VNIVERSIDAD NACIONAL AVFNOMA DE MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESTUDIO TERMODINAMICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION SOLAR HIBRIDO DE EYECTOR Y COMPRESOR MECANICO

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERIA

MECANICA - TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A :

M. en I. JORGE ISAAC HERNANDEZ GUTIERREZ

DIRECTOR:
DR. CLAUDIO A. ESTRADA GASCA
CO-DIRECTOR:
DR. RUBEN J. DORANTES RODRIGUEZ

2005

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a aquellas personas que han considerado a la superación profesio-nal y la adquisición de conocimientos como una herramienta, que al aplicarla en beneficio de la colectividad, permitirá aspirar a una sociedad mejor.

AGRADECIMIENTOS

Alcanzar un objetivo como el que evidencia este trabajo no es labor de una sola persona, sino por el contrario, de un grupo de éstas. Primeramente, quiero considerar el aspecto institucional y mencionaré a las instancias que dieron las facilidades y permitieron el uso de su infraestructura para desarrollar este proyecto, así, agradezco al Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM, que en su momento dirigió el Dr. Ariel Valladares Clemente, y al Centro de Investigación en Energía de la UNAM, bajo la dirección los Drs. Manuel Martínez Fernández y Claudio A. Estrada Gasca, por haberme permitido hacer buen uso de sus instalaciones. Inmediatamente después, se encuentran los tutores que en sus respectivas áreas de conocimiento y niveles de participación hicieron que con el diálogo continuo se fueran hilando las ideas, alrededor de las cuales se realizó el trabajo y se obtuvieron los resultados, que al darles forma, han culminado en el presente estudio. Agradezco encarecidamente todo el apoyo que recibí de los Drs. Rubén J. Dorantes Rodríguez, Claudio A. Estrada Gasca, Roberto Best y Brown, Isaac Pilatowsky Figueroa, Wilfrido Rivera Gómez Franco, Jaime G. Cervantes de Gortari y Alejandro F. Romero López. También quiero aprovechar para hacer un reconocimiento e igualmente agradecerles a todas aquellas personas que con su apoyo indirecto al realizar un trabajo diario de calidad y comprometido, han ayudado a que este proyecto llegue a su fin y poniéndoles nombre me estoy refiriendo al personal de la biblioteca, cómputo y fotocopiado, así como aquellos que estoy olvidando mencionar. Finalmente, quiero considerar el aspecto personal, e inicio haciendo un reconocimiento a la familia, agradeciéndoles el tiempo que me permitieron sustraerles en beneficio de este proyecto. Inmediatamente después, se encuentran todos los amigos que creyeron en este proyecto y de los cuales siempre recibí palabras de aliento. A todo este grupo mi más sincero y sentido agradecimiento.

Cuernavaca, Mor.
Noviembre del 2005

Índice

Resumen xvi

I. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES 1
1.1.1 Energía, Ambiente y Sustentabilidad 2
1.1.2 La Necesidad de Alimentos y los Recursos de Energía Solar en México 3
1.2 LOS SISTEMAS TÉRMICOS DE REFRIGERACIÓN 7
1.3 LA REFRIGERACIÓN SOLAR 12
1.4 ESTADO DE AVANCE DE LOS SISTEMA DE EYECTO-COMPRESIÓN 14
1.4.1 El Sistema de Eyecto-compresión con Agua o por Chorro de Vapor de Agua 14
1.4.2 El Sistema de Eyecto-compresión con Refrigerantes 16
1.4.3 Los Sistemas de Eyecto-compresión Accionados Solarmente 24
1.5 ALCANCE DEL ESTUDIO 29
Objetivo General 30
Objetivos Particulares 31
Contenido de la Tesis 31

II. EL EYECTOR

2.1 FUNCIONAMIENTO DEL EYECTOR 33
2.2 ESTADO DE AVANCE DEL EYECTOR 40
2.2.1 Los Modelos Unidimensionales del Eyector 40
2.2.1.1 Los modelos unidimensionales con mezclado a área constante 41
2.2.1.2 Los modelos unidimensionales con mezclado a presión constante 44
2.2.1.3 Otros estudios experimentales 47
2.2.2 Los Modelos Teóricos Bidimensionales 48
2.2.3 Comparaciones 50
2.2.3.1 Estudios del eyector con mezclado a área constante versus presión constante 50
2.2.3.2 Unidimensionales versus bidimensionales 50
2.3 MODELO MATEMÁTICO DEL EYECTOR DESARROLLADO POR LU 51
2.3.1 Regímenes de Operación del Eyector 52
2.3.1.1 Régimen mixto 52
2.3.1.2 Régimen de transición 53
2.3.1.3 Régimen supersónico 54
2.3.2 Algoritmo de Solución del Sistema de Ecuaciones 55
2.3.2.1 Sistema final de ecuaciones para el régimen de transición 55
2.3.2.2 Sistema final de ecuaciones para el régimen mixto 58
2.3.2.3 Sistema final de ecuaciones para el régimen supersónico 60

2.3.2.4 Identificación de ecuaciones tipo para los tres sistemas de ecuaciones 61
2.3.2.5 Algoritmo de solución de los sistemas de ecuaciones para cada régimen 62
2.3.2.6 Verificación de la solución de los sistemas de ecuaciones del modelo del eyector de Lu 63

III. ESTUDIO TERMODINÁMICO DE LOS SISTEMAS DE EYECTO-COMPRESIÓN MEJORADA

3.1 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN DE MASA Y ENERGÍA, DE BALANCE DE EXERGÍA Y DE PRODUCCIÓN DE ENTROPÍA 69
3.2 EL EYECTOR 70
3.2.1 El Comportamiento Teórico del Eyector 70
3.2.2 Eficiencia del Eyector 70
3.3 RELACIONES TERMODINÁMICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE EYECTO-COMPRESIÓN 73
3.3.1 Configuración del SIRE 73
3.3.2 Eficiencia Ideal del SIRE 75
3.3.3 Relaciones Termodinámicas del SIRE 76
3.3.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRE 77
3.4 ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE EYECTO-COMPRESIÓN CON COMPRESOR AUXILIAR 80
3.4.1 Configuración del SIRECA 80
3.4.2 Eficiencia Ideal del SIRECA 82
3.4.3 Relaciones Termodinámicas del SIRECA 83
3.4.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRECA 83
3.4.5 Estudio Paramétrico del SIRECA 84
3.4.5.1 Alcance del estudio 85
3.4.5.2 Obtención y análisis de resultados 85
3.5 ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDO DE EYECTOR Y COMPRESOR 94
3.5.1 Configuración del SIRHEC 94
3.5.2 Eficiencia Ideal del SIRHEC 96
3.5.3 Relaciones Termodinámicas del SIRHEC 96
3.5.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRHEC 97
3.5.5 Estudio Paramétrico del SIRHEC 98
3.5.5.1 Alcance del estudio 98
3.5.5.2 Obtención y análisis de resultados 99
El comportamiento del SIRHEC a T_{GE} y T_{CO} moderadas 100
Comportamiento del SIRHEC a T_{CO} moderadas y T_{GE} máximas 104
Comportamiento del SIRHEC a las mayores T_{CO} y T_{GE} 106

IV. COMPORTAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR DE EYECTO-COMPRESIÓN MEJORADA

4.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR DE EYECTO-COMPRESIÓN CON COMPRESOR AUXILIAR 108
4.1.1 Operación del Subsistema de Refrigeración de Eyecto-compresión con Compresor Auxiliar 109
Selección del punto de diseño 109
Comportamiento del SIRECA fuera de las condiciones de diseño 112
Conducción de la operación del SIRECA 118
Operación de los intercambiadores de calor 120
4.1.2 Operación del Subsistema de Calentamiento 123
Comportamiento del tanque de almacenamiento 123
Relaciones complementarias 127
4.1.3 Estudio Cuasi-dinámico del SIRSECA 129
Características de la simulación del SIRSECA 129
Simulación del SIRSECA 129
Resultados de la simulación del SIRSECA 131
Resultados mensuales para un Reva de 0.04 131
Resultados mensuales para un Reva de 0.08 141
Resultados anuales del SIRSECA 144
4.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR HÍBRIDO DE EYECTOR Y COMPRESOR 146
4.2.1 Operación del Subsistema de Refrigeración Híbrido de Eyector y Compresor 146
Selección del punto de diseño 146
Comportamiento del SIRHEC fuera de las condiciones de diseño 147
Conducción de la operación del SIRHEC 151
4.2.2 Operación del Subsistema de Calentamiento 151
4.2.3 Estudio Cuasi-dinámico del SIRSHEC 151
Resultados de la simulación del SIRSHEC 152
Resultados mensuales para un Reva de 0.04 152
Resultados mensuales para un Reva de 0.08 154
Resultados anuales del SIRSHEC 155

V. COMPARACION DE RESULTADOS ENTRE EL SIRSECA Y EL SIRSHEC

5.1 RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DEL SIRECA Y SIRHEC 158
5.2 RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DEL SIRSECA Y SIRSHEC 162
5.3 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO Y OPERACIÓN DEL SIRSECA Y SIRSHEC 163
5.3.1 Procedimiento para Definir el Punto de Diseño del SIRSECA y SIRSHEC. 163
5.3.2 Procedimiento para Definir la Operación del SIRSECA y SIRSHEC. 164

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES
CONCLUSIONES 165
RECOMENDACIONES 166

FUENTES DE CONSULTA 168

ANEXO 1
RELACIONES BÁSICAS
A1.1 RELACIONES DEL EYECTOR 175
A1.1.1 Definición de los Parámetros Adimensionales del Eyector 175
A1.1.2 Funciones de M^* y Relaciones Algebraicas del Flujo Isentrópico de un Gas 176
A1. 2 ECUACIONES BÁSICAS PARA EL FLUJO ISENTRÓPICO DE UN GAS PERFECTO 177

ANEXO 2
EL MODELO DEL EYECTOR DE LU
A2.1 MODELO MATEMÁTICO DEL EYECTOR PROPUESTO POR LU 184
A2.1.1 Modelo para el Régimen Mixto 184
A2.1.2 Modelo para el Régimen de Transición 193
A2.1.3 Modelo para el Régimen Supersónico 195

ANEXO 3
SELECCIÓN DE LOS REFRIGERANTES PARA EL SIRECA Y EL SIRHEC Y SU ESCALAMIENTO
A3.1 SELECCIÓN DE DOS REFRIGERANTES PARA EL SIRECA Y SIRHEC 200
A3.2 ESCALAMIENTO DEL SIRECA Y DEL SIRHEC 201
A3.2.1 Escalamiento del SIRECA 201
A3.2.2 Escalamiento del SIRHEC 202

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1.1 Gráfica de la temperatura de congelación, T_s, contenido de agua y calor latente de congelación, Δh_s, de algunos productos alimenticios. 4
Fig. 1.2 Gráfica de los calores específicos c_p y c_{ps} para antes y después de la congelación de algunos productos alimenticios. 5
Fig. 1.3 Consumos de electricidad en la fabricación y elaboración de ciertos productos. 6
Fig. 1.4 Sistema de absorción (a) configuración y (b) ciclo termodinámico. 8
Fig. 1.5 Sistema de absorción (a) configuración y (b) ciclo termodinámico. 9
Fig. 1.6 Sistema de eyecto-compresión con agua, circuito abierto. 10
Fig. 1.7 Sistema de eyecto-compresión (a) configuración y (b) ciclo termodinámico. 11
Fig. 1.8 Configuración de un sistema térmico de enfriamiento solar. 13
Fig. 1.9 Sistema de eyecto-compresión con intercambiadores de calor, precalentador y preenfriador. 18
Fig. 1.10 Sistema de refrigeración de eyecto-compresión con compresor auxiliar. 20
Fig. 1.11 Sistema híbrido de eyector y compresor con intercambiador de calor de contacto directo. 20
Fig. 1.12 Sistema de eyecto-compresión activado solarmente: a) generación directa, b) circuito cerrado para el fluido de calentamiento y c) circuito abierto para el fluido de calentamiento. 25
Fig. 1.13 Sistema de calentamiento solar con almacenamiento de energía térmica. 26
Fig. 1.14 Sistema de enfriamiento solar híbrido de eyector y compresor. 28
Fig. 1.15 Composición del SIstema de Refrigeración Solar de Eyector con Compresor Auxiliar –SIRSECA–. 29
Fig. 1.16 Composición del SIstema de Refrigeración Solar Híbrido de Eyector y Compresor –SIRSHEC–. 30

Fig. 2.1 Conformación del Eyector. 33
Fig. 2.2 Parámetros geométricos del eyector. 34
Fig. 2.3 Tasa de arrastre U contra presión de descarga p_3 del eyector, para p_2=0.0213 Bar cuando el fluido de trabajo es R113. 35
Fig. 2.4 Tasa de arrastre U contra presión de descarga p_3 del eyector, para p_2=0.0267 Bar cuando el fluido de trabajo es R113. 36
Fig. 2.5 Presión longitudinal del eyector para diferentes presiones de descarga p_3. 37
Fig. 2.6 Mapa de comportamiento del eyector para el fluido de trabajo R113. 38
Fig. 2.7 Tasa de arrastre U contra la relación de compresión r del eyector para el fluido de trabajo R11. 39
Fig. 2.8 Tasa de arrastre U contra la relación de compresión ξ del eyector para el fluido de trabajo R11. 39
Fig. 2.9 Tasa de arrastre U contra relación de compresión ξ del eyector, para diferentes relaciones de área ϕ y el fluido de trabajo es R11. 40

