el punto de ebullición del agua a la misma presión.

Este se puede estimar para varios materiales que se encuentran comúnmente, mediante nomogramas experimentales como el de la fig. 1.1.1. y con el que se pueden corregir la temperatura de ebullición y los coeficientes de transferencia de calor.

El valor numérico del coeficiente global de transferencia, depende de la caída de temperaturas y área sobre la cual se basó su determinación.

Los coeficientes globales evaluados tomando en cuenta la caída efectiva de temperatura (ya que no en todas las secciones del evaporador las temperaturas son las mismas) se reportan como "coeficientes corregidos por elevación del punto de ebullición". Por otra parte, cuando no se conoce la elevación del punto de ebullición del líquido que se evapora, se considera el gradiente de temperatura como la diferencia entre el vapor de calentamiento y la temperatura de saturación del agua a la presión en el domo del evaporador y a los coeficientes y diferencias de temperaturas



Ej. A 270 oF una solución de 22 % CaCl2 tiene una elevación del pto de ebullición de 9.7 oF

Nota: Los pto. que se muestran se basan primordialmente en el punto de ebullición a la presión atmosférica.

Fig. 1.1.1. Elevación del punto de ebullición de soluciones acuosas

se les conoce como "coeficientes de transferencia y gradientes de temperatura aparentes".

La base más común para proporcionar datos de transferencia de calor de evaporadores y que es la base implícita a falta de cualquier indicación contraria, para comparar rendimientos de diversos tipos de evaporadores, es la diferencia entre la temperatura a la cual se acepta el calor del vapor o de un efecto precedente, y a la que se descarga el vapor al efecto siguiente o a un condensador.

#### DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS

Como se mencionó anteriormente, la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en el intercambiador de calor variará en general de unos puntos a otros. Es decir que el punto de ebullición en el fondo del líquido es diferente al de la superficie, debido a los efectos de la cabeza hidrostática y de la presión.

La diferencia media de temperaturas (MTD) se puede calcular a partir de las temperaturas finales de las dos corrientes, si son válidas las suposiciones siguientes:

- 1) Todos los elementos de una corriente dada de fluido tienen el mismo historial térmico al pasar por el intercambiador.
- 2) El intercambiador funciona en estado estacionario.
- 3) El calor específico es constante para cada corriente.
- 4) El coeficiente general de transferencia de calor es constante.
- 5) Las pérdidas de calor son despreciables.

Si el flujo de las corrientes es completamente a favor o en

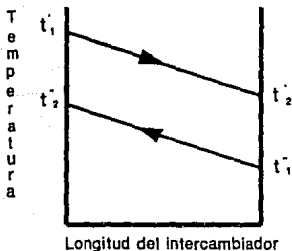


contra de la corriente o una o dos corrientes son isotérmicas (con condensación o vaporización cuando haya cambios despreciables de presión), la MTD correcta será la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD) definida como sigue:

Para flujo en contra corriente

$$LMTD = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t'_2 - t''_1)}{\ln((t'_1 - t''_2)/(t'_2 - t''_1))}$$

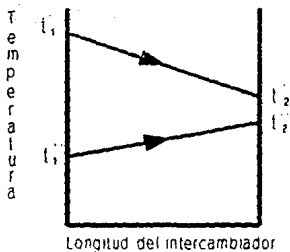
donde:



y para flujo a favor de la corriente

$$LMTD = \frac{(t'_1 - t''_1) - (t'_2 - t''_2)}{\ln((t'_1 - t''_1)/(t'_2 - t''_2))}$$

donde:



#### TRANSFERENCIA DE CALOR EN EVAPORADORES

El índice de transferencia de calor en evaporadores se expresa comúnmente con la función  $Q = U A \Delta T$ , el coeficiente global de transferencia de calor  $U$  en la mayoría de los evaporadores, es una función intensamente relacionada con la diferencia de temperaturas y  $A$  es la superficie en que se produce la transferencia de calor medida del lado del líquido de la superficie.

La diferencia de temperaturas empleada en el cálculo antes mencionado suele ser la diferencia media logarítmica de las temperaturas, ya que resulta muy difícil determinar la temperatura del líquido en todas las partes de la superficie de calentamiento.

La mayoría de los evaporadores son calentados por vapor, casi siempre el material que va a ser evaporado fluye dentro de los tubos del evaporador, usualmente el vapor se encuentra a baja presión (3 atms. abs.) y el líquido que ebulle está bajo un vacío moderado (0.05 atms. abs.).

Reduciendo la temperatura de ebullición del líquido se

aumenta la diferencia de temperaturas entre el vapor y el líquido en ebullición y por esto se aumenta la relación o velocidad de transferencia de calor en el evaporador.

La temperatura de condensación del vapor se estima mediante la medición de la presión del lado del elemento calentador, utilizando las "tablas de vapor" (Ref.13), aunque no se toma en cuenta el margen de supercalentamiento del vapor o el subenfriamiento del material condensado al calcular la temperatura del vapor.

También la medición de la presión en el espacio de vapor por arriba del líquido en ebullición, dará la temperatura de vapor saturado, que suponiendo que la elevación del punto de ebullición sea despreciable, será sustancialmente igual que la temperatura del líquido en ebullición.

## 1.2 LA EVAPORACION.

Un ejemplo muy importante de la transferencia de calor a un líquido en ebullición y que se presenta con bastante frecuencia en los procesos industriales actuales, (como una de las operaciones unitarias más utilizadas) es lo que comúnmente se conoce como EVAPORACION.

La evaporación queda definida como la eliminación de agua en forma de vapor por la ebullición de una solución acuosa, para obtener una solución más concentrada.

En algunos procesos típicos de evaporación, el objetivo principal es obtener una solución acuosa más concentrada, como soluciones de azúcar, cloruro e hidróxido de sodio, glicerina, gomas, leche, jugo de naranja, etc., en otros lo que se desea es obtener después de un efecto de condensado, agua más libre de minerales o potable y en algunos casos también el objetivo de la evaporación es concentrar una solución de tal forma que al enfriarse se formen cristales que puedan separarse, este proceso especial de la evaporación se llama cristalización.

La diferencia primordial entre el secado y la evaporación, es que el producto que se desea obtener en este último es un líquido y no un sólido como en el primero y la diferencia con la destilación es que aunque el producto evaporado sea una mezcla de componentes, en la evaporación no se desea separar en sus fracciones como en la destilación.

Anteriormente se consideraba que la diferencia básica entre evaporación y destilación era que en el primero el producto que se deseaba obtener era la corriente concentrada, pero el empleo de evaporadores para producir agua libre de sólidos hace que esta

diferencia sea obsoleta.

El líquido a ebullición suele estar encerrado en un recipiente con superficie de calentamiento de tubos o placas verticales u horizontales que suministran calor para la ebullición. Las superficies de calentamiento pueden funcionar con electricidad o bien con un fluido caliente o que se condensa del otro lado de la superficie calentada.

Durante la ebullición, la temperatura del líquido es el punto de ebullición de este a la presión que opera el equipo. Evidentemente, la superficie de calentamiento debe estar a una temperatura superior a dicho punto de ebullición.

En la superficie calentada se generan burbujas de vapor que se elevan a través de la masa del líquido. El vapor se acumula en el espacio situado por arriba del nivel del líquido y de ahí se extrae.

Como sabemos el efecto de la transferencia de calor en la evaporación de líquidos se puede deber a diversos mecanismos de transferencia de calor. Por ej. la vaporización puede tener lugar debido al calor absorbido por radiación y convección en la superficie de un estanque de líquido, o bien, como resultado del calor absorbido por convección natural a partir de una pared caliente bajo la superficie de separación, en cuyo caso, la evaporación tiene lugar cuando el líquido sobrecalentado alcanza la superficie del estanque. También se produce vaporización mediante la descomposición completa y violenta de líquidos sobrecalentados por convección forzada o presión.

#### MECANISMOS DE EBULLICION

El fenómeno de la ebullición a pesar de ser un fenómeno

complejo, queda ejemplificado de manera sencilla con la fig. 1.2.1. que experimentalmente refleja las diferentes etapas de la ebullición. Para ello la referencia es agua en ebullición a 100 °C (373.2 °K), el flujo de calor a través de una superficie tubular metálica en el agua a ebullición es  $Q/A$  (Btu/HrFt<sup>2</sup>),  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor (Btu/HrFt<sup>2</sup>°F) y  $T_w$  es la temperatura de pared del tubo.

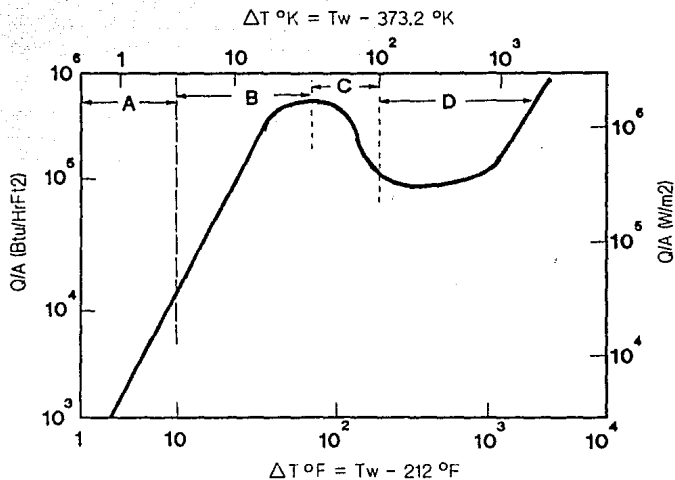
La zona A de la figura representa caídas bajas de temperatura, el mecanismo de ebullición es esencialmente una transferencia de calor a un líquido por convección natural. Las pocas burbujas que se forman se desprenden de la superficie del metal y se elevan sin alterar de forma significativa la convección natural.

En la zona B de "núcleos de ebullición", que corresponde a un  $DT$  de aproximadamente 9 a 45 °F, la velocidad de formación de burbujas aumenta incrementándose la velocidad de circulación del líquido. El coeficiente de transferencia de calor aumenta con rapidez y es proporcional a  $DT^2$  y hasta  $DT^3$ .

En la región C de "ebullición de transición" se forman gran número de burbujas que tienden a conglomerarse y formar así una capa de vapor aislante. Al ir creciendo esta capa con más vapor formado y al mismo tiempo que se incrementan los valores de  $DT$  el flujo de calor y  $U$  disminuyen.

En la región D de "ebullición de película" las burbujas se separan y se elevan a la superficie. Cuando se alcanzan los valores más altos de  $DT$ , la radiación a través de la capa de vapor adyacente a la superficie contribuye a aumentar el flujo de calor  $Q/A$  y el coeficiente  $U$ .

Por lo anterior podemos asegurar que la curva de  $U$  en función



**Fig. 1.21. Mecanismos de ebullición de agua a presión atmosférica**

Flujo de calor en función de la caída de temperatura:

(A) Convección Natural (B) Núcleos de Ebullición

(C) Ebullición de transición (D) Ebullición de Película

del DT tiene la misma forma aproximada que la de la curva de Q/A contra DT.

En la región de la formación de núcleos de ebullición, U alcanza un valor aproximado de 1,000 - 2,000 Btu/HrFt<sup>2</sup>F y al final de esta región alcanza casi 10,000 Btu/HrFt<sup>2</sup>F.

Con estos valores tan altos de U, en la mayoría de los casos el porcentaje de resistencia de la película de ebullición es una parte muy pequeña de la resistencia total a la transferencia de calor.

Las regiones de uso y de interés comercial más frecuentes son las de "núcleos y película de ebullición".

En la región de "núcleos de ebullición" y "ebullición de película", el flujo de calor y U dependen de DT, de la presión, de la naturaleza y de la geometría de la superficie del sistema y de las propiedades físicas del vapor y del líquido, por lo que la determinación de las ecuaciones para estimar los coeficientes de transferencia de calor para ebullición de agua en la gran mayoría de los procesos se obtienen de ecuaciones empíricas experimentales.

La ebullición nucleada se presenta comúnmente en rehervidores de circulación natural y de tipo de caldera (comunes en la industria), en ellos se obtienen altas velocidades de transferencia de calor por unidad de área (flujo de calor) como resultado de la formación de burbujas en la interfase de líquido y sólido más que por los dispositivos mecánicos externos al intercambiador.

Cuando la superficie de calentamiento está rodeada por un cuerpo de fluido relativamente grande que no fluye a ninguna



velocidad apreciable y se ve agitado solo por el movimiento de las burbujas y las corrientes de convección natural, se genera un tipo de ebullición que se conoce como: ebullición de depósito.

De este tipo de ebullición existen dos variantes:

- a) La ebullición de depósito subenfriado, en donde el fluido masivo tiene una temperatura debajo de la saturación, lo que provoca que las burbujas se rompan antes de llegar a la superficie.
- b) La ebullición saturada de depósito, cuya temperatura global es igual a la de saturación, lo que da como resultado una generación neta de vapor.

#### FACTORES DE PROCESO

Los métodos de proceso de la evaporación varían considerablemente de unos a otros, ya que tanto las propiedades físicas y químicas de la solución que se ha de concentrar como las de vapor que desea separarse tienen un efecto considerable sobre el tipo de evaporador que debe usarse y sobre la presión y la temperatura a la que debe operar el sistema.

Algunas de las propiedades que afectan los métodos de proceso son las siguientes:

- 1) Concentración en el líquido.  
Aún cuando normalmente los líquidos que se alimentan a los evaporadores son bastante diluidos y sus viscosidades son relativamente bajas (muy aproximadas a las del agua, por lo que se opera con coeficientes de transferencia bastante altos) a medida que se realiza la evaporación, la solución se concentra y su viscosidad aumenta considerablemente causando una marcada

disminución del coeficiente de transferencia de calor. Debe entonces existir en el proceso una circulación y/o turbulencia adecuada para evitar que el coeficiente se reduzca demasiado.

2) Solubilidad.

A medida que se realiza la evaporación, la concentración de los materiales en solución aumenta, corriéndose el riesgo de exceder el límite de solubilidad de la solución, formándose cristales y reduciendo notablemente los efectos de concentración de la solución.

La solubilidad de las sales aumenta con respecto a la temperatura, por lo que al eliminar una corriente concentrada de sales de un evaporador y al enfriarse a temperatura ambiente, puede generar un efecto de cristalización.

En la fig. 1.2.2. se muestra el comportamiento de la solubilidad de algunas sales respecto a la temperatura.

3) Formaciones de espumas.

Algunas soluciones como las caústicas, de leche, de ácidos grasos, etc., forman espumas al presentarse su ebullición, lo que genera pérdida del producto o contaminación del vapor que se extrae.

4) Presión y Temperatura.

El punto de ebullición de una sustancia en un evaporador está relacionado con la presión a la que opera el mismo. Entre más alta es la presión de operación más alta es la temperatura de ebullición.

Esta temperatura también se ve afectada con la concentración de la solución que se evapora y que va en aumento respecto a la temperatura del sistema.

5) Incrustaciones y Materiales de construcción.

Algunas soluciones al evaporarse y disminuir su solubilidad generan incrustaciones del material disuelto sobre las áreas de transferencia de calor del sistema,

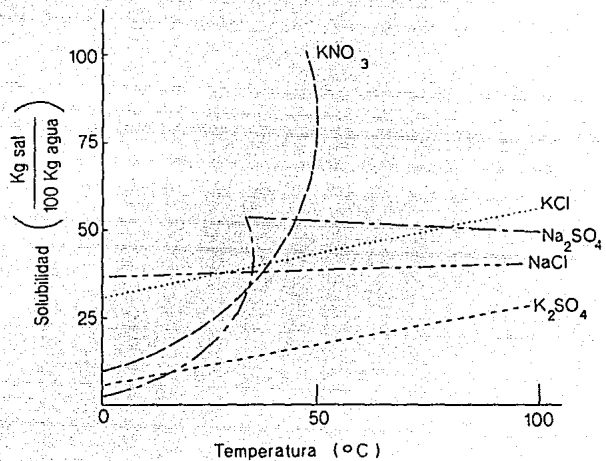


Fig. 1.2.2. Curvas de solubilidad en agua de algunas sales típicas

lo que reduce en algunos casos muy notoriamente los efectos del coeficiente de transferencia de calor, lo que implica que el evaporador deberá ser limpiado de tales incrustaciones tantas veces esta lo requiera.

Respecto a la selección de los materiales de construcción de los evaporadores, estos son de suma importancia, ya que el evitar la corrosión de los mismos es también uno de los principales factores de proceso a considerar en la construcción de este tipo de recipientes.

### 1.3 CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO DE EVAPORADORES.

En el diseño de evaporadores el factor más importante a evaluar, es aquel que involucra la transferencia de calor que se genera en el equipo.

Este factor se conoce como "Coeficiente de Transferencia de Calor", el mejor evaporador es el que permite generar un coeficiente más alto (en condiciones operacionales deseadas), involucrando indudablemente el área de transferencia disponible en el equipo y cuyas características se puede decir representan la mayor parte del costo del evaporador.

En los evaporadores en los que se requiere energía adicional para generar el movimiento de los fluidos sobre la superficie de transferencia de calor, el coeficiente deberá ser considerablemente mayor para así contrarrestar los efectos del costo de la energía en circulación.

Las principales medidas del funcionamiento de un evaporador tubular que emplea vapor como medio de calentamiento son:

- a) Capacidad = Libras de agua evaporada por hora.
- b) Economía = Libras vaporizadas de solvente por libra de vapor de calentamiento alimentadas a la unidad.
- c) Libras de vapor de calentamiento consumidas por hora.

En un evaporador simple efecto la economía es casi siempre cercana a 1 y en uno de múltiple efecto debe ser mayor considerablemente.

En el proceso se necesita calor:

- 1) Para elevar la solución a evaporar, de su temperatura inicial a la de ebullición. Este efecto puede ser modificado apreciablemente al reducir la temperatura de ebullición o mediante el intercambio de calor entre la solución y el producto residual (concentrado) o el condensado.

La mayor economía de vapor se logra reutilizando el disolvente vaporizado como medio de calentamiento para otro evaporador conectado en serie al primero, y que opera a temperaturas y presiones menores (principio del evaporador múltiple efecto).

- 2) Para proporcionar la energía termodinámica mínima para separar el disolvente líquido del material en solución.
- 3) Para vaporizar el disolvente.

Otro método de incrementar la utilización de energía es el empleo de vapor comprimido (evaporador de termocompresión) de manera que se condense a una temperatura lo suficientemente alta como para permitir su uso como medio de calentamiento en el mismo evaporador.

#### APLICACIONES Y TIPOS DE EVAPORADORES

Los evaporadores son intercambiadores de calor construidos especialmente para concentrar una solución mediante la evaporación de su disolvente.

En este equipo de proceso un fluido llamado medio de calentamiento cede calor latente o sensible a la solución que va a ser concentrada para llevar a cabo su vaporización.

Las condiciones de operación de los evaporadores son tan diversas que existen numerosos tipos de evaporadores dependiendo

de las condiciones operacionales de cada uno de ellos.

El término "sistema de evaporación" es utilizado para significar ya sea un evaporador o cualquier número de evaporadores que estén conectados de una manera determinada. A menos que se especifique lo contrario, se supone que los evaporadores están conectados en serie con alimentación en paralelo y hacia adelante.

Básicamente existen dos tipos generales de evaporadores. Unos son los "Evaporadores para Plantas de Fuerza" cuyo objetivo principal es la producción de agua libre de sólidos para alimentar a calderas u otro tipo de equipos generadores de potencia e incluso para producir agua para el consumo humano a partir de agua de mar. Otros son los "Evaporadores Químicos" cuya finalidad es concentrar una solución vaporizando su disolvente.

Los evaporadores también se clasifican según el tipo de medio de calentamiento que utilizan en:

- a) Los que utilizan superficies tubulares de calentamiento para separar el fluido que cede calor del que se va a evaporar.
- b) Los que el medio de calentamiento es a través de serpentines, camisas, paredes dobles, placas planas, etc.
- c) Los que el medio de calentamiento está en contacto directo con el líquido en evaporación.
- d) Los que el medio de calentamiento es mediante la radiación solar.

De los anteriores, la gran mayoría de los evaporadores empleados en la industria, son los que utilizan medios de calentamiento en formas tubulares, como tubos horizontales, verticales y con formas especiales como serpentines, tubos en "U",

etc.

De acuerdo al tipo de circulación en el evaporador, se clasifican en:

- a) De circulación Natural.  
En los que el líquido fluye por diferencia de presiones y densidades.
- b) De circulación Forzada.  
En los que el líquido fluya por efectos mecánicos (bombas).

#### EVAPORADORES DE CIRCULACION FORZADA

En este tipo de evaporadores se logran coeficientes más altos de transferencia, cuando se permite que el líquido ebulle en los tubos y la velocidad se mantiene lo suficientemente alta.

Este no es muy recomendable cuando se están manejando soluciones salinas, puesto que la ebullición en los tubos hace que aumenten las probabilidades de que se generen deposiciones de sales en las paredes y se formen cristales finos.

#### Ventajas:

Se logran coeficientes altos de transferencia de calor, circulación positiva, libertad relativa de ensuciamientos y formaciones de sales o escamas en los modelos en los que la ebullición no se lleva a cabo en los tubos por lo que las labores de limpieza o de reentubamiento de los tubos se realizan con cierta facilidad, fácil control de las condiciones de operación y estabilidad de operación y capacidad durante largos periodos de tiempo.

#### Desventajas:

Su costo es muy elevado, es necesario una bomba de



circulación que requiere de energía suficiente y los tiempos de retención son relativamente altos.

**Mejores aplicaciones:**

Cuando se trabajan productos cristalinos, y cuando se utilizan soluciones corrosivas o viscosas (para los modelos en los que la ebullición no se lleva a cabo en los tubos).

**Dificultades:**

Atascamiento en las entradas de tubos por deposiciones de sales, mala circulación (cuando las cargas son más altas que las esperadas), formación de sales debido a la ebullición en los tubos y alta probabilidad de corrosión o erosión.

Un ejemplo de este tipo de evaporador se presenta en las fig. 1.3.1.

#### EVAPORADORES VERTICALES DE TUBO CORTO

La circulación en este tipo de evaporadores depende totalmente de la ebullición y cuando esta no se lleva a cabo, los sólidos presentes se depositan. En consecuencia este tipo de evaporadores es raro que se utilicen para cristalización.

Al instalar una hélice de agitación, se elimina esta objeción (este tipo de evaporadores se denomina de calandria propulsora). Inclusive estos tipos se usan para producir sal cuando en su diseño se incluye un brazo de elutriación.

**Ventajas:**

Coefficientes de transferencia altos con diferencias altas de temperatura, eliminación de escamas mecánica y sencilla, espacio superior de evaporación bajo y relativamente poco costosos.

**Desventajas:**

Mala transferencia de calor con diferencias bajas de

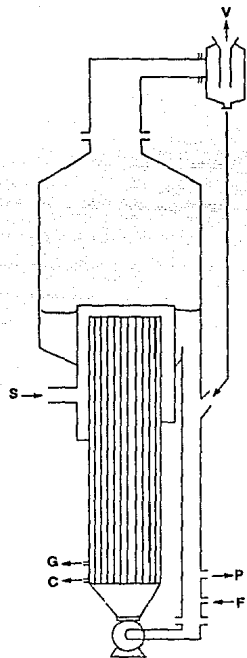


Fig. 1.3.1. Evaporador de Circulación Forzada

- C.- Condensado
- F.- Alimentación
- G.- Ventila
- P.- Producto
- S.- Vapor
- V.- Vapor

temperaturas y a temperaturas bajas, espacio elevado de terreno y peso alto, retención relativamente alta, mala transferencia de calor en líquidos viscosos.

Mejores aplicaciones:

Con líquidos limpios, productos cristalinos si se usa hélice de agitación, líquidos relativamente no corrosivos (cuerpo grande y costoso si no se fabrican de hierro), soluciones con formación ligera de escamas y que requieren de limpieza mecánica.

Un ejemplo de este tipo de evaporador se presenta en las fig. 1.3.2.

#### EVAPORADORES VERTICALES DE TUBO LARGO

En estos equipos se logra una mayor evaporación total, porque es normalmente el más barato por unidad de capacidad.

Cuando se alimenta líquido a la parte superior de los tubos y fluye hacia abajo por las paredes, en forma de una membrana el evaporador se denomina de "tubo largo membrana descendente", aún cuando algunos evaporadores de este tipo se han dispuesto de modo que el vapor se eleve a través del tubo a contracorriente con el líquido.

En el evaporador de "tubo largo membrana ascendente", el material de alimentación entra al fondo del tubo, comienza a hervir y conforme asciende la mezcla de líquido y vapor sale por la parte superior con alta velocidad chocando contra un deflector situado por arriba de la lámina tubular (este funciona como separador primario y como divisor de espuma).

Ventajas:

Bajo costo, superficie grande de calentamiento, baja

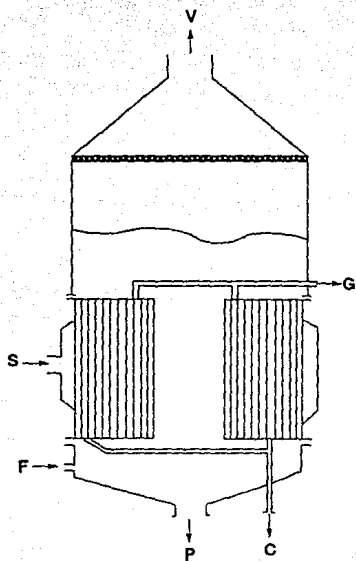


Fig. 1.3.2 Evaporador Vertical de Tubos Cortos

- C.- Condensado
- F.- Alimentación
- G.- Ventila
- P.- Producto
- S.- Vapor
- V.- Vapor

retención de líquido, necesidad de poco espacio de terreno, y buenos coeficientes de transferencia con razonables diferencias de temperaturas para los de membrana ascendente y en todas las diferencias de temperaturas para los de membrana descendente.

**Desventajas:**

Espacio superior elevado dentro del evaporador, en general no son adecuados para líquidos que formen deposiciones de sales y escamas en grandes cantidades, bajos coeficientes de transferencia con diferencias bajas de temperaturas para los de membrana ascendente y se requiere recirculación para los de membrana descendente.

**Mejores aplicaciones:**

Con líquidos limpios, espumosos, corrosivos, con grandes cargas de evaporación, diferencias elevadas de temperaturas (caso de membrana ascendente) y diferencias bajas de temperaturas (caso de membrana descendente), y buen funcionamiento a baja temperatura (caso de membrana descendente).

**Dificultades Frecuentes:**

Sensibilidad de las unidades de membrana ascendente a los cambios de condiciones operacionales y mala distribución del material de alimentación a las unidades de membrana descendente.

Un ejemplo de este tipo de evaporador se presenta en las fig. 1.3.3.

### EVAPORADORES DE TUBOS HORIZONTALES

La pérdida baja por efectos de arrastre es el objetivo primordial del funcionamiento de este tipo de evaporadores.

Normalmente funcionan con el vapor por dentro de los tubos

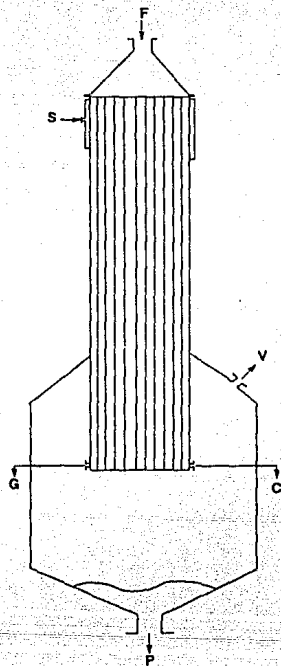


Fig. 1.3.3. Evaporador Vertical de Tubos Largos

- C .- Condensado
- F .- Alimentación
- G .- Ventila
- P .- Producto
- S .- Vapor
- V .- Vapor

y el líquido a evaporar por fuera de los mismos.

**Ventajas:**

Espacio superior muy bajo, área grande de desenganche de vapor-líquido, costos bajos debido al uso de tubos rectos y de pequeña capacidad, buenos coeficientes de transferencia de calor, desescamado semiautomático sencillo en el uso de tubos acodados.

**Desventajas:**

Cuando no se utilizan diseños especiales en su construcción, no se recomiendan en el uso de líquidos que dejan deposiciones de sales, inapropiados para los líquidos que forma escamas (tipo de tubos rectos) y costo elevado (tipos de tubos acodados).

**Mejores aplicaciones:**

Cuando el espacio superior es limitado, cuando se utilicen pequeñas capacidades, cuando se utilicen líquidos que no formen deposiciones de sales ni escamas en el caso de tubos rectos, y líquidos que formen dichas deposiciones en los de tubos acodados.

Un ejemplo de este tipo de evaporador se presenta en la fig. 1.3.4.

En otros tipos de evaporadores se pueden emplear tubos de serpentín como superficie de calentamiento cuando se emplean capacidades pequeñas o cuando se forma deposiciones de escamas, ya que estas se pueden retirar fácilmente de manera manual.

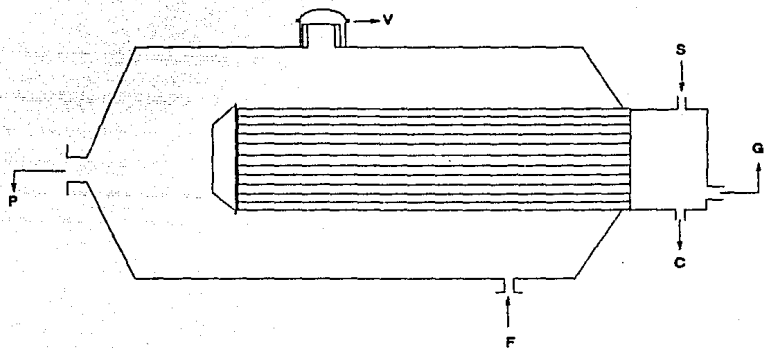


Fig. 1.3.4. Evaporador de Tubos Horizontales

- C .- Condensado
- F .- Alimentación
- G .- Ventila
- P .- Producto
- S .- Vapor
- V .- Vapor



#### 1.4 EVAPORADORES DE EFECTO SIMPLE.

Se denominan de efecto simple ya que la vaporización del disolvente se realiza en una sola etapa, es decir, este sistema de evaporación consta de solo una unidad cuyo tipo puede ser cualquiera de los mencionados en la sección anterior de este capítulo.

Este tipo de evaporadores no son utilizados comúnmente en la industria, ya que las condiciones operacionales en los que se emplea, son tan específicas que se podrían resumir básicamente en las siguientes:

- 1) La capacidad requerida del evaporador es pequeña.
- 2) Se utilizan cuando el vapor (utilizado como medio de calentamiento) sea relativamente barato.
- 3) Se emplean cuando la sustancia a evaporar es tan corrosiva que haga que el tipo de material utilizado sea muy costoso.
- 4) Se emplea cuando el vapor contenga tan alto índice de contaminantes que resulte imposible reutilizarlo.

Aún así cuando son empleados, existen varias alternativas de funcionamiento de los mismos:

- a) Por lotes.

En los que los procedimientos de llenado, de vaciado y la evaporación en el tanque, se realizan en etapas delimitadas y consecutivas.

