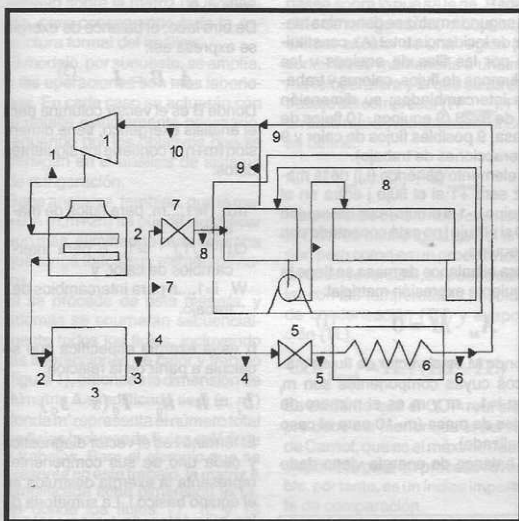


Optimización de sistemas centralizados de refrigeración con modelización



RESUMEN

Se ha realizado un análisis, basado en la primera y segunda ley de la termodinámica, a un sistema centralizado de refrigeración por compresión de vapor. Se simuló su comportamiento usando las facilidades que ofrece una hoja de cálculo. Se analizaron las condiciones óptimas de operación de un sistema de gran complejidad, es decir, con base en el coeficiente de operación (COP) y la calidad de la energía (exergía), las cuales permiten tomar decisiones sobre el tipo o número de compresores, condensadores y refrigerantes que deben estar en funcionamiento. El trabajo, además, pretende resaltar la necesidad de estudiar los procesos industriales, teniendo en cuenta la calidad de la energía (exergía) para comprender los sistemas que degradan o destruyen la calidad de un recurso energético.

ABSTRACT

An analysis of a steam compression refrigeration central system, based on first and second law of thermodynamics has been done. In this paper, a simulating of the system, showing the easy use of a electronic sheet. Usually, when an energy analysis in a complex refrigeration system, to take a decision about the type or number of compressors, condensers and refrigerant that should be use, is a hard work. Evaluating

□ **Farid Chejne Janna, PhD.**
Ingeniero Mecánico
Coordinador del Área de Estudios Energéticos
Centro de Investigaciones
Universidad Pontificia Bolivariana - UPB

□ **César A. Isaza Roldán, Esp.**
Ingeniero Mecánico

Docente-Investigador U.P.B.

□ **Juan Carlos Ordóñez Ruiz**
Ingeniero Mecánico
Profesor U.P.B.

□ **Wady Felipe Flórez**
Ingeniero Mecánico
Profesor U.P.B.

Los autores son integrantes del Grupo de Energía y Termodinámica (Universidad Pontificia Bolivariana, Medellín, Colombia)

* Este texto se recibió, para ser publicado, en octubre de 1997.

the coefficient operational performance (COP) and energy quality (exergy) is the right way. The analysis addresses the need to study industrial processes having into account the availability or exergy in order to understand systems which degrade or destroy the quality of an energetic resource.

PALABRAS CLAVES

Refrigeración, optimización, modelización.

1. INTRODUCCIÓN

El análisis de sistemas centralizados de refrigeración se dificulta cuando el número de operaciones unitarias o elementos es considerablemente alto (compresores, evaporadores, condensadores, etc.). De allí la importancia de utilizar técnicas apropiadas que faciliten la evaluación termodinámica. Una de estas técnicas es la metodología matricial para realizar el análisis termodinámico y, posiblemente, la optimización de los costos del sistema en general.

En esta investigación se presenta una aplicación de la metodología matricial para la realización de los balances de masa, energía y exergía de un sistema centralizado de refrigeración (figura 1) y la visualización de su comportamiento en una hoja de cálculo para evaluar cuál sería su óptimo comportamiento.

2. FORMULACIÓN MATRICIAL DE LOS BALANCES TERMODINÁMICOS

En la figura 1 se puede observar la numeración, tanto de los equipos como la de los flujos, para su representación en matrices.

La primera matriz a construir es denominada matriz de incidencia de masa (A_m), en la cual cada fila representa un equipo y cada columna un flujo. Con base en la figura 1, la matriz de incidencia de masa tendrá dimensión 9×10 (9 equipos y 10 flujos).