Fig. 2.10 Geometría del eyector de acuerdo a la suposición del mezclado: a) a área constante, b) a presión constante. 41
Fig. 2.11 Superficie-solución tridimensional de un eyector suponiendo un mezclado a área constante. 43
Fig. 2.12 Escurrimiento en el eyector con régimen mixto. 52
Fig. 2.13 Escurrimiento en el eyector con régimen supersónico. 54
Fig. 2.14 Gráfica de la función F(M*) para el R11. 57
Fig. 2.15 Valores experimentales y curva teórica de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen de transición y con $\phi = 5.76$. 63
Fig. 2.16 Valores experimentales y curvas teóricas de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen mixto y con $\phi = 5.76$. 64
Fig. 2.17 Valores experimentales y curvas teóricas de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen supersónico y con $\phi = 5.76$. 64
Fig. 2.18 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen de transición de un eyector operando con R11 y $\phi = 5.76$. 65
Fig. 2.19 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen mixto de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 3.53$. 66
Fig. 2.20 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen supersónico de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 5.62$. 66
Fig. 2.21 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen de transición de un eyector operando con R11 y $\phi = 5.76$. 67
Fig. 2.22 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen mixto de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 3.53$. 67
Fig. 2.23 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen supersónico de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 5.62$. 68

Fig. 3.1 Representación del comportamiento teórico del eyector en un plano h-s, considerando el mezclado a presión constante. 70
Fig. 3.2 Volumen de control del eyector. 71
Fig. 3.3 Composición del SIRE. 74
Fig. 3.4 Ciclo termodinámico del SIRE. 74
Fig. 3.5 Composición del sistema turbina-compresor. 75
Fig. 3.6 Diagrama del sistema térmico 3T de refrigeración por eyecto-compresión. 76
Fig. 3.7 Composición del SIRECA. 81
Fig. 3.8 El ciclo termodinámico del SIRECA. 81

Fig. 3.9 (a) Sistema 4T de refrigeración de eyector con compresor auxiliar y (b) su ciclo termodinámico ideal. 82
Fig. 3.10 Diagrama de flujo del programa de computadora. 86
Fig. 3.11 Eficiencia ideal η_s y COP_s del SIRECA contra T_{DES} para diferentes T_{CO} y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea R134a y R142b. 87
Fig. 3.12 Gráfica de η_E y U contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 88
Fig. 3.13 Gráficas de ϕ y A* contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 89
Fig. 3.14 Gráfica de $\dot{Q}_{GE}$ $\dot{W} b_r$ y $\dot{W} c_r$ contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 90
Fig. 3.15 Gráfica de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W} c_E$ contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 91
Fig. 3.16 Gráfica del COP_s y ε_s contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 92
Fig. 3.17 Gráfica de Er y Rwc contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C para el sistema con los refrigerantes R134a y R142b. 93
Fig. 3.18 Composición del SIRHEC. 95
Fig. 3.19 El ciclo termodinámico del SIRHEC. 95
Fig. 3.20 (a) Sistema de refrigeración híbrido de eyector y comprensión 4T y (b) su ciclo termodinámico ideal. 96
Fig. 3.21 Eficiencia ideal η_s y COP_s para el SIRHEC contra T_{INT} para diferentes T_{CO} y T_{GE} = 85º C, cuando el sistema emplea R134a y R142b. 99
Fig. 3.22 Gráfica de η_E y U contra p_{INT} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 100
Fig. 3.23 Gráficas de ϕ y A^* contra p_{INT} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b. 101
Fig. 3.24 Gráfica de $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{W} b_r$ y $\dot{W} c_r$ contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85ºC, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b. 102
Fig. 3.25 Gráfica de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W} c_E$ contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85°C, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b. 103
Fig. 3.26 Gráfica de COP_s y ε_s contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y p_{INT} con T_{GE} = 85ºC para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b. 103
Fig. 3.27 Gráfica de Er y Rwc contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85°C, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b. 104
Fig. 3.28 Gráfica de COP_s y U contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 30ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 100ºC con el R142b. 105
Fig. 3.29 Gráfica de ε_s y Er contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 30ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 100ºC con el R142b. 105
Fig. 3.30 Gráfica de COP_s y U contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 40ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 115 con el R142b. 106
Fig. 3.31 Gráfica de ε_s y Er contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 40ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 115 con el R142b. 107

Fig. 4.1 Componentes del Sistema de Refrigeración Solar de Eyecto-compresión con Compresor Auxiliar, SIRECA. 109
Fig. 4.2 Temperaturas de condensación máximas y mínimas calculadas para los meses de Abril y Diciembre en Temixco. 110
Fig. 4.3 Eficiencias del eyector y del SIRECA contra $p_{DES}(n)$ con $\phi = 4.64$, $\dot{Q}_{EV} = 1$ kW y el fluido de trabajo es R134a. 112
Fig. 4.4 COP_s del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 113
Fig. 4.5 COP_s del SIRECA contra T_{CO} para los mayores valores de n y distintas T_{GE}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 114
Fig. 4.6 $\dot{Q}_{GE}$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 114
Fig. 4.7 $\dot{Q}_{EV}$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 115
Fig. 4.8 $\dot{W} c_r$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 116
Fig. 4.9 $\dot{W} c_E$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 116
Fig. 4.10 Presión de descarga del compresor p_{DES} contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 117
Fig. 4.11 Eficiencia del eyector contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 118
Fig. 4.12 La p_{DES} contra T_{CO} para dos condiciones de operación y su inter-conexión lineal, cuando $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 119
Fig. 4.13 T_{GE} contra T_{CO} para el modo conducido del SIRECA cuando $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 120
Fig. 4.14 Características de operación del condensador. 121
Fig. 4.15 Características de operación del generador. 122
Fig. 4.16 Efectividades experimentales del generador y condensador para el SIRECA operando a las T_{CO} y T_{GE} indicadas en la Fig. 4.13. 123
Fig. 4.17 Volumen de control del tanque de almacenamiento térmico. 124
Fig. 4.18 Operación de la válvula mezcladora. 126
Fig. 4.19 Energía útil y temperaturas del SIRSECA para el mes de abril en Temixco, cuando $A_c = 6$ m^2, $\Delta t = 1/5$ h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 132
Fig. 4.20 Energía térmica suministrada al SIRSECA para Abril el mes de abril en Temixco, cuando $A_c = 6$ m^2, $\Delta t = 1/5$ h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 133
Fig. 4.21 Tiempos y temperaturas características de la operación del subsistema de calentamiento del SIRSECA. 135
Fig. 4.22 Gráfica de Ta para el mes de abril en Temixco, cuando $A_c = 6$, 14 y 20 m^2, $\Delta t = 1/5$ h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 136

Fig. 4.23 Gráfica de las Ta características para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 136
Fig. 4.24 Gráfica de la duración de los calentamientos solar, auxiliar y de operación de los colectores para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 137
Fig. 4.25 Gráfica del suministro de energía térmica al SIRSECA para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 138
Fig. 4.26 Gráfica de las eficiencias del SIRSECA para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite. 138
Fig. 4.27 Valores anuales de las eficiencias térmica, térmica-solar y producción de hielo contra A_c del SIRSECA para distintos Reva. 145
Fig. 4.28 Valores anuales de la eficiencia de los colectores y la fracción solar contra A_c del SIRSECA para distintos Reva. 145
Fig. 4.29 Componentes del Sistema de Refrigeración Solar Híbrido de Eyector y Compresor, SIRSHEC. 146
Fig. 4.30 Eficiencias del eyector y del SIRHEC contra $p_{INT}(n)$ con $\phi = 4.64$, $\dot{Q}_{EV} = 1$ kW y el fluido de trabajo es R134a. 147
Fig. 4.31 COP_s del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 148
Fig. 4.32 $\dot{Q}_{GE}$ del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 148
Fig. 4.33 $\dot{Q}_{EV}$ del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 149
Fig. 4.34 $\dot{W}c_r$ del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 149
Fig. 4.35 $\dot{W}c_E$ del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 150
Fig. 4.36 Presión del enfriador intermedio p_{INT} contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 150
Fig. 4.37 Eficiencia del eyector contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a. 151
Fig. 4.38 Valores anuales de las eficiencias térmica, térmica-solar y producción de hielo contra A_c del SIRSHEC para distintos Reva. 156
Fig. 4.39 Valores anuales de la eficiencia de los colectores y la fracción solar contra A_c del SIRSHEC para distintos Reva. 156

Fig. 5.1. Producción diaria de hielo contra Ac y Reva para el SIRSECA. 163

Fig. A2.1 Regímenes de escurrimiento y nomenclatura del eyector. 185

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Relación de ecuaciones para los tres regímenes. 62

Tabla 4.1. Algunos Parámetros del Eyector. 111
Tabla 4.2. Datos Climáticos Registrados en el CIE. 128
Tabla 4.3. Latitud de Temixco y Datos de los Tubos Evacuados, Tanque de Almacenamiento y Aceite de Calentamiento. 128
Tabla 4.4 Sentencias de control del subsistema de calentamiento del SIRSECA. 129
Tabla 4.5. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 139
Tabla 4.6. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 139
Tabla 4.7. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 140
Tabla 4.8. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 140
Tabla 4.9. Eficiencias del SIRSECA para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 141
Tabla 4.10. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 142
Tabla 4.11. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 143
Tabla 4.12. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 143
Tabla 4.13. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 143
Tabla 4.14. Eficiencias del SIRSECA para Tres meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 144
Tabla 4.15. Algunos Parámetros del Eyector 147
Tabla 4.16. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 152
Tabla 4.17. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 152
Tabla 4.18. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 153
Tabla 4.19. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 153
Tabla 4.20. Eficiencias del SIRSHEC para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04. 153
Tabla 4.21. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 154
Tabla 4.22. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 154
Tabla 4.23. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 154
Tabla 4.24. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 155
Tabla 4.25. Eficiencias del SIRSHEC para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08. 155

Tabla 5.1. Temperaturas del SIRECA y del SIRHEC. 159
Tabla 5.2. Presiones de descarga del compresor para el SIRECA y el SIRHEC. 159
Tabla 5.3. Eficiencias del eyector y tasas de arrastre del SIRECA y del SIRHEC. 160
Tabla 5.4. Flujos másicos del SIRECA y del SIRHEC. 160
Tabla 5.5. Eficiencias del SIRECA y del SIRHEC. 160
Tabla 5.6. Eficiencia exergética y relación de energía del SIRECA y del SIRHEC. 161
Tabla 5.7. Potencias térmicas del SIRECA y del SIRHEC. 161
Tabla 5.8. Potencias de compresión del SIRECA y del SIRHEC. 161

NOMENCLATURA

a coeficiente semiempírico para determinar a r_t, coeficiente de la ecuación lineal
b coeficiente semiempírico para determinar a r_t, coeficiente de la ecuación lineal o cuadrática
c coeficiente de una ecuación lineal o cuadrática
A área transversal (m^2)
c_p calor específico (kJ/kg ºC)
$\bar{c}_p$ calor específico promedio (kJ/kg ºC)
c_v calor específico a volumen constante (kJ/kg ºC)
COP coeficiente de operación (Adimensional)
d diámetro de la descarga de la boquilla principal (m)
d* diámetro de la garganta de la boquilla principal (m)
D diámetro de la cámara de mezcla (m)
e exergía específica (kJ/kg)
$\dot{E}$ flujo de exergía (kW)
E_c energía incidente en los colectores (MJ)
E_g energía incidente en los colectores por unidad de área (MJ/m^2)
Er cociente de las potencias mecánicas y térmicas suministradas (Adimensional)
f_s fracción solar (Adimensional)
F factor de fricción del eyector (Adimensional), función dependiente del Mach
F_R factor de remoción de los colectores solares (Adimensional)
g aceleración gravitacional (m/s^2)
$G_{b,t}$ radiación directa incidente en un plano inclinado (W/m^2)
G_b radiación directa incidente en un plano horizontal (W/m^2)
G_g radiación global (W/m^2)
h entalpía (kJ/kg)
H radiación global diaria en un plano horizontal (J/m^2)
H_1 altura de la boquilla principal rectangular (m)
H_2 altura de la garganta de la sección de mezcla rectangular (m)
I radiación global horaria en un plano horizontal (J/m^2)
$\dot{I}$ rapidez del cambio de irreversibilidades (kW)
k cociente de los calores específicos (Adimensional)
L longitud de la cámara de mezcla (m), largo del tanque de almacenamiento (m)
Lp longitud de la sección divergente de la boquilla principal (m)
m masa (kg)
$\dot{m}$ flujo másico (kg/s)
M número de Mach (Adimensional)
M* número de Mach referido a la velocidad sónica (Adimensional)
n número del día representativo del mes.
N horas diurnas de un día
p presión (MPa)
p_3' contrapresión límite del eyector (MPa)
p_3* contrapresión crítica del eyector (MPa)
Prop propiedades ópticas y térmicas de los colectores
$\dot{P}$ rapidez de producción de entropía (kW/K)

q_s calor específico de solidificación (kJ/kg)
$\dot{q}$ flujo de potencia térmica por unidad de área (kW/m^2)
Q función del número de Mach (Adimensional)
$\dot{Q}$, potencia térmica (kW)
r relación de compresión del eyector (Adimensional), r radio del tanque de almacenamiento (m)
r_t razón de las radiaciones globales horaria y diaria en un plano horizontal (Adimensional)
R constante universal de los gases (kJ/kg K)
R_b es la razón de las radiaciones directas en un plano inclinado y en uno horizontal (Adimensional)
Reva cociente del volumen del tanque de almacenamiento y el área de colección (m)
Rwc cociente de la potencias de compresión del eyector y compresor (Adimensional)
s entropía específica (kJ/kgK)
S entropía (kJ/K)
t tiempo (s)
tarr tiempo de arranque del refrigerador (h)
tcs duración del calentamiento solar del refrigerador (h)
tcu duración del ingreso de calor útil (h)
tf tiempo final del calentamiento solar (h)
ti tiempo inicial del calentamiento solar (h)
T temperatura (ºC o K)
Tc temperatura del fluido térmico en los colectores (ºC o K)
T_s temperatura de solidificación (ºC)
U tasa de arrastre, relación de flujos másicos en el enfriador intermedio (Adimensional), coeficiente global de pérdidas térmicas de los colectores (W/m^2 ºC)
U_L coeficiente global de pérdidas térmicas de los colectores (W/m^2 ºC)
v volumen específico (m^3/kg), velocidad (m/s)
V volumen (m^3)
W energía mecánica del eyector (kJ)
$\dot{W}$ potencia mecánica (kW)
$\dot{W}b$ potencia mecánica de la bomba (kW)
$\dot{W}c$ potencia mecánica del compresor (kW)
x parámetro de pérdidas por fricción en el interior del eyector (Adimensional), calidad de una mezcla (Adimensional)
z factor de compresibilidad (Adimensional), función del número de Mach (Adimensional)
1-2'-2m-3-4-5-1 estados del ciclo de potencia del SEC
2-2"-2m-3-4-6-2 estados del ciclo de refrigeración del SEC