Estas características dentro de los evaporadores simple efecto, lo hacen aún menos frecuente, ya que el cuerpo principal del tanque evaporador debe ser lo suficientemente grande como para retener la carga

completa del material de alimentación y al mismo tiempo el elemento calentador se sitúa a un nivel lo suficientemente bajo como para no permanecer descubierto al reducirse el volumen al del producto.

b) Por semilotes.

Este resulta ser el método de funcionamiento más habitual de los evaporadores simple efecto. En él, el material de alimentación se agrega continuamente para mantener un nivel constante, hasta que toda la carga llegue a la densidad o concentración requerida.

c) Por lotes continuos.

Su característica principal, es que el material de alimentación se introduce al cuerpo principal del evaporador en forma continua y en por lo menos en algún momento del ciclo se evacúa la descarga en forma también continua.

d) Alimentación continua.

Funciona con una alimentación y una descarga esencialmente continuas y las concentraciones tanto del material de alimentación como del producto permanecen sustancialmente constantes.

#### CALCULO DE EVAPORADORES DE EFECTO SIMPLE

Los requisitos de calor de un evaporador continuo de efecto simple se pueden calcular por los métodos normales de estequiometría.

Si no se disponen de datos aproximados de calor específico y calor de solución, se pueden suponer las necesidades de calor como la suma del calor necesario para elevar el calor de la sustancia a la del producto y el calor que se necesita para llevar a cabo la evaporación del agua.

Para compensar los efectos del calor de solución del agua, el calor latente de ésta se considera a la presión del cabezal de vapor en lugar de la temperatura del producto.

Si se conocen datos de presión de vapor para la solución, a partir de la inclinación de la línea de Dühring se calcula el calor latente real y el punto de ebullición-elevación para soluciones fuertes. La regla de Dühring establece que el punto de ebullición para una solución dada es una función lineal del punto de ebullición del agua pura a la misma presión. Es decir que si se grafican la temperatura de ebullición de una solución contra la temperatura de ebullición del agua a la misma presión, se obtiene una línea recta y las pendientes de esas líneas rectas varían con la concentración de las soluciones.

Las necesidades de calor en un evaporador de efecto simple operado por lotes o en forma continua son casi siempre las mismas, ya que la entalpía del vapor del agua varía muy poco en relación con la temperatura (aunque la temperatura y la presión a veces sufran variaciones a través del ciclo), pudiendo afectar más estas necesidades las variaciones de las propiedades del fluido, como la viscosidad y la elevación del punto de ebullición, que solo se pueden calcular etapa por etapa.

Al escoger la temperatura de ebullición, es preciso tomar en consideración el efecto de la temperatura sobre las características de transferencia de calor del tipo de evaporador a usar. Algunos evaporadores muestran una caída considerable de coeficientes a bajas temperaturas más que suficiente para contrarrestar cualquier ganancia en la diferencia disponible de temperaturas. La temperatura de enfriamiento del agua del condensador y el costo, se deberán tomar cuidadosamente en consideración.

### 1.5 EVAPORADORES MULTIPLE EFECTO.

El empleo de este tipo de evaporadores es el método principalmente usado para incrementar el ahorro de energía en un sistema de evaporación.

Funciona normalmente de manera continua y las ocasiones en las que no es así, es debido al difícil manejo de sustancias cuyas características y propiedades son muy especiales, entonces es recomendable un proceso por lotes continuos.

En esta tipo de evaporadores el vapor empleado como medio de calentamiento en el primer efecto y que proviene de una fuente externa, se condensa y si la sustancia a evaporar entra también al primer efecto a su temperatura de ebullición, entonces se evaporará aproximadamente 1 libra de agua de la sustancia por cada libra de vapor alimentado. (Esta es la economía que normalmente ofrece un sistema de simple efecto).

Este primer efecto funciona a una temperatura lo suficientemente alta como para que el vapor de agua generado en el mismo, sirva como el vapor de calentamiento al segundo efecto, en donde se evapora aproximadamente otra libra de agua; el vapor generado en el segundo efecto se puede enviar a un condensador (si el sistema funciona con solo 2 efectos) o a un tercer evaporador y así sucesivamente.

Los evaporadores múltiple efecto más grandes en la industria son los que se utilizan con frecuencia en la industria de la madera y el papel.

La economía del vapor de un evaporador de efectos múltiples aumentará proporcionalmente al num. de efectos y por lo regular

será numéricamente un poco menor a éste.

La mayor economía de vapor que ofrece un evaporador de efectos múltiples, depende directamente del costo inicial del evaporador, ya que es muy importante considerar que el área de transferencia de calor aumentará proporcionalmente con el num. de efectos, (en el caso de un evaporador de 1 y 2 efectos, la mitad de la transferencia de calor estará a un nivel más alto de temperatura en donde los coeficientes de transferencia de calor serán generalmente más elevados aunque, a más bajas diferencias de temperaturas entre cada efecto del evaporador múltiple, estos coeficientes se reducen considerablemente en casi todos los tipos de evaporadores).

Estas diferencias pequeñas de temperaturas entre los efectos, se obtienen cuando la sustancia a evaporar se alimenta al primer efecto a una temperatura cercana a la de su punto de ebullición.

No importa cuantos efectos se utilicen, si los coeficientes globales de transferencia de calor son los mismos, la capacidad no será mayor en un múltiple efecto que en un simple efecto, siendo el área de este último igual a la de cualquier efecto de un evaporador múltiple.

En una operación múltiple efecto se presenta el mismo fenómeno de la elevación del punto de ebullición en cada uno de los efectos, y por lo tanto la caída efectiva de temperaturas es igual a la caída total de temperatura entre el vapor suministrado al primer efecto y el vapor que se produce en el último menos la suma de las elevaciones del punto de ebullición en todos los efectos.

Así pues entre más alto es el num. de efectos más elevaciones de temperatura de ebullición habrá que restar al gradiente total

de temperatura y su reducción ocasiona un decremento notable en la capacidad del sistema.

Por todo lo anterior podemos estar seguros que para evaluar la verdadera economía de vapor y las necesidades de área de transferencia con la variación de un num. "X" de efectos en un evaporador múltiple, es necesario realizar balances de materia y energía detallados junto con un análisis de los posibles cambios en las condiciones de operación, para el rendimiento adecuado en la transferencia de calor.

La práctica en el uso de evaporadores múltiples, nos dice que la distribución de las temperaturas a lo largo de todo el evaporador, es proporcional al num. de efectos del mismo, una vez que este alcanza su equilibrio. Ya que se ha visto que aquellos evaporadores en donde se depositan residuos en el tanque, los cuales disminuyen considerablemente la transferencia de calor que se realiza en el mismo, solo afectan la transferencia del evaporador precedente. Por lo que es fácilmente detectable el efecto en el que se acumula una considerable cantidad de residuos.

En los evaporadores múltiple efecto es determinante el tipo de alimentación del proceso.

Cuando el evaporador funciona con alimentación hacia atrás, la sustancia entra por el último efecto (el más frío), la descarga de este se convierte en la alimentación al antepenúltimo y así sucesivamente, hasta que la descarga tiene lugar en el primer efecto. Este método es empleado cuando al material de alimentación está frío y cuando es muy viscoso.

En el método de alimentación hacia adelante, la sustancia se introduce al primer efecto y pasa de efecto a efecto en paralelo al flujo de vapor y el producto se retira del último efecto.

Este tipo de alimentación se emplea cuando la sustancia de alimentación está caliente o cuando el producto concentrado sufriría daños o depositaría escamas a temperaturas altas y es más práctico cuando el líquido se puede transferir de un efecto a otro por simple diferencia de presiones.

Cuando la sustancia está fría, la alimentación hacia adelante proporciona una economía baja de vapor puesto que buena parte del calor proporcionado se emplea para calentar la sustancia hasta su punto de ebullición, efecto que puede contrarrestarse mediante el precalentamiento del material en etapas con vapor tomado de efectos intermedios del evaporador o empleando las corrientes condensadas de los mismos, constituyendo así un sistema de recuperación de calor con lo que se logra una elevación de la economía del vapor, recuperandose así todo el calor de las corrientes de evaporación que sea posible.

El medio principal de recuperación del calor puede ser el uso de precalentadores del material de alimentación. Un material de alimentación precalentado por el vapor del último efecto puede reducir también materialmente las necesidades de agua del condensador.

El método de alimentación mixta es empleado solo en casos muy especiales, como aquellos en los que se desea un líquido a una concentración intermedia y a cierta temperatura, para una elaboración adicional.

La alimentación en paralelo introduce la sustancia en bruto al sistema y se retira concentrada de cada efecto, este método resulta muy conveniente en los casos en los que el producto deseado es sólido y la sustancia a evaporar está sustancialmente saturada.

## CALCULO DE EVAPORADORES DE MULTIPLE EFECTO

Debido a la gran variedad de métodos de alimentación en este tipo de evaporadores y a la complicación adicional del ordenamiento del tren de precalentamiento de la alimentación y los sistemas de enfriamiento de condensados, la única forma segura de determinar el rendimiento del evaporador, es mediante balances detallados de materia y energía.

Se pueden llegar a utilizar resoluciones algebraicas a dichos balances, aunque cuando el num. de efectos es demasiado alto, estos se complican y entonces son más convenientes los métodos de aproximación y tanteo.

La finalidad primordial del diseño de este tipo de evaporadores, es lograr la producción necesaria de producto deseado al costo total más bajo.

Esto implica cálculos de balances económicos que manejan gran cantidad de variables entre las cuales se encuentran las siguientes:

- 1) Presión inicial de vapor en función del costo o la disponibilidad.
- 2) Vacío final en función de la temperatura del agua, el costo del agua, el desempeño de la transferencia de calor y la calidad del producto.
- 3) Num. de efectos en función del vapor, el agua y el costo de la energía de las bombas.
- 4) Distribución de la superficie de calentamiento entre los efectos en función de los costos del evaporador.
- 5) Tipo de evaporador en función del costo y la continuidad de la operación.



- 6) Materiales de construcción en función de la calidad del producto, la vida del tubo y la vida y costos del evaporador.
- 7) La erosión, corrosión y consumo de energía en función de la velocidad en el tubo.
- 8) Mano de obra operacional y de mantenimiento.
- 9) Empleo de sistemas de recuperación de calor.
- 10) Necesidades de separación de arrastres.
- 11) Retiro posible de vapor de un efecto intermedio para uso en otro punto del sistema.

Por lo común los sistemas de recuperación, no suelen incrementar la superficie total necesaria, pero exigen que la superficie de calentamiento se distribuya entre más unidades de equipo.

El diseño más común de evaporadores de múltiple efecto, es el que establece que el área de transferencia de calor sea igual para todos los efectos. (Esto es un algoritmo de solución a2 sistemas algebraicos de solución de los balances de materia y energía). Aunque no es estrictamente necesaria esta condición, pues se podría pensar por ejemplo en un evaporador de sal que utilice calandrias propulsoras para los primeros efectos y otros efectos de circulación forzada en el extremo de baja temperatura, donde su costo más alto por pie cuadrado se compensa ampliamente por los coeficientes más elevados de transferencia de calor.

Se han desarrollado diferentes métodos para establecer la distribución de la superficie de calentamiento en un evaporador múltiple efecto, con el fin de obtener un costo mínimo. Uno de ellos (Ref. 12), establece que si el costo del evaporador por pie cuadrado de superficie es constante, se logrará un costo mínimo y un área mínima si la relación del área a la diferencia de temperaturas  $A/DT$  es la misma para todos los efectos. Si varía el

costo por pie cuadrado (Z) como cuando se utilizan tipos distintos de materiales o evaporadores,  $Z_A/DT$  será igual para todos los efectos.

En cualquier operación en la que un material sufre un cambio de fase, se deben tomar disposiciones para la adición o el retiro de calor, para proveer el calor latente del cambio de fase más cualquier otro calentamiento o enfriamiento sensible que tenga lugar en el proceso.

El proceso que incluye cambio de fase implica la transferencia simultánea de masas con transferencia de calor.

## 1.6 EVAPORADORES DE AGUA DE MAR.

Por lo común en este tipo de evaporadores se justifican economías de vapor del orden de 10 libras de evaporación del agua por libras de vapor ( en un evaporador de aprox. 12 efectos), por lo que:

- 1) Las capacidades unitarias de producción son elevadas.
- 2) Las cargas fijas son bajas sobre el capital utilizado (prolongados períodos de amortización).
- 3) El rendimiento de transferencia de calor es semejante al del agua pura.
- 4) El agua de mar tratada adecuadamente provoca pocos deterioros, debido al ensuciamiento o la formación de escamas.

Este tratamiento consiste en la descomposición de los bicarbonatos mediante la acidulación del agua de mar, seguido por la desaireación, que elimina también el bióxido de carbono generado.

El agua de mar tratada se calienta a temperaturas sucesivamente más altas, mediante una porción del vapor de cada efecto o de los flujos de condensado de cada uno, y finalmente se alimenta a la superficie de evaporación del primer efecto. El vapor generado de esa forma y el líquido concentrado pasan al segundo efecto y así sucesivamente, hasta llegar al último.

El índice de alimentación se ajusta en relación con el índice de vapor, para que el líquido residual del último efecto pueda llevarse todas las sales en solución, en un volumen de aproximadamente la tercera parte del material de alimentación.

El esquema general de un sistema múltiple efecto para evaporación de agua de mar con recuperación de calor de las corrientes de concentrado es el que se presenta el fig. 1.6.1.

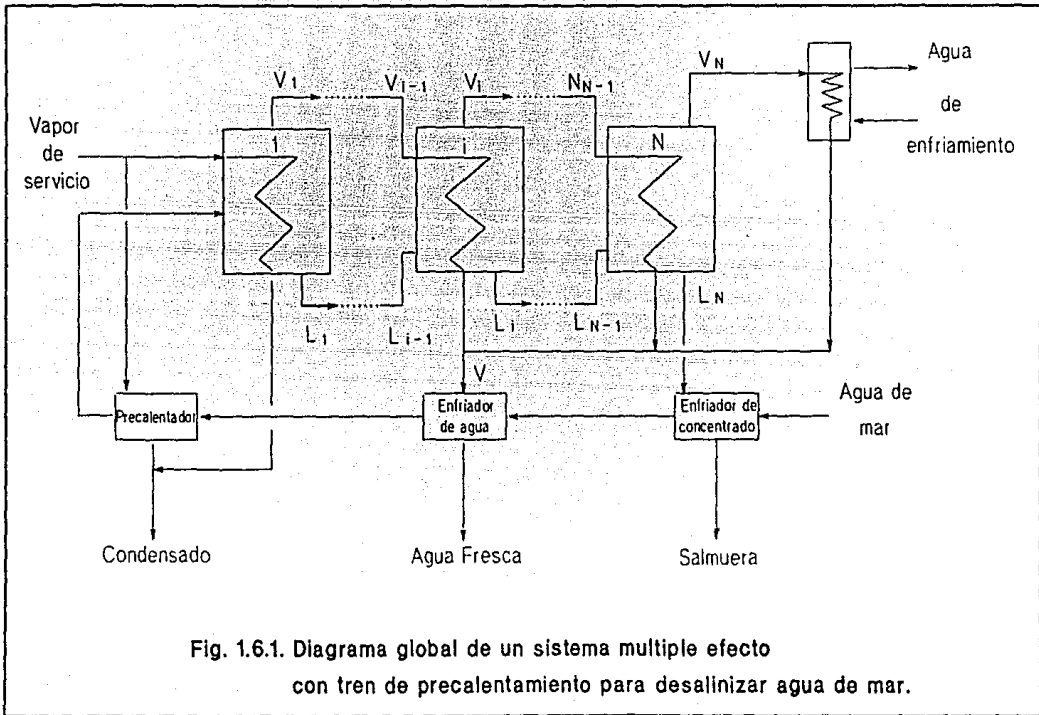


Fig. 1.6.1. Diagrama global de un sistema múltiple efecto con tren de precalentamiento para desalinizar agua de mar.

## CAPITULO 2

DESCRIPCION DEL SISTEMA  
DE EVAPORACION PARA  
DESALINIZACION

## 2.1 BASES GENERALES DE DISEÑO.

El presente estudio, pretende llevar a cabo la evaluación de un sistema desalinizador de agua de mar simple y múltiple efecto, por un método tradicional de evaluación de procesos y por el método de exergia.

Para esto es necesario considerar el mismo sistema desalinizador en ambos análisis, por lo que las bases generales de diseño para los dos tipos de desalinizador serán las mismas.

Se evaluará un sistema desalinizador de agua de mar que produzca 100,000 galones ( $378.5 \text{ m}^3$ ) de agua fresca por hora. Cantidad que en promedio consumiría una población de aproximadamente 25,000 habitantes.

La desalinización deberá efectuarse por medio de sistemas de evaporación del agua de mar, utilizando como medio de calentamiento vapor de servicio.

### ANALISIS DEL AGUA DE MAR UTILIZADA (Zona del Pacifico)

		como	ppm
CATIONES			
Calcio	Ca <sup>++</sup>	CaCO <sub>3</sub>	1,500
Magnesio	Mg <sup>++</sup>	CaCO <sub>3</sub>	6,800
Sodio	Na <sup>+</sup>	CaCO <sub>3</sub>	28,184
Potasio	K <sup>+</sup>	CaCO <sub>3</sub>	-
Hidrógeno	H <sup>+</sup>	CaCO <sub>3</sub>	-
Total Cationes			36,484

---

## ANIONES

Bicarbonatos	$\text{HCO}_3^-$	$\text{CaCO}_3$	92
Carbonatos	$\text{CO}_3^{2-}$	$\text{CaCO}_3$	40
Hidróxidos	$\text{OH}^-$	$\text{CaCO}_3$	-
Sulfatos	$\text{SO}_4^{2-}$	$\text{CaCO}_3$	3,000
Cloruros	$\text{Cl}^-$	$\text{CaCO}_3$	23,500
Nitratos	$\text{NO}_3^-$	$\text{CaCO}_3$	-
Nitritos	$\text{NO}_2^-$	$\text{CaCO}_3$	-

Total Aniones 36,484

---

Dureza total	$\text{CaCO}_3$	8,300
Alcalinidad Naranja de metilo	$\text{CaCO}_3$	132
Alcalinidad Fenolftaleina	$\text{CaCO}_3$	20
Hierro total	Fe	-
Sílice	$\text{SiO}_2$	-
Materia orgánica $\text{KMnO}$ consumido	$\text{O}_2$	-
Oxígeno libre	$\text{O}_2$	-
Dióxido de carbono libre	$\text{CO}_2$	ND
Total sólidos disueltos	$\text{CaCO}_3$	37,330
pH a 77 °F (25 °C)		8.2
Color		
Turbidez		
Conductividad específica a 77 °F (25 °C)	Micromhos	63,280
Dureza no carbonatada	$\text{CaCO}_3$	8,168



## Solubilidades del agua de mar a diferentes temperaturas

T (°F)	% en Peso
100	26.68
120	26.87
140	27.09
160	27.34
180	27.60
200	27.89
220	28.25

Densidad del agua de mar =  $64.00 \text{ Lb} / \text{Ft}^3 = 1.0253 \text{ g} / \text{cm}^3$   
 Densidad del agua fresca =  $62.43 \text{ Lb} / \text{Ft}^3 = 1.0000 \text{ g} / \text{cm}^3$

Considerando lo anterior, la cantidad de agua fresca que se desea obtener del sistema es:

$$834,689 \text{ Lb} / \text{Hr} = 378,615 \text{ Kg} / \text{Hr}$$

El agua de mar al entrar al sistema, contiene una concentración de sales de:

$$X_1 = 0.035 \text{ (en peso)}$$

concentración que deberá incrementarse y formar la corriente de salmuera que se evacúa del sistema hasta:

$$X_1 = 0.100 \text{ (en peso)}$$

Esta concentración alcanzada en el licor (flujo de salida del agua de mar o salmuera) genera un vapor lo suficientemente puro en sales, como para poder utilizarse al ser condensado, como agua de uso doméstico a la que llamaremos agua fresca.

Las condiciones de temperatura promedio y presión del agua de mar son de:

$$\begin{aligned} T &= 60 \text{ }^{\circ}\text{F} &= 15.56 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P &= 40 \text{ Psias} &= 275.86 \text{ KN / m}^2 \end{aligned}$$

Las condiciones del vapor de servicio auxiliar son de:

$$\begin{aligned} T &= 338 \text{ }^{\circ}\text{F} &= 170.00 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ P &= 115 \text{ Psias} &= 793.00 \text{ KN / m}^2 \end{aligned}$$

El rango de temperaturas que puede alcanzar el agua de enfriamiento disponible en el sistema como servicio auxiliar en el condensador es:

$$\begin{aligned} 60 & \text{ a } 75 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ 15.56 & \text{ a } 23.89 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Esta agua está disponible a la entrada a 60 Psias (414 KN/m<sup>2</sup>) y pierde 5 Psias (34.5 KN/m<sup>2</sup>) al pasar a través del condensador.

Es importante mencionar que en este tipo de procesos, en los que se deben conocer las características de las corrientes de agua de mar, normalmente se utilizan "tablas de vapor de agua" (Ref. 13), ya que se consideran despreciables los abatimientos del punto de ebullición y la variación en la presión, entalpia y entropia, debido a la baja concentración de sales que tiene el agua de mar utilizada en el proceso; mismas razones por las que la capacidad calorífica del agua de mar se considera igual a la del agua pura:

$$C_p = 1.0 \text{ Btu / Lb }^{\circ}\text{F}$$

La caída de presión que genera un fluido al ceder solo calor latente (cambio de fase), en un intercambiador, es tan pequeña ( 0.2 - 0.1 psi) que en este estudio se considerará despreciable, lo que no sucederá en el caso de un fluido que no cambie de fase y que se mencionará más adelante.

## 2.2 ALTERNATIVA DEL EFECTO SIMPLE.

El sistema propuesto para llevar a cabo la evaporación del agua de mar mediante un solo tanque evaporador es representado en la fig. 2.2.1.

Los equipos principales del sistema son:

- 1) Un tanque evaporador (T-1) que opera con vapor de servicio como medio de calentamiento.
- 2) Un condensador de vapor (E-1) que opera con agua de enfriamiento de servicio.
- 3) Un enfriador de agua fresca (C-1) en donde la corriente de agua de mar a alimentar y el agua fresca que sale del sistema, intercambian calor.
- 4) Un enfriador de salmuera o agua de mar concentrada (C-2) donde la salmuera y el agua de mar de alimentación intercambian calor.
- 5) Un precalentador de agua de mar (C-3) donde el agua de mar y una corriente de vapor de servicio intercambian calor.

### DESCRIPCION DEL PROCESO

El sistema propuesto para la desalinización por medio de un tanque evaporador (efecto simple) opera de la siguiente manera:

El tanque evaporador T-1 es el recipiente en donde se lleva a cabo la concentración del agua de mar, para poder generar al mismo tiempo un vapor más puro en concentración de sales y que posteriormente será el agua fresca que deseamos obtener del sistema.

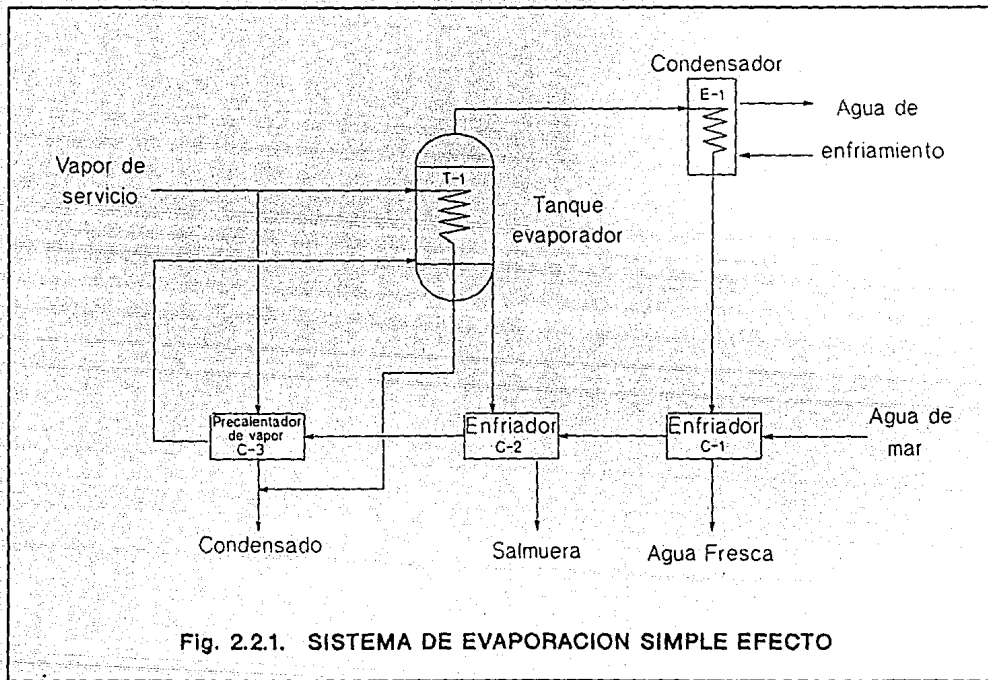


Fig. 2.2.1. SISTEMA DE EVAPORACION SIMPLE EFECTO

A este tanque llega tanto la corriente de agua de mar previamente calentada hasta condiciones de saturación, como la corriente de vapor de servicio, para poder realizar la evaporación al ceder calor al agua de mar.

Por su parte inferior se obtiene la salmuera concentrada y el vapor de servicio condensado que ya ha cedido calor.

La presión de operación del tanque es de 25 psias.

Por el domo del tanque se obtiene el vapor generado del agua de mar, el cual será condensado en E-1, que opera mediante un flujo a contracorriente de agua de enfriamiento, y que posteriormente al ser enfriado en C-1, calentará al mismo tiempo el agua de mar que va a la alimentación del tanque evaporador.

Así pues a la salida del enfriador C-1 el agua fresca abandonará el sistema a 85.5 °F (30 °C) y 14.7 psias (101 KN/m<sup>2</sup>) presión atmosférica.

En C-1 los flujos involucrados no alcanzan la saturación, ni se acercan a ella, por lo que generan una caída de presión de 5 psias (34.5 KN/m<sup>2</sup>) aproximadamente, la cual se considera una caída de presión aceptable para equipos en los que las características de los flujos involucrados son similares a las de este equipo.

En el enfriador C-2 se vuelve a calentar la corriente de agua de mar (sin llegar a la saturación) y se enfría al mismo tiempo la corriente de salmuera para que posteriormente abandone el sistema a 170 °F (77 °C) y 20 psias (138 KN/m<sup>2</sup>) de presión.

En este intercambiador de calor también los flujos involucrados no alcanzan la saturación, por lo que se genera una

caída de presión de 5 psias (34.5 KN/m<sup>2</sup>), equipo similar al enfriador C-1.

En el precalentador C-3, se calienta por tercera vez el agua de mar en su última fase de precalentamiento hasta alcanzar las condiciones de saturación y de operación del tanque T-1, 25 psias (172.4 KN/m<sup>2</sup>) y 240 °F (116 °C) utilizando vapor de servicio como medio de calentamiento. Este se toma de la corriente de vapor que alimenta el tanque evaporador.

El vapor de servicio condensado producto del intercambio en el precalentador C-3 sale del sistema en una misma corriente con el condensado de vapor que se obtiene del tanque evaporador.

Este sistema de Evaporación Simple Efecto, consta de tres etapas de precalentamiento del flujo de alimentación consistente en agua de mar, mediante intercambio con las corrientes de agua fresca y salmuera que se mandan fuera del sistema con el objeto de aprovechar la energía de las mismas que de esta forma puede ser recuperada.

## 2.3 ALTERNATIVA DEL MULTIPLE EFECTO.

El sistema propuesto para la solución del problema, a través de un evaporador múltiple efecto es el presentado en la fig. 2.3.1.

Para el análisis energético comparativo entre un evaporador Simple Efecto y uno Múltiple Efecto, que se realizará a través del presente trabajo, se ha determinado como base de diseño principal, que el num. de efectos que deberá manejar el Evaporador Múltiple Efecto sea 5.

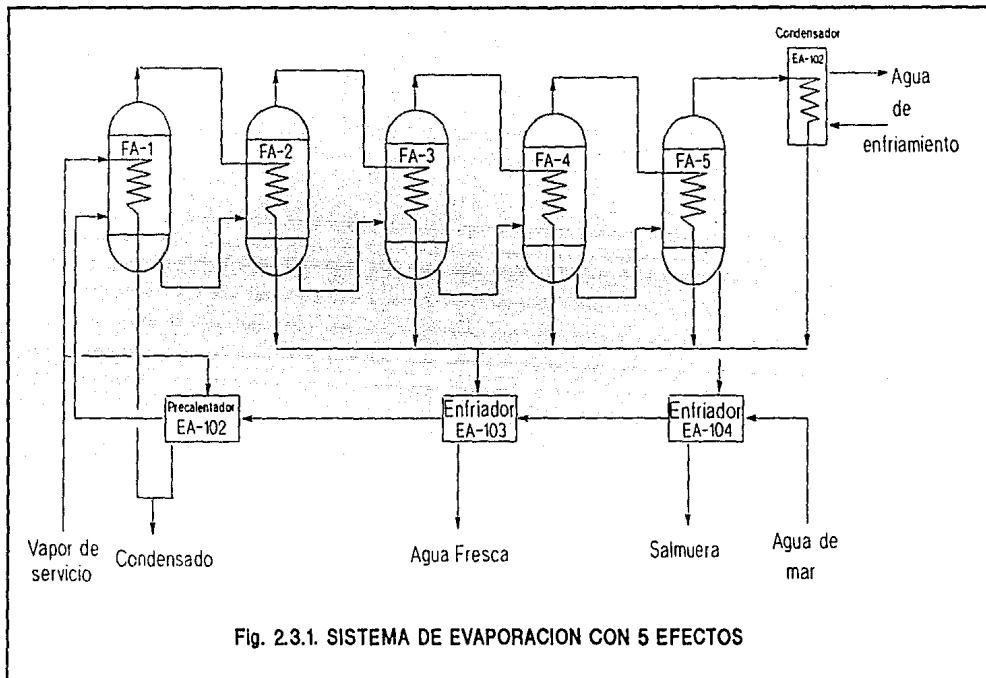
En realidad para los fines del análisis energético comparativo que se realizará, el num. de efectos de los que debe constar el Evaporador Múltiple Efecto pueden ser determinado a partir de 2 y hasta cualquier num. de efectos, ya que esto depende en realidad de un análisis técnico - económico del sistema, en el cual las variables principales a evaluar serían la carga térmica requerida, la inversión inicial, los gastos de operación y el ahorro de energía, y el cual no es considerado como objetivo principal de este estudio, y a través del cual obtendríamos el num. de efectos óptimo para un sistema de evaporación como este.

Los equipos principales del sistema son:

- 1) Cinco tanques evaporadores (FA-i) cuyas áreas de transferencia de calor no varían entre ellas en más de 50 Ft<sup>2</sup>.

En los últimos cuatro efectos el vapor generado en el efecto anterior será utilizado como medio de calentamiento para realizar la evaporación del mismo efecto a la vez que se condensa y se integra posteriormente a una red recolectora de las corrientes





del condensado de agua fresca.