La segunda matriz se denomina matriz de incidencia total (A), constituida por las filas de equipos y las columnas de flujos, calores y trabajos intercambiados; su dimensión es de 9×28 (9 equipos, 10 flujos de masa, 9 posibles flujos de calor y 9 interacciones de trabajo).

El elemento genérico (i, j) de la matriz será +1 si el flujo j entra en el equipo i , -1 si el flujo j sale del equipo i y 0 si el flujo j no está conectado con el equipo.

Para el balance de masa se tiene la siguiente expresión matricial:

$$A_m \cdot M = 0 \quad (1)$$

Donde M es el vector de flujos mássicos cuyas componentes son m_i con $i=1, \dots, m$ y m es el número de flujos de masa ($m=10$ para el caso analizado).

El balance de energía viene dado por:

$$A \cdot H = 0 \quad (2)$$

Donde H es el vector de flujos de energía y tiene $m+2n$ componentes que son:

$m, h_i, i=1, \dots, m$, es la energía que transporta cada flujo,
 $Q_i, i=1, \dots, n$ para intercambios de calor, y
 $W_i, i=1, \dots, n$ para intercambios de trabajo.

Aquí n representa el número de subsistemas y en el proceso analizado $n=9$.

De otro lado, el balance de exergía se expresa así:

$$A \cdot B = I \quad (3)$$

Donde B es el vector columna para el análisis exergético, tiene dimensión $(m+n)$ y contiene los siguientes datos:

$m, b_i, i=1, \dots, m$, para flujos de materia,
 $Q_i(1-T_0/T_i), i=1, \dots, n$ para intercambios de calor, y
 $W_i, i=1, \dots, n$ para intercambios de trabajo.

b_i es la exergía específica que se calcula a partir de la relación:

$$b_i = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (4)$$

El término I es el vector diagnóstico y cada uno de sus componentes representa la exergía destruida en el equipo básico i . La sumatoria de los elementos de I representa la exergía total destruida en la instalación completa o, también, el ahorro termodinámico total posible y la comparación de cada I con el total proporciona una idea del peso relativo de cada equipo en la irreversibilidad total del sistema de refrigeración.

Es posible profundizar, tanto como sea posible, en el detalle del análisis, llegando hasta cada elemento del sistema. Ahora bien, se pueden agrupar varios elementos sencillos dando lugar a un nuevo equipo, con un mayor nivel de agregación (siste-

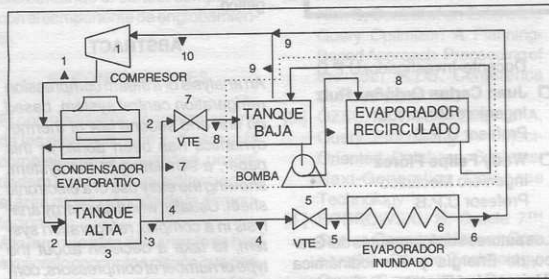


Figura 1. Sistema centralizado de refrigeración con recirculación

ma del evaporador recirculado). Esta agregación de elementos se traduce en una matriz de incidencia más simple, en la que se sustituyen las filas de los elementos agregados por una sola fila, suma de las primeras a la cual corresponde como un nuevo equipo.

Cuanto más se detalle el análisis, más bajo será el nivel de agregación, tanto mayores serán las posibilidades de un diagnóstico profundo y predecir las mejoras que se obtendrán, mediante modificaciones a la instalación. Estas modificaciones se reflejan sobre la matriz de incidencia, pero conservando toda la estructura formal del análisis.

El modelo, por supuesto, se amplía, y las operaciones son mas laboriosas. En cada caso se actuarán con el detalle estrictamente necesario, requerido por los objetivos que se persigan en el análisis de sistema de refrigeración.

Debe anotarse, también, que la matriz A (n,m+2n) se puede simplificar aún más, eliminando cada columna que tenga todos sus elementos nulos.