Griegas

α ángulo de la sección divergente de la boquilla principal (º), absortancia de la superficie de los colectores (Adimensional)
β ángulo de la sección convergente de la sección de mezcla (º), inclinación (º)
δ la declinación (º)
Δ incremento
Δh entalpía de cambio de fase (kJ/kg)
Δh_s entalpía de solidificación (kJ/kg)

ε eficiencia exergética (Adimensional), efectividad (Adimensional)
ϕ relación de áreas de la cámara de mezcla y garganta boquilla principal (Adimensional), latitud (º)
γ ángulo del difusor (º)
Γ relación de expansión máxima del fluido primario (Adimensional)
η eficiencia (Adimensional)
φ relación de áreas sección divergente de la boquilla principal (Adimensional)
ω el ángulo horario (º)
ω_s ángulo horario del atardecer (º)
Ω relación de áreas del difusor (Adimensional)
Π función del número de Mach (Adimensional)
θ relación de temperaturas del fluido secundario a primario (Adimensional)
ξ relación de expansión intermedia del fluido primario (Adimensional)
Σ sumatoria
τ transmitancia de la protección de los colectores (Adimensional)

Superíndices

* crítico
¯ promedio en la duración de la operación del refrigerador

Subíndices

a aceite, año,
amb ambiente
arr arranque de la operación del refrigerador
AB absorción
ADi adsorción inicial
ADf adsorción final
b bomba
c referente a operación de enfriamiento, compresor, colectores, centrado en el incremento de tiempo
cm compresión mecánica, cámara de mezcla
col colectores
comp compresor
CO condensador
CA calentamiento auxiliar
CS calentamiento solar
d difusor
D difusor
DEi desorción inicial
DEf desorción final
e entrada, entrada del fluido térmico a los colectores
est estancamiento
exp experimental
E eyector
EV evaporador
f fluido, final

g gas
GE generador
h referente a la operación de calentamiento, hielo
i ideal, inicial
INT referente al enfriador intermedio
máx máximo
mec mecánico
mes
mín mínimo
MT máquina térmica
n coeficiente que define a p_{INT}, día representativo del mes
o condición de estancamiento
PE pérdidas
r reversible
REF refrigerador
s sistema, salida, superficie del volumen de control, salida del fluido térmico de los colectores, solidificación
sec sistema de eyecto-compresión
sirhec sistema de refrigeración híbrido de eyector y compresor
sse sistema de enfriamiento solar de eyecto-compresión
ssh sistema de enfriamiento solar híbrido de eyector y compresor
SEC sistema de eyecto-compresión
SOB sobrecalentamiento del compresor
t referente a la garganta de la boquilla principal, turbina, tanque de almacenamiento
tér térmico
tér-sol térmico-solar
U útil
VC volumen de control
x referente a la descarga de la boquilla principal
1 primario
2 secundario
3 descarga de la mezcla del eyector
1, ..., 10 estados termodinámicos del ciclo
2T de dos temperaturas
3T de tres temperaturas
4T de cuatro temperaturas
I, II, …, IV secciones del eyector referentes a la descarga de la boquilla principal, entrada de cámara de mezcla, salida de la cámara de mezcla y salida del difusor

RESUMEN

La refrigeración tiene en el sistema térmico de eyecto-compresión una alternativa de solución energética y ambientalmente aceptable. Ya que el empleo del hielo en la conservación de alimentos es una práctica común en México, los sistemas de eyecto-compresión mejorada pueden usarse para producirlo. A estos sistemas pertenecen las configuraciones denominadas SIstemas de Refrigeración de Eyector con Compresor Auxiliar –SIRECA– e Híbrido de Eyector y Compresor –SIRHEC–. Después de considerar las aportaciones hechas a estos sistemas por los Drs. Isaac Pilatowsky y Claudio Estrada del Centro de Investigación en Energía de la UNAM y del Dr. Rubén Dorantes del Departamento de Energía de la UAM Azcapotzalco, junto con la realización de una minuciosa revisión bibliográfica, se encontró que el estudio termodinámico y la optimización de estos sistemas requería de más investigación para dejar al descubierto sus beneficios energéticos y posibles ventajas ambientales. Por las razones anteriores y considerando también los altos niveles de insolación que México tiene, se propuso el estudio termodinámico de los SIstemas de Refrigeración Solar de Eyector con Compresor Auxiliar –SIRSECA– e Híbrido de Eyector y Compresor –SIRSHEC– en los que el eyector realiza eficientemente el trabajo de compresión y el calentamiento es solar principalmente y se auxilia de un calentador de gas. Con la información generada, además de conocer el comportamiento de estos sistemas, se pueden definir procedimientos con beneficios energéticos tanto para el diseño como para la operación de estos sistemas. La producción de hielo se fijó en 100 kg diarios a una temperatura de -10°C.

En este trabajo se explica como opera el eyector y se justifica la selección del modelo matemático de Lu. También, se indica el método de solución de los sistemas de ecuaciones para los regímenes mixto, de transición y supersónico y se verifica su correspondiente algoritmo de solución.

El SIRECA, al ser resultado de integrar un compresor mecánico al sistema de eyecto-compresión, y el SIRHEC, al considerar la integración de un sistema de refrigeración de compresión mecánica, reparten el trabajo de compresión entre el eyector y el compresor, para llevar el vapor producido en el evaporador hasta el condensador. El estudio termodinámico de estos sistemas tiene como objetivo conocer su comportamiento y determinar entre otros parámetros a dichos trabajos de compresión. Con tal fin, se analiza inicialmente la termodinámica del eyector y del sistema de eyecto-compresión en estado permanente. Posteriormente, se hace lo correspondiente con los sistemas de eyecto-compresión mejorada para dar lugar a su estudio paramétrico y el análisis de sus resultados.

Después se efectúa el estudio termodinámico del SIRSECA y SIRSHEC. Primero se estudia el subsistema de eyecto-compresión mejorada y después el de calentamiento. Posteriormente, se realiza su integración y se efectúa la simulación cuasi-dinámica, y se varía el área de colección al igual que la relación del volumen del tanque de almacenamiento al área de colección. Sus resultados son analizados.

Finalmente se comparan los resultados de la operación del SIRECA y SIRHEC al igual que los del SIRSECA y SIRSHEC, para establecer un procedimiento de diseño que considera la selección del punto de diseño y la operación fuera de estas condiciones que garantice un balance entre los suministros de energía térmica y mecánica, al igual que entre los trabajos de compresión del eyector y del compresor. El subsistema de calentamiento consi-

dera un calentador auxiliar y una válvula mezcladora que se encargan de mantener una temperatura del fluido térmico que garantice la generación de vapor de refrigerante a la temperatura exigida por la temperatura de condensación junto con el régimen de operación del eyector, que en este caso es el de transición.

Empleando en el SIRECA y SIRHEC como fluido de trabajo al refrigerante R134a, los respectivos puntos de diseño consideraron una temperatura de generación de 85°C, una temperatura de condensación, T_{CO}, de 36°C y una presión de descarga del compresor, p_{DES}, de 0.497 MPa. La temperatura de evaporación fue de -10°C y la potencia de refrigeración de 2 kW, la cual resultó de considerar una producción de 100 kg diarios de hielo. La operación conducida del refrigerador consideró un comportamiento lineal entre p_{DES} y T_{CO}. El mejor comportamiento para el SIRSECA y el SIRSHEC se tuvo para una área de colección de 12 m^2, un volumen del tanque de almacenamiento de aceite de 0.48 m^3, un promedio anual de la fracción solar de 0.87 y una producción promediada anualmente de 170 kg diarios de hielo, 70 kg mayor a la de diseño. Además, el eyector del SIRSHEC realizó un mayor trabajo de compresión reduciendo en consecuencia el del compresor, lo cual marcó la ventaja del SIRSHEC sobre el SIRSECA. Estos resultados fueron superiores a los reportados en la literatura para un sistema análogo, lo cual evidenció las ventajas de la cuidadosa selección del punto de diseño y operación de los sistemas.

PUBLICACIONES

A continuación se enlistan las publicaciones realizadas durante el desarrollo de esta tesis doctoral:

Memorias en Congresos Nacionales:

1. Estudio paramétrico de un sistema de refrigeración por eyecto-compresión con refrigerante 142b, J. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXI Reunión Nacional de la ANES, Chihuahua, Chih. 1997, 378-382.
2. Estudio paramétrico con eficiencia de segunda ley de un sistema de eyecto-compresión con refrigerante 142b, J. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXII Reunión Nacional de la ANES, Mexicali, B. C. Norte, 1998, 415-420.
3. Estudio paramétrico de un sistema de eyecto-compresión con precalentador y preenfriador, J. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXIII Reunión Nacional de la ANES, Morelia, Mich., 1999, 562-566.
4. Internal Heat exchange in en ejector-compression solar refrigeration system with R142b, J. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de ANES-ISES Millennium Solar Forum 2000, Cd. México, México, Septiembre del 2000, 325-330.
5. Estudio paramétrico de un sistema de refrigeración de compresión auxiliada con enfriador intermedio, J. I. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXV Semana Nacional de Energía Solar de la ANES, San Luis Potosí, SLP, Octubre del 2001, 325-330.
6. Estudio paramétrico del sistema de refrigeración de eyecto-compresión mejorada usando un eyector óptimo, J. I. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXVI Semana Nacional de Energía Solar de la ANES, Chetumal, QR, Noviembre del 2002, 417-422.
7. Comportamiento de dos sistema de eyecto-compresión con compresor auxiliar cuando emplean el refrigerante 142b, J. I. Hernández, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best, Memorias de la XXVII Semana Nacional de Energía Solar de la ANES, Chihuahua, Chih., 6-10 Octubre del 2003, 311-317.

Memorias en Congresos Internacionales:

1. Parametric study of a single refrigerant compression enhanced ejector refrigeration system with R142b, J. I. Hernandez, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best HPC'01, Proc. of the 2nd. Int. Heat Power Cycles Conf., París, Francia, 5-7 Septiembre del 2001, 225-232.
2. Study of a solar booster asssisted ejector refrigeration system with R134a, J. I. Hernandez, C. A. Estrada, R. J. Dorantes y R. Best ISEC 2003, Proc. of the. Int. Solar Energy Conf., Hawaii, USA, 15-18 Marzo del 2003, 1-8.
3. Study of a booster assisted ejector refrigeration system employing an optimum ejector with refrigerant R142b, Hernandez J. I., Estrada C. A., Dorantes R. J. y R. Best. ECOS 2003, Proc. of the Efficiency, Costs, Optimization and Simulation Conf., Copenhague, Dinamarca, 30 Junio -2 Julio del 2003, 1557-1566.

Revistas Internacionales:

1. The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b, J. I. Hernandez, R. Dorantes, R. Best y C. A. Estrada, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, No. 13, Septiembre 2004, 1765-1783.
2. Study of a Solar Booster Assisted Ejector Refrigeration System With R134a, J. I. Hernandez, R. Best, R. J. Dorantes y C. A. Estrada, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 127, No. 1, Febrero 2005, 53-59.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo, después de revisar las prácticas de conservación de alimentos en el país al igual que considerar las técnicas de refrigeración empleadas y conocer los recursos de energía solar del país, se concluyó que la necesidad primordial de refrigeración en México puede tener una solución aceptable, tanto energética como ambientalmente. Atendiendo a las características de los sistemas térmicos de refrigeración de tres temperaturas, en los que el enfriamiento es proporcionado por la evaporación de un líquido a baja presión, se hace una descripción de los tres más conocidos: el de absorción, adsorción y eyecto-compresión. Se enuncian sus particularidades y se infiere la conveniencia de emplear los sistemas de eyecto-compresión en la producción de hielo para la conservación de alimentos. Con la finalidad de conocer el estado de avance de los sistemas de eyecto-compresión, se hace una minuciosa revisión bibliográfica encontrando que las etapas de estudio termodinámico y optimización de estos sistemas aplicados a la refrigeración todavía requieren de más investigación, para dejar al descubierto su potencial aplicación y respectivos beneficios energéticos. En función de esto, se define el alcance de esta tesis doctoral y su estructuración.