- 2) Un enfriador de concentrado (EA-104) en el que a la vez que se enfría la corriente de salmuera que se obtiene del quinto efecto, se precalienta por primera vez la corriente a alimentar de agua de mar al primer efecto.
- 3) Un enfriador de agua fresca (EA-103), el cual al mismo tiempo que enfría agua fresca que proviene del tren recolector de los 4 últimos efectos, precalienta por segunda vez la corriente de agua de mar a alimentar.
- 4) Un precalentador de vapor (EA-102) que precalienta por tercera y última vez la corriente de agua de mar a alimentar. Este utiliza como medio de calentamiento vapor de servicio, cuyo condensado al salir del precalentador se recolecta con el condensado de vapor de servicio del primer efecto y sale del sistema.
- 5) Un condensador de vapor (EA - 101), ya que en el último efecto la corriente de vapor generado no va a ser alimentada a un sexto evaporador, se condensa en este equipo, que utiliza agua de enfriamiento de servicio para su funcionamiento.

A diferencia con el Sistema de Evaporación Efecto Simple, en este caso la temperatura a la que deberá ser evacuada del sistema la corriente de salmuera (agua de mar concentrada) será de 65 °F (18.33 °C), con el fin de facilitar el sistema de intercambio térmico del tren de precalentamiento.

Se asume que para asegurar una adecuada transferencia de calor en el enfriador de agua fresca (EA-103), el condensado se enfriará a una temperatura de 5 °F (2.8°C) sobre la temperatura a la cual se obtiene la alimentación fría del precalentador, es decir a 5 °F más que la temperatura a la que entra la corriente de agua de mar al enfriador, para ser precalentada por segunda vez.

Una primera suposición adecuada para la solución de los balances de materia y energía en los evaporadores, es que se considere una caída de presión y temperatura uniforme en cada efecto, es decir que para el cálculo de la variación de temperatura en cada efecto se utilizará la siguiente fórmula:

$$DT_i = DT_{global} / N \quad (2.1)$$

En donde N es el num. total de efectos del sistema.

La temperatura de operación del quinto efecto deberá de ser 125°F (51.6°C) y que será la condición principal en el punto de partida para el cálculo de los balances de materia y energía simultáneos a través de los efectos.

Por lo que el DT global supuesto inicial será de 338 °F (170 °C) en la alimentación del vapor al primer efecto (máxima temperatura alcanzable) a 125 °F (51.6 °C) en la salida del concentrado en el último efecto.

Así mismo el sistema de ecuaciones para dichos balances quedará determinado cuando las áreas de los evaporadores no varíen entre ellas en más de 50 Ft<sup>2</sup> (4.6 m<sup>2</sup>).

Para alcanzar la condición antes mencionada, se utilizará en base a dichas áreas y las variaciones en las temperaturas de los efectos, el siguiente algoritmo de solución al sistema:

$$DT_{i \text{ nueva}} = DT_{i \text{ anterior}} (A_{\text{anterior}} / A_{\text{promedio}}) \quad (2.2)$$

$$DT_{\#} = DT_{global} - \text{SUM}_{i=1} (DT_{i \text{ nueva}}) \quad (2.3)$$

donde:  $i$  = num. de efectos  
 $A$  = área

Cabe mencionar que el diseño termodinámico de estos sistemas y para facilitar los cálculos respectivos se despreciarán los efectos de la elevación en el punto de ebullición dentro de los evaporadores.

A continuación se presentan las fórmulas con las que habrán de obtenerse los coeficientes de transferencia de calor de los equipos involucrados en el sistema y las cuales fueron determinadas experimentalmente en el Instituto Mexicano del Petróleo Área de Diseño de Procesos, ya que como sabemos es la única forma de determinar los coeficientes de transferencia de una manera objetiva, dependiendo siempre de la temperatura alcanzada en los equipos.

**Coefficiente de Transferencia de Calor en Evaporadores:**

$$U = (3.75 * T) - 75 = \text{Btu/Hr Ft}^{2\circ\text{F}} \quad (2.4)$$

**Coefficiente de Transferencia de calor en Intercambiadores:**

$$U = 450 \text{ Btu/Hr Ft}^{2\circ\text{F}} \quad (2.5)$$

**Coefficiente de Transferencia de Calor en Precalentadores de Vapor:**

$$U = 650 \text{ Btu/Hr Ft}^{2\circ\text{F}} \quad (2.6)$$

## CAPITULO 3

SISTEMA DE DESALINIZACION  
EFECTO SIMPLE

### 3.1 PLANTEAMIENTO.

El sistema propuesto para el desalinizador efecto simple, es el presentado en la fig. 3.1.1. en donde se ha determinado un número de identificación para cada corriente y para cada uno de los equipos que lo constituyen.

El punto principal del sistema, es sin duda en donde se realiza la evaporación del agua de mar, previamente calentada. Por esto realizaremos un análisis más específico al tanque T-1, el cual será el punto de partida para los balances de materia y de energía posteriores de este capítulo.

El tanque T-1 queda representado por el diagrama simple de la fig. 3.1.2.

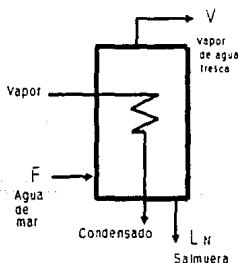
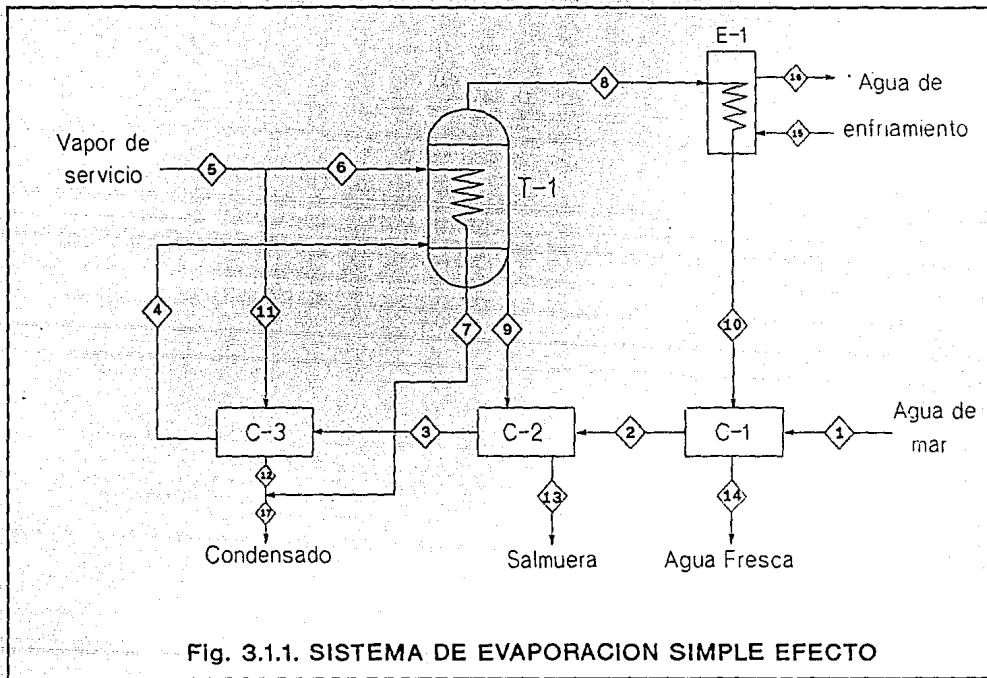


Fig. 3.12

Considerando como corrientes de interés principal, la del agua de mar y la del agua fresca, obtenida como vapor; iniciaremos el análisis de dichas corrientes.



Con un balance global de materia tenemos que:

$$F = V + L_n \quad (3.1)$$

donde, como se estableció anteriormente en las bases de diseño del sistema:

$$V = 834,689 \text{ Lb/Hr}$$

En base a la salmuera la ec. (3.1) se convierte en:

$$F X_f = L_n X_{Ln} \quad (3.2)$$

Según las bases de diseño, tenemos también que:

A la entrada, la corriente de agua de mar contiene una concentración de sales de

$$X_f = 0.035 \quad (3.5 \% \text{ en peso})$$

y que al abandonar el sistema, la concentración aumentará a:

$$X_{Ln} = 0.10 \quad (10 \% \text{ en peso})$$

Sustituyendo (3.1) en (3.2) :

$$\begin{aligned} (V + L_n) X_f &= L_n X_{Ln} \\ V X_f &= L_n (X_{Ln} - X_f) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Sustituyendo los valores de las variables conocidas en (3.3):

$$L_n = 449,448 \text{ Lb/Hr}$$

$$L_n = 52,525 \text{ Gal/Hr}$$

y sustituyendo en (3.1)



$$F = 1,284,137 \text{ Lb/Hr}$$

$$F = 150,072 \text{ Gal/Hr}$$

Por lo que se considera entonces para iniciar los balances posteriores, las siguientes condiciones, de acuerdo a las bases de diseño señaladas en el capítulo 2.

Para el agua de mar se requieren:

$$F = 1,284,137 \text{ Lb/Hr}$$

$$T = 60 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 40 \text{ psias}$$

$$X_f = 0.035 \text{ (en peso)}$$

Para la salmuera:

$$L_n = 449,448 \text{ Lb/Hr}$$

$$P = 25 \text{ psias}$$

$$X = 0.1 \text{ (en peso)}$$

Para el vapor utilizado como medio de calentamiento:

$$T = 338 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 115 \text{ psias}$$

### 3.2 BALANCE EN EL EVAPORADOR T-1.

#### Determinación de las corrientes

En la alimentación:

agua de mar	F	= 1,284,137 Lb/Hr
sal	F X <sub>f</sub>	= 44,945 Lb/Hr
agua	F (1-X <sub>f</sub> )	= 1,239,192 Lb/Hr

En la salida:

salmuera	L <sub>n</sub>	= 449,448 Lb/Hr
sal	L <sub>n</sub> X <sub>ln</sub>	= 44,945 Lb/hr
agua	L <sub>n</sub> (1-X <sub>ln</sub> )	= 404,503 Lb/Hr

Por lo que el agua que se obtiene como vapor por el domo del tanque es:

$$V = F(1-X_f) - L_n(1-X_{ln})$$

$$V = 834,689 \text{ Lb/Hr}$$

Cálculo de la cantidad de vapor requerido en el tanque para lograr la evaporación.

Condiciones del vapor:

$$T = 338 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P = 115 \text{ psias}$$

$$\text{HVAP} = 880.3 \text{ Btu/Lb vap} \quad (\text{Ref. 13})$$

$$* \text{HVAP} = h_v - h_l$$

Condiciones de vapor de agua fresca:

$$T = 240.1 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P = 25 \text{ psias} \quad (\text{Ref. 13})$$

$$\text{HVAP} = 952.1 \text{ Btu/Lb vap} \quad (\text{Ref. 13})$$

$$H_v = 1160.6 \text{ Btu/Lb vap} \quad (\text{Ref. 13})$$

Calor requerido para llevar a cabo la evaporación :

$$Q = m \text{ HVAP}$$

$$Q = 794,707,397 \text{ Btu/Hr}$$

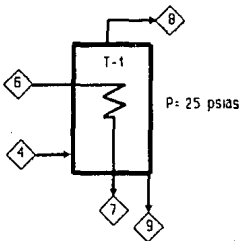
Vapor que cederá esc calor:

$$m = Q / \text{HVAP}$$

$$m = 902,564 \text{ Lb vap/Hr}$$

Resultados (Unidades en Sistema Internacional).

Las corrientes en el tanque evaporador han quedado establecidas de la siguiente forma:



Corriente No. 6  
 Vapor de servicio  
 $m = 409,496 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 170 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P = 793 \text{ KN/m}^2$

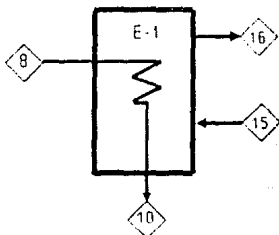
Corriente No.4  
 Agua de mar liq. sat.  
 $m = 582,485 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 116 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $P = 172 \text{ KN/m}^2$

Corriente No. 8  
Vapor de agua fresca  
m = 378,615 Kg/Hr  
T = 116 °C  
P = 172 KN/m<sup>2</sup>

Corriente No. 9  
Salmuera  
m = 203,870 Kg/Hr  
T = 116 °C  
P = 172 KN/m<sup>2</sup>

Corriente No.7  
Condensado  
m = 409,496 Kg/Hr  
T = 170 °C  
P = 793 KN/m<sup>2</sup>

### 3.3 BALANCE EN EL CONDENSADOR E-1.



Cantidad de calor involucrado en el sistema:

El vapor saturado de agua fresca en (8) pasa a líquido saturado en (10) por lo que la temperatura en (10) es de 240 °F y la presión de 25 psías.

$$Q = m \text{ HVAP}$$

$$Q = 794,707,397 \text{ Btu/Hr}$$

Cantidad de agua necesaria para el enfriamiento:

$$Q = m_{\text{agua}} C_p (T_{16} - T_{15})$$

$$DT = (75-60) ^\circ\text{F}$$

$$m_{\text{agua}} = Q / C_p (T_{16} - T_{15})$$

$$m_{\text{agua}} = 52,980,493 \text{ Lb/Hr}$$

Las condiciones del rango de operación del agua de enfriamiento se establecieron en las bases de diseño.

**Resultados (Unidades en Sistema Internacional)****Corriente No. 10**

Agua fresca

 $m = 378,615 \text{ Kg/Hr}$  $T = 116 \text{ }^\circ\text{C}$  $P = 172 \text{ KN/m}^2$ **Corriente No. 15**

Agua de enfriamiento

 $m = 24,031,952 \text{ Kg/Hr}$  $T = 16 \text{ }^\circ\text{C}$  $P = 414 \text{ KN/m}^2$ **Corriente No. 8**

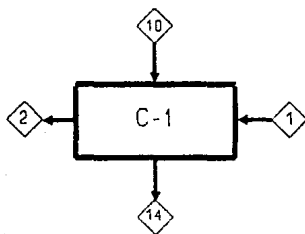
Vapor de agua fresca

 $m = 378,615 \text{ Kg/Hr}$  $T = 116 \text{ }^\circ\text{C}$  $P = 172 \text{ KN/m}^2$ **Corriente No. 16**

Agua de enfriamiento

 $m = 24,031,952 \text{ Kg/Hr}$  $T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$  $P = 379 \text{ KN/m}^2$

## 3.4 BALANCE EN EL ENFRIADOR DE AGUA FRESCA C-1.



Cantidad de calor involucrado en el sistema:

En la entrada (10) (liq. saturado)

$$\begin{aligned} m_{\text{agua}} &= 834,689 \text{ Lb/Hr} \\ T &= 240 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ P &= 25 \text{ psias} \\ H &= 208.5 \text{ Btu/Lb} \end{aligned}$$

En la salida (14) (liq. subenfriado agua fresca)

$$\begin{aligned} m_{\text{agua}} &= 834,689 \text{ Lb/Hr} \\ T &= 85.5 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ P &= 15 \text{ psias} \\ H &= 53.6 \text{ Btu/Lb} \\ Q &= m (H_{14} - H_{10}) \\ Q &= -129,293,326 \text{ Btu/Hr} \end{aligned}$$

La temperatura de salida del agua quedó establecida en las bases de diseño, así como la pérdida de presión pues el agua de líquido saturado pasa a líquido subenfriado y será desalojada a presión atmosférica.

Determinación de la temperatura de salida del agua de mar que intercambia calor.

Según bases de diseño a la entrada (1)

$$\begin{aligned} T &= 60 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ P &= 40 \text{ psias} \\ m_{\text{agua mar}} &= 1,284,137 \text{ Lb/Hr} \\ Q &= m \text{ Cp } (T_2 - T_1) \\ T_2 &= ( Q / m \text{ Cp } ) + T_1 \\ T_2 &= 160.6 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

y como es un líquido subenfriado que genera calor sin llegar a la saturación pierde 5 psias de presión, establecidas en las bases de diseño del capítulo 2.

Resultados (Unidades en Sistema Internacional)

Corriente No. 10  
 Agua fresca  
 $m = 378,615 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 116 \text{ }^{\circ}\text{C}$   
 $P = 172 \text{ KN/m}^2$

Corriente No. 14  
 Agua fresca  
 $m = 378,615 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$   
 $P = 103 \text{ KN/m}^2$

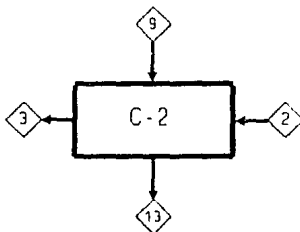
Corriente No. 1  
 Agua de mar  
 $m = 582,485 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$   
 $P = 276 \text{ KN/m}^2$

Corriente No. 2  
 Agua de mar  
 $m = 582,485 \text{ Kg/Hr}$   
 $T = 71 \text{ }^{\circ}\text{C}$   
 $P = 241 \text{ KN/m}^2$

ESTA TESIS NO DEBE  
 SALIR DE LA BIBLIOTECA



## 3.5 BALANCE EN EL ENFRIADOR DE SALMUERA C-2.



Cantidad de calor involucrado en el sistema.

En la entrada (9) (liq. saturado salmuera)

$m_{\text{salmuera}}$	= 449,448 Lb/Hr
T	= 240.1 °F
P	= 25 psias
H	= 208.5 Btu/Lb

En la salida (13) (liq. subenf. salmuera)

$m_{\text{salmuera}}$	= 449,448 Lb/Hr
T	= 170 °F
P	= 20 psias
H	= 138 Btu/Lb

La salmuera al ser subenfriada genera una DP establecida en las bases de diseño (5 psias) al igual que la temperatura a la que deberá abandonar el sistema.

$$Q = m (H_{13} - H_9)$$

$$Q = -31,686,084 \text{ Btu/Hr}$$

Determinación de la temperatura de salida del agua de mar

En la entrada (2) (liq. subenf. agua de mar)

$$m_{\text{agua de mar}} = 1,284,137 \text{ Lb/Hr}$$

$$T = 160.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 35 \text{ psias}$$

$$Q = m C_p (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = ( Q / m C_p ) + T_2$$

$$T_3 = 185.2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

En la salida (3) (liq. subenf. agua de mar)

$$m_{\text{agua de mar}} = 1,284,137 \text{ Lb/Hr}$$

$$T = 185.2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P = 30 \text{ psias}$$

$$H = 153.3 \text{ Btu/Lb}$$

Como el agua de mar sigue subenfriada se genera la misma DP establecida.

Resultados (Unidades en Sistema Internacional)

Corriente No. 9

Salmuera

$$m = 203,870 \text{ Kg/Hr}$$

$$T = 116 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 172 \text{ KN/m}^2$$

Corriente No. 13

Salmuera

$$m = 203,870 \text{ Kg/Hr}$$

$$T = 77 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 138 \text{ KN/m}^2$$

Corriente No. 3

Agua de mar

$$m = 582,485 \text{ Kg/Hr}$$

$$T = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 207 \text{ KN/m}^2$$

Corriente No. 2

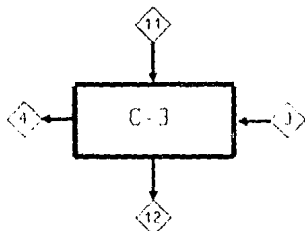
Agua de mar

$$m = 582,485 \text{ Kg/Hr}$$

$$T = 71 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 241 \text{ KN/m}^2$$

## 3.6 BALANCE EN EL PRECALENTADOS DE AGUA DE MAR C-3.



Cantidad de calor involucrado en el sistema

En la entrada (3) (liq. subenf. agua de mar)

$m_{\text{agua de mar}}$	= 1,284,137 Lb/Hr
T	= 185.2 °F
P	= 30 psias
H	= 153.3 Btu/Lb

En la salida (4) (liq. saturado agua de mar)

$m_{\text{agua de mar}}$	= 1,284,137 Lb/Hr
T	= 240.1 °F
P	= 25 psias
H	= 208.5 Btu/Lb

En este caso se lleva el agua de mar a las condiciones de saturación según ha quedado establecido en las bases de diseño. Que es como debe ser alimentada al tanque evaporador.

$$Q = m (H_4 - H_3)$$

$$Q = 70,884,362 \text{ Btu/Hr}$$

Vapor requerido para la transferencia de calor

En la entrada (11) (vapor sobrecalentado)

$$\begin{aligned}
 T &= 338 \text{ }^{\circ}\text{F} \\
 P &= 115 \text{ psias} \\
 \text{HVAP} &= 880.3 \text{ Btu/Lb} \\
 Q &= m \text{ HVAP} \\
 m_{\text{vapor}} &= Q / \text{HVAP} \\
 m_{\text{vapor}} &= 80,523 \text{ Lb/Hr}
 \end{aligned}$$

En la salida (12) (liq. saturado)

$$\begin{aligned}
 m_{\text{liquido sat}} &= 80,523 \text{ Lb/Hr} \\
 T &= 338 \text{ }^{\circ}\text{F} \\
 P &= 115 \text{ psias}
 \end{aligned}$$

El vapor pasa solo de vapor saturado a liquido saturado  
Condiciones de la corriente (5)

$$\begin{aligned}
 T &= 338 \text{ }^{\circ}\text{F} \\
 P &= 115 \text{ psias} \\
 \text{HVAP} &= 880.3 \text{ Btu/Lb} \\
 m_5 &= m_6 + m_{11} \\
 m_5 &= 983,292 \text{ Lb/Hr}
 \end{aligned}$$

Condiciones de la corriente (17)

$$\begin{aligned}
 T &= 338 \text{ }^{\circ}\text{F} \\
 P &= 115 \text{ psias} \\
 m_{17} &= m_{12} + m_7 \\
 m_{17} &= 983,292 \text{ Lb/Hr} \\
 m_{17} &= m_5
 \end{aligned}$$

**Resultados (Unidades en Sistema Internacional)****Corriente No. 11****Vapor****m = 36,525 Kg/Hr****T = 170 °C****P = 793 KN/m<sup>2</sup>****Corriente No. 12****Vapor condensado****m = 36,525 Kg/Hr****T = 170 °C****P = 793 KN/m<sup>2</sup>****Corriente No.3****Agua de mar****m = 582,485 Kg/Hr****T = 85 °C****P = 207 KN/m<sup>2</sup>****Corriente No. 4****Agua de mar****m = 582,485 Kg/Hr****T = 116 °C****P = 172 KN/m<sup>2</sup>****Corriente No. 17****Vapor condensado****m = 446,021 Kg/Hr****T = 170 °C****P = 793 KN/m<sup>2</sup>**

### 3.7 DIAGRAMAS Y TABLAS DE RESULTADOS.

**Tabla 3.7.1. Resultados Evaporador Simple Efecto Unidades Inglesas**

No. de Corriente	Fluido	Flujo Lb/Hr	T oF	P Psias	h Btu/Lb	s Btu/Lb oF
1	L. subenf	1,284,137	60	40	28.2	0.0555
2	L. subenf	1,284,137	161	35	128.6	0.2323
3	L. subenf	1,284,137	185	30	153.3	0.2712
4	L. saturado	1,284,137	240	25	208.5	0.3535
5	V. saturado	983,292	338	115	1,189.6	1.5914
6	V. saturado	902,769	338	115	1,189.6	1.5914
7	L. saturado	902,769	338	115	309.3	0.4878
8	V. saturado	834,689	240	25	1,160.6	1.7141
9	L. saturado	449,448	240	25	208.5	0.3535
10	L. saturado	834,689	240	25	208.5	0.3535
11	V. saturado	80,523	338	115	1,189.6	1.5914
12	L. saturado	80,523	338	115	309.3	0.4878
13	L. subenf	449,448	170	20	138.0	0.2473
14	L. subenf	834,689	86	15	53.6	0.1033
15	L. subenf	52,980,493	60	60	28.2	0.0555
16	L. subenf	52,980,493	75	55	43.2	0.0839
17	L. saturado	983,292	338	115	309.3	0.4878

**Tabla 3.7.2. Resultados Evaporador Simple Efecto Unidades Sistema Internacional**

No. de Corriente	Fluido	Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m2	h KJ/K	s KJ/K oC
1	L. subenf	582,485	16	276	65.9	0.2335
2	L. subenf	582,485	71	241	300.5	0.9771
3	L. subenf	582,485	85	207	358.2	1.1408
4	L. saturado	582,485	116	172	487.2	1.4869
5	V. saturado	446,021	170	793	2,779.9	6.6940
6	V. saturado	409,496	170	793	2,779.9	6.6940
7	L. saturado	409,496	170	793	722.8	2.0519
8	V. saturado	378,615	116	172	2,712.2	7.2101
9	L. saturado	203,870	116	172	487.2	1.4869
10	L. saturado	378,615	116	172	487.2	1.4869
11	V. saturado	36,525	170	793	2,779.9	6.6940
12	L. saturado	36,525	170	793	722.8	2.0519
13	L. subenf	203,870	77	138	322.5	1.0402
14	L. subenf	378,615	30	103	125.3	0.4345
15	L. subenf	24,031,952	16	414	65.9	0.2335
16	L. subenf	24,031,952	24	379	101.0	0.3527
17	L. saturado	446,021	170	793	722.8	2.0519



## Balance Termodinámico en el Efecto Simple

		Masa	Energía
T-1	entra	2,186,906	1,341,676,329
	sale	2,186,906	1,341,676,351
	dif.	0	-22
	%	0.00%	0.00%
E-1	entra	53,815,182	2,462,789,960
	sale	53,815,182	2,462,789,960
	dif.	0	0
	%	0.00%	0.00%
C-1	entra	2,118,826	210,245,320
	sale	2,118,826	209,879,349
	dif.	0	365,971
	%	0.00%	0.17%
C-2	entra	1,733,585	258,849,926
	sale	1,733,585	258,882,026
	dif.	0	-32,100
	%	0.00%	-0.01%
C-3	entra	1,364,660	292,648,363
	sale	1,364,660	292,648,328
	dif.	0	35
	%	0.00%	0.00%

## CAPITULO 4

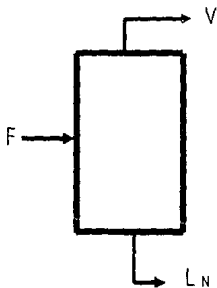
SISTEMA DE DESALINIZACION  
MULTIPLE EFECTO

#### 4.1 PLANTEAMIENTO.

A continuación se determinaron las ecuaciones globales e individuales de los balances de materia y energía, así como las de transferencia de calor en cada efecto y en los cambiadores de calor, a fin de que posteriormente sean introducidas a un programa en BASIC para facilitar la solución del sistema.

Para proceder a plantear de manera más sencilla las ecuaciones involucradas, se propone el diagrama de proceso de la fig. 4.1.1. basado en el num. de efectos que en las bases de diseño se determinaron.

Balance global de un evaporador:



$$F = V + L_n \quad (4.1)$$

En base al soluto (salmuera):

$$F X_f = L_n X_{L_n} \quad (4.2)$$

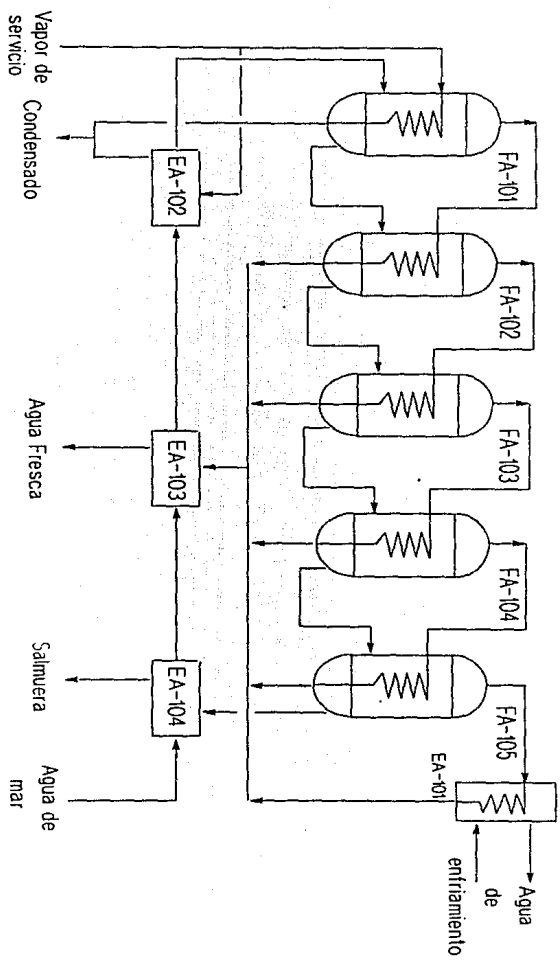


Fig. 4.1.1. SISTEMA DE EVAPORACION CON 5 EFECTOS

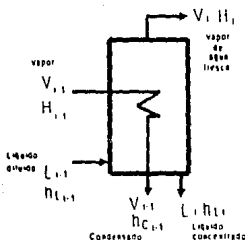
De las bases de diseño tenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned} V &= 834,689 \text{ Lb/Hr} \\ X_f &= 0.035 \text{ (en peso)} \\ X_{L_n} &= 0.100 \text{ (en peso)} \end{aligned}$$

y del capítulo 3, ya que el volumen requerido de agua fresca y las concentraciones son las mismas tenemos que:

$$\begin{aligned} F &= 1,284,137 \text{ Lb/Hr} \\ L_n &= 449,448 \text{ Lb/Hr} \end{aligned}$$

Balance para cada efecto en base al soluto (salmuera).



$L_{i-1}$	entrada salmuera
$X_{L_{i-1}}$	concentrado de salmuera en la entrada
$L_i$	salida de salmuera
$X_{L_i}$	concentrado de salmuera en la salida

Balance de masa por cada efecto:

$$L_{i-1} X_{L_{i-1}} = L_i X_{L_i} \quad (4.3)$$

Balance de energía por cada efecto:

$$m_{\text{entrada}} H_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}} H_{\text{salida}}$$

$$L_{i-1} h_{L_{i-1}} + V_{i-1} H_{i-1} = V_i H_i + L_i h_{L_i} + V_{i+1} h_{V_{i+1}} \quad (4.4)$$

Se asumen las siguientes fórmulas, en donde  $T_0$  es la temperatura de referencia (32 °F)

$$\begin{aligned} h_{L_i} &= C_p (T_i - T_0) && \text{liquido saturado (agua de mar)} \\ hc_{i-1} &= C_p (T_{i-1} - T_0) && \text{liquido saturado} \\ H_i &= HVAP_i + C_p (T_i - T_0) && \text{vapor saturado} \\ h_{L_{i-1}} &= C_p (T_{i-1} - T_0) && \text{liquido saturado (agua de mar)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_i &= L_{i-1} - L_i \\ V_{i-1} &= L_{i-2} - L_{i-1} \\ H_{i-1} &= HVAP_{i-1} + C_p (T_{i-1} - 32) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Sustituyendo las fórmulas anteriores en la ec. (4.4):

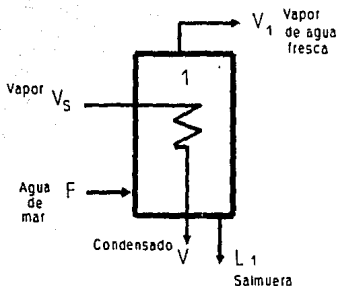
$$L_{i-1} C_p (T_{i-1} - 32) + (L_{i-2} - L_{i-1}) (HVAP_{i-1} + C_p (T_{i-1} - 32)) = (L_{i-1} - L_i) (HVAP_i + C_p (T_i - 32)) + L_i C_p (T_i - 32) + (L_{i-2} - L_{i-1}) C_p (T_{i-1} - 32)$$

Reduciendo la ec. anterior y considerando que  $C_{\text{mar}} = C_{\text{agua}}$  :

$$L_{i-1} (C_p (T_{i-1} - T_i) - HVAP_{i-1} - HVAP_i) + L_{i-2} HVAP_{i-1} + L_i HVAP_i = 0 \quad (4.6)$$

La ec. (4.6) es válida para cualquier efecto del sistema excepto para el primero, pues en él, el vapor alimentado para llevar a cabo la evaporación es recolectado (una vez que se condensa) con el vapor condensado del precalentador de agua de mar y se elimina del sistema como condensado de vapor de servicio.