Si se procede de esta manera, y además se enumeran secuencialmente todos los flujos, incluyendo las interacciones de calor y trabajo (figura 1), entonces la dimensión de la matriz A simplificada será (n, m') donde m' representa el número total de flujos incluyendo flujos calóricos y trabajos. Para el ejemplo que se presenta en este trabajo, la matriz A simplificada tiene dimensión 9x14, en donde los flujos 11, 12 y 13 corresponden a los intercambios de calor, y el flujo 14 al intercambio de

trabajos (bombas, compresores, turbinas, etc.).

3. OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA

La optimización de un sistema termodinámico, como el que se describe en este trabajo, consiste en la maximización del coeficiente de rendimiento o COP, que es semejante a la eficiencia en máquinas térmicas. Es un coeficiente estándar de operación que comúnmente se define como el cociente de lo que se desea sobre lo que se le da. Para un ciclo de refrigeración, el objetivo es extraer el calor de una región (Q_L) con el fin de mantenerla a una misma temperatura y lo que se da es el trabajo del compresor ($W_{entrada}$). Para un ciclo real de refrigeración el COP se define:

$$COP_{real} = Q_L / W_{entrada} \quad (5)$$

Para un ciclo de Carnot o ciclo ideal, el COP se define igual que el anterior, pero como es un proceso ideal, es decir, reversible, se puede calcular con las temperaturas absolutas de condensación (TH) y evaporación (TL).

$$COP_{Carnot} = TL / (TH - TL) \quad (6)$$

Es evidente que el COP real siempre debe ser menor que el del ciclo de Carnot, que es el máximo trabajo disponible para un proceso reversible, portanto, es un índice importante de comparación.

No obstante, en la presente investigación se propone que para realizar

una optimización de un sistema de refrigeración completo, se debe hacer un análisis adicional tomando en cuenta la destrucción de exergía o pérdida de calidad del ciclo basada en la segunda ley de la termodinámica que está dada por la siguiente ecuación:

$$\text{Destrucción de exergía} = \sum I_i \quad (7)$$

En donde los I_i es la energía destruida de cada uno de los elementos que compone el sistema.

Por tanto, cuando se tienen varias alternativas de diseño o de configuración de un sistema ya establecido, o cuando se debe seleccionar un refrigerante o equipos, se escogerá el que mejor rendimiento posea por el criterio del COP o por el de la segunda ley, es decir, el que aporte una menor destrucción total de exergía.

4. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados principales que provienen de aplicar la metodología descrita, a un sistema centralizado de refrigeración.

Para el caso demostrativo se evaluará entre diferentes refrigerantes (R12, R22 y R717) cuál es el que ofrece mejores rendimientos para el ciclo y que menor destrucción de exergía reporta.

Los diferentes estados correspondientes a cada corriente que entra y sale de cada equipo, se presentan en la tabla 1, 2 y 3 para cada uno de los refrigerantes analizados.

Tabla 1. Propiedades termodinámicas de cada flujo del ciclo (R12)

Punto	P(MPa)	T(°C)	X(%)	h(KJ/kg)	s(KJ/kgK)
1	0,708	41,3	V.Sobre.	208,5	0,717
2	0,708	28,08	0	62,7	0,233
3	0,708	28,08	0	62,7	0,233
4	0,708	28,08	0	62,7	0,233
5	0,181	-15,2	25,5	62,7	0,247
6	0,181	-10	V.Sobre.	184,05	0,717
7	0,708	28,08	0	62,7	0,233
8	0,181	-15,2	25,5	62,7	0,247
9	0,181	-10	V.Sobre.	184,05	0,717
10	0,181	-10	V.Sobre.	184,05	0,717

Tabla 2. Propiedades termodinámicas de cada flujo del ciclo (R22)

Punto	P(MPa)	T(°C)	X(%)	h(KJ/kg)	s(KJ/kgK)
1	1,243	60,8	V.Sobre.	284,3	0,963
2	1,243	31,61	0	83,32	0,3071
3	1,243	31,61	0	83,32	0,3071
4	1,243	31,61	0	83,32	0,3071
5	0,296	-14,9	25,8	83,32	0,3276
6	0,296	-10	V.Sobre.	244,2	0,9632
7	1,243	31,61	0	83,32	0,3071
8	0,296	-14,9	25,8	83,32	0,3276
9	0,296	-10	V.Sobre.	244,2	0,9632
10	0,296	-10	V.Sobre.	244,2	0,9632