1.1 ANTECEDENTES

A principios de los años 80, la actual Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía, CIE, de la UNAM y el Departamento de Energía del Instituto Nacional de Ciencias Aplicadas de Francia, ampliaron bajo la dirección del Dr. Isaac Pilatowsky el alcance del comportamiento de un sistema de eyecto-compresión, a partir de un estudió teórico ya existente, el cual empleó al R11 como fluido de trabajo en un eyector que ocupaba una boquilla principal supersónica del tipo convergente-divergente y una cámara de mezcla en la que se suponía la existencia de ondas choque del tipo Prandtl-Meyer. Se obtuvo un COP teórico de 0.25 y una tasa de arrastre similar, para una temperatura de evaporación de 5°C y una temperatura de condensación de 30°C. Para estas temperaturas se obtuvo experimentalmente un COP ligeramente menor al valor teórico. La ampliación de este trabajo consideró un rango de temperaturas de generación de 70 a 90ºC, de condensación de 20 a 40ºC y de evaporación de -10 a 10ºC, obteniéndose COPs que oscilaron entre 0.02 y 0.35. Teóricamente, la tasa de arrastre para una temperatura de evaporación de -10ºC fue de 0.14, Boissonnet y Pilatowsky (1983). Con esta información se diseñó un sistema de refrigeración solar para producir 40 kg de hielo diarios para temperaturas de generación, condensación y de evaporación de 70°C, 28°C y -10ºC, respectivamente dándose un sobrecalentamiento de 20°C en el generador. El sistema contó con un tanque de condensados y una válvula de expansión termostática que permitía satisfacer el aumento o disminución de refrigerante en el evaporador para mantener fija su temperatura. Entre la bomba y los colectores se consideró una recirculación hacia el tanque de condensados para mantener una condición de ahogamiento en la garganta de la boquilla principal. El área de los colectores solares planos resultó ser de 20 m^2.

Después, a principios de los años 90, en colaboración con el Departamento de Mecánica de Fluidos de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Tel-Aviv de Israel y la Coordinación de Concentración del CIE se realizó el diseño de un sistema de refrigeración solar híbrido de eyector y compresor usando R114 como fluido de trabajo. Este sistema se empleó para producir 100 kg de hielo diarios ocupando un banco de colectores planos de tubos evacuados. Considerando temperaturas de evaporación, condensación y generador de -10, 40 y 100°C. Se consideró una presión de descarga del compresor de 0.11 MPa. Se definieron el tipo y las características de operación de todos los elementos. Se encontró que un área de colección de 10.8 m^2 y un tanque de almacenamiento de 0.12 m^3 eran suficientes Sokolov *et al* (1992).

Posteriormente, en un intento por conocer el comportamiento dinámico de un sistema de refrigeración solar de eyecto-compresión, en colaboración con la Coordinación de Concentración y del Departamento de Energía de la UAM de Azcapotzalco se realizó la simulación cuasi-dinámica de un sistema de refrigeración solar de eyecto-compresión con compresor auxiliar. El sistema de calentamiento estaba formado por un banco de colectores planos de tubos evacuados con un tanque de almacenamiento. La simulación consistió en la solución de la ecuación diferencial al aplicar los balances de masa y energía en el tanque de almacenamiento e integrarla en el tiempo por el método de Euler y determinar la temperatura del fluido térmico en el tanque al final del incremento de tiempo considerado, dejando fijas las variables dependientes del tiempo en el incremento considerado. El sistema se usó para producir 100 kg de hielo al día y empleaba como fluido de trabajo al R142b. El punto de diseño consideró las temperaturas de evaporación, condensación y generación de –10, 30 y 105°C, respectivamente, Dorantes *et al* (1996). La correspondiente potencia de refrigeración fue de 2 kW. De acuerdo a la geometría del eyector seleccionada y las temperaturas mencionadas junto con la presión de descarga del compresor, el sistema alcanzó un COP de 0.34. Empleando los datos climáticos de Temixco, Morelos, se encontró que el mejor comportamiento del sistema se obtuvo para un área de colección de 18 m^2 y un volumen del tanque de almacenamiento de 1.08 m^3. Los valores diarios promediados anualmente del COP y de la producción de hielo fueron de 0.21 y 136 kg.

Ante la posibilidad de construir un sistema de refrigeración solar de eyecto-compresión, se decidió conocer el alcance y repercusiones del posible proyecto, sin dejar de considerar que la solución de una necesidad a través de la implementación de una tecnología, incluye el uso racional de la energía y la conservación del ambiente.

1.1.1 Energía, Ambiente y Sustentabilidad

Hace más de 30 años, no eran inquietantes las consecuencias ocasionadas por el crecimiento industrial y poblacional a nivel mundial. La atención se centraba solamente en los requerimientos que pudieran mantener esta tendencia ascendente, para lo cual las reservas mundiales de energéticos fósiles no eran un problema. Así, los países que no poseían recursos energéticos estaban obligados a intercambiar productos manufacturados u otros bienes naturales para obtenerlos. En términos generales, nadie sufría por la falta de energéticos, además, el quemado de estos combustibles se podía hacer con la intensidad que impusieran las necesidades del progreso industrial y económico.

Poco tiempo después en los años 70, los países de la OPEP decidieron incrementar el costo del petróleo al reconsiderar su carácter finito e indispensable para el crecimiento de cualquier economía. Casi paralelamente, se encontró que el planeta manifestaba estragos

ambientales por la realización indiscriminada de ciertas prácticas en el manejo de desechos. Así, la concepción de "fuente" de recursos y "sumidero" de desechos ya no era aplicable al planeta.

Como respuesta mundial a lo anterior, se acordó tomar medidas que favorecieran el uso eficiente de la energía y el cuidado del ambiente. Se motivó, entre otras cosas, la investigación de las posibles aplicaciones a los recursos térmicos de baja temperatura de origen natural o no, entre los que, por un lado se encuentran la geotermia y la transformación foto-térmica de la energía solar y por el otro los desechos energéticos de procesos industriales, al igual que los gases de combustión de los vehículos automotores.

Continuando en la misma dirección, pero ahora con una visión de mayor alcance, se crea el concepto de "sustentabilidad" para una sociedad, el cual considera la existencia de condiciones económicas, ecológicas, sociales y políticas que permitan su funcionamiento armónico en el tiempo y en el espacio. En el tiempo, la armonía debe darse entre esta generación y las venideras; en el espacio, la armonía tiene que lograrse entre los diferentes sectores sociales y entre la población y su ambiente. Algunas de sus manifestaciones están contenidas en términos como "camino energético sustentable", "desarrollo ecológicamente sustentable", Charters (1994) y Nicklas (1993), en donde es imperativo un uso racional de los energéticos comenzando por hacer altamente eficiente el uso de la energía e introducir las tecnologías de energías renovables con suficiente madurez, entre las que se encuentra la solar, Charters (1994) y Sklar (1993).

1.1.2 La Necesidad de Alimentos y los Recursos de Energía Solar en México

Localmente y en su calidad de país en vías de desarrollo, México enfrenta una situación complicada si todavía aspira a convertirse en una sociedad próspera. Por fortuna, aún cuenta con una serie de recursos naturales que solamente siendo administrados con eficiencia, le permitirán alcanzar dicho progreso. Por lo que se requiere, entre otras cosas, de la implementación de medidas racionales sobre la conservación y explotación de estos recursos excedentes.

De acuerdo a estadísticas recientes, la población mexicana está entre los 100 y los 110 millones de habitantes, INEGI (2000). Como consecuencia, la alimentación se convierte en una necesidad primordial. Paralelamente, la conservación de los productos alimenticios perecederos tiene un papel relevante e involucra los recursos humanos y materiales encargados de la preservación de los alimentos a una temperatura inferior a la del ambiente inmediatamente después a su captura, sacrificio o cosecha hasta que llegan a los mercados para su venta. A este conjunto de recursos y relaciones se les llama "la cadena del frío". Para lograr esta conservación, se usan los métodos de enfriamiento con hielo y de congelación. En México y otros países en vías de desarrollo, el hielo juega un papel preponderante en la conservación de aves, productos del mar y algunos vegetales, ya que posee una alta capacidad de "enfriamiento" con respecto a su volumen, por lo que al fragmentarse y distribuirse adecuadamente, crea grandes áreas de contacto que proporcionan un enfriamiento apropiado para conservar al producto en excelentes condiciones por lapsos intermedios. Dentro de las industrias consumidoras de hielo, sin lugar a dudas, la pesquera lo hace con la mayor intensidad y lo consume desde el momento en que el producto es atrapado en alta mar, donde los barcos de pequeño calado permanecen regularmente un promedio de dos semanas, después durante su transportación y finalmente durante su venta en mercados. En todo este tiempo, se mantiene el producto marino entre capas de hielo dentro de recipientes

abiertos por arriba y perforados por abajo, que permiten eliminar el hielo derretido que arrastra materia orgánica y lo contamina. En el mejor y menos frecuente de los casos, sólo se deja de emplear hielo cuando el pescado es congelado en tierra, práctica no muy aceptada ya que comúnmente el producto congelado se le considera "viejo" y con alteraciones de sabor.

Independientemente de la tradición cultural que los países en vías de desarrollo puedan tener por el hielo, su uso presenta ciertas características que lo hacen ineficiente. El contenido de agua y los calores específicos de algunos productos alimenticios se muestran en las Figs. 1.1 y 1.2 (www.nzifst.org.nz/unitoperations/matlenerg3.htm y http://food.oregonstate.edu/learn/egg.htm). La primera gráfica muestra el contenido de agua, la temperatura de congelación, T_s, y el cambio de entalpía de congelación o calor latente, Δh_s, de diferentes alimentos mientras que la segunda presenta los calores específicos antes y después de la congelación, c_p y c_{ps}, de los mismo alimentos. Como puede observarse, la cerveza y la leche son de los productos que contienen una mayor cantidad de agua y sus respectivos calores latentes, temperaturas de congelación y calores sensibles son similares a los del agua. Con respecto al pescado, de la Fig. 1.1 se observa que tiene un alto contenido de agua, una temperatura de congelación y un calor latente de congelación menores a los del agua. Así, al congelarse agua y pescado, el agua requiere de mayor energía por unidad de masa, ya que su c_p, Δh_s y c_{ps} son mayores, por lo que el congelamiento del pescado permitiría un ahorro de energía, a pesar de tener una menor temperatura de congelación, de alrededor del 25%.

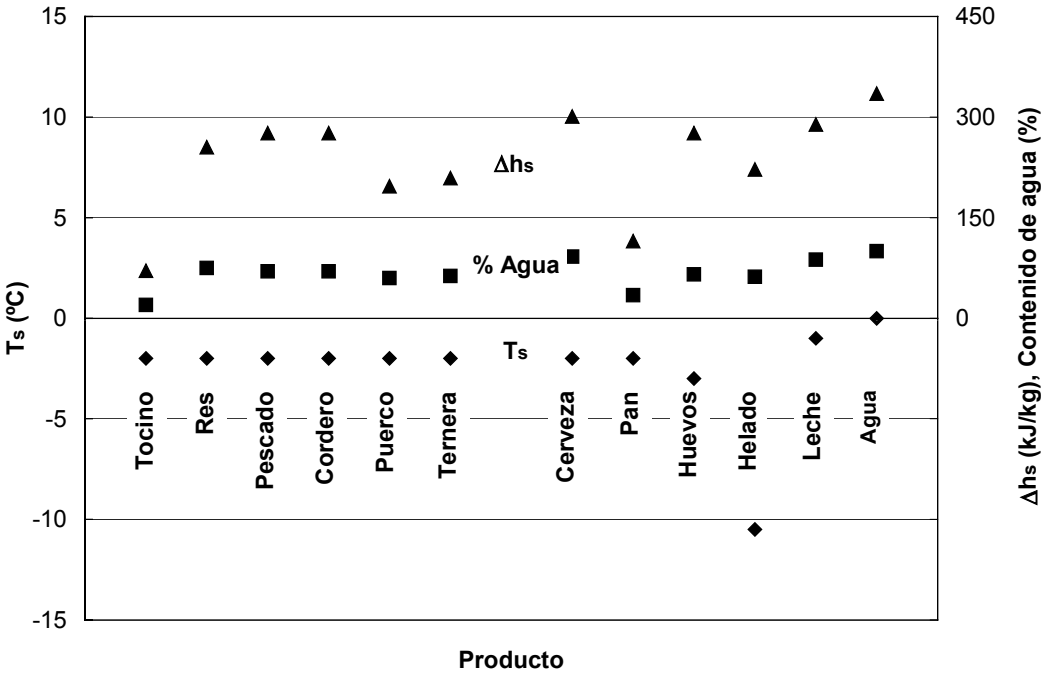


Fig. 1.1 Gráfica de la temperatura de congelación, T_s, contenido de agua y calor latente de congelación, Δh_s, de algunos productos alimenticios [1].

[1] (www.nzifst.org.nz/unitoperations/matlenerg3.htm)

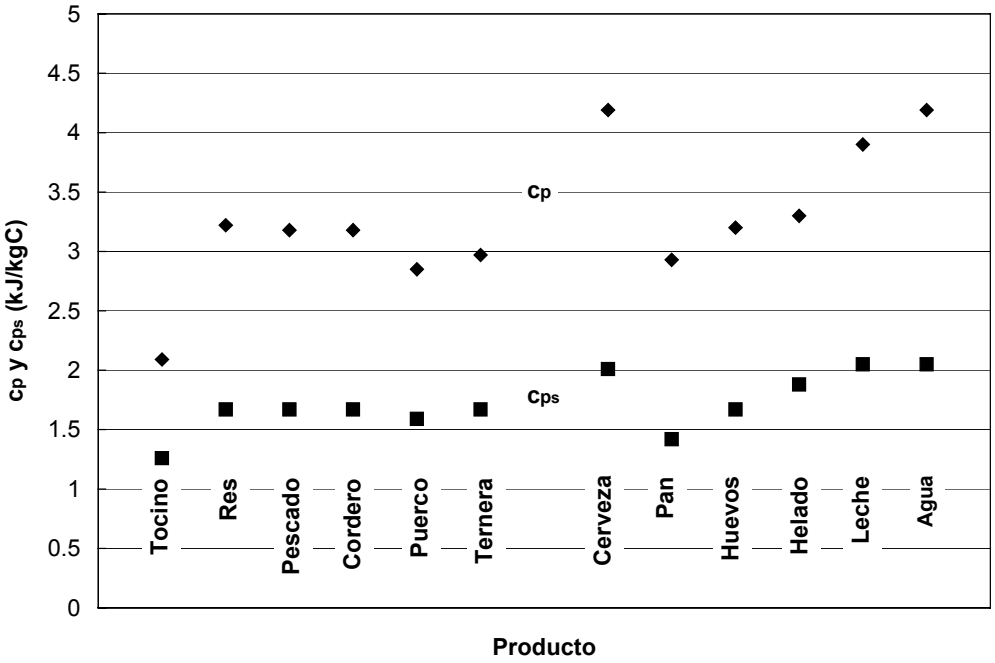


Fig. 1.2 Gráfica de los calores específicos c_p y c_{ps} para antes y después de la congelación de algunos productos alimenticios[2].