Por lo anterior, la ec. para el primer efecto se deduce de manera independiente:



Balance general de materia y energía:

$$V_s HVAP_s + FC_p(T_f - 32) = (F - L_1)(C_p(T_1 - 32) + HVAP_1) + (L_1 C_p(T_1 - 32)) \quad (4.7)$$

Reduciendo la ec. anterior:

$$V_s HVAP_s = F(C_p(T_1 - T_f) + HVAP_1) - L_1 HVAP_1 \quad (4.8)$$

y si la alimentación se precalienta a la temperatura de entrada del vapor al primer efecto, es decir  $T_f = T_1$ , la ec. (4.8) se reduce a:

$$V_s HVAP_s = HVAP_1 (F - L_1) \quad (4.9)$$

Las ecs. (4.6) y (4.9) se pueden ordenar de manera sistemática y si al mismo tiempo consideramos los 5 efectos establecidos, podemos ordenar el sistema de ecuaciones de la siguiente forma (tomando en cuenta que  $L_1$  es nuestra variable principal):

Efecto

1	HVAP <sub>1</sub> L <sub>1</sub>	= HVAP <sub>1</sub> F - HVAP <sub>5</sub> V <sub>5</sub>
2	(-HVAP <sub>1</sub> -HVAP <sub>2</sub> -C <sub>p</sub> (T <sub>1</sub> -T <sub>2</sub> )L <sub>1</sub> +HVAP <sub>2</sub> L <sub>2</sub>	= -HVAP <sub>1</sub> F
3	HVAP <sub>2</sub> L <sub>1</sub> + (-HVAP <sub>2</sub> -HVAP <sub>3</sub> -C <sub>p</sub> (T <sub>2</sub> -T <sub>3</sub> )L <sub>2</sub> +HVAP <sub>3</sub> L <sub>3</sub>	= 0
4	HVAP <sub>3</sub> L <sub>2</sub> + (-HVAP <sub>3</sub> -HVAP <sub>4</sub> -C <sub>p</sub> (T <sub>3</sub> -T <sub>4</sub> )L <sub>3</sub>	= 0
	+ HVAP <sub>4</sub> L <sub>4</sub>	
5	HVAP <sub>4</sub> L <sub>3</sub>	
	+ (-HVAP <sub>4</sub> -HVAP <sub>5</sub> -C <sub>p</sub> (T <sub>4</sub> -T <sub>5</sub> )L <sub>4</sub>	= -HVAP <sub>5</sub> L <sub>5</sub>

Para el segundo efecto se consideró que:

$$\begin{aligned}
 L_{i-1} &= V_i + L_i \\
 F &= V_i + L_i \\
 V_{i-1} &= L_{i-2} - L_{i-1} \\
 i &= 2 \\
 L_0 &= V_1 + L_1 = F
 \end{aligned}$$

Las ecs. de transferencia de calor que rigen a los evaporadores se obtienen de la siguiente fórmula, ya que quedó establecido en las bases de diseño que las áreas de transferencia deben de ser prácticamente iguales en todos los efectos:

$$Q_i = V_{i-1} HVAP_{i-1} = U_i A_i (T_{i-1} - T_i) \text{ si } i > 1 \quad (4.10)$$

Para el primer efecto tenemos que :

$$V_{1-1} = V_5$$

por lo que:

$$HVAP_{1-1} = HVAP_5 \text{ y } T_{1-1} = T_5$$

y la fórmula se reduce a:

$$Q_1 = V_5 HVAP_5 = U_1 A (T_5 - T_1) \quad (4.11)$$



#### 4.2 METODO DE SOLUCION.

Se determinaron para este sistema las siguientes ecs.:

$$L_{i-1}(C_p(T_{i-1}-T_i) - HVAP_{i-1} - HVAP_i) + L_{i-2}HVAP_{i-1} + L_i HVAP_i = 0 \quad (4.6)$$

$$V_s HVAP_s = HVAP_1 (F - L_1) \quad (4.9)$$

$$Q_1 = V_s HVAP_s = U_1 A (T_s - T_1) \quad (4.11)$$

Para obtener la solución del sistema, se requiere conocer la distribución de las temperaturas a través de los efectos.

El cálculo de cada una de esas variaciones de temperaturas está determinado por la ec. (2.1) del capítulo 2.

$$DT_i = DT_{global} / N$$

Conociendo entonces la temperatura en cada efecto, se sigue el procedimiento presentado a continuación:

- 1) Se determinan los flujos de concentrado (salmuera) resolviendo el sistemas de ecs. (4.6).
- 2) Se calcula la cantidad de vapor alimentado al primer efecto con la ec. (4.9).
- 3) Se calculan las áreas de transferencia de calor de los evaporadores con la ec. (4.11).
- 4) Si las áreas no son aproximadamente iguales, se recalculan las temperaturas en cada efecto mediante el siguiente algoritmo que fué ya descrito en las bases de diseño, ecs. (2.2) y (2.3):

$$DT_{i \text{ nueva}} = DT_{i \text{ anterior}} (A_{i \text{ anterior}} / A_{i \text{ promedio}}) \quad (2.2)$$

$$DT_{nueva} = DT_{global} \sum_{i=1}^N (DT_{i \text{ nueva}}) \quad (2.3)$$

El resto de la solución concierne a la recuperación de calor

entre las corrientes de entrada y las de salida. A la temperatura de alimentación se llega intercambiando calor con el líquido concentrado que se obtiene en el último efecto y después se calienta utilizando calor de todas las corrientes de condensado. La temperatura de la mezcla de las corrientes de condensado se obtiene mediante la sig. ec.:

$$T_m = \text{SUM}(V_i T_i) / \text{SUM}(V_i)$$

Datos requeridos:

De las bases de diseño para el múltiple efecto tenemos los siguientes datos requeridos para llevar a cabo la solución al sistema (condiciones iguales que para el efecto simple):

Agua fresca requerida	=	834,689 Lb/Hr
Conc. en la entrada $X_1$	=	0.035 (en peso)
Conc. en la salida $X_{1n}$	=	0.100 (en peso)

De las propiedades del agua tenemos:

Densidad del agua fresca	=	62.43 Lb / Ft <sup>3</sup>
Densidad del agua de mar	=	64.00 Lb / Ft <sup>3</sup>
Cp del agua fresca	=	1.0 Btu/ Lb°F
Cp del agua de mar	=	1.0 Btu/ Lb°F

Los coeficientes de calor utilizados en los equipos son los descritos en las bases de diseño:

Para evaporadores:	$U = 3.75 T - 75 \text{ Btu/HrFt}^{2\circ\text{F}}$
Para intercambiadores:	$U = 450 \text{ Btu/HrFt}^{2\circ\text{F}}$
Para precalentadores de vapor :	$U = 650 \text{ Btu/HrFt}^{2\circ\text{F}}$

Los servicios auxiliares requeridos poseen las mismas

características que los empleados en el cálculo del evaporador simple efecto:

Vapor Saturado	P = 115 psias
Temp. de condensación	T = 338 °F
Calor latente	HVAP= 880.67 Btu / Lb

**Resumen:**

- Se consideraron 5 efectos (base de diseño)
- Las caídas de temperaturas para la primera suposición son equivalentes.
- Se considera que la temperatura en el último efecto debe ser 125 °F.
- Se calculan las entalpías de vaporización para cada efecto.
- Se establece el sistema de ecuaciones para los balances de materia y energía y se resuelven.
- Se realizan los balances de los intercambiadores.

#### 4.3 CALCULO DE PRESIONES DE VAPOR Y ENTALPIAS.

Las fórmulas que a continuación se describen y que fueron utilizadas para la solución del sistema se obtuvieron de las referencias 15 y 16 de la bibliografía.

Ecuación de Antoine para la Presión de Vapor:

$$L_n (Pv) = ANTA - (ANTB / ( T + ANTC )) \quad (4.12a)$$

$$Pv = \text{mmHg}$$

$$T = \text{°K}$$

$$ANTA = 18.3036$$

$$ANTB = 3,816.44$$

$$ANTC = -46.13$$

Estas constantes del agua operan dentro del siguiente rango de temperaturas :

$$T_{\text{max}} = 441 \text{ °K}$$

$$T_{\text{min}} = 284 \text{ °K}$$

Nuestro rango máximo de temperaturas utilizado en este sistema es:

$$T_{\text{max}} = 338 \text{ °F} = 446 \text{ °K}$$

$$T_{\text{min}} = 125 \text{ °F} = 325 \text{ °K}$$

Ecuación para el cálculo de las entalpias:

$$HVAP = (10057.5 / (Pv + 68.112)) + 850.418 + Pv(-0.21401 + Pv(-0.71336 \times 10^{-4} + Pv(0.9571 \times 10^{-7}))) \quad (4.12b)$$

$$Pv = \text{psias}$$

$$HVAP = \text{Btu / Lb}$$

#### 4.4. SOLUCION AL SISTEMA DE ECUACIONES.

Tenemos el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{array}{rclclcl}
 a_1 L_1 & + & b_1 L_2 & & & = & k_1 \\
 a_2 L_1 & + & b_2 L_2 & + & c_2 L_3 & = & 0 \\
 & & b_3 L_2 & + & c_3 L_3 & + & d_3 L_4 & = & 0 \\
 & & & & c_4 L_3 & + & d_4 L_4 & = & k_2
 \end{array}$$

El sistema será el mismo que deberá resolverse para cada iteración, por lo que resulta ser siempre un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas que puede resolverse por el método de sustitución:

Las constantes son:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= -HVAP_1 - HVAP_2 - C_p (T_1 - T_2) \\
 a_2 &= b_1 = HVAP_2 \\
 b_2 &= -HVAP_2 - HVAP_3 - C_p (T_2 - T_3) \\
 b_3 &= c_2 = HVAP_3 \\
 c_3 &= -HVAP_3 - HVAP_4 - C_p (T_3 - T_4) \\
 c_4 &= d_3 = HVAP_4 \\
 d_4 &= -HVAP_4 - HVAP_5 - C_p (T_4 - T_5) \\
 k_1 &= -HVAP_1 F \\
 k_2 &= -HVAP_5 L_5
 \end{aligned}$$

donde:

$$\begin{aligned}
 C_p &= \text{Btu} / \text{Lb } ^\circ\text{F} \\
 T &= ^\circ\text{F} \\
 HVAP &= \text{Btu} / \text{Lb}
 \end{aligned}$$

y las variables a determinar  $L_1, L_2, L_3$  y  $L_4 = \text{Lb} / \text{Hr}$

Aplicando el método antes mencionado se llega a las siguientes expresiones:

$$L_2 = \frac{(a_2 k_1 (c_3 d_4 - c_4 d_3)) - a_1 c_2 d_3 k_4}{(a_1 b_3 c_2 d_4) + ((a_2 b_1 - a_1 b_2) (c_3 d_4 - c_4 d_3))}$$

$$L_3 = L_2 ((a_2 b_1 / a_1 c_2) - (b_2 / c_2)) - ((a_2 k_1) / (a_1 c_2))$$

$$L_4 = (k_4 - (c_4 L_3)) / d_4$$

$$L_1 = (k_1 - (b_1 L_2)) / a_1$$

#### 4.5 PROGRAMA PARA LA SOLUCION DE LOS BALANCES EN LOS EVAPORADORES.

Para resolver el sistema planteado a través del capítulo, se generó un programa en BASIC que utiliza el mismo algoritmo de solución y fórmulas mencionados en la parte 4.2 de este capítulo.

La información que se accesa al programa es:

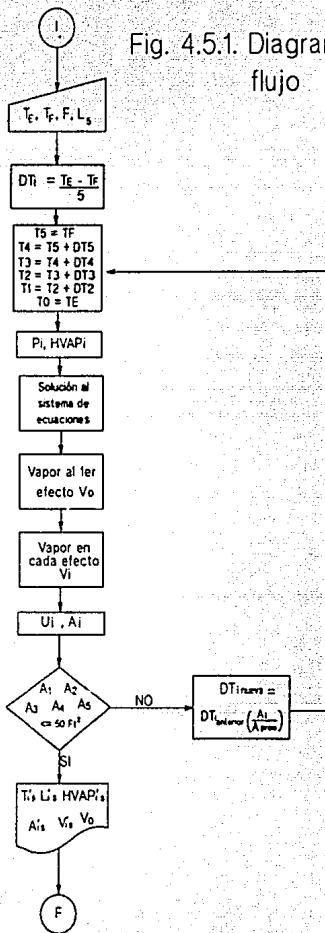
- La temperatura de entrada del vapor al primer efecto (máxima temperatura que puede alcanzar dicho efecto).
- La temperatura fija a la que operará el quinto efecto.
- El flujo de agua de mar que entra al primer efecto.
- El flujo de concentrado requerido en el quinto efecto.

Ambas temperaturas en °F y ambos flujos en Lb/Hr.

La fig. 4.5.1. presenta el diagrama de flujo del programa.

Se anexa el listado y la solución del programa.

Fig. 4.5.1. Diagrama de flujo





```

10 REM Balances de Materia y Energia para un evaporador en 5 efectos
20 REM Calculo de las temperaturas de cada efecto G.K.
30 INPUT "Cual es la temp. a la que la corriente entra al 1er efecto?";T
40 INPUT "Cual es la temp a la que sale el conc. del ultimo efecto?";TF
50 INPUT "Cual es el valor de la corriente de agua de mar a la entrada?";L5
60 INPUT "Cual es la cant. de salmuera eliminada en el 5o efecto?";L5
70 DT1=(TE-TF)/5
80 DT2=DT1
90 DT3=DT2
100 DT4=DT3
110 DT5=DT4
120 T5=TF
125 T4=T5+DT5
130 T3=T4+DT4
135 T2=T3+DT3
140 T1=T2+DT2
145 T0=TE
150 T1=(T1/1.8)+255.22
155 T2=(T2/1.8)+255.22
160 T3=(T3/1.8)+255.22
165 T4=(T4/1.8)+255.22
170 T5=(T5/1.8)+255.22
175 T0=(T0/1.8)+255.22
180 REM Calculo de las presiones de vapor y los calores latentes
190 A=18.3036
200 B=3816.44
210 C=46.13
220 D=14.696/760
230 P1=EXP(A-(B/(T1-C)))#D
240 P2=EXP(A-(B/(T2-C)))#D
250 P3=EXP(A-(B/(T3-C)))#D
260 P4=EXP(A-(B/(T4-C)))#D
270 P5=EXP(A-(B/(T5-C)))#D
280 P0=EXP(A-(B/(T0-C)))#D
290 CA=10057.5
300 CB=68.112
310 CC=850.418
320 CD=-.21401
330 CE=-7.1336E-05
340 CF=9.571E-08
350 CL1=(CA/(P1+CB))+CC+(P1*(CD+(P1*(CE+(P1*CF))))))
360 CL2=(CA/(P2+CB))+CC+(P2*(CD+(P2*(CE+(P2*CF))))))
370 CL3=(CA/(P3+CB))+CC+(P3*(CD+(P3*(CE+(P3*CF))))))
380 CL4=(CA/(P4+CB))+CC+(P4*(CD+(P4*(CE+(P4*CF))))))
390 CL5=(CA/(P5+CB))+CC+(P5*(CD+(P5*(CE+(P5*CF))))))
400 CL0=(CA/(P0+CB))+CC+(P0*(CD+(P0*(CE+(P0*CF))))))
410 REM Temperaturas a G.F.
420 T1F=(T1*1.8)-459.67
430 T2F=(T2*1.8)-459.67
440 T3F=(T3*1.8)-459.67
450 T4F=(T4*1.8)-459.67
460 T5F=TF
470 T0F=(T0*1.8)-459.67
480 REM Calculo del sistema de ecuaciones

```

```

490 A1=-CL1-CL2-(T2F-T1F)
500 A2=CL2
510 B1=CL2
520 B2=-CL2-CL3-(T3F-T2F)
530 B3=CL3
540 C2=CL3
550 C3=-CL3-CL4-(T4F-T3F)
560 C4=CL4
570 D3=CL4
580 D4=-CL4-CL5-(TF-T4F)
590 K1=-CL1*F
600 K4=-CL5*L5
610 A=A2*K1
620 B=(C3*D4)-(C4*D3)
630 C=A1*C2*D3*K4
640 D=A1*B3*C2*D4
650 E=(A2*B1)-(A1*B2)
660 G=(A2*B1)/(A1*C2)
670 H=B2/C2
680 I=(A2*K1)/(A1*C2)
690 L2=((A*B)-C)/(D+(E*B))
700 L3=(L2*(G-H))-I
710 J=C4*L3
720 L4=(K4-J)/D4
730 K=B1*L2
740 L1=(K1-K)/A1
741 PRA=(A1*L1)+(B1*L2)
742 PRE=(A2*L1)+(B2*L2)+(C2*L3)
743 PRI=(B3*L2)+(C3*L3)+(D3*L4)
744 PRO=(C4*L3)+(D4*L4)
750 REM Calculo de la cantidad de vapor alimentada al 1er efecto
760 V0=(CL1*(L1-F))/CL0
770 REM Calculo de la cantidad de vapor obtenida en cada efecto
780 V1=F-L1
790 V2=L1-L2
800 V3=L2-L3
810 V4=L3-L4
820 V5=L4-L5
830 REM Calculo del area de transf. para cada efecto
840 U1=(3.75*T1F)-75
850 U2=(3.75*T2F)-75
860 U3=(3.75*T3F)-75
870 U4=(3.75*T4F)-75
880 U5=(3.75*TF)-75
890 A1=(V0*CL0)/(U1*(TE-T1F))
900 A2=(V1*CL1)/(U2*(T1F-T2F))
910 A3=(V2*CL2)/(U3*(T2F-T3F))
920 A4=(V3*CL3)/(U4*(T3F-T4F))
930 A5=(V4*CL4)/(U5*(T4F-TF))
940 REM Algoritmo de solucion al sistema
950 AF=(A1+A2+A3+A4+A5)/5
960 IF ABS(A1-A2)>50 GOTO 1020
964 IF ABS(A1-A3)>50 GOTO 1020
968 IF ABS(A1-A4)>50 GOTO 1020
970 IF ABS(A1-A5)>50 GOTO 1020

```

```

976 IF ABS(A2-A3)>.50 GOTO 1020
980 IF ABS(A2-A4)>.50 GOTO 1020
984 IF ABS(A2-A5)>.50 GOTO 1020
986 IF ABS(A3-A4)>.50 GOTO 1020
988 IF ABS(A3-A5)>.50 GOTO 1020
990 IF ABS(A4-A5)>.50 GOTO 1020
1010 GOTO 1080
1020 DT1=DT1*(A1/AF)
1030 DT2=DT2*(A2/AF)
1040 DT3=DT3*(A3/AF)
1050 DT4=DT4*(A4/AF)
1060 DT5=DT5*(A5/AF)
1070 GOTO 120
1080 REM IMPRESION DE RESULTADOS
1081 LPRINT "R E S U L T A D O S"
1082 LPRINT "TEMPERATURA DE ENTRADA AL 1ER EFECTO (GF) = ";TE
1083 LPRINT "LB/HR DE AGUA DE MAR ALIMENTADA AL 1ER EFECTO = ";F
1084 LPRINT "LB/HR DE CONC. ELIMINADO DEL 5o EFECTO = ";L5
1085 LPRINT "-----"
1090 LPRINT "TEMPERATURAS DE LOS 5 EFECTOS GF Y GK"
1100 LPRINT T1F,T1
1110 LPRINT T2F,T2
1120 LPRINT T3F,T3
1130 LPRINT T4F,T4
1140 LPRINT TF,T5
1150 LPRINT "FLUJOS DE LIQUIDO Y VAPOR DE LOS 5 EFECTOS"
1160 LPRINT L1,V1
1170 LPRINT L2,V2
1180 LPRINT L3,V3
1190 LPRINT L4,V4
1200 LPRINT L5,V5
1201 LPRINT "C.LATENTES (BTU/LB) Y P. VAP. (PSIAS) DEL EFECTO 0-5"
1202 LPRINT CL0,P0
1203 LPRINT CL1,P1
1204 LPRINT CL2,P2
1205 LPRINT CL3,P3
1206 LPRINT CL4,P4
1207 LPRINT CL5,P5
1210 LPRINT "AREAS DE LOS 5 EVAPORADORES"
1220 LPRINT A1
1230 LPRINT A2
1240 LPRINT A3
1250 LPRINT A4
1260 LPRINT A5
1261 LPRINT "CANTIDAD DE VAPOR ALIMENTADA AL 1ER EFECTO="
1262 LPRINT V0
1276 END

```

## R E S U L T A D O S

TEMPERATURA DE ENTRADA AL 1ER EFECTO (GF) = 338  
 LB/HR DE AGUA DE MAR ALIMENTADA AL 1ER EFECTO = 1284137  
 LB/HR DE CONC. ELIMINADO DEL 5o EFECTO = 449448

-----  
 TEMPERATURAS DE LOS 5 EFECTOS GF Y GK

319.4903	432.8669
299.4499	421.7333
271.5943	406.258
229.8561	383.0701
125	324.6644

## FLUJOS DE LIQUIDO Y VAPOR DE LOS 5 EFECTOS

1181229	102908
1054109	127119.9
898340.2	155768.9
707950.8	190369.4
449448	258502.8

## C.LATENTES (BTU/LB) Y P. VAP. (PSIAS) DEL EFECTO 0-5

880.1448	114.601
894.8372	89.08089
910.6227	66.48857
931.6435	42.96574
959.1734	20.71988
993.6038	1.927061

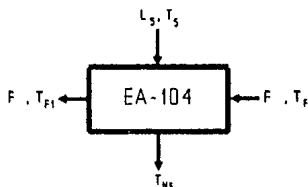
## AREAS DE LOS 5 EVAPORADORES

4429.762
4384.817
4404.61
4418.179
4423.091

## CANTIDAD DE VAPOR ALIMENTADA AL 1ER EFECTO=

104625.9
----------

## 4.6 BALANCE EN EL ENFRIADOR DE CONCENTRADO EA-104.



Cálculo de la temperatura del agua de mar a la salida del enfriador.

$$F = 1,284,137 \text{ Lb/Hr}$$

$$L_5 = 449,448 \text{ Lb/Hr}$$

$$T_f = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_5 = 125 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_{Ns} = 65 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$C_p = 1.0 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{F}$$

$$Q = FC_{p\text{mar}} (T_{F1} - T_f) \quad (4.13)$$

$$Q = L_5 C_{p\text{mar}} (T_5 - 65) \quad (4.14)$$

De (4.13) y (4.14):

$$T_{F1} = T_f + ((L_5(T_5 - 65))/F)$$

$$T_{F1} = 81 \text{ }^\circ\text{F}$$

Cálculo del área de transferencia.

$$Q = U A \text{ LMTD}$$

$$A = (L_5 C_{p\text{mar}} (T_5 - 65)) / U \text{ LMTD}$$

$$\text{LMTD} = 17.93 \text{ }^\circ\text{F}$$

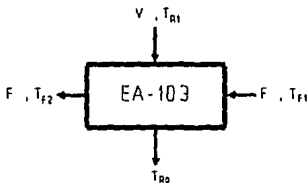
$$U = 450 \text{ Btu/HrFt}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

$$A = 3,342 \text{ Ft}^2$$

**Resultados (Unidades en Sistema Internacional)**

T. de entrada alimentación	= 16°C
T. de salida alimentación	= 27°C
T. de entrada concentrado	= 52°C
T. de salida concentrado	= 18°C
Alimentación de agua de mar	= 582,485 Kg/Hr
Salida de concentrado	= 203,870 Kg/Hr
Area de transf. de calor	= 310 m <sup>2</sup>

## 4.7 BALANCE EN EL ENFRIADOR DE AGUA FRESCA EA-103.



Balace de materia en el enfriador.

$$\begin{aligned} T_{R1} &= (\text{SUM } (V_i T_i)) / \text{SUM}(V_i) \\ \text{SUM}(V_i) &= 834,689 \text{ Lb/Hr} \\ \text{SUM}(V_i T_i) &= 189,325,109 \text{ Lb}^\circ\text{F/Hr} \\ T_{R1} &= 226.8 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Temperatura de salida del agua fresca:

$$\begin{aligned} T_{Ro} &= T_{f1} + 5 \\ T_{Ro} &= 86 \text{ }^\circ\text{F} \\ Q &= FC_{Pmar} (T_{f2} - T_{f1}) \quad (4.15) \\ Q &= (\text{SUM } V_i) C_{Pagua} (T_{R1} - T_{Ro}) \quad (4.16) \end{aligned}$$

de (4.15) y (4.16):

$$\begin{aligned} T_{f2} &= T_{f1} + ((\text{SUM } V_i C_{Pagua} (T_{R1} - T_{Ro})) / FC_{Pmar}) \\ T_{f2} &= 172.5 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Cálculo del área de transferencia.

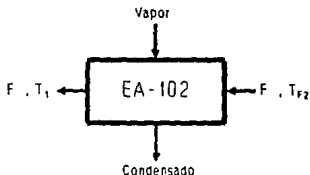
$$\begin{aligned} Q &= U A \text{ LMTD} \\ A &= (\text{SUM } V_i C_{Pagua} (T_{R1} - T_{Ro})) / (U \text{ LMTD}) \\ \text{LMTD} &= 20.66 \text{ }^\circ\text{F} \\ U &= 450 \text{ Btu/HrFt}^2\text{ }^\circ\text{F} \\ A &= 12,639 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

**Resultados (Unidades en Sistema Internacional)**

T. de entrada alimentación	= 27 °C
T. de salida alimentación	= 78 °C
T. de entrada del agua	= 108°C
T. de salida del agua	= 30 °C
Alimentación	= 582,485 Kg/Hr
Agua	= 378,615 Kg/Hr
Area de transferencia	= 1,174 m <sup>2</sup>



## 4.8 BALANCE EN EL PRECALENTADOR EA-102.



Cálculo del área de transferencia.

$$\begin{aligned}
 Q &= FC_{p_{\text{mer}}} (T_1 - T_{f2}) \\
 A &= (FC_{p_{\text{mer}}} (T_1 - T_{f2})) / (U \text{ LMTD}) \\
 T_1 &= 319.5 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 \text{LMTD} &= 67.08 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 U &= 650 \text{ Btu/HrFt}^{20}\text{F} \\
 A &= 4,327 \text{ Ft}^2
 \end{aligned}$$

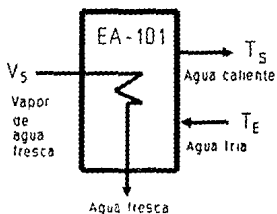
Balance de materia.

$$\begin{aligned}
 Q &= 1.89 \times 10^8 \text{ Btu/Hr} \\
 \text{HVAP} &= 880.14 \text{ Btu/Lb} \\
 m_{\text{vapor}} &= Q/\text{HVAP} \\
 m_{\text{vapor}} &= 214,411 \text{ Lb/Hr}
 \end{aligned}$$

Resultados (Unidades en Sistema Internacional)

T. de entrada alimentación	= 78 °C
T. de salida alimentación	= 160°C
T. de entrada del vapor	= 170°C
T. de salida del vapor	= 170°C
Alimentación	= 582,485 Kg/Hr
Agua vapor	= 97,257 Kg/Hr
Area de transferencia	= 402 m <sup>2</sup>

#### 4.9 BALANCE EN EL CONDENSADOR EA-101.



Cálculo del área de transferencia.

$$\begin{aligned}
 Q &= V_5 \text{ HVP}_5 \\
 A &= ( V_5 \text{ HVP}_5 ) / ( U \text{ LMTD} ) \\
 V_5 &= 258,503 \text{ Lb/Hr} \\
 T_5 &= 125 \text{ }^\circ\text{F} \\
 \text{HVP}_5 &= 993.6 \text{ Btu/Lb} \\
 U &= 450 \text{ Btu/HrFt}^2\text{ }^\circ\text{F} \\
 \text{LMTD} &= 57.17 \text{ }^\circ\text{F} \\
 A &= 9,983 \text{ Ft}^2
 \end{aligned}$$

Balace de materia en el condensador.

$$\begin{aligned}
 Q &= 2.57 \times 10^5 \text{ Btu/Hr} \\
 m_{\text{agua}} &= Q / C_{\text{Paqua}} (T_5 - T_E) \\
 T_5 &= 75 \text{ }^\circ\text{F} \\
 T_E &= 60 \text{ }^\circ\text{F} \\
 m_{\text{agua}} &= 17,123,291 \text{ Lb/Hr}
 \end{aligned}$$

**Resultados (Unidades en Sistema Internacional)**

T. de entrada vapor agua fresca	= 52 °C
T. de salida vapor de agua fresca	= 52 °C
T. de entrada del agua de enfto.	= 16 °C
T. de salida del agua de enfto.	= 24 °C
Vapor de agua fresca	= 117,257 Kg/Hr
Agua de enfriamiento	= 7,867,125 Kg/Hr
Area de transferencia	= 927 m <sup>2</sup>

#### 4.10 DIAGRAMAS Y TABLAS DE RESULTADOS.

Cálculo de la concentración de sales en cada corriente.

$$\begin{aligned}X_0 &= 0.035 \text{ (en peso)} \\L_0 = F &= 1,284,137 \text{ Lb/Hr} \\L_{i-1} X_{i-1} &= L_i X_i \\X_i &= (L_{i-1} X_{i-1}) / L_i = \text{fracción peso.}\end{aligned}$$

Ver tabla 4.10.3.

Para facilitar cálculos posteriores, en la fig. 4.10.1. se presenta el diagrama de proceso con las corrientes numeradas.