Tabla 3. Propiedades termodinámicas de cada flujo del ciclo (R717)					
Punto	P(MPa)	T(°C)	v(m³/kg)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)
1	1,162	105,8	V.Sobre.	1673,8	5,589
2	1,162	29,85	0	321,8	1,198
3	1,162	29,85	0	321,8	1,198
4	1,162	29,85	0	321,8	1,198
5	0,234	-15,2	16,1	321,8	1,268
6	0,234	-10	V.Sobre.	1437,0	5,591
7	1,162	29,85	0	321,8	1,198
8	0,234	-15,2	16,1	321,8	1,268
9	0,234	-10	V.Sobre.	1437,0	5,591
10	0,234	-10	V.Sobre.	1437,0	5,591

La matriz de incidencia (A):

-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1
1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0
0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	1	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	-1	0	0	0	0

Los resultados de los balances son:

Para el R12:

M=	H=	B=	I=	378	67,94
				113,6	64,83
				113,6	64,83
				51,67	29,47
				51,67	26,18
				151,67	10,68
				62,00	35,36
				62,00	31,41
				182,0	12,82
				333,67	23,51
				264,33	2,70
				100	-15,58
				120	-18,7
				44,326	44,32

El rendimiento de ciclo es:

$$COP_{real} = 4,96$$

$$COP_{Carnot} = 5,96$$

La energía total destruida o pérdida de calidad es:

$$I_{TOTAL} = \sum I_i = 7,64 \text{ kW}$$

Para el R22:

M=	H=	B=	I=	388,7	93,3
				113,9	85,4
				113,9	85,4
				51,7	39,0
				51,7	35,2
				151,7	17,4
				62,1	46,8
				62,1	42,2
				182,1	20,9
				333,9	38,4
				274,8	5,9
				100	-15,4
				120	-18,5
				54,8	54,8

El rendimiento de ciclo es:

$$COP_{real} = 4,01$$

$$COP_{Carnot} = 5,54$$

La energía total destruida o pérdida de calidad es:

$$I_{TOTAL} = \sum I_i = 14,85 \text{ kW}$$

Para el R717:

M=	H=	B=	I=	330,2	71,5
				63,4	62,9
				63,4	62,9
				28,8	28,6
				28,8	26,7
				128,8	11,2
				34,6	34,3
				34,6	32,1
				154,6	13,4
				283,4	24,7
				266,7	4,2
				100	-15,5
				120	-18,7
				46,7	46,7

El rendimiento de ciclo es:

$$COP_{real} = 4,71$$

$$COP_{Carnot} = 5,72$$

La exergía total destruida o pérdida de calidad es:

$$I_{TOTAL} = \sum I_i = 8,42 \text{ kW}$$

5. CONCLUSIONES

La teoría de sistemas lineales, aplicada a la realización de balances termodinámicos, permite obtener, en forma directa y ágil, el rendimiento del ciclo, la irreversibilidad total de un proceso, su rendimiento exergético y la exergía destruida en cada subsistema. El caso estudiado se puede resumir en la tabla 4 para cada uno de los refrigerantes analizados.

Tabla 4. Resumen de los parámetros de selección del refrigerante

Parámetro	R12	R22	R717
COP _{real}	4,96	4,01	4,71
COP _{Carnot}	5,96	5,54	5,72
Destrucción de exergía	7,43	14,85	8,42

El criterio del COP_{real} y el COP Carnot presentan comportamientos similares y para los tres refrigerantes analizados el de mejor rendimiento es el R12 que, además, es el que menor destrucción de exergía reporta, pero, como es bien sabido, es un refrigerante que ya no se produce por sus incidencias sobre la destrucción de la capa de ozono, por tanto, queda el R717 (amoníaco) que presenta unas características de rendimiento y eficiencia exergética parecidas al R12, sin embargo, habría que analizar otros aspectos tales como su toxicidad, lo que lo relega de aplicaciones que tengan contacto directo con ambientes habitables.

Por tanto, habrán ocasiones en que será necesario usar el R22, pero queda demostrado, a través de esta metodología, que existen refrigerantes que lo superan en rendimiento y calidad de energía.