Por otro lado, la Fig. 1.3 muestra los consumos de energía eléctrica requeridos en la fabricación y elaboración de una serie de productos, de acuerdo a los requerimientos de preproyectos de construcción (www.turnkey.taiwantrade.com.tw, 2004). Es notorio como la industria del hielo se encuentra entre los mayores consumidores de energía eléctrica y esto es debido a los altos requerimientos de electricidad por parte de los sistemas de compresión mecánica, a diferencia de los otros productos que en su elaboración se emplea también energía térmica procedente de la combustión de algún derivado del petróleo.

Por lo tanto, cuando el pescado se conserva con hielo a éste solo se le emplea como almacén de "frío" y después de bajar la temperatura del producto o compensar sus pérdidas térmicas en las cajas contenedoras de nuevo se convierte en agua, con la desventaja de arrastrar restos orgánicos que la contaminan y por lo tanto se le debe manejar adecuadamente para evitarse problemas de salud o de proliferación de animales indeseables sanitariamente, como es el caso de insectos y roedores.

Por las razones mencionadas anteriormente, cuando el producto a conservar tiene un alto contenido de agua y lo que sirve como almacén de frío es hielo, resulta más adecuado y eficiente congelar el producto, sin dejar de olvidar que esta alternativa enfrenta las implicaciones técnicas y económicas que conlleva la refrigeración a menores temperaturas. Sin embargo, implementar un cambio cultural en el uso del hielo tomará tiempo y resulta más conveniente buscar una tecnología de producción de hielo que consuma menores cantidades de energía eléctrica y mayores cantidades de energía térmica. Indiscutiblemente, este nuevo

[2] (www.nzifst.org.nz/unitoperations/matlenerg3.htm)

balance entre energías de distinto tipo conduce a su uso eficiente, sin dejar de considerar que la solución implementada podrá aplicarse en los sistemas de congelación, que en la actualidad también son de compresión mecánica y consumen grandes cantidades de electricidad. Por otro lado, se sabe que la incidencia de radiación solar en México es una de las más altas del mundo, con un valor medio de 5 kWh/m^2 al día en aproximadamente tres cuartas partes del territorio nacional (www.energia.gob.mx, 2004). Por lo tanto, si se convirtiera parte de esta radiación incidente en energía térmica mediante el uso de colectores planos, se tendría acceso a una fuente de energía renovable de baja o mediana temperatura.

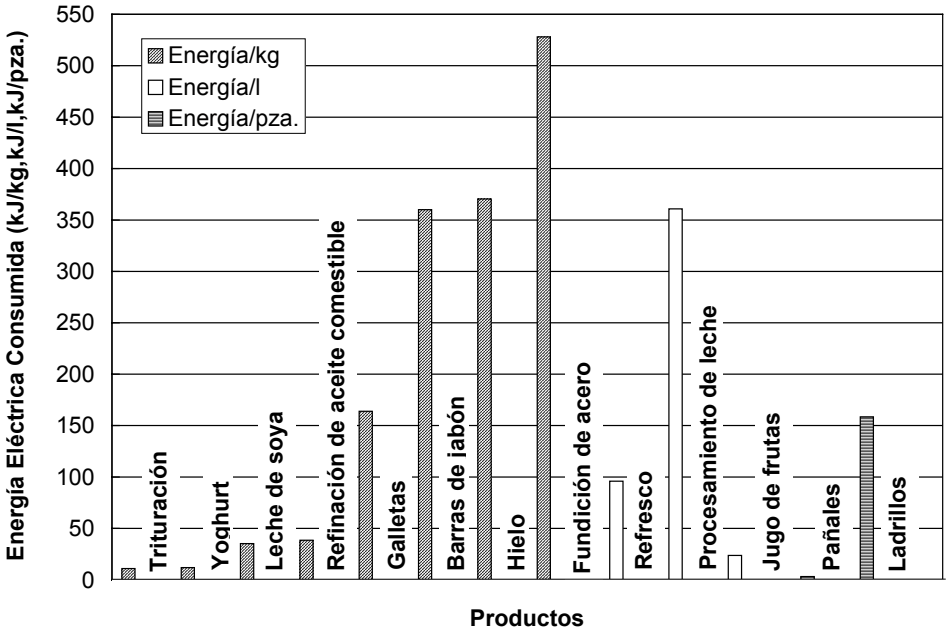


Fig. 1.3 Consumos de electricidad en la fabricación y elaboración de ciertos productos[3].

De esta forma, si se empleara una fracción del recurso solar para satisfacer parte de la refrigeración requerida en México, se estaría encaminando esta actividad por la vía de la sustentabilidad, al favorecerse el uso eficiente de la energía y la conservación del ambiente. En cuanto al primer requerimiento, al disminuirse la refrigeración mediante sistemas de compresión mecánica se estaría reduciendo la generación de energía eléctrica, dejándose ésta para aquellos procesos o servicios en que es indispensable. Además, como un alto porcentaje de la generación de energía eléctrica en México se realiza en termoeléctricas (www.ine.gob.mx/dgicorg/cclimatico/download/ela_inventarios.pdf), se podría disminuir el quemado de combustibles fósiles, con la consecuente preservación de este recurso limitado. Por lo que se refiere a la conservación del ambiente, esto se lograría a través de la disminución del CO_2 que se produce en el quemado de dichos combustibles fósiles, limitándose la generación de un gas que propicia el efecto invernadero y ocasiona el calentamiento del planeta. Además, los consumos de energía eléctrica de refrigeradores y aire acondiciona-

[3] (www.turnkey.taiwantrade.com.tw, 2004)

dos a nivel doméstico son muy altos (www.ine.gob.mx/dgicorg/cclimatico/download/ela_inventarios.pdf) y se esperarían comportamientos similares tanto a nivel comercial como industrial. La opción mencionada anteriormente existe y la representan los sistemas térmicos de refrigeración cuyo desarrollo se ha fundamentado en su factibilidad teórica y viabilidad práctica.

1.2 LOS SISTEMAS TÉRMICOS DE REFRIGERACIÓN

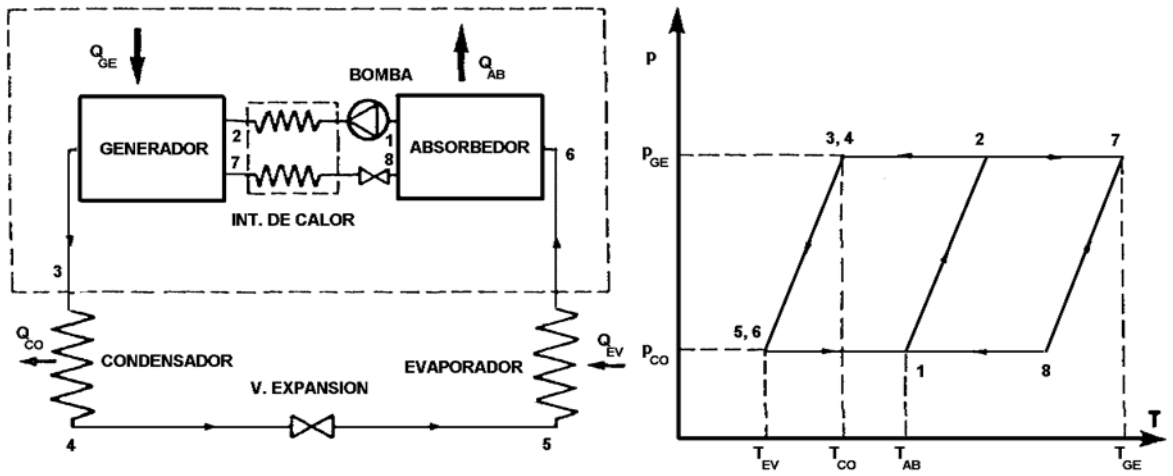
El sistema térmico de tres temperaturas es resultado de acoplar una máquina térmica de potencia y un refrigerador o máquina térmica inversa, cuando sus temperaturas de "sumidero de calor" son iguales. El estudio detallado de estos sistemas se ha iniciado recientemente y resulta contrastante con el desarrollo que han tenido los sistemas térmicos de dos temperaturas desde Carnot.

En la práctica, los sistemas de enfriamiento y refrigeración de tres temperaturas más importantes, cuyo principio de enfriamiento se basa en la evaporación de un líquido a baja presión, son los de absorción, adsorción y eyecto-compresión. Estos sistemas fueron empleados en el pasado y fueron desplazados por el sistema mecánico, lo cual impidió que se acelerara su desarrollo tecnológico.

Los sistemas de absorción pueden operar con vapor, agua caliente o gases de combustión. En los EUA, estos sistemas resurgen hasta los años 30 gracias al aumento de las tarifas eléctricas que hicieron extremadamente cara la operación de la refrigeración por compresión. De esta forma, en 1936 se reinicia la investigación de los sistemas de absorción para aire acondicionado y para los años 60 el 40 % de los sistemas de aire acondicionado eran de absorción. A inicios de los años 70 se presenta otra crisis para los sistemas de absorción con el aumento del precio del gas por lo que su venta se desploma en un 90%. Actualmente, las expectativas de una abundante producción de gas hace que estos sistemas tengan aceptación tanto económica como ecológicamente, ya que la producción de CO_2 es muy baja y no emplean refrigerantes que ataquen la capa de ozono, además, su consumo de energía eléctrica se sitúa en el 7 % del que necesitaría una instalación de compresión mecánica de la misma capacidad.

La Fig. 1.4 muestra la configuración y el ciclo termodinámico del sistema de absorción en un plano p-T. El fluido de trabajo es una mezcla líquida compuesta por un refrigerante y un absorbente. La máquina de potencia está constituida por el generador, absorbedor, bomba y válvula de expansión y el refrigerador por el evaporador, válvula de expansión y condensador. El refrigerante circula por el refrigerador y la mezcla lo hace por la máquina de potencia. En el absorbedor, ingresa la mezcla líquida pobre en refrigerante que proviene del generador y se enriquece con la incorporación del refrigerante proveniente del evaporador, extrayéndose simultáneamente el calor de absorción $\dot{Q}_{AB}$, estado 1. La mezcla rica se comprime mediante una bomba desde la presión del evaporador p_{EV} hasta la presión de generación p_{GE}, estado 2, y se descarga en el generador, donde al agregársele el calor de generación $\dot{Q}_{GE}$ se produce tanto el vapor de refrigerante, estado 3, como la mezcla líquida pobre en refrigerante, estado 7. Esta mezcla es enviada al absorbedor, previa estrangulación a través de la válvula de expansión, estado 8, para asimilar refrigerante nuevamente. El refrigerante generado pasa al condensador y con la extracción del calor de condensación $\dot{Q}_{CO}$ cambia a la fase líquida, estado 4. Posteriormente, este condensado es estrangulado en la válvula de expansión antes de entrar al evaporador, estado 5, el cual tiene una presión baja

y mediante el ingreso de la potencia de enfriamiento $\dot{Q}_{EV}$ se evapora de nuevo, estado 6, conduciéndose al absorbedor para integrarse a la mezcla líquida pobre en refrigerante e iniciar su recorrido por el sistema. El correspondiente ciclo termodinámico de este sistema se muestra en la Fig. 1.4b, donde se indica la existencia de dos presiones, la mayor la tienen el generador y condensador y la menor el absorbedor y evaporador. Hay cuatro temperaturas que en orden decreciente corresponden al generador, absorbedor, condensador y evaporador.



(a) (b)

Fig. 1.4 Sistema de absorción (a) configuración y (b) ciclo termodinámico.

Las mezclas binarias más usadas en los sistemas de absorción son las de amoniaco-agua y bromuro de litio-agua. En la primera, el amoniaco es el refrigerante y el agua es el absorbente por lo que se pueden alcanzar temperaturas de evaporación por debajo de los 0ºC. En cambio, para la segunda mezcla el agua es el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente, de esta forma solo se consiguen temperaturas de evaporación por encima de los 0ºC.

Las configuraciones que emplean los sistemas comerciales de absorción pueden ser de uno, dos y tres efectos. En términos generales, esto significa que el sistema tendrá un generador por cada efecto. Así, las máquinas de absorción de un solo efecto requieren de vapor o agua caliente entre los 85 y 135ºC y les corresponden COP de 0.6 a 0.7. En particular, para la mezcla bromuro de litio-agua se requiere un fluido de calentamiento con una temperatura de 90ºC y le corresponde un COP de alrededor de 0.7. Para el amoniaco-agua se requiere de una temperatura de 120ºC y alcanza un COP de 0.5.

Las máquina de absorción avanzadas llegan a necesitar vapor o una fuente de energía térmica con una temperatura superior a los 300ºC. En particular, los sistemas de doble efecto empleando la mezcla bromuro de litio-agua requieren una temperatura del fluido de calentamiento de los 160ºC y alcanzan un COP de 1.2. Para la mezcla amoniaco-agua se necesita un fluido con una temperatura de 200ºC para conseguir un COP de 0.9. Las máquinas de triple efecto llegan a tener un COP de hasta 1.5.

Debido a que este sistema utiliza los procesos químicos de absorción y generación, los elementos donde se llevan a cabo dichos procesos requieren de un diseño cuidadoso. Además, para la pareja LiBr-H_2O la presión menor es de vacío, por lo que se requiere dominar esta tecnología sin dejar de olvidar que el bromuro del litio está regulado ambientalmente. Así, la construcción, instalación y mantenimiento de un sistema de absorción requieren de personal especializado, lo cual pudiera en un momento dado limitar su aplicación a gran escala.