Tabla 4.10.1. Resultados Evaporador Multiple Efecto Unidades Inglesas

No. de Corriente	Fluido	Flujo Lb/Hr	T oF	P Psias	h tu/lb va	s Btu/lb F
1	L. subenf	1,284,137	60	104	28.4	0.0555
2	L. subenf	1,284,137	81	99	49.3	0.0950
3	L. subenf	1,284,137	173	94	141.5	0.2519
4	L. saturado	1,284,137	319	89	289.9	0.4633
5	L. saturado	1,181,229	319	89	289.9	0.4633
6	L. saturado	1,054,109	299	66	268.7	0.4358
7	L. saturado	898,340	272	43	240.7	0.3983
8	L. saturado	707,951	230	21	199.9	0.3388
9	L. saturado	449,448	125	2	92.8	0.1732
10	L. subenf	449,448	65	1	33.1	0.0650
11	V. saturado	104,626	338	115	1,189.6	1.5914
12	L. saturado	104,626	338	115	309.3	0.4878
13	L. saturado	214,411	338	115	309.3	0.4878
14	L. saturado	319,036	338	115	309.3	0.4878
15	V. saturado	102,908	319	89	1,185.1	1.6122
16	V. saturado	127,120	299	66	1,179.4	1.6363
17	V. saturado	155,769	272	43	1,171.2	1.6745
18	V. saturado	190,389	230	21	1,156.7	1.7281
19	V. saturado	258,503	125	2	1,113.0	1.9300
20	L. saturado	258,503	125	2	92.8	0.1732
21	L. saturado	190,389	230	21	199.9	0.3388
22	L. saturado	155,769	272	43	240.7	0.3983
23	L. saturado	127,120	299	66	268.7	0.4358
24	L. saturado	102,908	319	89	289.9	0.4633
25	L. saturado	834,689	227	20	195.3	0.3344
26	L. subenf	834,689	86	20	53.5	0.1042
27	L. subenf	17,123,291	60	60	28.2	0.0555
28	L. subenf	17,123,291	75	55	43.2	0.0839

Tabla 4.10.1. Resultados Evaporador Multiple Efecto Unidades Inglesas

No. de Corriente	Fluido	Flujo Lb/Hr	T of	P Psias	h tu/lb va	s Btu/lb F
29	V. saturado	214,411	338	115	1,189.6	1.5914
30	V. saturado	319,036	338	115	1,189.6	1.5914
31	L. saturado	230,028	308	75	278.0	0.4479
32	L. saturado	604,661	196	11	163.9	0.2879
33	L. saturado	448,892	169	6	137.0	0.2457

Continuación

**Tabla 4.10.2. Resultados Evaporador Multiple Efecto Unidades Sistema Internacional**

No. de Corriente	Fluido	Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m2	h KJ/K	S KJ/K oC
1	L. subenf	582,485	16	718	66.4	0.2335
2	L. subenf	582,485	27	683	115.2	0.3997
3	L. subenf	582,485	78	649	330.7	1.0596
4	L. saturado	582,485	160	614	677.5	1.9486
5	L. saturado	535,805	160	614	677.5	1.9486
6	L. saturado	478,144	149	459	627.9	1.8331
7	L. saturado	407,487	133	296	562.5	1.6754
8	L. saturado	321,126	110	143	467.1	1.4251
9	L. saturado	203,870	52	13	216.9	0.7285
10	L. subenf	203,870	18	7	77.4	0.2734
11	V. saturado	47,458	170	793	2,779.9	6.6940
12	L. saturado	47,458	170	793	722.8	2.0519
13	L. saturado	97,257	170	793	722.8	2.0519
14	L. saturado	144,715	170	793	722.8	2.0519
15	V. saturado	46,679	160	614	2,769.3	6.7815
16	V. saturado	57,662	149	459	2,756.1	6.8828
17	V. saturado	70,657	133	296	2,736.8	7.0435
18	V. saturado	86,361	110	143	2,703.0	7.2690
19	V. saturado	117,257	52	13	2,600.9	8.1183
20	L. saturado	117,257	52	13	216.9	0.7285
21	L. saturado	86,361	110	143	467.1	1.4251
22	L. saturado	70,657	133	296	562.5	1.6754
23	L. saturado	57,662	149	459	627.9	1.8331
24	L. saturado	46,679	160	614	677.5	1.9486
25	L. saturado	378,615	108	135	456.4	1.4066
26	L. subenf	378,615	30	135	125.0	0.4382
27	L. subenf	7,767,125	16	414	65.9	0.2335
28	L. subenf	7,767,125	24	379	101.0	0.3527

**Tabla 4.10.2. Resultados Evaporador Multiple Efecto Unidades Sistema Internacional**

No. de Corriente	Fluido	Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m2	h KJ/K	s KJ/K oC
29	V. saturado	97,257	170	793	2,779.9	6.6940
30	V. saturado	144,715	170	793	2,779.9	6.6940
31	L. saturado	104,341	154	520	649.6	1.8840
32	L. saturado	274,274	91	73	382.9	1.2110
33	L. saturado	203,618	76	40	320.1	1.0335

Continuación



Balance termodinámico en el Múltiple Efecto

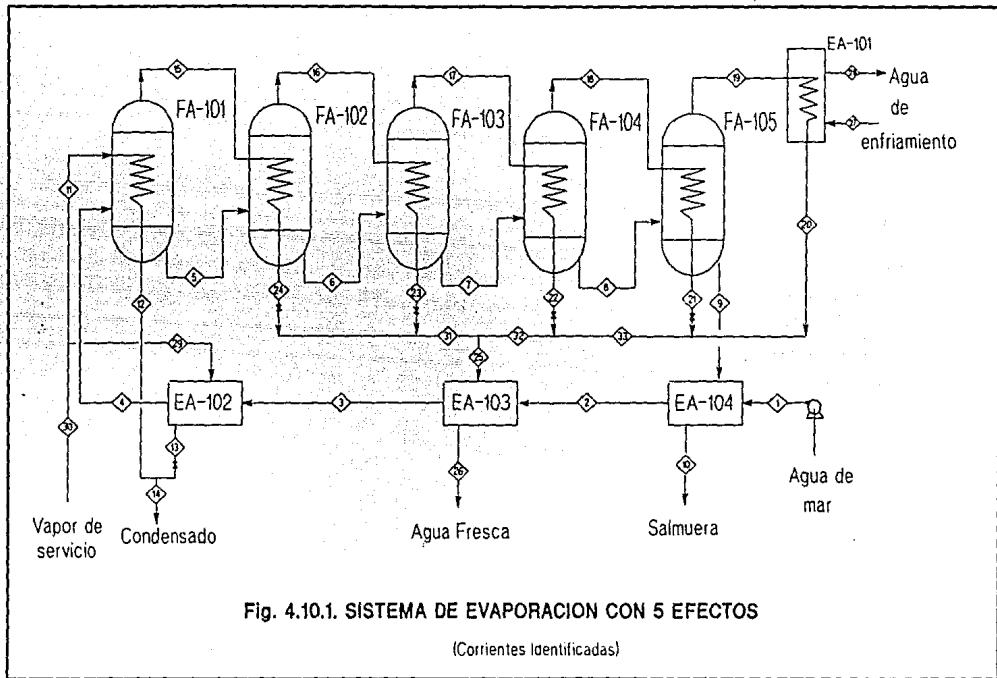
		Masa	Energía
FA-101	entra	1,388,763	496,734,287
	sale	1,388,763	496,750,203
	dif	0	-15,916
	‡	0.00‡	0.00‡
FA-102	entra	1,284,137	464,389,413
	sale	1,284,137	462,997,328
	dif	0	1,392,085
	‡	0.00‡	0.30‡
FA-103	entra	1,181,229	433,164,298
	sale	1,181,229	432,816,351
	dif	0	347,948
	‡	0.00‡	0.08‡
FA-104	entra	1,054,109	398,659,233
	sale	1,054,109	399,236,358
	dif	0	-577,125
	‡	0.00‡	-0.14‡
FA-105	entra	898,340	361,742,784
	sale	898,340	367,481,232
	dif	0	-5,738,448
	‡	0.00‡	-1.59‡
EA-101	entra	17,381,794	770,590,421
	sale	17,381,794	763,715,229
	dif	0	6,875,192
	‡	0.00‡	0.89‡
EA-102	entra	1,498,548	436,768,218
	sale	1,498,548	438,588,510
	dif	0	-1,820,292
	‡	0.00‡	-0.42‡
EA-103	entra	2,118,826	226,322,716
	sale	2,118,826	226,361,247
	dif	0	-38,531
	‡	0.00‡	-0.02‡
EA-104	entra	1,733,585	78,178,265
	sale	1,733,585	78,184,683
	dif	0	-6,418
	‡	0.00‡	-0.01‡

Tabla 4.10.3. Cálculo de la concentración de sales en cada efecto

$$L_{i-1} * X_{i-1} = L_i * X_i$$

Efecto	V <sub>i</sub> Lb/Hr	L <sub>i</sub> Lb/Hr	X <sub>i</sub> sales
0		1,284,137.0	0.035
1	102,908.0	1,181,229.0	0.038
2	127,119.9	1,054,109.0	0.043
3	155,768.9	898,340.2	0.050
4	190,389.4	707,950.8	0.063
5	258,502.8	449,448.0	0.100

X<sub>i</sub> = Fracción peso



**P A R T E    I I**

**" APLICACION DEL**

**METODO DE EXERGIA "**

## CAPITULO 5

### CONCEPTOS BASICOS DE EXERGIA

**CONCEPTOS UTILIZADOS.****RECIPIENTE DE ENERGIA TERMICA (RET).**

Definido como un cuerpo de volumen constante que se encuentra en equilibrio estable y que posee una gran capacidad calorífica, por lo que actúa como una fuente de calor o depósito de calor sin sufrir un cambio finito en su temperatura.

En análisis prácticos termodinámicos, cualquier cuerpo de temperatura constante, cuya única función es tanto recibir como dar energía térmica a través de interacción de calor, se trata como un RET, con lo que todos los procesos se asumen cuasiestáticos.

**PROCESOS CUASIESTATICOS.**

En estos procesos el sistema está infinitamente cercano al equilibrio en todo momento y todos los estados a través de los cuales pasa el sistema pueden ser descritos por coordenadas termodinámicas refiriéndose al sistema como un todo.

Un proceso cuasiestático es una idealización que puede ser considerada en la práctica con un grado de exactitud adecuado.

**MAQUINA DE CALOR REVERSIBLE (MCR).**

Es una máquina de calor que opera reversiblemente, de manera cíclica y que intercambia energía térmica y mecánica con otros sistemas.

**SISTEMA ABIERTO.**

Es conocido como el volumen de control o región controlada, definida en el espacio bajo análisis. La extensión del sistema abierto está definido por la superficie del sistema abierto.

**SISTEMA AISLADO.**

Si los cambios en los alrededores del sistema (más allá de su frontera) no producen cambios en el sistema, el sistema se denomina sistema aislado. Un sistema que se combina con sus alrededores es un sistema no aislado, normalmente conocido como universo (en el significado termodinámico).

## 5.1 CLASIFICACION DE LAS FORMAS DE ENERGIA.

La energía se manifiesta de diversas maneras, cada una con sus propias características y calidad, la cual es sinónimo de su capacidad para provocar un cambio.

La calidad de una determinada forma de energía depende de la forma en la que es almacenada; esta puede ser de manera ordenada o desordenada (aleatoriamente) en la que además existen varios grados de aleatoriedad.

La entropía sabemos es una medida del grado de aleatoriedad de un sistema visto desde el punto de vista microscópico, y es también, una medida de la "indisponibilidad" de una dada forma de energía desordenada para ser convertida en energía ordenada.

### ENERGIA ORDENADA.

Las formas de energía que pertenecen a esta categoría son de dos tipos:

- a) Energía potencial: este tipo de energía puede ser almacenada en un campo de fuerza gravitacional, eléctrico o magnético.
- b) Energía Cinética organizada: Aquí las trayectorias de las partículas del sistema en movimiento en el que la energía es almacenada son paralelas unas con otras. Por ej. en el flujo de un fluido ideal. Bajo condiciones ideales, la energía cinética ordenada a diferencia de la energía asociada con movimiento turbulento, puede ser completamente convertida a trabajo.

La energía ordenada presenta las siguientes características:



- 1) La conversión de una forma de energía ordenada a otra, se lleva a cabo completamente si se realiza reversiblemente.
- 2) La transferencia de energía ordenada entre dos sistemas, se manifiesta como una interacción de trabajo (no de calor) con la frontera que los separa.
- 3) La transferencia reversible de energía ordenada ocurre sin generar cambios en las entropías de los sistemas que interactúan y puede ser analizada solamente con la ayuda de la primera ley de la termodinámica sin emplear la segunda.
- 4) Las condiciones del medio ambiente no se requieren para calcular el grado de transferencia de energía entre dos sistemas de energía ordenada.

#### ENERGÍA DESORDENADA.

La energía interna de la materia, la radiación térmica y la energía química son diferentes tipos de energía desordenada. La energía asociada con el movimiento turbulento de un fluido pertenece a esta categoría, aunque esta difiere de las anteriores en la importancia que representa el que sea una energía en tránsito, mediante la cual la energía ordenada es convertida en energía asociada con el movimiento aleatorio molecular (energía desordenada).

Tres ejemplos de transformación de energía desordenada a ordenada se muestran en la fig. 5.1.1. En la fig. 5.1.1.(a) energía térmica transmitida a un flujo  $Q_H$  por una fuente de energía térmica o fuente de calor (RET) a una temperatura  $T_H$ , es convertida en trabajo, utilizando el medio ambiente a  $T_0$  como un recipiente de calor y a través de una máquina de calor reversible (MCR). El límite máximo de conversión es dado por la eficiencia de Carnot:

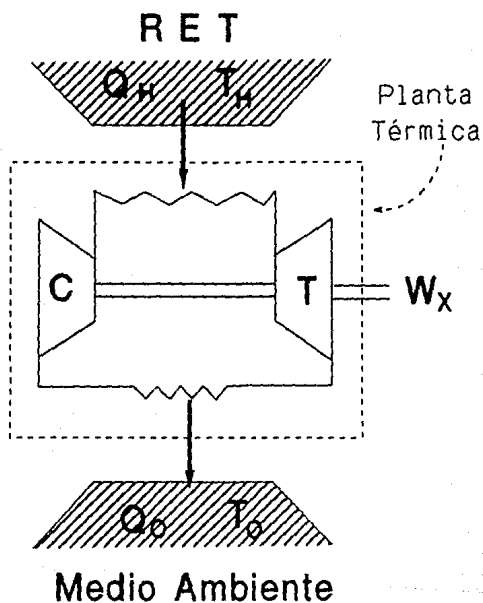


Fig. 5.1.1.(a) Ejemplo de transformaciones de energía desordenada a energía ordenada.

$$[W_x]_{rev} = Q_H N_{carnot}$$

donde:

$$N_{carnot} = (T_H - T_0) / T_H$$

Por lo que la calidad de  $Q_H$  expresada mediante  $[W_x]_{rev}$  depende para un valor particular de  $T_0$ , de la temperatura  $T_H$  a la que está disponible.

Mientras se lleva a cabo la transformación de energía, las dos fuentes de calor a  $T_H$  y  $T_0$  interactúan con la máquina de calor reversible (MCR) que sufre cambios de entropía a razón de  $Q_H/T_H$  y  $Q_0/T_0$  respectivamente, por lo que si la máquina opera reversiblemente tenemos:

$$TT = (Q_H/T_H) - (Q_0/T_0) = 0$$

TT = Producción de entropía.

La fig. 5.1.1.(b) muestra un sistema abierto en el que una corriente de aire comprimido inicialmente a una presión  $P_1$  y una temperatura  $T_1$  es expandida a la presión y temperatura ambiente ( $P_0$  y  $T_0$ ). El cambio en la entalpía de la corriente al pasar a través del expansor no se relaciona con la calidad de la corriente. De hecho, en el caso especial en el que  $T_1 = T_0$ , el cambio en la entalpía asumiendo un comportamiento de gas ideal, es cero y hasta aquí la calidad de la energía asociada con la corriente de aire no es cero, ya que, como la corriente se expande reversible e isotérmicamente ésta libera una cantidad de potencia dada por:

$$(W_x)_{T_0} = m_A R T_0 \ln(P_1/P_0)$$

(despreciando  $DE_x$  y  $DE_p$ ).

Durante la expansión isotérmica reversible, la corriente

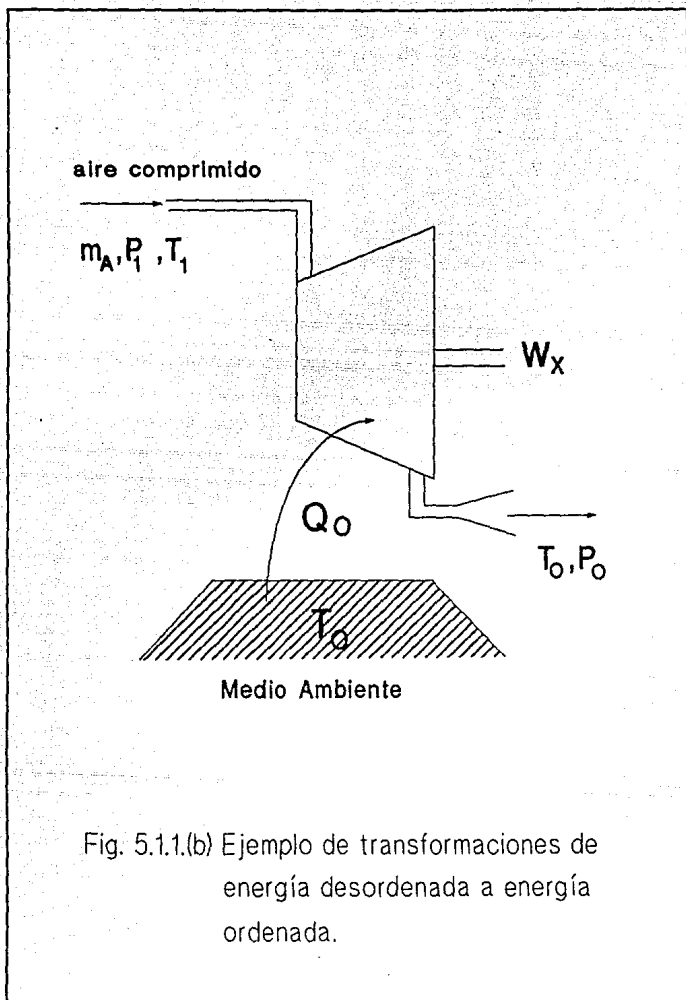


Fig. 5.1.1.(b) Ejemplo de transformaciones de energía desordenada a energía ordenada.

sufrirá un cambio de entropía a razón de:

$$DS_A = m_A R \ln(P_1/P_0)$$

que es igual a la razón del decremento de entropía sufrido por el medio ambiente.

La fig. 5.1.1.(c) representa una cámara de combustión en la que la energía química de los reactivos  $H_2$  y  $O_2$ , es transformada en potencia eléctrica ( $W_{el}$ ). El trabajo máximo dado por una reacción química esta dado por la reducción de la función de Gibbs de los reactivos a los productos. En el caso especial en el que los reactivos y productos están a temperatura ambiente  $T_0$ , tenemos:

$$(W_{el})_{10} = -DH_0 + T_0 DS_0$$

La parte de entropía, corresponde a la diferencia entre las razones de la entropía de los productos y los reactivos

$$DS = S_{pro} - S_{rea}$$

El grado de entropía correspondiente al ambiente  $Q_0/T_0$ , es el mismo numéricamente pero de signo contrario.

El signo de DS puede ser positivo o negativo mientras que el potencial cedido sea mas o menos grande que  $ABS(DH_0)$ .

De los casos anteriores se concluye acerca de los procesos que intentan producir la máxima conversión de energía desordenada a energía ordenada que:

- a) El proceso considerado debe ser completamente reversible.
- b) El máximo límite de conversión depende de los parámetros

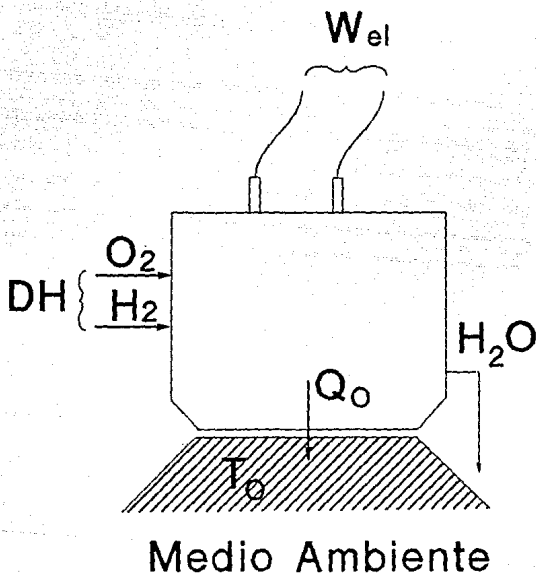


Fig. 5.1.1.(c) Ejemplo de transformaciones de energía desordenada a energía ordenada.

termodinámicos del sistema (en el que la energía es almacenada) y de los del medio ambiente.

- c) El análisis de los procesos deberá incluir el uso de la segunda ley.
- d) La conversión de energía va generalmente acompañada por cambios en las entropías de los sistemas que interactúan.

## 5.2. EL CONCEPTO DE EXERGIA.

La sección anterior establece que la calidad (capacidad para producir un cambio) de las formas de energía desordenada, caracterizadas por la entropía, es variable y depende tanto de la forma de energía (química, térmica, etc.) como de los parámetros del portador de la misma y del medio ambiente.

Por otro lado, se vió que las formas de energía ordenada a las que no caracteriza la entropía, poseen calidad invariable y son completamente convertibles a través de un trabajo de interacción, en otras formas de energía.

La manera de cuantificar la variabilidad de la calidad de diferentes formas de energías desordenadas, en los análisis térmicos y químicos de plantas, requiere de un estándar de calidad universal. Continuando con lo mencionado en la sección anterior, el estándar más conveniente y natural, es el máximo trabajo que se puede obtener de una determinada forma de energía empleando los parámetros del medio ambiente como estado de referencia. El estándar de calidad de energía basado en lo anterior es denominado "EXERGIA".

Uno de los principales usos que se da a este concepto es en los balances exérgicos como parte de los análisis térmicos del sistema. El balance exérgico es similar al energético, su principal diferencia es que mientras que el balance energético es una relación de la ley de la conservación de la energía, el balance exérgico se puede ver como una relación de la ley de la degradación de la energía que equivale a la pérdida irre recuperable de exergia debido a que todos los procesos reales son irreversibles.



### 5.3 CONCEPTOS DE EXERGIA PARA EL ANALISIS DE SISTEMAS ABIERTOS.

En los análisis de sistema abiertos, generalmente balances de energía, tres diferentes tipos de ésta que atraviesan la superficie del sistema, deben ser considerados:

- a) Trabajo transferido.
- b) Calor transferido.
- c) Transferencia de energía en relación a la transferencia de materia.

En la aplicación del método de exergia para el análisis de sistemas abiertos, se debe realizar un adecuado balance de exergia basado en términos de transferencia de exergia, que correspondan a los tipos de transferencia de energía mencionados anteriormente.

Antes de considerar la forma exérgica de estos términos, es de gran utilidad el conocer algunos conceptos básicos utilizados para definir los términos exérgicos y sus aplicaciones.

#### MEDIO AMBIENTE

El medio ambiente como concepto a emplearse en el método de exergia, es un cuerpo muy grande en estado de equilibrio termodinámico perfecto. Por lo que, este medio ambiente conceptual no sufre gradientes o diferencias que involucren presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o potencial; es decir que, no existe la posibilidad de producir trabajo de alguna forma posible de interacción entre diferentes partes del medio ambiente.

Cualquier sistema fuera del medio ambiente que posea uno o más parámetros como presión, temperatura o potencial químico distintos a los correspondientes del medio ambiente, posee un

trabajo potencial en relación al medio ambiente. Por lo tanto, el medio ambiente es un medio de referencia natural para estimar el trabajo potencial de distintos tipos de sistemas.

Para fines prácticos y en aplicaciones terrestres, el medio ambiente es la atmósfera, los océanos, los mares y la corteza terrestre.

El medio ambiente puede interactuar con diferentes tipos de sistemas en tres distintas formas:

- a) A través de interacción térmica con un recipiente de energía térmica (RET) a temperatura  $T_0$ ; esto debido a la enorme capacidad calorífica del medio ambiente, por lo que es capaz de intercambiar calor con cualquier sistema hecho por el hombre sin sufrir un cambio significativo en su temperatura.
- b) A través de interacción mecánica como un depósito de trabajo inutilizable; interacción que ocurre solamente en sistemas que sufren un cambio en volumen durante el proceso a consideración, por ej. un proceso cerrado sufriendo un proceso de expansión. Esto no tiene importancia en el caso de procesos a flujo permanente. Como los procesos terrestres están normalmente inmersos en la atmósfera a presión  $P_0$ , cualquier variación en su volumen  $DV_{ol}$ , es detectable. Considerando el proceso de expansión como cuasiestático el trabajo que es cedido a la atmósfera es  $P_0 DV_{ol}$ , aunque no sea utilizable para fines técnicos, pudiéndose recuperar cuando el volumen del sistema regresa a su valor original cuasiestáticamente.
- c) A través de interacción química actuando como un depósito de una sustancia de bajo potencial químico en equilibrio estable. Este tipo de interacción ocurre

siempre que un sistema abierto rechaza materia al ambiente o trata de obtener del mismo, sustancias de bajo potencial químico. Se asume que el medio ambiente esta complementado de sustancias semejantes que están en equilibrio químico las unas con las otras.

Cuando se verifican estos tipos de interacciones, el medio ambiente queda determinado para los propósitos de evaluación exérgica, como el nivel de referencia cero para evaluar presión, temperatura y potencial químico.

#### EQUILIBRIO DE ESTADO AMBIENTAL

El equilibrio restringido es aquel en el que las condiciones de equilibrio térmico y mecánico entre el sistema y el medio ambiente son satisfechas y en las que se requiere que la presión y la temperatura del sistema y el medio ambiente sean iguales. El adjetivo "restringido" indica que bajo estas condiciones las sustancias del sistema son contenidas por una barrera física que previene del intercambio de materia entre el sistema y el medio ambiente. De aquí que, bajo las condiciones de equilibrio restringido, no hay en general equilibrio químico entre el sistema y el medio ambiente. El estado de equilibrio restringido con el medio ambiente se conoce como "estado ambiental".

#### EQUILIBRIO DEL ESTADO MUERTO

En el equilibrio no restringido las condiciones de equilibrio mecánico, térmico y químico entre el sistema y el medio ambiente son satisfechas. Así, además de las condiciones de presión y temperatura, las del potencial químico de las sustancias del sistema y del medio ambiente deben ser iguales.

Bajo estas condiciones de completo equilibrio termodinámico

entre el sistema y el medio ambiente, el sistema no puede sufrir ningún cambio de estado a través de ninguna forma de interacción con el medio ambiente. Esto define lo que se conocerá como Estado Muerto.

Para ilustrar este estado de equilibrio, consideremos una sustancia simple como el  $\text{CO}_2$ . Cuando el  $\text{CO}_2$  puro está dentro de un recipiente o está fluyendo en una tubería y su presión y temperatura son las del medio ambiente  $P_0$  y  $T_0$ , éste se encuentra en el estado ambiental. Sin embargo cuando el  $\text{CO}_2$  está a  $T_0$  pero su presión es  $(P_{\infty})_{\text{CO}_2}$ , presión parcial a la cual normalmente se encuentra en el aire atmosférico, entonces está en equilibrio no restringido con el medio ambiente o en el estado muerto. En este estado se puede considerar que el gas está en "equilibrio de membrana" con el medio ambiente, ya que podría pasar reversiblemente al medio ambiente a través de una membrana semipermeable adecuada.

Evidentemente, todas las sustancias que forman parte del concepto "medio ambiente" están en sus respectivos estados muertos.

Un criterio más generalizado de lo que es equilibrio no restringido que el que establece la necesaria igualdad de presiones parciales, es el que establece igualdad de potenciales químicos.

#### LA EXERGIA ASOCIADA CON LA TRANSFERENCIA DE TRABAJO

Ya que se ha definido que el trabajo es el equivalente de una dada forma de energía y una medida por lo tanto de su exergia, evidentemente el trabajo es un equivalente de la exergia en todo respecto.

De este modo, la transferencia de exergia puede ser especificada tanto en magnitud como en dirección por el trabajo transferido al que corresponda, usando el mismo símbolo  $W$  para ambos. De manera similar  $W_x$  será empleada tanto para indicar la razón de trabajo transferido como para indicar la razón de exergia transferida asociada.

#### LA EXERGIA ASOCIADA CON LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La exergia asociada con la transferencia de calor en la superficie del sistema abierto, es determinada por la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener de ésta utilizando el medio ambiente como un depósito de energía térmica de referencia cero.

Para el valor de transferencia de calor  $Q_r$  a una temperatura  $T_r$  en la superficie del sistema abierto donde la transferencia se realiza, el valor máximo de conversión de energía térmica a trabajo es:

$$W_{\max} = E^a = Q_r t \quad (5.1)$$

donde

$$t = 1 - (T_0/T_r) \quad (5.2)$$

$t$  es conocida como una temperatura exergética adimensional, y es igual a la eficiencia de Carnot para el caso especial en donde el medio ambiente es considerado como el RET a  $T_0$ .

La exergia asociada con el valor de la transferencia de calor es llamada "flujo de exergia térmica" y se simboliza para análisis de sistemas abiertos con  $E^a$ . Para la ec. (5.1) y de acuerdo con la convención de signos adoptada,  $Q_r$  es positivo cuando la transferencia es al sistema. Si la transferencia de calor se realiza a una temperatura más elevada que la del medio ambiente,

$t$  es positiva y de aquí que la transferencia de calor al sistema abierto resulte una ganancia de exergía para este.

En la fig. 5.3.1.(a) se muestra un modelo reversible, empleado para determinar la exergía asociada con un intercambio de calor a razón de  $Q_r$  y a una temperatura  $T_r$ , donde  $T_r > T_0$ . La energía térmica disponible proviene de un RET operando a  $T_r$ .

La potencia que se obtiene de un MCR que opera entre el RET y el medio ambiente a  $T_0$ , es una medida de la energía térmica asociada con el grado de transferencia de calor  $Q_r$ . El diagrama T - S representa la relación entre  $E^o$  y el correspondiente  $Q_r$  a  $T_r$ .

Un modelo similar pero diseñado para cuando  $T_r < T_0$  es presentado en la fig. 5.3.1.(b), aquí la dirección natural de la transferencia de calor es desde el medio ambiente hacia el RET. La potencia obtenida de un MCR que opera entre  $T_0$  y  $T_r$  es también una medida de la exergía térmica asociada con el grado de transferencia de calor  $Q_r$  a  $T_r$ .

El flujo de energía térmica a temperaturas  $T_r < T_0$  puede ser considerado también como la potencia necesaria para mantener un grado de enfriamiento igual a  $Q_r$  en un sistema que opera a  $T_r$ . Lo anterior se ejemplifica en el diagrama T - S de la fig. 5.3.1.(b), para dos temperaturas diferentes ( $T_r'$  y  $T_r''$ ), la mas baja equivalente a la temperatura del sistema que está siendo enfriado y la mas alta, equivalente a la mínima potencia necesaria para mantener un grado dado de enfriamiento  $Q_r$ .

Según la convención de signos adoptada, un flujo térmico de exergía positivo corresponde a un valor negativo de  $Q_r$ , ya que cuando  $T_r < T_0$  entonces  $t < 0$ . De aquí que en rangos de temperaturas inferiores a la del medio ambiente, la exergía de un sistema crece cuando este es enfriado, pero decrece cuando es calentado.