La metodología expuesta en este trabajo es fácil de implementar, desde el punto de vista computacional, y por esta razón es una herramienta muy útil en la simulación de procesos térmicos industriales. Es así como en una hoja electrónica, como el EXCEL, es posible hacer el balance matricial al tiempo que graficar todo el sistema, de modo que en este último se puedan insertar celdas que estarían interactuando con el balance matricial y, de forma ágil y rápida, evaluar un mismo sistema en diferentes condiciones de operación. Por esta razón, la metodología analizada en este trabajo es muy útil en la optimización de procesos industriales.

NOMENCLATURA

- A Matriz de incidencia total ($n \times m$)
- B Vector de exergía (kW)
- b Exergía específica (kJ/kg)
- H Vector de entalpías, calores y trabajos
- h Entalpía (kJ/kg)
- h_0 Entalpía de referencia del estado muerto
- I Vector diagnóstico o de irreversibilidad ($n \times 1$)
- M Vector de flujos másicos ($m \times 1$)
- m Flujo másico (kg/s)
- P Presión (MPa)
- Q Intercambio de calor (kW)
- s Entropía específica (kJ/kg.K)
- s_0 Entropía de referencia del estado muerto
- T Temperatura (K)
- T_0 Temperatura de referencia (298 °K)
- v Volumen específico (m^3/kg)
- X Calidad del vapor (%)
- W Trabajos (kW)

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1.] WARK. K, "Termodinámica". McGraw Hill. México. 1990
- [2.] BEJAN. A, "Advanced Engineering Thermodynamics". Wiley & Sons. New York. 1988
- [3.] FUNDACIÓN GÓMEZ PARDO, "Análisis Exergético y Termoeconómico de Procesos Industriales". Madrid. 1991.
- [4.] VALERO. A, LOZANO. M. A, "Algebraic Thermodynamic Analysis of Energy Systems". ASME Book G00452, WAM-1988, AES Vol. 7, pp.13-23.
- [5.] ALVARADO. S, CHERARDELLI. C, "Exergoeconomic Optimization of a cogeneration plant". Energy, (19-12) 1994.
- [6.] BRZUSTOWSKI. T.A, "Second-law Analysis of Energy Processes Part III: The potential for Energy (Exergy) Cascading in Industry". Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. Vol 6/No.3 1980/81.
- [7.] AURACHER. H, "Fundamental Aspects of Energy Application to the Analysis and Optimization of Energy Processes". Heat Recovery Systems. Vol 4, No.5, 1984

AUTORES

Farid Chejne Janna.

Ingeniero Mecánico Universidad Pontificia Bolivariana-U.P.B. Físico Universidad de Antioquia, Ph.D. Universidad Politécnica de Madrid. Coordinador del Área de Estudios Energéticos del Centro de Investigaciones de la U.P.B. Coordinador de la Maestría de Sistemas Energéticos, U.P.B. Profesor emérito de la U.P.B. Experto en sistemas energéticos. Ha publicado más de 30 artículos en revistas nacionales e internacionales.

César A. Isaza Roldán.

Ingeniero Mecánico U.P.B. Especialista en Gases Combustibles, U.P.B. Docente - Investigador del Área de Estudios Energéticos CIDI- U.P.B. Profesor de la Facultad de Ingeniería Mecánica U.P.B. Autor de varios artículos de refrigeración y aire acondicionado con participación en congresos y seminarios nacionales e internacionales. Ha participado en más de 10 auditorías energéticas en diferentes industrias del país.



Juan Carlos Ordóñez Ruiz.

Ingeniero Mecánico U.P.B. Estudiante de la Maestría en Sistemas Energéticos, U.P.B. Docente - Investigador del Área de Estudios Energéticos CIDI- U.P.B. Profesor de la Facultad de Ingeniería Mecánica U.P.B. Reconocido por COLCIENCIAS como "Joven Investigador". Actualmente se encuentra realizando una pasantía en la Universidad de Duke (EUA) con el profesor Adrian Bejan.

Wady Felipe Flórez.

Ingeniero Mecánico U.P.B. Estudiante de doctorado en la Universidad de Wessex (R.U.). Docente - Investigador Área de Estudios Energéticos CIDI- U.P.B. Profesor de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.P.B. Modelización y simulación de procesos de transferencia de calor y flujo.