Los sistemas de adsorción son semejantes a los de absorción y en lugar de absorbente se tiene al adsorbente y los procesos de generación y absorción ahora reciben el nombre de desorción y adsorción. El adsorbente es un sólido que no puede desplazarse, las operaciones de desorción y adsorción se llevan a cabo en tiempos distintos, por lo que estos sistemas son intermitentes. La Fig. 1.5 muestra su configuración y ciclo termodinámico.

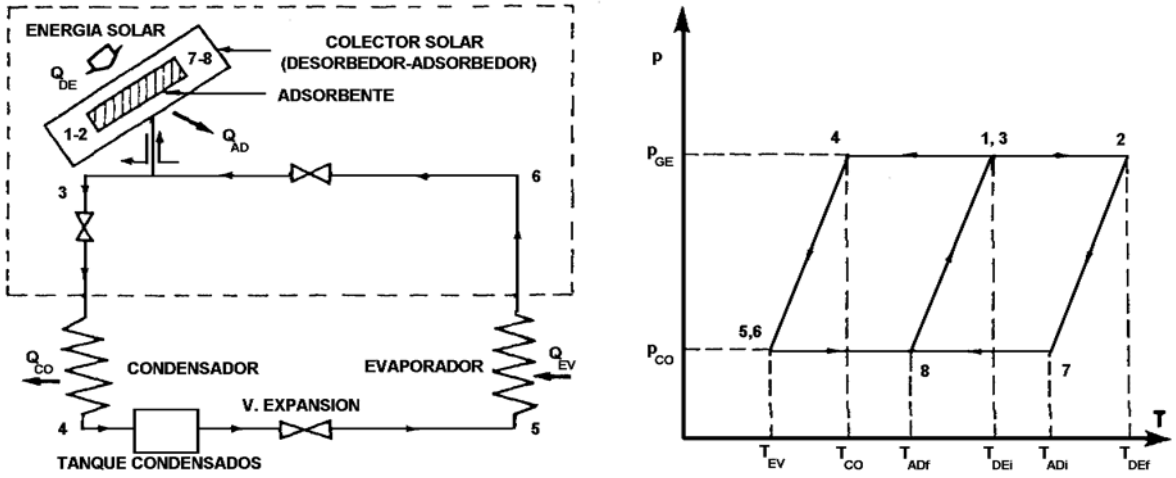


Fig. 1.5 Sistema de adsorción (a) configuración y (b) ciclo termodinámico.

Como se observa, este sistema está integrado por un desorbedor-absorbedor, un condensador, un tanque de condensados, una válvula de expansión y un evaporador. Los procesos que se llevan a cabo son los de calentamiento-desorción-condensación y de enfriamiento-adsorción-evaporación. En el primero, el adsorbente, con una alta concentración de refrigerante, se calienta en el desorbedor-adsorbedor a una alta presión y se mantiene constante hasta alcanzar la temperatura de desorción T_{DEi} comenzando a liberarse vapor de refrigerante y consecuentemente a disminuir la concentración del sólido, por lo que se tendrá que ir incrementando la temperatura del adsorbente hasta alcanzar la T_{DEf} en que deja de desorberse vapor de refrigerante y el sólido alcanza la menor de las concentraciones. Durante todo este tiempo el vapor del refrigerante desorbido se ha condensado y almacenado en el tanque de condensados. Posteriormente y transitando al segundo proceso, el desorbedor–adsorbedor se enfría hasta alcanzar la temperatura T_{ADi} a la menor de las presiones para dar inicio el proceso de adsorción y el refrigerante después de evaporarse y haber producido el enfriamiento en el evaporador, se dirige hacia el adsorbente donde se le incorpora este vapor y se tiene que liberar el calor de adsorción. Este proceso se continúa hasta que se ha agotado el refrigerante del tanque de condensados y la concentración del adsorbente ha al-

canzado la alta concentración inicial, a la menor de las temperaturas de adsorción T_{ADf}. Una vez concluido este proceso, el sistema está en condiciones de ser nuevamente calentado hasta la mayor de las presiones y la temperatura T_{DEi} para iniciar de nuevo el ciclo de desorción. El ciclo termodinámico de este sistema se muestra en la Fig. 1.5b, donde se indica la existencia de 2 presiones, la mayor la tienen el desorbedor y condenador y la menor el adsorbedor y evaporador. Hay 4 temperaturas que en orden decreciente corresponden a la temperatura final del desorbedor, inicial del adsorbedor, inicial del desorbedor y final del adsorbedor.

Las parejas de adsorbente-refrigerante que comúnmente se manejan son: zeolitas-agua, silica-gel-agua, zeolitas artificiales-refrigerantes fluorocarbonados, carbón activado-refrigerantes fluorocarbonados, carbón activado-amoniaco y carbón activado-alcohol. En general se puede decir que los COP en el mejor de los casos alcanzan valores de 0.2 y las temperaturas de desorción pueden alcanzar los 200ºC. Las desventajas principales de estos sistemas son la baja conductividad del adsorbente y las altas presiones de trabajo que fuerzan algunos refrigerantes, como el amoniaco, a la creación de sistemas robustos.

Con respecto al sistema de eyecto-compresión, éste ha tenido el tratamiento que se le da actualmente a los desarrollos tecnológicos y su autoría fue cuidada. Así, Parson en 1900 patentó un sistema de enfriamiento, cuyo fluido de trabajo es agua, y en 1910 fue construido por Leblanc. Sparks y DiIlio (1959) se refieren a estos sistemas de eyecto-compresión como de vapor de agua o por chorro de vapor de agua, los cuales estaban constituidos por el eyector, condensador y evaporador adiabático, denominado cámara de "flasheo", como se muestra en la Fig. 1.6.

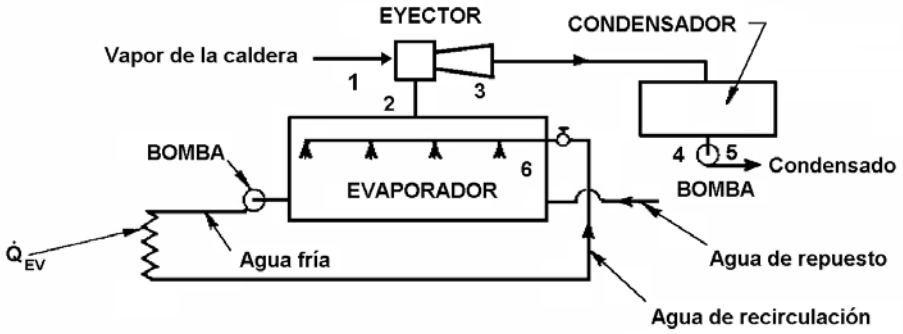
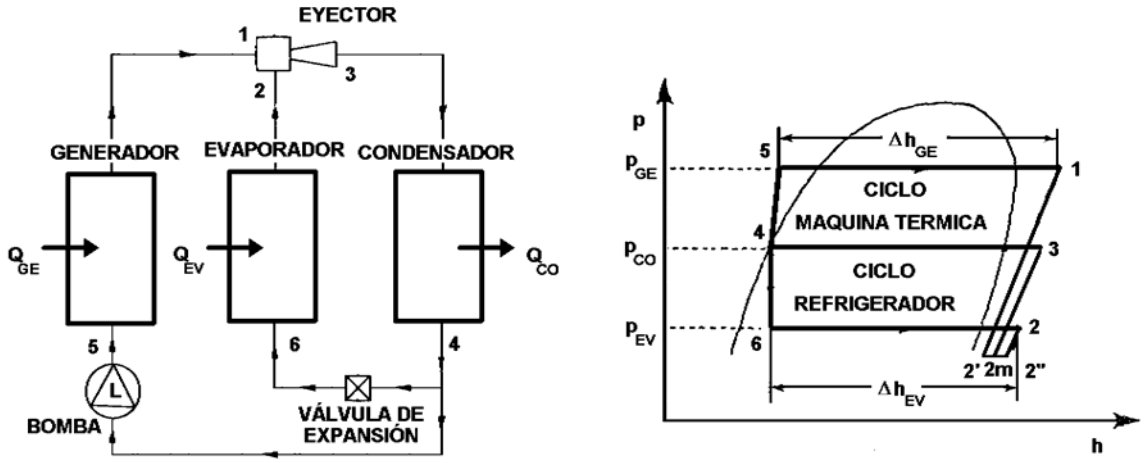


Fig. 1.6 Sistema de eyecto-compresión con agua, circuito abierto.

La configuración mostrada en la Fig. 1.6 corresponde a la de un sistema abierto, donde el vapor motor que ingresa al eyector proviene del generador central y arrastra el vapor de agua producido en el evaporador para descargarse en el condensador y ser extraídos como líquido. El vapor procedente del evaporador es reemplazado con el agua de repuesto. Las desventajas principales de este sistema se presentaban en el evaporador y consistían en el alto vacío requerido, los grandes volúmenes de vapor producidos y la alta temperatura de evaporación impedía su empleo en la refrigeración. Sin embargo, al ponerse en boga los sistemas de aire acondicionado durante el primer cuarto del siglo pasado, permitió que los sistemas de eyecto-compresión tuvieran un uso adecuado. De esta forma, el empleo del

agua como fluido de trabajo resultó de gran beneficio desde un punto de vista económico, de seguridad y su alto calor latente de evaporación resultó favorable termodinámicamente así como las presiones medianas requeridas en la generación de vapor, que correspondieron a temperaturas de saturación entre los 100 y 150ºC. Independientemente, se continuó mejorando el diseño y la construcción de estos sistemas y se apoyó la investigación de los eyectores para optimizar su operación y minimizar las cantidades de vapor generado. Estas actividades marcaron el desarrollo alcanzado por los sistemas de eyecto-compresión hasta poco antes del inicio de la Segunda Guerra Mundial.

La composición del sistema de eyecto-compresión en circuito cerrado y su correspondiente ciclo termodinámico se muestran en la Fig. 1.7. En el eyector se mezclan el vapor que procede del generador con la presión alta p_{GE} y el vapor que sale del evaporador con la presión baja p_{EV}, resultando un vapor con la presión intermedia p_{CO} del condensador. Este vapor entra al condensador y cambia a la fase líquida mediante la extracción de la potencia térmica de condensación $\dot{Q}_{CO}$. Posteriormente este líquido se bifurca, una parte va a la bomba y otra a la válvula de expansión. La bomba recibe el líquido y lo comprime hasta la presión alta mediante la transferencia de la potencia mecánica $\dot{W}_b$. El generador evapora el refrigerante líquido con el ingreso de la potencia térmica de generación $\dot{Q}_{GE}$. La otra parte del líquido bifurcado atraviesa la válvula de expansión y sale como una mezcla saturada de líquido y vapor a presión baja. Esta mezcla entra al evaporador donde el líquido se convierte en vapor por la entrada de la potencia de enfriamiento $\dot{Q}_{EV}$ y el vapor resultante está en condiciones de ser arrastrado en el eyector, para iniciar nuevamente su recorrido a través del sistema.



(a) (b)

Fig. 1.7 Sistema de eyecto-compresión (a) configuración y (b) ciclo termodinámico.

El ciclo termodinámico de este sistema efectúa tres procesos isobáricos con transferencia de energía térmica, un proceso de mezclado adiabático, un proceso de compresión adiabática y otro de expansión adiabática, que corresponden a sus subciclos de máquina térmica de potencia y de refrigerador, como puede observarse en la Fig. 1.7 (b). La máquina térmi-

ca de potencia está integrada por el generador de vapor, parte del eyector y condensador y la bomba, cuyo subciclo termodinámico está definido por los estados 1-2'-2m-3-4-5-1. El refrigerador está compuesto por el evaporador, la otra parte del eyector y condensador y la válvula de expansión. Los estados 2-2"-2m-3-4-6-2 definen su subciclo termodinámico.

El sistema de eyecto-compresión tiene ventajas que lo hacen muy atractivo. Por un lado, el eyector tiene una geometría simple que lo convierte en un elemento de fácil manufactura y bajo costo, también es un dispositivo silencioso y de mantenimiento propiamente nulo. Por el otro, el resto de sus elementos son los típicos de un sistema de refrigeración de compresión mecánica por lo que su diseño y construcción no representan mayor dificultad tecnológica. Sin embargo, su principal desventaja se localiza también en el eyector y es resultado del proceso irreversible de mezclado que se lleva a cabo en su interior y provoca que su eficiencia en el mejor de los casos no sea mayor al 30%.

1.3 LA REFRIGERACIÓN SOLAR

Como respuesta a la crisis petrolera de inicios de la década de 1980 a 1990, EUA y Japón, principalmente, llevaron a cabo una serie de investigaciones en el campo de la refrigeración térmica accionada solarmente. Sin embargo, hoy en día y a nivel mundial la investigación de estos sistemas continúa por las siguientes razones. Uno, el problema sobre las emisiones de CO_2 tiene una relevancia mundial, que no solo impacta el desarrollo industrial sino que también tiene objetivos políticos. Dos, desde el protocolo de Montreal en 1987 se están buscando internacionalmente los sustitutos a los refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC) e hidroclorofluorocarbonados (HCFC), por el gran daño que han provocado principalmente los CFC a la capa de ozono atmosférico.