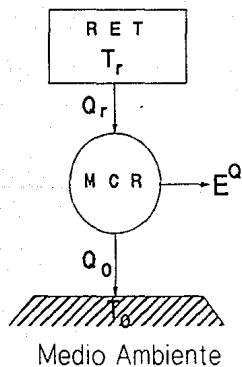
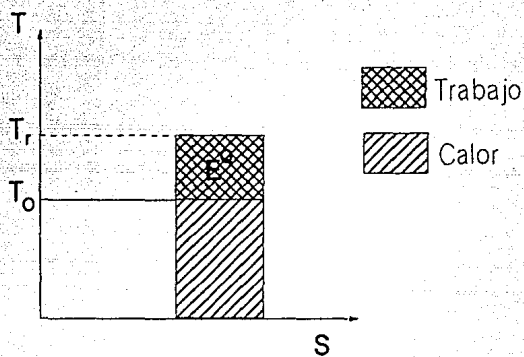


Fig. 5.3.1.(a) Exergía Térmica

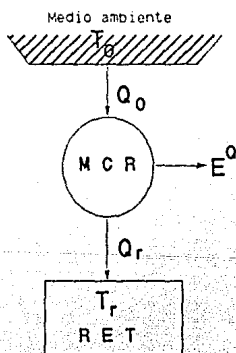
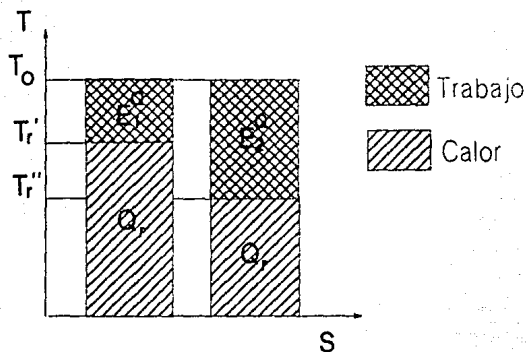


Fig. 5.3.1.(b) Exergía Térmica

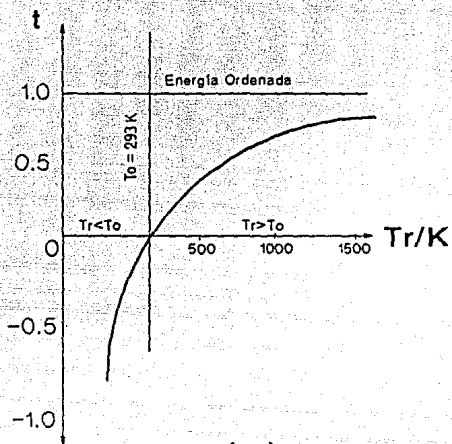


La relación que guardan  $t$  y  $T_r$  (ec. 5.2) se muestra en la fig. 5.3.1.(c) para un valor determinado de  $T_0$ . Cuando  $T_r = T_0$ ,  $t$  es cero (la energía térmica transferida a  $T_0$  es asociada con el flujo exérgico térmico en grado cero). Conforme  $T_r$  aumenta en relación a  $T_0$ , el valor tanto de  $t$  como de su correspondiente exergía térmica aumenta. En el límite en donde  $T_r$  tiende a valor infinito, la calidad de la energía térmica tiende a la de la energía ordenada y el valor numérico de  $E^o$  tiende al de  $Q_r$ .

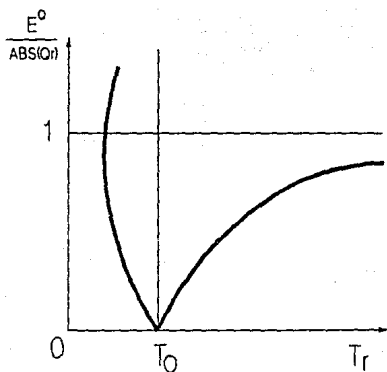
En los rangos de temperatura por debajo de la del medio ambiente,  $t$  adquiere valores negativos y su magnitud excede al de la unidad a bajas temperaturas. Una manera de interpretar esto sería pensar en que a bajas temperaturas, la potencia mínima dada a un refrigerador ( $E^o$ ) es más grande que la del efecto útil de refrigeración ( $Q_r$ ). Nótese que de lo anterior y en particular de las figs. (a) y (b) mencionadas anteriormente, el trabajo potencial de cualquier sistema debido a su diferencia de temperaturas con el medio ambiente, es siempre positivo, sin importar que  $T_r > T_0$  o  $T_r < T_0$ . En el primer caso el sistema actúa como una fuente de calor y en el segundo como un receptor de calor.

El rango del flujo térmico exérgico para el correspondiente valor absoluto del grado de transferencia de calor, se muestra como una función de la temperatura en la fig. 5.3.1(d).

Hay ocasiones circunstanciales donde la transferencia de calor ocurre a temperaturas que varían de un punto a otro de la superficie del sistema abierto. Por lo que si el flujo de calor  $Q_A$  (calor transferido por área) se distribuye a varias temperaturas, siendo  $T$  conocida, el flujo térmico exérgico se puede obtener mediante la siguiente ecuación:



(c)



(d)

Fig. 5.3.1.(c) y (d) Exergía Térmica

$$E^{\circ} = \int_A \left( \frac{(T - T_0)}{T} \right) Q_A \, dA \quad (5.3)$$

donde A es el área de transferencia de calor.

Aunque la ec. (5.3) es una definición más generalizada de  $E^{\circ}$  que la de (5.1), hay algunas aplicaciones prácticas en donde su uso resulta ser de gran utilidad. Evidentemente es más conveniente seleccionar una superficie del sistema abierto con una distribución uniforme de temperaturas, en la que el empleo de la ec. (5.1) simplifique los cálculos.

$E^{\circ}$  es el valor de la exergía transferida que corresponde al grado de transferencia de calor  $Q$ , respectivo, cuando la temperatura de los lugares donde se lleva a cabo la transferencia sobre la superficie del sistema abierto es  $T$ , ya que la transferencia de calor se lleva a cabo en la dirección en la que la temperatura decrece.

Considerese por ej. conducción de calor a lo largo de una barra térmicamente aislada; la razón de la transferencia de calor en todas las secciones normales de la barra será la misma pero los valores correspondiente de  $E^{\circ}$  decrecerán conforme la temperatura se reduzca.

Hay que tener cuidado en seleccionar la posición adecuada de la superficie del sistema abierto, ya que en general, afecta el calor del flujo térmico exérgico asociado al grado de transferencia de calor cedido.

#### LA EXERGIA DE UNA CORRIENTE PERMANENTE DE MATERIA

La exergía de una corriente constante de materia es igual a

la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando la corriente es llevada desde su estado inicial al estado muerto, mediante un proceso durante el cual la corriente interactúa solamente con el medio ambiente.

De este modo, la exergía de una corriente de materia es una propiedad de dos estados, el de la corriente y el del medio ambiente.

#### COMPONENTES DE LA EXERGIA

Como con la energía, la exergía de una corriente de materia,  $E_x$ , puede ser dividida en distintos componentes. En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial,  $E_x$  se define como:

$$E_x = E_{xk} + E_{xp} + E_{xf} + E_{xq} \quad (5.4)$$

donde  $E_{xk}$  es la exergía cinética,  $E_{xp}$  la exergía potencial,  $E_{xf}$  la exergía física y  $E_{xq}$  la exergía química.

$E_{xk}$  y  $E_{xp}$  se relacionan con altos grados de energía y  $E_{xf}$  y  $E_{xq}$  con bajos grados de energía. La ecuación (5.4) también puede ser expresada de manera "específica", introduciendo el concepto de exergía específica

$$e_x = E_x / m$$

$$e_x = e_{xk} + e_{xp} + e_{xf} + e_{xq} \quad (5.5)$$

Las energías cinética y potencial de una corriente de una sustancia, son formas ordenadas de energía y por esto totalmente convertibles en trabajo. Aunque, cuando se evalúan en relación a los datos de niveles de referencia del medio ambiente, estas son

iguales a sus respectivas exergias cinética y potencial. De modo que:

$$E_{xk} = m ( C_0^2 / 2 ) \quad (5.6a)$$

y

$$E_{xp} = m g_e Z_0 \quad (5.6b)$$

donde  $m$  es la razón de flujo másico de la corriente de fluido,  $C_0$  la magnitud de la velocidad de la corriente del fluido en relación a la superficie de la tierra,  $Z_0$  la altitud de la corriente sobre el nivel del mar, y  $g_e$  la aceleración gravitacional (fuerza específica gravitacional), considerada una constante.

El uso del medio ambiente como referencia, para C y Z es sólo importante cuando hay una interacción directa de la corriente con el medio ambiente.

En algunos casos, solo se consideran cambios de exergia cinética y potencial, por lo que cualquier estado de referencia inerte puede ser utilizado.

Como la entropía depende de las formas desordenadas de energía, los componentes de la exergia correspondientes (componente físico y químico) se pueden determinar solo si se considera un sistema compuesto por dos elementos, la corriente en consideración y el medio ambiente.

En principio se puede determinar la exergia total derivada de las formas de energía desordenada, en un dispositivo ideal en el que la corriente sufre procesos físicos y químicos mientras interactúa con el medio ambiente. Es conveniente sin embargo, separar lo que es exergia física  $E_{xf}$  y exergia química  $E_{xq}$ , facilitando los cálculos de los valores de exergia empleando tablas de exergias químicas estándar para la  $E_{xq}$ .

El otro elemento considerado, en los procesos en los que se emplea el cálculo de la exergía física y química es el estado del medio ambiente definido por  $T_0$  y  $P_0$ .

#### 5.4 ENERGIA FISICA.

El primer componente en el que la exergía derivada de las formas de energía desordenada está dividida es, la exergía física, definida formalmente así:

"La exergía física es igual a la máxima cantidad de trabajo obtenible, cuando la corriente de la sustancia es llevada de su estado inicial al del medio ambiente, por medio de un proceso físico que involucra solamente interacción térmica con éste". (Ref. 2)

Una expresión para la exergía física se puede derivar utilizando la definición anterior y la fig. 5.4.1., donde el módulo "X" representa un dispositivo ideal en el cual la corriente sufre algunos procesos reversibles. Considerando despreciables la energía cinética y potencial de la corriente, el estado en el que ésta entra al módulo queda definido por  $P_1$  y  $T_1$ . La salida corresponde al estado del medio ambiente, por lo que la presión y temperatura de la corriente son  $P_0$  y  $T_0$ . La única interacción asociada al proceso en el módulo es una transferencia de calor reversible con el medio ambiente expresada así:

$$[(q_0)_{rev}]_i^0 = T_0 (s_0 - s_1) \quad (5.7)$$

la ecuación del flujo de energía constante para el módulo es:

$$[(q_0)_{rev}]_i^0 - [(w_x)_{rev}]_x^0 = (h_0 - h_1) \quad (5.8)$$

Por consiguiente, el trabajo reversible cedido por el módulo es igual que la exergía física de la corriente. De (5.7) y (5.8):

$$e_{xf} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (5.9)$$

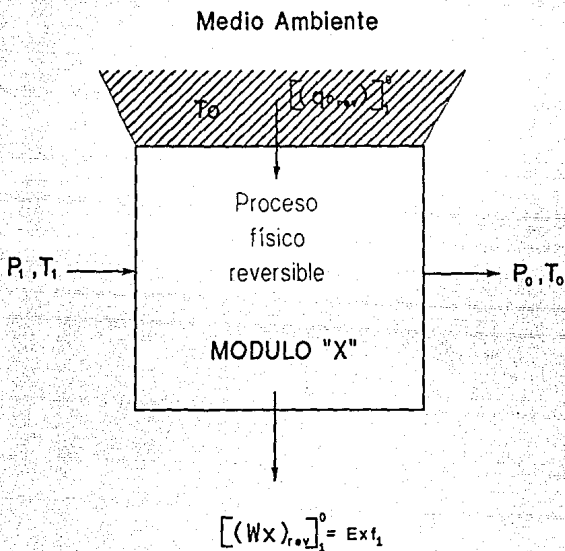


Fig. 5.4.1. Módulo reversible para determinar la exergía física de un flujo permanente de materia.



$e_{xf}$  es la diferencia del valor de  $(h - T_0s)$  en el estado inicial 1 y el estado del medio ambiente.  $(h - T_0s)$  es la función de exergia específica representado por B:

$$B = h - T_0s \quad (5.10)$$

B, en esta forma generalizada, es similar a la función de Gibbs.  $h$  y  $s$  son evaluadas en el estado de la sustancia y  $T_0$  es la temperatura del medio ambiente. En el estado final, tal y como se muestra en el segundo término de (5.9), esta función es idéntica a la función de Gibbs de la sustancia en el estado del medio ambiente. De aquí y de (5.9) y (5.10)

$$e_{xf1} = B_1 - B_0 \quad (5.11)$$

El proceso físico reversible hipotético que puede ser utilizado para determinar la exergia física, debe satisfacer las condiciones de reversibilidad tanto interna como externamente, muchas diferentes combinaciones de procesos pueden satisfacer estas condiciones.

Una combinación particular de procesos reversibles, un proceso adiabático seguido por un proceso isotérmico, es mostrado en la fig. 5.4.2.(a). La condición de reversibilidad es satisfecha del lado externo, en este caso, por la suposición de que la transferencia de calor se lleva a cabo a  $T = T_0 =$  constante.

La exergia física de una corriente homogénea de fluido simple en el estado 1, esta dada por la suma de las áreas sombreadas mostradas en el diagrama.

El dispositivo hipotético usado para determinar la exergia

física de la corriente, consiste en este caso, de un expansor adiabático seguido por uno isotérmico.

Normalmente, en el análisis de procesos físicos, se requiere de la diferencia de  $e_{xf}$  para los dos estados, más que los valores por separado. De (5.9):

$$e_{xf1} - e_{xf2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (5.12)$$

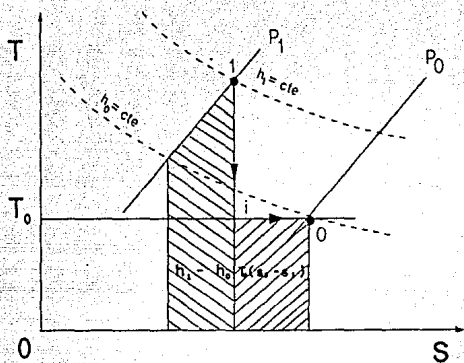
Empleando el mismo tipo de representación gráfica que el de la fig. 5.4.2.(a), esta diferencia de  $e_{xf}$  se muestra como la suma de las áreas sombreadas en la fig. 5.4.2.(b). Basandonos en la ec. 5.12 es obvio que  $T_0$  es el único parámetro relevante del medio ambiente cuando los cambios de  $e_{xf}$  son elevados.

#### COMPONENTES DE LA EXERGIA FISICA

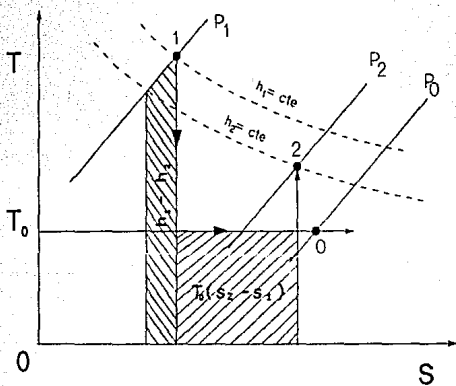
La exergia física de la corriente de una sustancia se divide en dos componentes.

Considerese un par de procesos reversibles hipotéticos (que serán empleados para determinar  $e_{xf}$ ): un proceso isobárico que se realiza a una presión inicial  $P_1$ , seguido por un proceso isotérmico correspondiente a la temperatura del medio ambiente  $T_0$ . El dispositivo reversible ideal que se empleará para esto se muestra en la fig. 5.4.3.(a) y en el proceso representado en el diagrama T - S mostrado en la fig. 5.4.3.(b). Para este caso se ha seleccionado que  $P_1 > P_0$  y  $T_1 > T_0$  en el estado inicial de la corriente.

El proceso isobárico reversible de la fig. 5.4.3.(b) se muestra en su forma idealizada, como un proceso de enfriamiento en el que la energía térmica rechazada por la corriente es utilizada en una serie de máquinas de calor reversible, que operan



(a)



(b)

Fig. 5.4.2. Proceso reversible para determinar (a) exergía física, (b) el cambio en la exergía física, de un fluido homogéneo simple.

entre la temperatura del gas en sus diferentes etapas del proceso de enfriamiento y la temperatura del medio ambiente  $T_0$ . El componente de la exergia física correspondiente a este término de trabajo reversible se denotará por  $e^{DT}$ , su magnitud representada por el área triangular de la fig. 5.4.3.(b) está dada por:

$$e^{DT}_1 = \left[ - \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right] P_1 \quad (5.13)$$

Este componente es resultado de la diferencia de temperaturas entre la corriente y el medio ambiente y es denominado el componente térmico de la exergia física. Nótese que este componente tiene algunas características en común con el concepto de exergia térmica explicado en la sección 5.3, pero la exergia térmica se asocia con la transferencia de calor a la superficie del sistema abierto, mientras que el componente térmico de la exergia física se asocia con una corriente de materia atravesando la superficie del sistema abierto.

Estos dos componentes corresponden a formas diferentes de exergia y no deben ser confundidos.

El segundo proceso se realiza reversiblemente en el expansor isotérmico mostrado en la fig. 5.4.3.(a). El trabajo reversible que se obtiene de este proceso de expansión es igual al segundo componente de la exergia física de la corriente denotado por  $e^{DP}$ .

Este componente resulta de la diferencia de presiones entre la corriente y el medio ambiente y se conoce como el componente de presión de la exergia física. Aplicando (5.9) al proceso isotérmico i-0 de la figura, el componente de presión de  $e_{xf}$  para una corriente de gas real es:

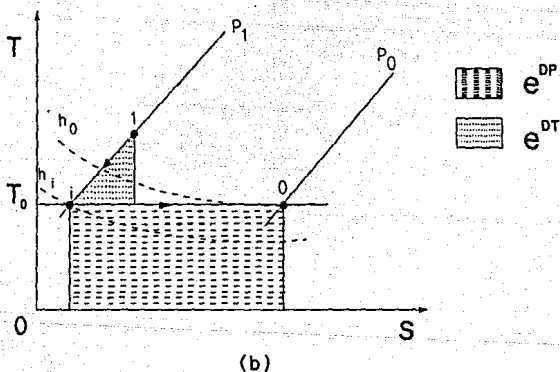
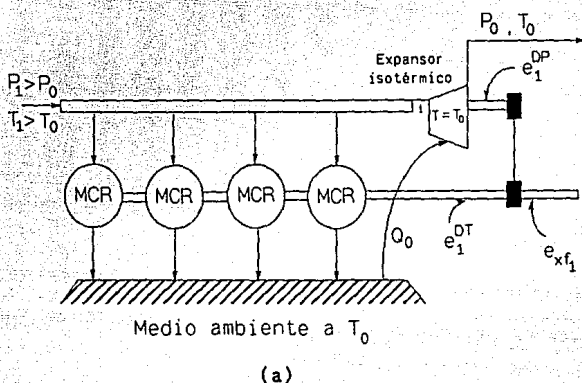


Fig. 5.4.3. Determinación de la exergia física para una corriente de un fluido simple homogéneo cuando  $P_1 > P_0$  y  $T_1 > T_0$ .

$$e^{DP}_1 = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \quad (5.14)$$

Esta ecuación puede ser considerada como la ecuación de energía para flujo permanente, (con un  $DE_k = 0$  y  $DE_p = 0$ ), para la expansión isotérmica. En cuyo caso  $e^{DP}$  corresponde al trabajo reversible cedido,  $T_0 (s_0 - s_1)$  al calor reversible transferido y  $(h_0 - h_1)$  al cambio de entalpía debido al comportamiento no ideal del fluido.

Para una corriente de gas ideal, el segundo término de la ecuación (5.14) es cero. Para este caso en particular,  $e^{DP}_1$  está representada por el área rectangular sombreada bajo la línea del proceso 1 - 0 mostrado en el diagrama T - s en la fig. 5.4.3.(b).

Por consiguiente, la exergía física de una corriente de cualquier sustancia se puede expresar como una función de dos componentes:

$$e_{xf} = e^{DT} + e^{DP} \quad (5.15)$$

#### EXERGIA FISICA DE UN GAS PERFECTO

Tomando en cuenta la ecuación (5.9) y las relaciones de un gas perfecto, obtenemos una expresión para la exergía física específica de un gas perfecto (de comportamiento ideal).

$$e_{xf} = C_p(T - T_0) - T_0(C_p \ln(T/T_0) - R \ln(P/P_0)) \quad (5.16)$$

En la fig. 5.4.4. se muestra la variación de  $e_{xf}$  de un gas perfecto con respecto a la presión y la temperatura. Cuando  $P \geq P_0$ ,  $e_{xf}$  es positiva para todo el rango de temperaturas, excepto en el estado del medio ambiente donde  $e_{xf} = 0$ . A presiones por debajo de  $P_0$ , el rango de temperaturas, por arriba y por abajo de  $T_0$  y para los que  $e_{xf}$  asume valores negativos, crece en relación al incremento de la diferencia de presiones ( $P_0 - P$ ).

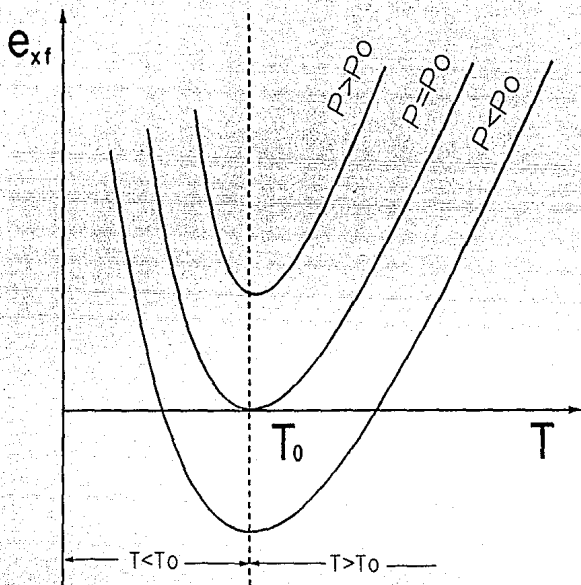


Fig. 5.4.4. Variación de la exergia física de una corriente de gas ideal con respecto a su presión y temperatura.

## 5.5 EXERGIA QUIMICA.

Cuando se determinó la exergia física, el estado final de la corriente (ver fig. 5.4.1.) era el estado del medio ambiente definido por  $P_0$  y  $T_0$  y caracterizado por exergias potencial y cinética iguales a cero. Este estado será ahora el estado inicial en el proceso reversible que determinará la exergia química de la corriente de una sustancia. El estado final al que la sustancia será llevada de acuerdo con la definición de exergia establecida en la sección 5.3, es el de un estado de equilibrio no restringido con el ambiente, es decir el estado muerto.

La exergia química se define formalmente así:

"La exergia química es igual a la cantidad máxima de trabajo obtenible cuando la sustancia en consideración es llevada del estado del medio ambiente al estado muerto, mediante un proceso que involucre transferencia de calor e intercambio de materia solo con el medio ambiente". (Ref.2)

Comparando esta definición con la establecida con anterioridad para la exergia de la corriente de una sustancia, se observa que la exergia química es la exergia de la corriente cuando el estado de la sustancia corresponde al del medio ambiente.

El concepto de reversibilidad, en el que todas las direcciones e interacciones del flujo se pueden regresar a sus condiciones originales, nos ofrece otra posible definición:

"La exergia química es igual a la mínima cantidad de trabajo necesario para sintetizar y evaluar en el estado ambiental la sustancia en consideración a partir de sustancias



ambientales, por efectos de procesos que involucren transferencia de calor e intercambio de sustancias solo con el medio ambiente". (Ref.2)

#### SUSTANCIAS DE REFERENCIA

Para estimar el trabajo potencial (exergia) de una corriente de una sustancia en virtud de la diferencia entre su potencial químico y el del medio ambiente, las propiedades de los elementos químicos que la conforman deben ser referidos a las propiedades de algunas sustancias equivalentes convenientemente seleccionadas en el medio ambiente.

Una característica esencial de estas sustancias de referencia, es que estas se encuentran en equilibrio con el resto del medio ambiente.

Por ej. el  $\text{CO}_2$  es una sustancia de referencia conveniente para el C, pero no para el C inoxidable que existe en depósitos de energéticos fósiles en la corteza terrestre, o para el CO que raramente se encuentra en el medio ambiente.

Evidentemente en mezclas de sustancias ambientales con diferente contenido, un elemento químico en particular, el del potencial químico mas bajo, es el mas conveniente para ser la sustancia de referencia para el elemento químico en cuestión. También conocer con precisión adecuada la concentración de la sustancia de referencia propuesta en el medio ambiente es determinante.

Cuando el sistema en consideración está compuesto por sustancias de referencia en algún estado arbitrario, sus sustancias de referencia son las correspondientes sustancias en sus estado muertos. Por ej. si la sustancia en el sistema es  $\text{N}_2$ ,

su sustancia de referencia deberá ser el  $N_2$  atmosférico en el estado definido por la temperatura ambiental y la presión parcial a la que el  $N_2$  existe en la atmósfera.

Cuando el sistema en consideración no comprende una sustancia de referencia, entonces sus sustancias de referencia deben contener los elementos constituyentes de la sustancia. Por ej. las sustancias de referencia para el  $CH_4$  son el  $CO_2$  (para el carbono) y el  $H_2O$  (para el hidrógeno) en sus estados muertos.

Los esquemas generales de sustancias de referencia estándares para cada elemento químico, se encuentran disponibles en el apéndice A de la referencia 2 (ver bibliografía) al igual que unas tablas de exergias químicas estándares basadas en el método de sustancias de referencia que también son incluidas en este apéndice, para simplificar así los cálculos involucrados en los balances de exergía de sistemas químicos.

Una de las definiciones de exergía química mencionada con anterioridad indica que, para obtener la máxima cantidad de trabajo, el proceso empleado deberá ser completamente reversible. El estado inicial en este proceso es el ambiental, definido por  $P_0$  y  $T_0$  y el final es el estado muerto, definido por  $T_0$  y la presión parcial  $P_{\infty}$  de las sustancias de referencia en consideración como componentes de la atmósfera en estado gaseoso. Ya que tanto el estado inicial como el final están caracterizados por la misma temperatura  $T_0$ , un proceso reversible isotérmico se puede usar para llevar la sustancia de  $P_0, T_0$  a  $P_{\infty}, T_0$ . Así el proceso satisface la condición de reversibilidad "transferencia de calor con el medio ambiente" establecida en la definición de exergía química.

Al final del proceso de expansión, cuando la presión del gas es reducida a su presión parcial en el aire atmosférico, el gas

puede ser descargado reversiblemente (a través de una membrana semipermeable) a la atmósfera. Este proceso corresponde con el "intercambio de sustancias solo con el medio ambiente" mencionado también en esta definición. El trabajo obtenido de un proceso tal por mol de sustancia igualará la exergía química molar  $e_{xqmol}$ . Para un gas ideal:

$$e_{xqmol} = R_{mol} T_0 \ln(P_0/P_{00}) \quad (5.17).$$

#### LA EXERGIA QUIMICA EN EL METODO DE EXERGIA

Evidentemente, la exergía química es un componente integral de la exergía y anteriormente se evaluó en relación a su estado de referencia natural el cual lo ofrece el medio ambiente. Este estado de referencia es esencial en cualquier cálculo que involucre una reacción química. Si en todo caso el proceso que se analiza no involucra reacciones químicas y de aquí que no haya cambios en la composición química de las corrientes que atraviesan la superficie del sistema abierto y si además no hay intercambio de sustancias con el medio ambiente, el componente químico de la exergía se cancela cuando la exergía de la corriente de entrada y la de salida son restadas en el balance exérgico. Bajo estas condiciones, los valores de exergía pueden ser reportados en una tabla o gráfica como valores relativos. Estos valores son estimados en relación a cualquier estado "a" de referencia, definido por propiedades  $h_a$  y  $s_a$ , lo cual conduce a:

$$e = h - T_0 s - B_a \quad (5.18)$$

donde:

$$B_a = h_a - T_0 s_a$$

Una posible alternativa para seleccionar el estado de referencia es la del estado del medio ambiente ( $P_0$ ,  $T_0$ ) donde el valor "relativo" de exergía proviene del componente de la exergía

física, lo cual resulta ventajoso ya que los valores de exergía en todo el rango del estado de referencia son positivos. Para ello se puede considerar  $T_a = T_0$ , y el valor de  $P_a$  corresponde al valor más bajo de presión en el rango utilizable de valores. Así, la ec. 5.18 puede ser empleada para calcular valores "relativos" de exergía.

Para análisis prácticos de exergía se emplean valores estándar de exergía química, los cuales se presentan para una buena variedad de sustancias químicas en las tablas mencionadas anteriormente (Ref. 2).

Para las sustancias no incluidas en estas tablas, un método de cálculo usando la función de formación de Gibbs y los valores de exergía química de los componentes constitutivos de los elementos son presentados en el apéndice A (Ref. 2) mencionado.

#### EXERGIA QUIMICA DE UNA MEZCLA

En muchas aplicaciones importantes el medio de trabajo consiste en una mezcla de gases ideales, por ej. combustibles gaseosos, productos para combustión, etc.

Para formular una expresión de la exergía química de una mezcla, considerese el dispositivo mostrado en la fig. 5.6.1. La mezcla es suministrada a flujo permanente a  $P_0$  y  $T_0$ . Cada uno de los  $N$  componentes es separado por una membrana semipermeable y luego comprimido reversible e isotérmicamente, desde su presión parcial en la mezcla  $P_i$  hasta  $P_0$ . El trabajo total de compresión por mol de la mezcla de gas es:

$$\text{SUM}_i [w_{x_i}]_{rev} = R_{\text{mol}} T_0 \text{SUM}_i (x_i \ln(x_i)) \quad (5.20)$$

donde  $x_i$  es la fracción mol del componente  $i$  en la mezcla.

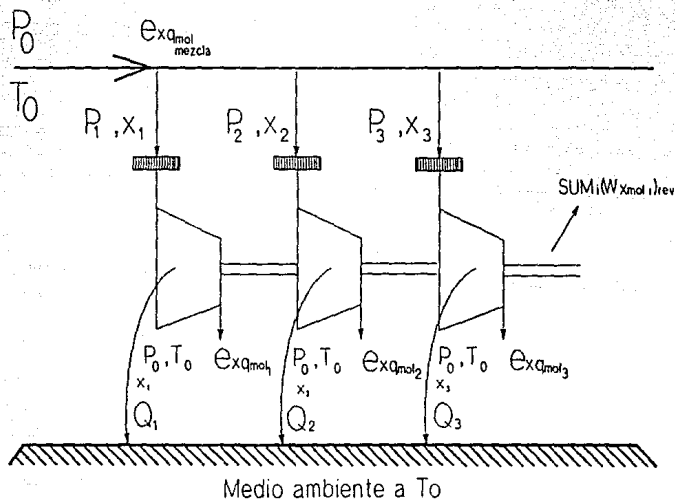


Fig. 5.6.1. Dispositivo ideal para determinar la exergia química de una mezcla de gases ideales.

Cada componente por separado que sale del compresor a  $P_0$  y  $T_0$  tiene en este punto exergía molar  $e_{xqmol i}$  mientras el flujo por mol de la mezcla es  $x_i$ .

Como todos los procesos que se llevan a cabo en el dispositivo son reversibles, la exergía de la mezcla es la suma de las exergías de cada uno de sus componentes menos el trabajo de compresión, por lo que:

$$e_{xqmolmez} = \text{SUM}_i(x_i e_{xqmol i}) + R_{mol} T_0 \text{SUM}_i(x_i \ln(x_i)) \quad (5.21a)$$

Ya que el segundo término de la ec. anterior es siempre negativo, la exergía de la mezcla es siempre menor a la suma de las exergías de sus componentes a la presión y temperatura de la mezcla.