Por otro lado, el calentamiento solar sin concentración se realiza mediante colectores planos convencionales y de tubos evacuados. Los primeros cuando tienen una superficie selectiva pueden alcanzar una temperatura máxima de 80°C y son usados para calentar agua de servicio, albercas y calefacción, tanto a nivel doméstico como comercial. A nivel industrial, se les emplea en el precalentamiento de agua o fluidos de proceso. Los colectores planos de tubos evacuados alcanzan mayores temperaturas, las cuales están en el rango de los 80 a 120°C y tienen los usos mencionados anteriormente, con la característica de alcanzar mayores eficiencias y su costo es mayor. Con estos niveles de temperatura, la energía termosolar se emplea para accionar, tanto a los sistemas de enfriamiento para acondicionar espacios habitacionales, como a los sistemas de refrigeración para conservar alimentos. Considerando que en los sistemas térmicos de tres temperaturas existe una relación inversa entre las temperaturas del evaporador y de la fuente térmica, al disminuir la temperatura del evaporador se tiene que incrementar la temperatura de la fuente térmica, los colectores planos se usarán principalmente en el enfriamiento y los tubos evacuados en la refrigeración.

También se ha encontrado que la ubicación geográfica de la localidad marca las ventajas del empleo de la energía solar. Así, en los lugares que se encuentran alejados de la línea del ecuador terrestre, el uso continuo de los colectores solares ha tenido una mayor aceptación debido a las ventajas económicas que representa la integración de las operaciones de enfriamiento y calentamiento de espacios, ya que en verano los colectores se emplean para el enfriamiento y en invierno para el calentamiento. Mientras que en los lugares cercanos al ecuador, países tropicales, además de coincidir la demanda de enfriamiento y la disponibilidad de la radiación solar, el accionamiento de los sistemas se hace cuando los colectores

operan con una alta eficiencia. Por otro lado, la instalación de estos sistemas en lugares poco urbanizados puede realizarse ya que los requerimientos de electricidad o agua son mínimos.

Entre los sistemas térmicos para enfriamiento y refrigeración, el de absorción sigue siendo el más desarrollado tecnológicamente. Las máquinas de absorción comerciales con accionamiento termosolar emplean un fluido de calentamiento con temperaturas que van de los 90 hasta los 150ºC, según se trate de máquinas de simple o doble efecto. Las máquinas de simple efecto de bromuro de litio-agua necesitan agua entre los 90 y 120ºC y resultan ideales para el uso de colectores solares planos de superficie selectiva o de tubos evacuados. Los sistemas de amoniaco-agua requieren mayores temperaturas de generación y se emplean para refrigeración y usan tubos evacuados o sistemas de calentamiento con concentración. Una representación esquemática de un sistema térmico de enfriamiento solar, como el de absorción, se muestra en la Fig. 1.8. Este sistema ha sido la base de la mayoría de las experiencias realizadas hasta la fecha y algunas de sus variantes consideran la operación intermitente o continua, usan otros métodos de almacenamiento de energía tanto del lado caliente como de frío, se respaldan en el suministro de energía auxiliar emplean enfriadores de etapas múltiples o distintas estrategias de control. En toda instalación solar de enfriamiento, el sistema considerado determina las características de los colectores y del almacenamiento térmico. De igual forma, no hay que olvidar que el enfriamiento requerido en el absorbedor y condensador se realiza frecuentemente con agua, por lo que hay que incluir una torre de enfriamiento.

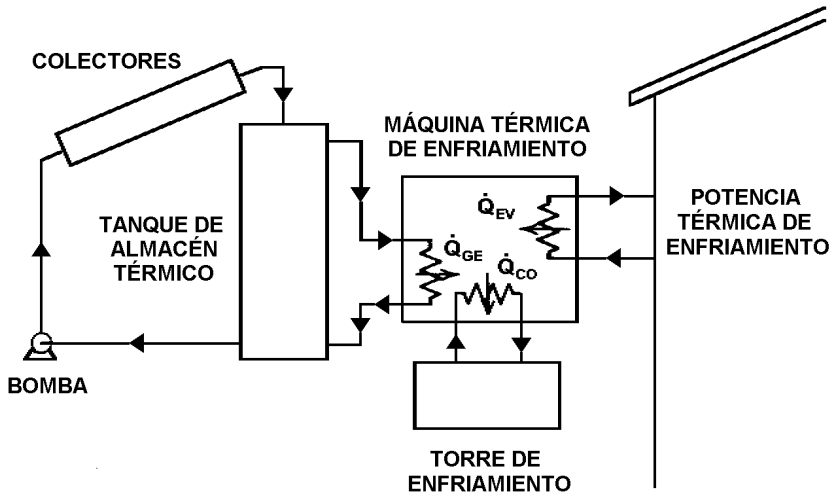


Fig. 1.8 Configuración de un sistema térmico de enfriamiento solar.

Además de los sistemas de absorción, adsorción y eyecto-compresión, el enfriamiento y la refrigeración solar también pueden lograrse con los sistemas mecánicos tradicionales, es decir, mediante el acoplamiento entre una turbina de vapor y un compresor mecánico.

Los avances logrados por la electrónica en el campo de la instrumentación y control de procesos, han favorecido la concepción integral de los edificios con sus instalaciones. Pri-

meramente, le ha permitido incorporar con éxito la energía termosolar en el abastecimiento de agua caliente sanitaria y de calefacción. Después, le ha facilitado optimizar la operación de los sistemas solares de enfriamiento.

A nivel económico, los periodos de retorno de la inversión para sistemas de enfriamiento solar son similares a los de sistemas de agua caliente sanitaria o de calefacción solar. Por lo que se hace indispensable contar con medidas que hagan económicamente competitivos a estos sistemas de refrigeración solar térmica frente a los convencionales, y más aún, ante la factibilidad que han demostrado en el clima mediterráneo algunas instalaciones de refrigeración solar térmicas y mecánicas, las cuales han alcanzado altas eficiencias.

Con este panorama, es claro vislumbrar que el futuro de los sistemas térmicos de refrigeración dependerá, por un lado, del avance que logren los sistemas de calentamiento solar tanto en el plano económico como tecnológico. En el plano económico, como ya se dijo, tienen que alcanzar precios que los hagan competitivos y a nivel tecnológico, tienen que conseguir mayores temperaturas para no limitar la eficiencia de los sistemas térmicos. Por otro lado, y con respecto a los sistemas térmicos de enfriamiento y refrigeración, el estado de madurez tecnológica de los sistemas de absorción y su gran similitud con los sistemas de eyecto-compresión permiten pensar en el posible desarrollo de estos últimos, siempre y cuando se entienda a plenitud el comportamiento del eyector en cualquier condición de operación y se puedan alcanzar temperaturas de generación y eficiencias del sistema adecuadas. Además, el empleo de la energía termolar, o de cualquier otra de las energías térmicas de baja temperatura ya mencionadas, permiten el uso eficiente de la energía y la conservación del ambiente. Si en México se realizara esta investigación y se desarrollaran los correspondientes prototipos que demuestren la factibilidad de esta tecnología, la UNAM estaría generando un conocimiento que ayudaría a solucionar en parte el problema de la refrigeración, donde la inclusión de refrigerantes ecológicos es indiscutible. Una vez considerada esta posibilidad, se hace imprescindible conocer el estado de avance de los sistemas de eyecto-compresión.

1.4 ESTADO DE AVANCE DE LOS SISTEMA DE EYECTO-COMPRESIÓN

Para hacer una presentación de acuerdo a los fluidos de trabajo y origen de la fuente de energía térmica considerando las aplicaciones de enfriamiento y refrigeración, se complementan, actualizan y reorganizan las revisiones bibliográficas de Sun (1995) y Chunnanond y Aphornratana (2004).

1.4.1 El Sistema de Eyecto-compresión con Agua o por Chorro de Vapor de Agua

Los primeros artículos describen la composición básica del sistema de eyecto-compresión con agua y su operación, Caldwell (1932), Jackson (1936) y Stevens (1940). Ellos consideraron algunas de sus variantes y respectivas aplicaciones. Jackson presentó datos de la capacidad de enfriamiento del evaporador y de los consumos de agua del generador y de enfriamiento del condensador para una cierta marca de sistemas industriales. Stevens consideró las condiciones existentes entre el condensador y generador para el arranque y paro de un sistema, el aumento de la capacidad de un sistema con el aumento de la temperatura del evaporador y el efecto de mejorar el diseño de algunos elementos. Mumford y Marksens (1938) realizaron las primeras discusiones sobre la economía del sistema por chorro de vapor de agua. Stinson (1943) describió algunas unidades de chorro de vapor para la aplica-

ción de enfriamiento. Spencer (1961) revisó los últimos avances del sistema por chorro de vapor de agua. IRC (1961) discutió el enfriamiento con el sistema por chorro de vapor de agua. Hess (1972) evaluó la eficiencia de las boquillas motrices en los sistemas por chorro de vapor de agua. Munday y Bagster (1974, 1976, 1977) reportaron el fenómeno de ahogamiento del fluido secundario en el sistema por chorro de vapor de agua. Esta teoría explica la muy conocida succión constante de los eyectores, arrastre constante del flujo másico de vapor secundario, y su efecto de fijar la capacidad de enfriamiento cuando la presión del condensador disminuye por debajo de un cierto valor crítico, mientras que las condiciones del generador y la presión del evaporador se mantienen constantes. Obviamente, el vapor primario está siendo desperdiciado si la máquina está funcionando bajo tales condiciones. Este fenómeno es similar al del área mínima aerodinámica de los eyectores con mezclado a área constante, la cual fue propuesta por Fabri y Siestrunck (1958) y Addy *et al* (1981).

Bowrey *et al* (1986) analizaron como minimizar el consumo de energía en un sistema de enfriamiento-deodorización de eyecto-compresión de vapor de tres etapas, el cual es usado en la industria alimenticia. Los resultados demuestran la necesidad de fijar correctamente las condiciones de operación.

Decker (1993) consideró algunas aplicaciones prácticas de los sistemas por chorro de vapor de agua. Describe su uso en las operaciones de blanqueo de papel y para varios procesos de manufactura en las industrias química y farmacéutica. Los sistemas de chorro de vapor de agua, además de proveer agua fría, se pueden utilizar en la industria alimenticia para enfriar rápidamente a fluidos de proceso o para el enfriamiento directo a vacío. También, el enfriamiento evaporativo puede ser más práctico con los sistemas de chorro de vapor de agua que con los sistemas convencionales de compresión mecánica de vapor, ya que los grandes volúmenes de fluido evaporado a baja presión requieren de compresores con relaciones de presión altas y volúmenes de remoción grandes.

Grazzini y Mariani (1998) plantearon el uso de un eyector de dos etapas a base de agua para mejorar el comportamiento de un eyector típico de una etapa. Operando bajo las mismas presiones, encontraron que se mejoró la tasa de arrastre y el COP del sistema con el mismo flujo másico de vapor primario. Además, el eyector de dos etapas propuesto resultó ser más compacto.

Sherif *et al* (1998) estudiaron el sistema de eyecto-compresión con agua y realizaron un análisis de primera y segunda ley, encontrando que el eyector y el evaporador tuvieron las mayores irreversibilidades. A partir de su revisión bibliográfica, concluyeron que ya se ha cubierto la etapa de los estudios acerca de la operación del sistema y quedan pendientes la optimización y reducción de costos.

Everitt y Riffat (1999) propusieron el empleo de un sistema de eyecto-compresión de una etapa a base de agua para usarse en el sistema de aire acondicionado de un automóvil, obteniendo experimentalmente un COP de 0.4.

Nguyen *et al* (2001) diseñaron y experimentaron un sistema novedoso de eyecto-compresión a base de vapor de agua. No emplearon dispositivos mecánicos y la diferencia de presión se logró con alturas piezométricas, resultando un sistema muy alto. Para una nueva etapa experimental se replantearon el uso de temperaturas de generación arriba de los 180°C.

De acuerdo a las investigaciones realizadas sobre el sistema de chorro de vapor de agua, resulta que este sistema tiene las siguientes características:

- Es adecuado en las plantas de procesamiento de alimentos, en la industria química y en la climatización, pudiéndose usar en sistemas multi-etapas
- Emplea un fluido de trabajo que está disponible y es ambientalmente seguro
- Tiene un costo de operación bajo cuando hay disponibilidad de vapor de desecho
- Tiene un costo de mantenimiento bajo por la ausencia de partes móviles en el sistema, exceptuando a la bomba, por lo que no se requiere de lubricante y se tiene muy poco desgaste
- Es adecuado para manejar grandes flujos volumétricos y al operar típicamente con relaciones de compresión entre 6 y 8 se logra una operación eficiente del eyector, sin dejar de considerar que se requieren altas temperaturas de generación
- Tiene un coeficiente de operación es bajo
- Tiene una aplicación que solo se limita al enfriamiento, ya que el agua se congela abajo de los 0°C
- Tiene un condensador que rechaza dos o tres veces más calor que en un sistema de refrigeración mecánico convencional por la adición del vapor primario al condensador
- Presenta problemas de corrosión

Algunas de las desventajas mencionadas anteriormente forzaron la investigación con otros refrigerantes, como Kalustian (1934) había mencionado y quien además consideró el empleo de nuevos principios físicos en estos sistemas, entre los que citó la introducción de un gas inerte en el sistema para reducir la presión parcial del fluido de trabajo.

1.4.2 El Sistema de Eyecto-compresión con Refrigerantes

Martynowsky (1954) llevó a cabo la primera investigación sobre la refrigeración mediante eyecto-compresión. Usó un refrigerante diferente al agua y propuso el empleo del R11 y R12 como fluidos de trabajo. También consideró un accionamiento con energía térmica de desecho.

A partir de los datos experimentales de un eyector comercial, Mizrahi *et al* (1957) calcularon el comportamiento de un sistema de eyecto-compresión empleando diferentes fluidos de trabajo y considerando una temperatura del generador de 60°C. Entre los refrigerantes convencionales empleados, encontraron que el R22 y el R12 proporcionaron el mejor comportamiento. Concluyeron que un sistema de eyecto-compresión era un método factible de producir refrigeración con fuentes de energía de baja temperatura.

Heymann y Resnick (1964) ampliaron el trabajo de Mizrahi *et al* (1957), utilizando el método de Keenan *et al* (1950) en el diseño del eyector. Concluyeron que una temperatura de generación de 90°C era adecuada para la operación de un sistema de eyecto-compresión y podía obtenerse con colectores solares.