Las ecs. (5.20) y (5.21a) se aplican también a soluciones ideales de líquidos, soluciones producidas sin un cambio en volumen o entalpia. En el caso de soluciones reales, la exergía de la mezcla se puede obtener si los coeficientes de actividad ( $y_i$ ) para los componentes son conocidos.

Por lo que la versión mas general de (5.21a) es:

$$e_{xqmolmez} = \text{SUM}_i(x_i e_{xqmol i}) + R_{mol} T_0 \text{SUM}_i(x_i \ln(y_i x_i)) \quad (5.21b)$$

Los coeficientes de actividad pueden ser mas grandes o mas pequeños que la unidad e iguales a esta para el caso de soluciones ideales.

El trabajo de compresión, (el segundo término de las ecs. (5.21a) y (5.21b)), se pueden interpretar como el mínimo trabajo necesario para separar los componentes de la mezcla y liberarlos a la presión y temperatura ambiental.

## 5.6 CONCEPTOS DE EXERGIA PARA EL ANALISIS DE SISTEMAS CERRADOS.

Cuando se analiza un sistema cerrado usando una ecuación de energía, dos formas de interacción, trabajo-calor y la energía de la materia deben ser consideradas. Las formas de exergia asociadas con las dos interacciones se discutieron en conexión con el análisis de un sistema abierto en la sección 5.3, y todas las condiciones alcanzadas se aplican aquí con pocas modificaciones. Así, el trabajo transferido es equivalente tanto en dirección como en magnitud a la transferencia de exergia asociada.

La exergia asociada con la transferencia de calor en análisis de sistemas cerrados se llama "exergia térmica" y se denota por  $EE^a$ . La única diferencia entre este concepto y el de grado de exergia térmica es que este último es definido para una relación permanente de transferencia de calor, mientras que el primero corresponde a una transferencia de una cantidad de exergia térmica determinada, a través de la interacción de calor. Adaptando 5.1:

$$EE^a = tQ, \quad (5.18)$$

donde  $t$  tiene el mismo significado que en (5.2).

## 5.7 SISTEMA DE UNIDADES EXÉRGICAS.

En general, existe la práctica común de expresar a la entalpía y a la entropía en unidades de calor, de manera que la exergía resultante queda igualmente expresada en unidades de calor. Esto es físicamente inconsistente puesto que la exergía es una función de trabajo y no de calor. Mas aún, al expresar la exergía en términos de unidades de calor de la primera ley de la termodinámica, el hecho de que se está tomando en cuenta a la segunda ley, no está explícitamente mostrado.

Para acabar con estas incongruencias, deben emplearse unidades exérgicas, de esta manera, cuando la entalpía y la entropía se expresan en unidades energéticas de calor o trabajo, la exergía resultante queda expresada en unidades exérgicas, que por definición son unidades de trabajo disponible.

Al utilizar unidades exérgicas queda manifiesto que se está empleando el método de exergía basado en la segunda ley de la termodinámica, ya sea para evaluaciones energéticas o exergo-económicas.

La primera ley de la termodinámica evalúa una unidad energética como tal simplemente, mientras que la segunda ley la evalúa en función de su contenido en unidades exérgicas. De acuerdo con la primera ley una unidad energética a una temperatura dada, tendrá el mismo valor a cualquier otra temperatura. Sin embargo, la segunda ley evalúa a cada unidad energética dependiendo de su contenido exérgico, el cual varía con respecto a la temperatura.

Las unidades energéticas son indestructibles; de manera contraria, las unidades exérgicas pueden destruirse o consumirse



en un proceso. El valor termodinámico está condicionado por el hecho de que una unidad exérgica puede hacer todo lo que una unidad energética es capaz de realizar, pero esta última no siempre hará todo lo que una unidad exérgica haga.

En 1983, John Soma propuso la creación de una unidad exérgica específica, que denominó "Aeu" (American Exergy Unit) en honor a su país. Si la entalpía y la entropía se expresan en Btu's, la exergía resultante quedará expresada en Aeus.

Consecuentemente, un Aeus, tal como lo define Soma, es un Btu de exergía pura.

Además del Aeus, Soma definió una serie de unidades en honor a diversos científicos, correspondientes a otras unidades de energía que se utilizan en la práctica. En la tabla siguiente se presentan algunas de las unidades que definió, su correspondiente unidad energética y en honor a quién asignó el nombre.

UNIDAD ENERGETICA	UNIDAD EXERGICA	DESIGNADA EN HONOR A
Btu	Aeus	Estados Unidos
Kilocaloría	Heus	Helmholtz
Joule	Geus	Gibbs
Erg	Oeus	Onsager
Kwh	Neus	Nernst

La idea de Soma es en principio muy buena, pero la nomenclatura que usa podría parecer pretenciosa o ególatra inclusive, siendo además algo complicada.

Para lograr aceptación mundial, debe idearse un sistema de unidades que resuelva los problemas antes presentados, que sea

sencilla y aceptable para todos los países.

En congruencia con lo anterior, se propone agregar simplemente una letra "e" minúscula a los símbolos de las unidades energéticas usadas desde hace muchos años para convertirlas en unidades exérgicas, de acuerdo a la tabla siguiente:

UNIDAD ENERGETICA	UNIDAD EXERGICA
Btu	Btue
Kilocaloría	Kcale
Joule	Je
Erg	Erge
Kwh	Kwhe

Con esto se evita la generación de más unidades de las necesarias y ya existentes. Siguiendo estrictamente los lineamientos planteados por el Sistema Internacional de Unidades, en el que la unidad energética aceptada es el joule, la única unidad exérgica que debe emplearse es el "Joule exérgico" designado como "Je".

## CAPITULO 6

### ANALISIS EXERGICO DEL SISTEMA

### 6.1 CALCULO DE LA EXERGIA QUIMICA DEL AGUA DE MAR.

Las sustancias involucradas en el sistema de desalinización son dos, el agua de mar en mayor o menor concentración dependiendo de la etapa del sistema de evaporación en donde se considere y el agua pura, para los casos en los que el vapor o el condensado del vapor se consideran.

Por lo anterior y tomando en cuenta que la exergia total de una corriente depende de la exergia física y química de la misma, en esta sección se presenta la secuencia del cálculo de la exergia química de las sustancias involucradas.

Como se mencionó en la sección 5.5 del capítulo anterior, la forma más sencilla de calcular la exergia química de una corriente, es emplear la exergia química estándar o la exergia química específica molar estándar de las sustancias de referencia.

Para este análisis todos los compuestos involucrados en las corrientes, debido a que son muy comunes en la atmósfera (sales de agua de mar y agua pura) son empleadas como sustancias de referencia para sistemas más complejos, por lo que no siendo este el caso, el cálculo de la exergia química se simplifica.

En adición al agua pura ( $H_2O$ ), las sales que forman parte del agua de mar, son las únicas sustancias que se deberán tomar en consideración para los cálculos.

La composición de las sales empleada en estos cálculos es considerada como una composición típica del agua de mar de la zona del pacífico de la República Mexicana, la cual es aceptable para los fines que persigue este estudio y que es la siguiente:

Sal	g/lt
NaCl	8.15
MgCl <sub>2</sub>	5.20
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	4.09
CaCl <sub>2</sub>	1.16
KCl	7.96
NaHCO <sub>3</sub>	2.01
SrCl <sub>2</sub>	2.50
BaCl <sub>2</sub>	9.94
MnCl <sub>2</sub>	3.40
CuCl <sub>2</sub>	3.08
ZnCl <sub>2</sub>	1.51
PbCl <sub>2</sub>	6.60
AgNO <sub>3</sub>	4.90
-----	
Total de sólidos	60.50

Para cada uno de los compuestos conocemos su concentración (C) en g/lt y como información adicional disponible, su peso molecular (PM) en g/gmol, con lo que podemos conocer la concentración molar (Cmol) en gmol/lt para cada uno de los compuestos.

Considerando una base de concentración total igual a 1,000 g/lt, la diferencia entre el total de sólidos (total de compuestos) y esta base, es la concentración de agua pura para el cálculo.

Consecuentemente se puede calcular la fracción mol total de cada uno de los compuestos (incluyendo el agua) para la mezcla, empleando la fórmula conocida:

$$x_i = \frac{n_i}{\text{SUM}(n_i) + n_a} \quad (6.1)$$

donde:

$$\begin{aligned} i &= \text{compuesto } i \\ n &= \text{gmol/lt} \end{aligned}$$

A partir de este momento resultará más conveniente considerar por separado a las sales del agua, ya que para los cálculos de exergia específica, será necesario conocer tan solo la exergia química específica de las sales y la exergia química específica del agua pura, por lo que podemos calcular la fracción mol como sal de cada uno de los compuestos empleando:

$$x_i = \frac{n_i}{\text{SUM}(n_i)} \quad (6.2)$$

donde:

$$n = \text{gmol/lt}$$

La exergia química específica molar estándar de cada uno de los compuestos ( $e_{x,\text{gmol}}$ ) se encuentra disponible (como ya se mencionó) en el apéndice A de la referencia 2 de la bibliografía.

Para este caso no fue necesario evaluar la sustancia de referencia de cada uno de los elementos de las sales y del agua, ya que como compuestos en sí son considerados como sustancias de referencia.

Esta exergia química específica molar estándar ( $e_{x,\text{gmol}}$ ) se encuentra disponible en unidades del Sistema Internacional de Unidades, es decir en KJe/Kmol.

La exergia química específica total de las sales, se calcula empleando la exergia química específica proporcional de cada sal en el total de sólidos de la mezcla mediante la ec.:

$$e_{x_{qmol}} = \text{SUM}((e_{x_{qmol}})(x_{s1})) \quad (6.3)$$

donde:

$$e_{x_{qmol}} = \text{KJe/Kmol}$$

y también:

$$e_{x_{qs}} = \text{SUM}(0.43(((e_{x_{qmol}})(x_{s1}))/PM_1)) \quad (6.4)$$

donde:

$$e_{x_{qs}} = \text{Btue/lb}$$

La exergía química específica del agua es entonces la exergía química específica molar estándar del agua, disponible en la bibliografía y cuyo valor en unidades del Sistema Inglés se calcula de manera similar que para las sales en la ec. (6.4).

Como dato disponible, después de haber realizado los cálculos anteriores y ya que será requerido para cálculos posteriores, podemos determinar el peso molecular ponderado del total de sales mediante:

$$PM_s = \text{SUM}(C_i)/\text{SUM}(C_{mol}) \quad (6.5)$$

donde:

$$PM_s = \text{g/gmol}$$

Los resultados consolidados de los cálculos antes descritos se encuentran reportados en la tabla 6.1.1. y de donde podemos concluir que:

$e_{x_{qmol}}$	=	3,120	KJe/Kmol
$e_{x_{qs}}$	=	74.39	Btue/Lb
$e_{x_{qmol}}$	=	65,417	KJe/Kmol
$e_{x_{qs}}$	=	274.00	Btue/Lb
$PM_s$	=	111.80	g/gmol

Tabla 6.1.1. Cálculo de la Exergía Química del agua de mar

Compuesto	C g/lt	FM g/gmol	Cmol gmol/lt	x	x <sub>s</sub> (como sal)	exqmol* KJ <sub>e</sub> /Kmol	exqmol KJ <sub>e</sub> /Kmol	exq Btu <sub>e</sub> /Lb
NaCl	8.15	58.43	0.1395	0.00265	0.25783	22,200	5,723.80	42.07755
MgCl <sub>2</sub>	5.20	95.22	0.0546	0.00104	0.10092	151,860	15,324.99	69.13612
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	4.09	142.04	0.0288	0.00055	0.05321	35,000	1,862.30	5.63197
CaCl <sub>2</sub>	1.16	110.99	0.0105	0.00020	0.01931	84,910	1,639.86	6.34666
KCl	7.96	74.56	0.1068	0.00203	0.19729	21,390	4,220.07	24.31458
NaHCO <sub>3</sub>	2.01	84.01	0.0239	0.00045	0.04421	224,370	9,920.14	50.72550
SrCl <sub>2</sub>	2.50	158.53	0.0158	0.00030	0.02914	74,480	2,170.41	5.88103
BaCl <sub>2</sub>	9.94	208.25	0.0477	0.00091	0.08820	63,610	5,610.47	11.57279
MnCl <sub>2</sub>	3.40	125.84	0.0270	0.00051	0.04993	159,340	7,955.07	27.15408
CuCl <sub>2</sub>	3.08	134.45	0.0229	0.00043	0.04233	120,450	5,098.82	16.29042
ZnCl <sub>2</sub>	1.51	136.28	0.0111	0.00021	0.02047	101,340	2,074.91	6.54018
PbCl <sub>2</sub>	6.60	278.10	0.0237	0.00045	0.04385	30,410	1,333.62	2.05994
AgNO <sub>3</sub>	4.90	169.88	0.0288	0.00055	0.05330	46,580	2,482.78	6.27817
Total sólidos	60.50	111.80	0.5412	0.0103	1.0000		65,417.23	274.00900
H <sub>2</sub> O	939.50	18.02	52.1508	0.98973		3,120		74.39507
TOTAL	1000.00	-----	52.6920	1.00000				

\* Exergía Química estándar (Ref. 2)



## 6.2 CALCULO DE LA EXERGIA TOTAL DE CADA CORRIENTE.

En base a los resultados termodinámicos de flujo másico, presión y temperatura de los capítulos 3 y 4 (tablas 3.7.1., 3.7.2., 4.10.1. y 4.10.2.) en donde para todas las corrientes los datos de entalpia y entropia se obtuvieron de las tablas de vapor (ref.13), se describe a continuación la secuencia del cálculo de la exergia específica total de cada una de las corrientes del sistema.

### LA EXERGIA FISICA

La exergia física específica ( $e_{x,i}$ ) de cada una de las corrientes se calculará a partir de la ec. (5.9) del capítulo anterior, adaptada a la aplicación de estos sistemas:

$$e_{x,i} = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (6.6)$$

en esta ec. el subíndice "i" indica la propiedad termodinámica de la corriente i, a la que se le calculará la exergia física.

El subíndice "0" como se explicó en el capítulo anterior, indica las propiedades termodinámicas de una corriente medidas en el estado de referencia ó estado del medio ambiente.

Para este estudio las características y propiedades termodinámicas "0" a aplicar en la ec. (6.6) son las siguientes:

Agua

$$T_0 = 60 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_0 = 14.7 \text{ psias}$$

$$h_0 = 28.1 \text{ Btu/Lb}$$

$$s_0 = 0.0555 \text{ Btu/Lb}$$

las cuales permanecen constantes al aplicar la ec. (6.6) a cada una de las corrientes de ambos sistemas de desalinización.

#### LA CONCENTRACION DE LAS CORRIENTES

Empleando la concentración en peso de sales calculada en el capítulo 4, se calcularán las fracciones mol de las sales en cada corriente de líquido de cada efecto del sistema múltiple efecto y consecuentemente la fracción molar de sales en el efecto simple, así como la fracción molar de sales de la corriente de alimentación, mediante la fórmula común:

$$x_{s1} = n_s / (n_s + n_a) \quad (6.7)$$

donde:

$$n_s = ((L_i X_i) / PM_s) 453.6 \quad (6.8)$$

$$n_a = \text{gmol/Hr}$$

y

$$n_a = (L_i (1 - X_i)) / PM_a \quad (6.9)$$

"i" es el efecto i a cuya corriente de líquido se le está calculando su fracción mol de sales,  $n_s$  y  $n_a$  son las moles de sales y moles de agua, L el flujo másico de líquido en Lb/Hr,  $X_i$  es la fracción peso del flujo de líquido del efecto i,  $PM_s$  el peso molecular ponderado de las sales y  $PM_a$  el peso molecular del agua pura.

Con los cálculos anteriores contamos ahora con las fracciones mol de las sales ( $x_s$ ) para cada corriente líquida del sistema y en donde  $x_a = 1 - x_s$  para la misma corriente.

Los resultados de los cálculo de las fracciones molares de las sales en cada corriente de líquido, se muestran en la tabla 6.2.1.

Tabla 6.2.1. Cálculo de la concentración de sales en cada efecto.

$$L_{i-1} \cdot X_{i-1} = L_i \cdot X_i$$

Efecto	$V_i$ Lb/Hr	$L_i$ Lb/Hr	$X_i$ sales	$x_i$ sales
0		1,284,137.0	0.035	0.0058055
1	102,908.0	1,181,229.0	0.038	0.006328
2	127,119.9	1,054,109.0	0.043	0.0071194
3	155,768.9	898,340.2	0.050	0.008408
4	190,389.4	707,950.8	0.063	0.0107964
5	258,502.8	449,448.0	0.100	0.0175747

P.M. sal = 111.8

g/gmol

P.M. agua = 18.0

g/gmol

$X_i$  = Fracción peso

$x_i$  = Fracción mol

## LA EXERGIA QUIMICA

Para el cálculo de la exergia química de cada corriente, se empleará una variante de la ec. (5.21b) del capítulo anterior, ya que esta calcula la exergia química específica molar de una mezcla y para ser consistentes con la exergia física calculada anteriormente, es necesario calcular  $e_{xq}$  y no  $e_{xqmol}$ , además consideraremos a la mezcla como una solución de comportamiento ideal donde  $y_i=0$ .

Para aplicar y modificar la ec. (5.21b) es necesario tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\begin{aligned} R &= 8.314 \text{ J/}^{\circ}\text{Kmol} \\ T_0 &= 288.636 \text{ }^{\circ}\text{K} = 60 \text{ }^{\circ}\text{F} \\ 1\text{J} &= 9.47 \times 10^{-4} \text{ Btu} \\ 1\text{Lb} &= 453.6 \text{ g} \end{aligned}$$

Para calcular entonces la exergia química de la corriente y no la exergia química molar, en el último término de la ec. (5.21b) el peso molecular del agua será el factor de conversión entre unidades molares y unidades másicas, ya que en realidad la concentración molar de las sales en la corriente es mínima.

De forma que para las corrientes líquidas que contienen sales:

$$e_{xq} = ((x_a e_{xqa}) + (x_s e_{xqs})) + (57.10((x_s \ln(x_s)) + (x_a \ln(x_a)))) \quad (6.10)$$

donde:

$$e_{xq} = \text{Btue/Lb}$$

y para las corrientes que no contienen sales:

$$e_{xq} = e_{xqe} \quad (6.11)$$

donde:

$$e_{xq} = Btue/Lb$$

#### LA EXERGIA TOTAL

La exergia específica total de cada corriente  $e_{x_{total}}$  se calcula empleando la ec. (5.5) del capítulo anterior, considerando  $e_{xk} = 0$  y  $e_{xp} = 0$  por las razones ahí comentadas. Así la ec. que determina la exergia específica total de la corriente es:

$$e_{x_{total}} = e_{xf} + e_{xq} \quad (6.12)$$

donde:

$$e_{x_{total}} = Btue/Lb$$

y

$$E_{x_{total}} = (e_{x_{total}} m) / 1 \times 10^6 \quad (6.13)$$

donde:

$$E_{x_{total}} = MMBtue/Hr$$

si:

$$e_{x_{total}} = Btue/Lb$$

$$m = Lb/Hr$$

Para el cálculo de la exergia química de cada corriente en unidades del Sistema Internacional se emplea la siguiente fórmula en lugar de la ec. (6.10):

$$e_{xq} = ((x_a e_{xq_{mola}} (1/18)) + (x_s e_{xq_{mola}} (1/111.8))) + (133.22 ((x_s \ln(x_s)) + (x_a \ln(x_a)))) \quad (6.14)$$

donde:

$$\begin{aligned} R &= 8.314 \text{ J/}^\circ\text{Kmol} \\ T_0 &= 288.636 \text{ }^\circ\text{K} = 60 \text{ }^\circ\text{F} \\ PM_s &= 18 \\ PM_c &= 111.8 \end{aligned}$$

de manera que

$$e_{xq} = \text{KJe/K}$$

para el caso de corrientes con mezcla de sales y:

$$e_{xq} = ((x_s e_{xqmo}(1/18)) \quad (6.15)$$

donde:

$$e_{xq} = \text{KJe/K}$$

para el caso de corrientes sin mezcla de sales.

Los cálculos de las exergias antes detallados se integran para el sistema simple efecto en la tabla 6.2.2. en unidades del Sistema Inglés y en la tabla 6.2.3. en unidades del Sistema Internacional.

Para el sistema múltiple efecto los resultados de las exergias se integran en las tablas 6.2.4. y 6.2.5. en unidades del Sistema Inglés y en unidades del Sistema Internacional respectivamente.

Tabla 6.2.2. Resultados Exérgicos Evaporador Simple Efecto Unidades Inglesas

No.		Flujo Lb/Hr	T oF	P Psias	h Btu/Lb	s Btu/LboF	exf Btue/Lb	x s	x a	exq Btue/Lb	ex total Btue/Lb	Ex total MMBtue/Hr
1	L.sub	1,284,137	60	40	28.2	0.0555	0.1	0.0058	0.9942	73.5	73.6	94.534
2	L.sub	1,284,137	161	35	128.6	0.2323	89.9	0.0058	0.9942	73.5	163.4	209.839
3	L.sub	1,284,137	185	30	153.3	0.2712	112.3	0.0058	0.9942	73.5	185.8	238.560
4	L.sat	1,284,137	240	25	208.5	0.3535	162.5	0.0058	0.9942	73.5	236.0	303.103
5	V.sat	983,292	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	1,124.631
6	V.sat	902,769	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	1,032.534
7	L.sat	902,769	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	297.604
8	V.sat	834,689	240	25	1,160.6	1.7141	1,033.0	0.0000	1.0000	74.4	1,107.4	924.317
9	L.sat	449,448	240	25	208.5	0.3535	162.5	0.0176	0.9824	72.9	235.4	105.788
10	L.sat	834,689	240	25	208.5	0.3535	162.5	0.0000	1.0000	74.4	236.9	197.750
11	V.sat	80,523	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	92.097
12	L.sat	80,523	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	26.545
13	L.sub	449,448	170	20	138.0	0.2473	98.4	0.0176	0.9824	72.9	171.2	76.966
14	L.sub	834,689	86	15	53.6	0.1033	22.6	0.0000	1.0000	74.4	97.0	80.987
15	L.sub	52,980,493	60	60	28.2	0.0555	0.1	0.0000	1.0000	74.4	74.5	3,946.786
16	L.sub	52,980,493	75	55	43.2	0.0839	13.4	0.0000	1.0000	74.4	87.8	4,651.373
17	L.sat	983,292	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	324.149
Referencia:												
H2O	L.sub		60	15	28.1	0.0555				74.4		

Tabla 6.2.3. Resultados Exérgicos Evaporador Simple Efecto Unidades Sistema Internacional

No.		Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m <sup>2</sup>	h KJ/K	s KJ/K oC	exf KJ e/K	x s	x a	exq KJ e/K	ex total KJ e/K
1	L.sub	582,485	16	276	65.9	0.2335	0.2	0.0058	0.9942	171.0	171.2
2	L.sub	582,485	71	241	300.5	0.9771	223.3	0.0058	0.9942	171.0	394.3
3	L.sub	582,485	85	207	358.2	1.1408	278.5	0.0058	0.9942	171.0	449.4
4	L.sat	582,485	116	172	487.2	1.4869	402.1	0.0058	0.9942	171.0	573.0
5	V.sat	446,021	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
6	V.sat	409,496	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
7	L.sat	409,496	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
8	V.sat	378,615	116	172	2,712.2	7.2101	2,538.0	0.0000	1.0000	173.3	2,711.3
9	L.sat	203,870	116	172	487.2	1.4869	402.1	0.0176	0.9824	168.8	570.9
10	L.sat	378,615	116	172	487.2	1.4869	402.1	0.0000	1.0000	173.3	575.4
11	V.sat	36,525	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
12	L.sat	36,525	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
13	L.sub	203,870	77	138	322.5	1.0402	244.3	0.0176	0.9824	168.8	413.1
14	L.sub	378,615	30	103	125.3	0.4345	56.5	0.0000	1.0000	173.3	229.8
15	L.sub	24,031,952	16	414	65.9	0.2335	0.2	0.0000	1.0000	173.3	173.6
16	L.sub	24,031,952	24	379	101.0	0.3527	33.4	0.0000	1.0000	173.3	206.8
17	L.sat	446,021	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
Referencia:											
H2O	L. subenf		16	101	65.7	0.2335				312.9	



Tabla 6.2.4. Resultados Exérgicos Evaporador Multiple Efecto Unidades Inglesas

No.		Flujo Lb/Hr	T oF	P Psias	h Btu/Lb	s Btu/LboF	exf Btue/Lb	x s	x a	exq Btue/Lb	ex total Btue/Lb	Ex total MMBtue/Hr
1	L.sub	1,284,137	60	104	28.4	0.0555	0.3	0.0058	0.9942	73.5	73.8	94.8
2	L.sub	1,284,137	81	99	49.3	0.0950	18.8	0.0058	0.9942	73.5	92.3	118.6
3	L.sub	1,284,137	173	94	141.5	0.2519	101.6	0.0058	0.9942	73.5	175.1	224.9
4	L.sat	1,284,137	319	89	289.9	0.4633	237.3	0.0058	0.9942	73.5	310.9	399.2
5	L.sat	1,181,229	319	89	289.9	0.4633	237.3	0.0063	0.9937	73.5	310.8	367.1
6	L.sat	1,054,109	299	66	268.7	0.4358	217.8	0.0071	0.9929	73.4	291.2	306.9
7	L.sat	898,340	272	43	240.7	0.3983	192.0	0.0084	0.9916	73.3	265.3	238.4
8	L.sat	707,951	230	21	199.9	0.3388	154.8	0.0108	0.9892	73.1	227.9	161.4
9	L.sat	449,448	125	2	92.8	0.1732	57.6	0.0176	0.9824	72.9	130.5	58.6
10	L.sub	449,448	65	1	33.1	0.0650	4.4	0.0176	0.9824	72.9	77.3	34.7
11	V.sat	104,626	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	119.7
12	L.sat	104,626	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	34.5
13	L.sat	214,411	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	70.7
14	L.sat	319,036	338	115	309.3	0.4878	255.3	0.0000	1.0000	74.4	329.7	105.2
15	V.sat	102,908	319	89	1,185.1	1.6122	1,063.5	0.0000	1.0000	74.4	1,137.9	117.1
16	V.sat	127,120	299	66	1,179.4	1.6363	1,056.5	0.0000	1.0000	74.4	1,130.8	143.8
17	V.sat	155,769	272	43	1,171.2	1.6745	1,045.9	0.0000	1.0000	74.4	1,120.3	174.5
18	V.sat	190,389	230	21	1,156.7	1.7281	1,028.2	0.0000	1.0000	74.4	1,102.6	209.9
19	V.sat	258,503	125	2	1,113.0	1.9300	972.4	0.0000	1.0000	74.4	1,046.8	269.0
20	L.sat	258,503	125	2	92.8	0.1732	57.6	0.0000	1.0000	74.4	132.0	34.1
21	L.sat	190,389	230	21	199.9	0.3388	154.8	0.0000	1.0000	74.4	229.2	43.6
22	L.sat	155,769	272	43	240.7	0.3983	192.0	0.0000	1.0000	74.4	266.4	41.5
23	L.sat	127,120	299	66	268.7	0.4358	217.8	0.0000	1.0000	74.4	292.2	37.1
24	L.sat	102,908	319	89	289.9	0.4633	237.3	0.0000	1.0000	74.4	311.7	32.1

Tabla 6.2.4. Resultados Exérgicos Evaporador Multiple Efecto Unidades Inglesas

No.		Flujo Lb/Hr	T oF	P Psias	h Btu/Lb	s Btu/LboF	exf Btue/Lb	x s	x a	exq Btue/Lb	ex total Btue/Lb	Ex total MMBtue/Hr
25	L.sat	834,689	227	20	195.3	0.3344	150.5	0.0000	1.0000	74.4	224.9	187.7
26	L.sub	834,689	86	20	53.5	0.1042	22.5	0.0000	1.0000	74.4	96.9	80.9
27	L.sub	17,123,291	60	60	28.2	0.0555	0.1	0.0000	1.0000	74.4	74.5	1,275.6
28	L.sub	17,123,291	75	55	43.2	0.0839	13.4	0.0000	1.0000	74.4	87.8	1,503.3
29	V.sat	214,411	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	245.2
30	V.sat	319,036	338	115	1,189.6	1.5914	1,069.3	0.0000	1.0000	74.4	1,143.7	364.9
31	L.sat	230,028	308	75	278.0	0.4479	226.4	0.0000	1.0000	74.4	300.8	69.2
32	L.sat	604,661	196	11	163.9	0.2879	121.8	0.0000	1.0000	74.4	196.2	118.6
33	L.sat	448,892	169	6	137.0	0.2457	97.5	0.0000	1.0000	74.4	171.9	77.2
Referencia												
H2O	L.sub		60	15	28.1	0.0555						

Continuación

Tabla 6.2.5. Resultados Exérgicos Evaporador Multiple Efecto Unidades Sistema Internacional

No.		Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m2	h KJ/K	s KJ/K oC	exf KJ e/K	x s	x a	exq KJ e/K	ex total KJ e/K
1	L.sub	582,485	16	718	66.4	0.2335	0.7	0.0058	0.9942	171.0	171.7
2	L.sub	582,485	27	683	115.2	0.3997	47.0	0.0058	0.9942	171.0	217.9
3	L.sub	582,485	78	649	330.7	1.0596	252.1	0.0058	0.9942	171.0	423.1
4	L.sat	582,485	160	614	677.5	1.9486	585.1	0.0058	0.9942	171.0	756.1
5	L.sat	535,805	160	614	677.5	1.9486	585.1	0.0063	0.9937	170.8	755.9
6	L.sat	478,144	149	459	627.9	1.8331	537.4	0.0071	0.9929	170.6	708.0
7	L.sat	407,487	133	296	562.5	1.6754	474.4	0.0084	0.9916	170.3	644.7
8	L.sat	321,126	110	143	467.1	1.4251	382.9	0.0108	0.9892	169.8	552.8
9	L.sat	203,870	52	13	216.9	0.7285	143.5	0.0176	0.9824	168.8	312.3
10	L.sub	203,870	18	7	77.4	0.2734	11.1	0.0176	0.9824	168.8	179.9
11	V.sat	47,458	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
12	L.sat	47,458	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
13	L.sat	97,257	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
14	L.sat	144,715	170	793	722.8	2.0519	628.8	0.0000	1.0000	173.3	802.2
15	V.sat	46,679	160	614	2,769.3	6.7815	2,601.8	0.0000	1.0000	173.3	2,775.1
16	V.sat	57,662	149	459	2,756.1	6.8828	2,587.0	0.0000	1.0000	173.3	2,760.3
17	V.sat	70,657	133	296	2,736.8	7.0435	2,565.2	0.0000	1.0000	173.3	2,738.5
18	V.sat	86,361	110	143	2,703.0	7.2690	2,527.9	0.0000	1.0000	173.3	2,701.3
19	V.sat	117,257	52	13	2,600.9	8.1183	2,412.6	0.0000	1.0000	173.3	2,585.9
20	L.sat	117,257	52	13	216.9	0.7285	143.5	0.0000	1.0000	173.3	316.8
21	L.sat	86,361	110	143	467.1	1.4251	382.9	0.0000	1.0000	173.3	556.3
22	L.sat	70,657	133	296	562.5	1.6754	474.4	0.0000	1.0000	173.3	647.7
23	L.sat	57,662	149	459	627.9	1.8331	537.4	0.0000	1.0000	173.3	710.7
24	L.sat	46,679	160	614	677.5	1.9486	585.1	0.0000	1.0000	173.3	758.4

**Tabla 6.2.5. Resultados Exérgicos Evaporador Multiple Efecto Unidades Sistema Internacional**

No.		Flujo Kg/Hr	T oC	P KN/m2	h KJ/K	s KJ/K oC	exf KJ e/K	x s	x a	exq KJ e/K	ex total KJ e/K
25	L.sat	378,615	108	135	456.4	1.4066	372.5	0.0000	1.0000	173.3	545.8
26	L.sub	378,615	30	135	125.0	0.4382	56.2	0.0000	1.0000	173.3	229.5
27	L.sub	7,767,125	16	414	65.9	0.2335	0.2	0.0000	1.0000	173.3	173.6
28	L.sub	7,767,125	24	379	101.0	0.3527	33.4	0.0000	1.0000	173.3	206.8
29	V.sat	97,257	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
30	V.sat	144,715	170	793	2,779.9	6.6940	2,613.8	0.0000	1.0000	173.3	2,787.1
31	L.sat	104,341	154	520	649.6	1.8840	558.3	0.0000	1.0000	173.3	731.6
32	L.sat	274,274	91	73	382.9	1.2110	302.0	0.0000	1.0000	173.3	475.4
33	L.sat	203,618	76	40	320.1	1.0335	242.0	0.0000	1.0000	173.3	415.4
Referencia											
H2O			16	101	65.7	0.2335					

Continuación

### 6.3 BALANCES DE EXERGIA .

Los balances de exergia para sistemas a régimen permanente pueden realizarse de la misma forma que los balances de energía (entalpía), con una excepción. Mientras que la entalpía se conserva, la exergia puede destruirse o degradarse, por lo que las ecs. de balance deben contener implícitamente los términos de destrucción  $E_{x\text{ des}}$  y de producción  $E_{x\text{ prod}}$  de exergia.

Por lo que el balance total se puede escribir así:

$$E_{x\text{ entrada}} = E_{x\text{ salida}} + (E_{x\text{ prod}} - E_{x\text{ dest}}) \quad (6.16)$$

Como la exergia es una función de estado, como lo son la entalpía y la entropía, en el caso de régimen permanente la ec. anterior puede utilizarse para calcular la exergia de cualquier componente si  $h$  y  $s$  son conocidas y se establecen condiciones apropiadas para el medio ambiente.

El tipo de manejo de estas propiedades es la clave primordial del manejo del método de exergia para obtener de él el máximo beneficio.

En otras palabras, el objetivo primordial del cálculo de un balance de exergia para un sistema, es la evaluación de las pérdidas de exergia en cada uno de los puntos del sistema con posibilidad de generar tales pérdidas.

Estos puntos probables del sistema se identifican como bloques en la fig. 6.3.1. para el sistema simple efecto y en la figura 6.3.2. para el sistema múltiple efecto.

En base a la ec. (6.16) se puede interpretar que:

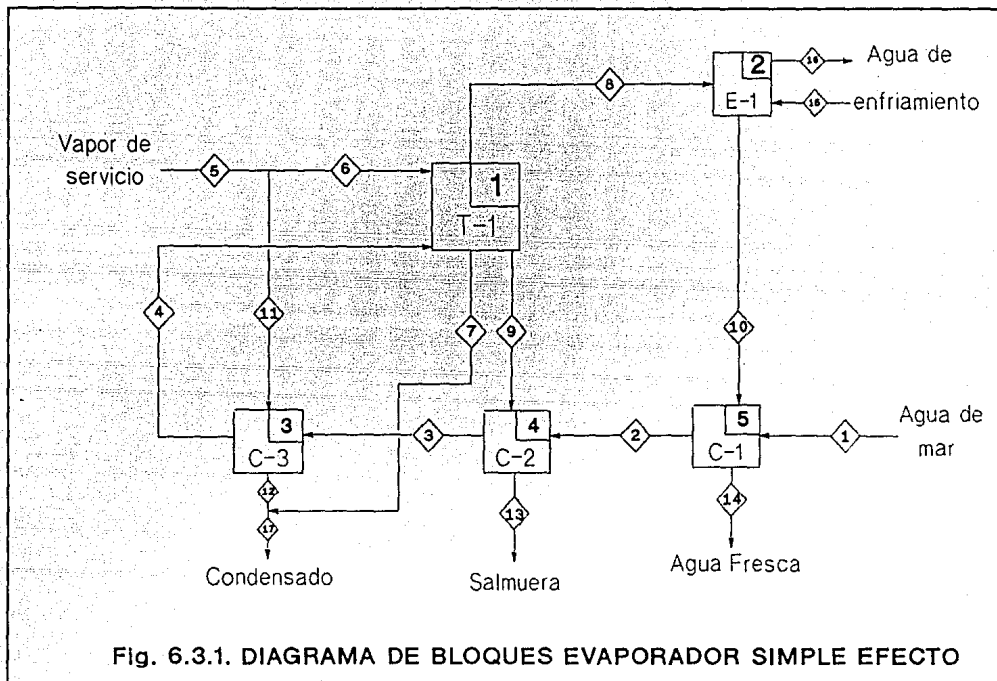


Fig. 6.3.1. DIAGRAMA DE BLOQUES EVAPORADOR SIMPLE EFECTO

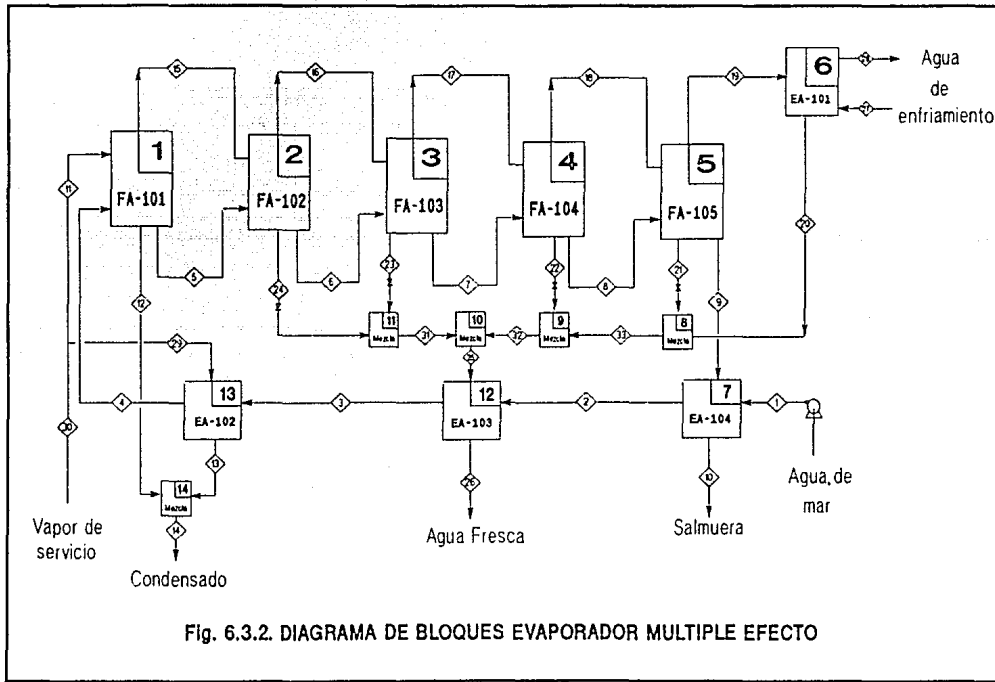


Fig. 6.3.2. DIAGRAMA DE BLOQUES EVAPORADOR MULTIPLE EFECTO

$$\text{Pérdidas de Exergia} = E_{x \text{ entrada}} - E_{x \text{ salida}} \quad (6.17)$$

La  $E_{x \text{ entrada}}$  se refiere a la suma de las exergias de todas las corrientes que entran al bloque y la  $E_{x \text{ salida}}$  a todas las exergias de las corrientes que lo abandonan y al que se le evaluarán las pérdidas de exergia.

Así, las pérdidas totales de exergia del sistema, son la suma de las pérdidas de exergia en todos los bloques del mismo.

Los resultados de los balances de exergia para los dos sistemas en comparación se presentan en las tablas 6.3.1. para el sistema simple efecto y 6.3.2. para el sistema múltiple efecto.



Tabla 6.3.1. Balance de Exergia por bloques efecto simple

Bloque 1:	$Ex\ 6 + Ex\ 4 - Ex\ 8 - Ex\ 9 - Ex\ 7 =$	7.9278 MMBtu e /Hr
Bloque 2:	$Ex\ 8 + Ex\ 15 - Ex\ 10 - Ex\ 16 =$	21.9791 MMBtu e /Hr
Bloque 3:	$Ex\ 3 + Ex\ 11 - Ex\ 4 - Ex\ 12 =$	1.0092 MMBtu e /Hr
Bloque 4:	$Ex\ 2 + Ex\ 9 - Ex\ 3 - Ex\ 13 =$	0.1012 MMBtu e /Hr
Bloque 5:	$Ex\ 1 + Ex\ 10 - Ex\ 2 - Ex\ 14 =$	1.4577 MMBtu e /Hr
	<b>Pérdidas Totales:</b>	<b>32.4751 MMBtu e /Hr</b>

Tabla 6.3.2. Balances de Exergia por bloques múltiple efecto

Bloque 1 :	$Ex 4 + Ex 11 - Ex 5 - Ex 12 - Ex 15 =$	0.1164 MMStu e/Hr
Bloque 2 :	$Ex 5 + Ex 15 - Ex 6 - Ex 16 - Ex 24 =$	1.4626 MMStu e/Hr
Bloque 3 :	$Ex 6 + Ex 16 - Ex 7 - Ex 17 - Ex 23 =$	0.6820 MMStu e/Hr
Bloque 4 :	$Ex 7 + Ex 17 - Ex 8 - Ex 18 - Ex 22 =$	0.0608 MMStu e/Hr
Bloque 5 :	$Ex 8 + Ex 18 - Ex 9 - Ex 19 - Ex 21 =$	0.0034 MMStu e/Hr
Bloque 6 :	$Ex 19 + Ex 27 - Ex 20 - Ex 28 =$	7.1636 MMStu e/Hr
Bloque 7 :	$Ex 1 + Ex 9 - Ex 2 - Ex 10 =$	0.1215 MMStu e/Hr
Bloque 8 :	$Ex 20 + Ex 21 - Ex 33 =$	0.6106 MMStu e/Hr
Bloque 9 :	$Ex 22 + Ex 33 - Ex 32 =$	0.0229 MMStu e/Hr
Bloque 10 :	$Ex 32 + Ex 31 - Ex 25 =$	0.1272 MMStu e/Hr
Bloque 11 :	$Ex 23 + Ex 24 - Ex 31 =$	0.0399 MMStu e/Hr
Bloque 12 :	$Ex 2 + Ex 25 - Ex 3 - Ex 26 =$	0.5183 MMStu e/Hr
Bloque 13 :	$Ex 3 + Ex 29 - Ex 4 - Ex 13 =$	0.2664 MMStu e/Hr
Bloque 14 :	$Ex 12 + Ex 13 - Ex 14 =$	0.0000 MMStu e/Hr
Pérdidas Totales :		11.1958 MMStu e/Hr

## CAPITULO 7

RESULTADOS DEL METODO  
DE EXERGIA

## 7.1 TABLAS Y GRAFICAS.

Para poder interpretar más fácilmente los resultados exérgicos calculados en el capítulo anterior, es conveniente presentar estos de manera tabular.

En la fig. 7.1.1. se presentan las pérdidas de exergía por bloques del sistema simple efecto, en donde se aprecia notoriamente que en los bloques 1 y 2 se genera la mayor pérdida de exergía y en los bloques 3, 4 y 5 las pérdidas generadas son mínimas.

En la fig. 7.1.2. se presentan las pérdidas de exergía por bloques en el sistema múltiple efecto. Claramente se aprecia la mayor pérdida de exergía en el bloque 6 y a reserva de los bloques 2, 3, 8 y 12 en los restantes las pérdidas son mínimas.

Para poder comparar más efectiva y objetivamente estos resultados, será conveniente consolidar las pérdidas de exergía en los sistemas por secciones, definiendo únicamente tres que son:

SECCION 1	Sección de precalentamiento.
SECCION 2	Sección de evaporación.
SECCION 3	Sección de condensación.

Por lo que para el sistema simple efecto las secciones están integradas de la siguiente manera:

SECCION	BLOQUES	EQUIPOS
1	3 4 5	C-1 C-2 C-3
2	1	T-1
3	2	E-1

## PERDIDAS DE EXERGIA POR BLOQUE EFECTO SIMPLE

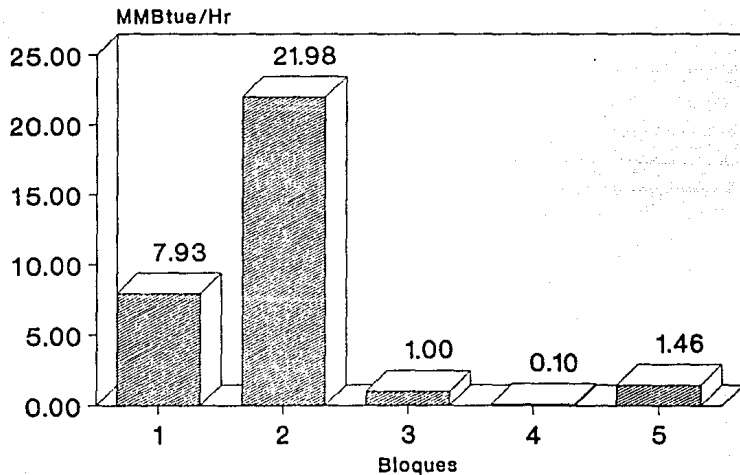


Fig. 7.1.1.

# PERDIDAS DE EXERGIA POR BLOQUE MÚLTIPLE EFECTO

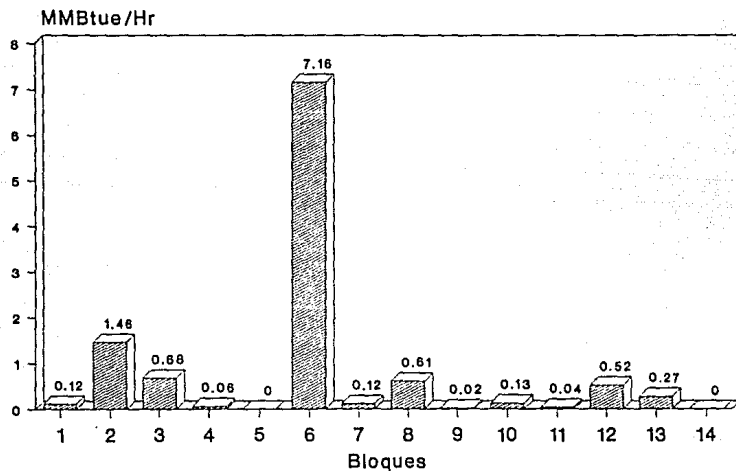


Fig. 7.1.2.

Para el sistema múltiple efecto:

SECCION	BLOQUES	EQUIPOS
1	7 8 9 10 11 12 13	EA-102 EA-103 EA-104
2	1 2 3 4 5	FA-101 FA-102 FA-103 FA-104 FA-105
3	6	EA-101

Por lo que las pérdidas por sección para el sistema simple efecto, se presentan en la fig. 7.1.3. y para el sistema múltiple efecto en la fig. 7.1.4.

Tanto en el sistema simple efecto como en el múltiple efecto, la sección de mayores pérdidas es la de condensación, siguiendole la de evaporación y finalmente la de precalentamiento.

Los mismos resultados pero de manera proporcional en cada sistema se presentan en las figs. 7.1.5. y 7.1.6. como porcentaje de las pérdidas totales en cada sistema.

Es aquí en donde apreciamos que el objetivo perseguido en el empleo de los evaporadores en serie, se logra al reducir del 24.4 al 20.7 % las pérdidas en la sección de evaporación y de 67.6 a 63.9 las pérdidas en la sección de condensación. Aunque estas diferencias las absorbe la sección de precalentamiento del sistema múltiple efecto, esto ofrece una posible mejor y menos complicada manipulación de las condiciones de las corrientes que abandonan el sistema, para disminuir las pérdidas que aún se presentan en el sistema múltiple efecto en esta sección y en la de condensación.

# PERDIDAS DE EXERGIA POR SECCION EFECTO SIMPLE

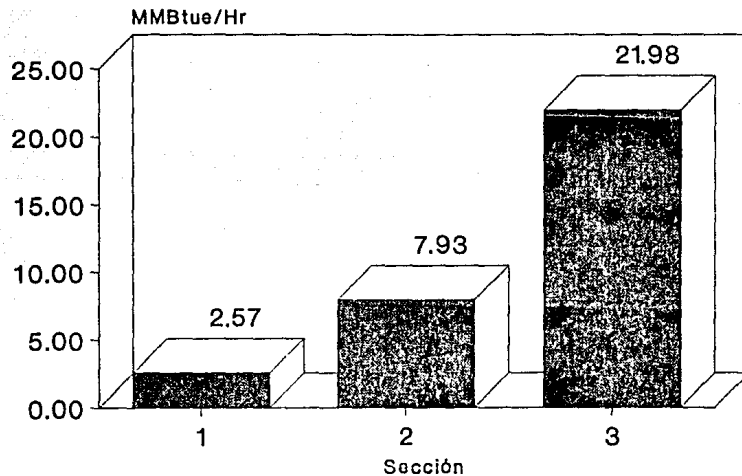


Fig. 7.1.3.



# PERDIDAS DE EXERGIA POR SECCION MULTIPLE EFECTO

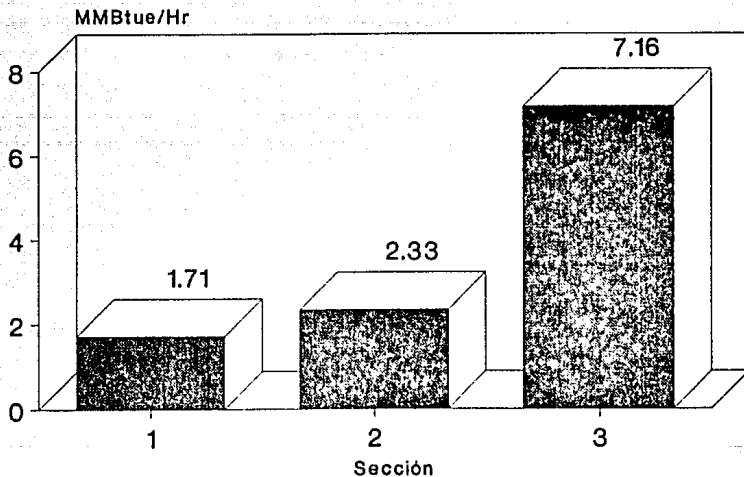


Fig. 7.14.

## % DE PERDIDAS POR SECCION SIMPLE EFECTO

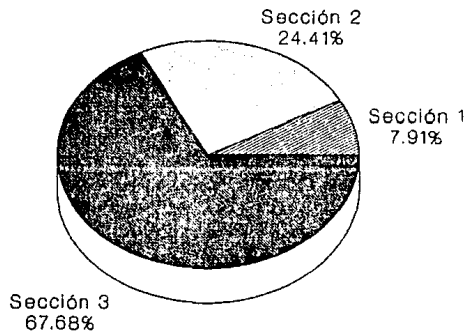


Fig. 7.1.5.

## % DE PERDIDAS POR SECCION MÚLTIPLE EFECTO

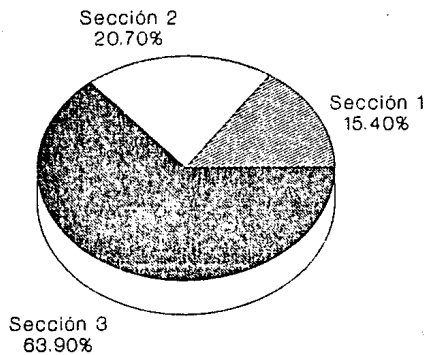


Fig. 7.1.6.

Además de que el sistema de desalinización múltiple efecto ahorra consumo de vapor, el que las pérdidas totales de exergía en éste sean menores que en el sistema de desalinización simple efecto en un 65.52 %, indica que se ahorra energía, ya que el trabajo máximo que se realiza en el primero es 65.52 % menor que en el segundo.

PERDIDAS EN EL DESALINIZADOR SIMPLE EFECTO = 32.48 MMBtue/Hr

PERDIDAS EN EL DESALINIZADOR MULTIPLE EFECTO = 11.20 MMBtue/Hr

% DE AHORRO DE EXERGIA EN EL MULTIPLE EFECTO = 65.52 %

**CONCLUSIONES**

La ciencia de la termodinámica se desarrolló con el objetivo primordial de entender las interrelaciones entre fenómenos químicos, térmicos y mecánicos. La industria moderna tiene que aplicar esos conocimientos en la ingeniería de plantas químicas y plantas de fuerza.

En algún tiempo era muy satisfactorio efectuar solamente un balance de energía para un proceso, basado en la primera ley de la termodinámica (conservación de energía) y checar subsecuentemente los puntos críticos del proceso para verificar que no se violaran los principios de la segunda ley.

Actualmente se requiere de análisis muy precisos para asegurar el óptimo uso de recursos energéticos, por lo que desde hace varios años ha habido varios científicos que tratan de introducir una nueva manera de análisis, la cual combine tanto principios de la primera ley como de la segunda y eso es lo que persigue el método de exergía en los análisis de procesos aplicado en este estudio.

Las aplicaciones prácticas del método de exergía deben estar encaminadas por supuesto a reducir el consumo de energía, haciendo uso de las herramientas actuales más contemporáneas disponibles.

Las mejoras deben considerar las siguientes áreas:

- 1) Mejorar procesos y diseños de equipos para unidades de sistemas energéticos.
- 2) Evitar los errores de diseño y propuestas técnicas que no estén bien fundamentadas.
- 3) Selección de procesos más inteligentes para nuevas unidades de proceso.
- 4) Desarrollo de procesos con mayor eficiencia energética.

5) Mejorar guías de investigación.

Aunque en este estudio no se incluyó la relación entre la eficiencia y el costo económico. Intuitivamente, se puede deducir que si menos combustible se consume y menos energía se transporta a las unidades de proceso, entonces seguramente menor equipo instalado se requiere en planta para satisfacer las demandas de energía.

Este trabajo ejemplificó de manera objetiva, la aplicación del método de exergía en la evaluación energética de un proceso de desalinización de agua de mar, comparando el uso de un evaporador de efecto simple y uno múltiple efecto.

La experiencia obtenida a través del tiempo en el diseño termodinámico de sistemas de evaporación, debido a la importancia que como operación unitaria esta representa y a la frecuencia con que se presenta en la industria, ha manifestado la conveniencia del uso de varios evaporadores conectados entre sí en lugar de solo uno en un proceso global de evaporación; básicamente debido al ahorro en el consumo de vapor (empleado como medio de calentamiento) que se obtiene, utilizando las corrientes evaporadas en los evaporadores subsecuentes.

Es por esto que la evaluación exérgica en ambos sistemas corroboró el ahorro de energía reflejado como pérdidas de exergía, que la alternativa del empleo de un evaporador múltiple efecto ofrece. Además de permitir la localización exacta de los puntos críticos de pérdidas de exergía en este, que aún podrían eficientarse a través de una posterior reevaluación y análisis del proceso.

Evidentemente la aplicación del método de exergía, no se limita a la evaluación de procesos similares al presentado en este

trabajo, por el contrario, se busca fomentar el uso de éste método en la evaluación de cualquier tipo de proceso en el que la energía disponible, deba ser aprovechada al máximo. Lo que en la actualidad, debe ser una consideración fundamental en las bases de diseño termodinámico de cualquier sistema energético.

A través de este estudio se presentó un consideramiento sistemático adecuado para el buen uso de la información obtenida y desarrollada en los análisis termodinámicos para mejorar la eficiencia energética del sistema.

Los balances de energía, cuando se usan junto con los balances de materia y otras relaciones teóricas, se emplean para diseñar un proceso o sistema "operable". El papel principal del método de exergía es ayudar a aproximar el diseño o la operación hacia el óptimo.

Como se comprobó a través de este estudio, una de las dos maneras en que el método de exergía ayuda, es detectando la verdadera localización y cuantificación de las aniquilaciones (consumos, pérdidas, desapariciones) de exergía presentes al operar un proceso. Que son las verdaderas ineficiencias del proceso que por lo tanto determinan la manera de mejorar un sistema, estimulando la creatividad y guiando a conceptos enteramente nuevos (nueva tecnología).

Otra forma en la que la exergía puede emplearse para optimización, es realizando análisis exergo-económicos. La exergía siendo la medida del alejamiento de un material respecto al medio que lo rodea, proporciona una verdadera medida del potencial que dicho material tiene para producir un cambio y/o el grado de procesamiento del material (es decir que tan lejos del equilibrio ha sido llevado). Por lo tanto establece una base común y racional para determinar los costos de todas las corrientes de químicos,



de servicios, de transportes de calor y de transportes de trabajo en un proceso químico energético.

Es importante subrayar que el método de exergia complementa, no reemplaza, los análisis energéticos, además no existen garantías que aseguren que el simple uso del método provea de la capacidad creativa necesaria para mejorar un proceso o el diseño de los equipos. Para ello se requiere de la capacidad de análisis y creatividad ingenieril necesarias.

**BIBLIOGRAFIA**

- 1.- ENERGY CONSERVATION IN THE PRECESS INDUSTRIES.  
Kenney W. F.  
Academic Press Inc.  
1984
- 2.- THE EXERGY METHOD OF THERMAL PLANT ANALYSIS.  
Kotas T. J.  
Butterworths  
1985
- 3.- UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING.  
Mc. Cabe W. L. & Smith J. C.  
Mc Graw Hill  
3rd. Ed. 1976
- 4.- SEPARATION PROCESSES.  
King C. J.  
Mc Graw Hill  
1974
- 5.- INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMIC.  
Smith J. M. & Van Ness H. C.  
Mc Graw Hill  
3rd. Ed. 1975
- 6.- OPERACIONES DE TRANSFERENCIA DE MASA.  
Treybal R. E.  
Mc Graw Hill  
2nd. Ed. 1980
- 7.- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.  
Kern D. Q.  
CECSA  
1984

- 8.- AVAILABILITY: CONCEPTS AND APPLICATIONS.  
Reistad G.  
University Microfilm International  
Ann Arbor Mich.  
1970
- 9.- A PROOF THAT ESSERGY IS THE ONLY CONSISTENT MEASURE OF  
POTENTIAL WORK.  
Avans R.  
University Microfilm International  
Ann Arbor Mich.  
1969
- 10.- APLICATION OF THE SECOND LAW TO THE ANALYSIS AND DESIGN  
OF ENERGY SYSTEMS.  
Wepser W.  
University Microfilm International  
Ann Arbor Mich.  
1979
- 11.- EFFICIENCY AND COSTING: SECOND LAW ANALYSIS OF  
PROCESSES.  
Gagaioly R.  
American Chemical Society Symposium Series.  
1983
- 12.- MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO.  
Perry R. H. & Chilton C. H.  
Mc Graw Hill  
2o. Ed. español.  
1986
- 13.- TABLAS DE VAPOR.  
Representaciones y Servicios de  
Ingenieria, S.A.  
México, 1970

- 14.- PROCESOS DE TRANSPORTE Y OPERACIONES UNITARIAS.  
Geankoplis  
Cía. Ed. Continental, S.A. de C.V.  
México, 1a. ed. Español  
1982
- 15.- THERMODYNAMIC PROPERTIES OF STEAM  
J. H. Keenan & F. G. Keyes  
John Wiley & Sons. Inc.  
1a. ed. N. York
- 16.- PROPERTY DATA BANK.
- 17.- DISEÑO DE EVAPORADORES DE MULTIPLE EFECTO EN  
CONTRA CORRIENTE.  
Ma. C. Cisneros A.  
Tesis Profesional  
Facultad de Química, UNAM.  
México, D.F. 1979
- 18.- FUNDAMENTOS Y MODELOS DE PROCESOS DE SEPARACION.  
C. D. Holland  
Prentice Hall Int.  
1981
- 19.- ON THE EQUILIBRIUM OF HETEROGENEOUS SUBSTANCES.  
J. W. Gibbs  
Proc. Conn. Acad. 8, Oct 1875-May 1876
- 20.- PHYSIQUE ALEME SERIE.  
Vol. 8 p.501  
Gouy  
1889
- 21.- TECHNISCHE THERMODYNAMIK.  
Vol.1  
Bosnjakovic F.  
Dresden Und Leipzig  
1935

- 22.- AVAILABILITY AND IRREVERSIBILITY IN THERMODYNAMICS  
J. H. Keenan  
British Journal of Applied Physics  
Vol. 2, July 1951  
p. 183-192
- 23.- THERMODYNAMIC.  
E. Schmidt  
Aufl. Berlin/Göttingen/Heidelber  
1953 insbes. 5.109.
- 24.- LA RECHERCHE DES ECONOMIES D'ENERGIE PAR L'ANALYSE  
ENTROPIQUE.  
R. Gibert  
Chimie et Industrie-Genie Chemique  
Vol 75 avril 1956  
p.89-94
- 25.- EXERGIE, EIN NEUES WORT FUR TECHNISCHE  
ARBEITSFAIGHKEIT.  
Z. Rant  
Forschung Gebiete Ing.  
Vol. 22 No. 36 1956 p.36-37
- 26.- EL ANALISIS DE EXERGIA APLICADO AL DISEÑO DE  
CALENTADORES A FUEGO DIRECTO CON SISTEMAS INTEGRADOS DE  
PRECALENTAMIENTO DE AIRE.  
Rivero R. García-Price R.  
XXV Convención Nacional del Instituto Mexicano de  
Ingenieros Químicos.  
San Luis Potosí, 1985
- 27.- TECHNICAL THERMODYNAMICS.  
F. Bosnjakovic  
P.L. Blackshear Jr.  
3rd Ed.  
Hold Rinehart & Winston  
N. York 1965

- 28.- REFRIGERATION SYSTEMS FOR TEMPERATURES BELOW 25 F WITH TUBOEXPANDERS.  
C. Trepp  
Advances in Cryogenic Engineering Plenum  
N. York 1961
- 29.- THERMODYNAMIC.  
H. D. Baehr  
Springer Verlag  
Berlin, 1962
- 30.- THERMODYNAMIC ANALYSIS OF GAS-LIQUEFACTION PROCESSES.  
V. M. Brodyanskii  
Inzherno-Fizicheskii Zhurnal  
Vol. 6 No. 7 July 1963
- 31.- THERMOSTATICS AND THERMODYNAMIC.  
M. Tribus  
Van Nostrand, Princetown  
New Jersey, 1961
- 32.- A PROOF THAT ESSERGY IS THE ONLY CONSISTENT MEASURE OF POTENTIAL WORK (FOR CHEMICAL SYSTEMS).  
R.B. Evans  
Ph. D. Thesis, Dartmouth College  
Hanover N.H. June 1969
- 33.- ENG. POWER TRANS. ASME  
El-Sayed, Y. M. ; Evans, R. B.  
1970