Chen (1978) empleó la teoría de Elrod para optimizar el sistema de eyecto-compresión accionado con el calor residual del sistema de enfriamiento de un motor de automóvil. Empleó el R113 como fluido de trabajo. Al variar las condiciones de operación encontró que el comportamiento óptimo correspondió al punto de diseño.

Hamner (1980) escogió al R11 como el refrigerante para su bomba de calor de eyecto-compresión. Su investigación teórica y experimental se concentra en el comportamiento global del sistema, sin considerar la repercusión del comportamiento del eyector. Como Chen, Hamner sugirió el uso de un sistema de eyecto-compresión para proporcionar climatización a los automóviles.

Faithfull (1984) construyó un sistema de eyecto-compresión con R11 e indicó que este sistema era el resultado de combinar un ciclo Rankine y uno de compresión de vapor y que dicho sistema era apropiado para la enseñanza de la termodinámica.

Tyagi y Murty (1985) y Chen y Hsu (1987) realizaron estudios paramétricos del sistema de eyecto-compresión. Los primeros aplicaron su sistema al enfriamiento y ocuparon los refrigerantes R11 y R113. Determinaron el coeficiente de operación, la tasa de arrastre y el cociente de las potencias de enfriamiento del condensador y evaporador, para diferentes temperaturas de generación, condensación y evaporación, habiéndose definido las eficiencias de la boquilla principal, sección de mezclado y difusor. Concluyeron que los mayores COP_c de enfriamiento se obtienen a las mayores T_{GE}, T_{EV} y a la menor T_{CO}. Lu *et al* (1993) llegaron a la misma conclusión cuando analizaron el sistema utilizado en el estudio de Hamner. Estas conclusiones no consideran los hallazgos experimentales de las características de capacidad constante de los eyectores y son resultado de la incapacidad del eyector para reproducir teórica o experimentalmente el fenómeno de ahogamiento. Chen y Hsu estudiaron teóricamente el comportamiento de una bomba de calor operando con R11. Usaron el método de Elrod para diseñar el eyector y a una cierta condición de diseño le asignaron un eyector óptimo, el cual consideró las eficiencias de la boquilla principal, del difusor y del tubo de mezclado óptimo, el cual resultó de maximizar a $\dot{m}_{EV}$ con respecto a su área. Hallaron el coeficiente de operación para un rango de condiciones de operación, incluida la de diseño, dados por la variación de las temperaturas de generación, condensación y evaporación. Encontraron que la T_{EV} no afecta el COP_h, lo que da ventajas al modo de calentamiento sobre el de enfriamiento, que los mayores COP_c corresponden a las mayores T_{GE} y T_{EV} y a la menor T_{CO}, igual que Tyagi y Murty, que la adición de un regenerador y un preenfriador, como sugirieron Huang *et al* (1985) y se muestra en la Fig. 1.9, puede aumentar el COP_c en un 17 % operando a las temperaturas de generación, condensación y evaporación de 93.3°C, 43.3°C y 10°C respectivamente. Al considerar diferentes eficiencias de la boquilla principal y del difusor hallaron que el COP_c es más sensible a los cambios de la eficiencia de la boquilla principal que a los del difusor. Concluyeron que a cada modo de operación le corresponde un eyector óptimo distinto.

Huang *et al* (1985) usaron el R113 en su estudio experimental y en el análisis del eyector utilizaron y refinaron la teoría de ahogamiento de Munday y Bagster. Incluyeron un regenerador y un preenfriador para mejorar el comportamiento del sistema. El primero fue usado para precalentar el refrigerante líquido que regresa al generador por medio del refrigerante caliente que sale del eyector, reduciéndose el calor introducido al generador y por lo tanto incrementándose su COP_c. El segundo intercambiador se usó para preenfriar el refrigerante líquido que entra a la válvula de expansión por medio del vapor frío que sale del evaporador. Huang *et al* encontraron que a una cierta presión del condensador -llamada crítica- y por debajo de ella, la capacidad de enfriamiento y el COP_c permanecieron constantes. Concluyeron que el sistema debe operar a esta presión crítica para evitar desperdicios de vapor primario.

Dorantes y Lallemand (1995) proponen el uso de mezclas de refrigerantes para aprovechar las características termodinámicas de las mezcla no azeotrópicas en los intercambiadores de calor, también proponen el uso del R142b. Posteriormente, Bounfarat y Lallemand (1999) estudiaron teóricamente el efecto de varias mezclas de los refrigerantes R22, R152a, R134a, RC318, R142b y R124 en un sistema de eyecto-compresión para enfriamiento, a través del COP_c, la tasa de arrastre U, la eficiencia exergética ε y $\Delta h_{EV}/\Delta h_{GE}$. Los valores de referencia que se toman son T_{GE}=90°C, T_{CO}=25°C y T_{EV}=15°C. Considerando a los refrige-

rantes puros, se observa que los mejores son el R134a y el R142b. En cuanto a las mezclas de refrigerante se tiene que las mejores son las medianamente zeotrópicas y las azeotrópicas. De los resultados presentados en este trabajo es importante considerar que el COP_c es resultado del producto U y $\Delta h_{EV}/\Delta h_{GE}$, el cual hay que optimizar.

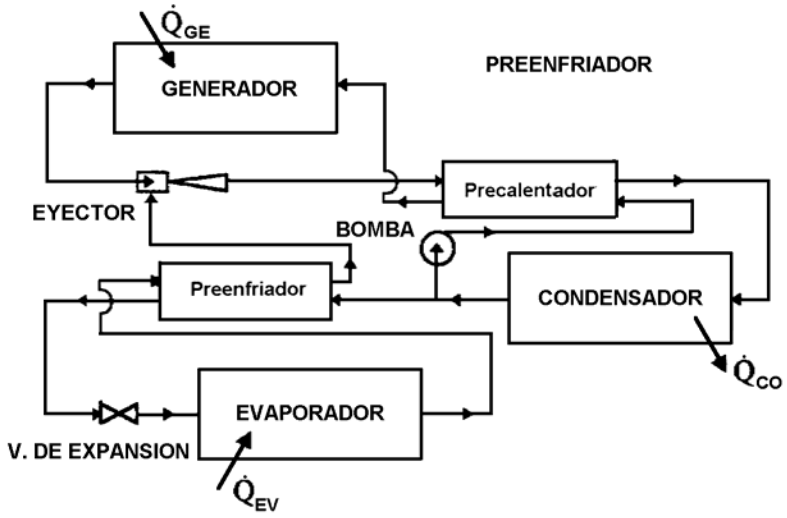


Fig. 1.9 Sistema de eyecto-compresión con intercambiadores de calor, precalentador y preenfriador.

Rogdakis y Alexis (2000b) dedujeron un modelo analítico para diseñar al eyector utilizando las teorías de Keenan y Munday y Bagster. Este eyector se empleó en un sistema de absorción cuyo fluido de trabajo fue una mezcla de amoniaco-agua a una concentración del 97%. Con la finalidad de obtener la mayor tasa de arrastre U, se mantuvieron constantes las presiones del eyector y se hizo variar la presión que prevalecía antes de la aparición de la onda de choque para determinar la correspondiente relación de áreas ϕ, cociente entre la sección de la cámara de mezcla y la garganta de la boquilla principal, que optimizó a U.

Rogdakis y Alexis (2000a), considerando el ahogamiento del fluido secundario, diseñaron y estudiaron teóricamente el comportamiento de un eyector que emplea amoniaco. En consecuencia, se obtuvieron las mayores tasas de arrastre.

Aphornratana *et al* (2001) en su estudio experimental con dos geometrías de la cámara de mezcla, seleccionan el fluido de trabajo mediante una comparación entre siete posibles refrigerantes y encuentran que el R12, R22 y R134a son inadecuados por las altas presiones que manejan, por lo que su uso implica la construcción de equipos robustos. Entre los restantes se selecciona al R123 como el mejor y se eliminan al R11, R113 y R141b. Por cuestiones de costos emplearon el R11 ya que sus propiedades termodinámicas son semejantes a las del R123.

Riffat y Omer (2001) estudiaron el comportamiento de un eyector con un paquete comercial de mecánica de fluidos y transferencia de calor, empleando al metanol como fluido de trabajo. Consideraron diferentes posiciones de la boquilla principal y validaron experimentalmente sus resultados. Encontraron un mejor comportamiento del sistema cuan-

do se le empleó para enfriamiento y el desempeño del sistema se empobreció con pequeños cambios alrededor de la condición de diseño.

Cizungu *et al* (2001) mediante una simulación en computadora estudiaron el comportamiento de un sistema de eyecto-compresión. Desarrollaron un modelo unidimensional del eyector a partir de las ecuaciones de balance, considerando las pérdidas en la cámara de mezcla y el ahogamiento del fluido secundario. Lo validan con los resultados experimentales de otras investigaciones y emplearon una misma geometría con los refrigerantes R123, R134a, R152a y R717. Finalmente, expresan a U y COP_c en función de la geometría y de la relación de compresión. Se encuentra que los mejores COP_c corresponden a la aplicación de enfriamiento y los menores a la de refrigeración. Concluyeron que los mejores refrigerantes son el R134a y R152a para temperaturas de generación de 70 a 85°C y relaciones de área ϕ de 5 a 8.

Selvaraju y Mani (2004) simularon el comportamiento de un sistema de eyecto-compresión empleando diferentes refrigerantes ecológicos como son el R134a, R152a, R290, R600a y R717. Desarrollan un modelo unidimensional del eyector que incluyó el ahogamiento del fluido secundario y las pérdidas en la cámara de mezcla. Su análisis consideró las relaciones de presión entre generador-condensador, de expansión del fluido primario, y condensador-evaporador, de compresión del fluido secundario, como variables independientes y como variables dependientes a la tasa de arrastre U y el COP_c. Sus resultados ratificaron lo encontrado anteriormente para el diseño de estos sistemas.

Las tendencias mencionadas anteriormente de T_{GE}, T_{EV} y T_{CO} para alcanzar los máximos COP_c también son indicadas por Sokolov y Hershgal (1990a), a partir del coeficiente ideal de operación de los sistemas térmicos de 3 temperaturas. Además, hallaron que a las temperaturas con el menor sobrecalentamiento y subenfriamiento les corresponden las mayores presiones de generación y evaporación y la menor presión de condensación, siendo el mejor de los casos cuando se considera la saturación. Esta condición ayuda al funcionamiento del eyector, ya que disminuye el trabajo de compresión del fluido secundario y requiere un menor flujo de fluido primario a medida que este tenga una mayor energía térmica.

Con la realización de toda esta investigación, se confirmó que con los nuevos fluidos de trabajo solo se disminuyó el tamaño de los sistemas de eyecto-compresión y la temperatura de generación, la cual no rebasó los 90°C. Sin embargo, los mejores COP de 0.4 correspondieron solo a las temperaturas de evaporación para enfriamiento de alrededor de los 4°C. En este aspecto, el sistema de eyecto-compresión estaba en la misma situación que se encontraba al principio, su uso está restringido al enfriamiento, lo cual es resultado del proceso ineficiente de mezclado en el eyector y le impide alcanzar altas relaciones de compresión, independientemente del fluido de trabajo empleado. Para eliminar este obstáculo, Sokolov y Hershgal (1989) propusieron la incorporación de un compresor mecánico que incrementara la presión del vapor saliente del evaporador y así el eyector terminara de comprimir y pudiera descargarlo a la presión del condensador. Una de las configuraciones resultantes se ha denominado **SI**stemas de **R**efrigeración de **E**yecto-compresión con **C**ompresor **A**uxiliar **-SIRECA-** y se muestra en la Fig. 1.10.

A pesar de tener el arreglo más simple, el SIRECA presenta ciertas desventajas como son el funcionamiento intermitente del compresor y la circulación de aceite en el eyector, el cual es arrastrado por el vapor de baja presión que pasa por el compresor, las cuales afectan el comportamiento del eyector. Para evitar estos problemas, consideraron la incorporación de todo un sistema de compresión, el cual puede usar el mismo fluido de trabajo, u otro

diferente, al empleado en el sistema de eyecto-compresión. Cuando hay un solo fluido de trabajo, el acoplamiento entre ambos sistemas se lleva cabo en un enfriador intermedio, que es un intercambiador de calor de contacto directo. Esta integración recibe el nombre de **SI**stema de **R**efrigeración **H**íbrido de **E**yector y **C**ompresor -**SIRHEC**- y su composición se muestra en la Fig. 1.11. A esta familia de nuevos sistemas de eyecto-compresión auxiliados por un compresor mecánico se le denominó sistemas de eyecto-compresión mejorada.

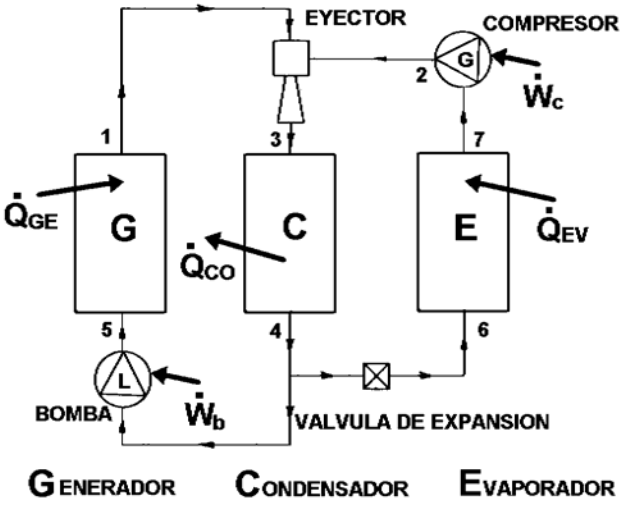


Fig. 1.10 Sistema de refrigeración de eyecto-compresión con compresor auxiliar.

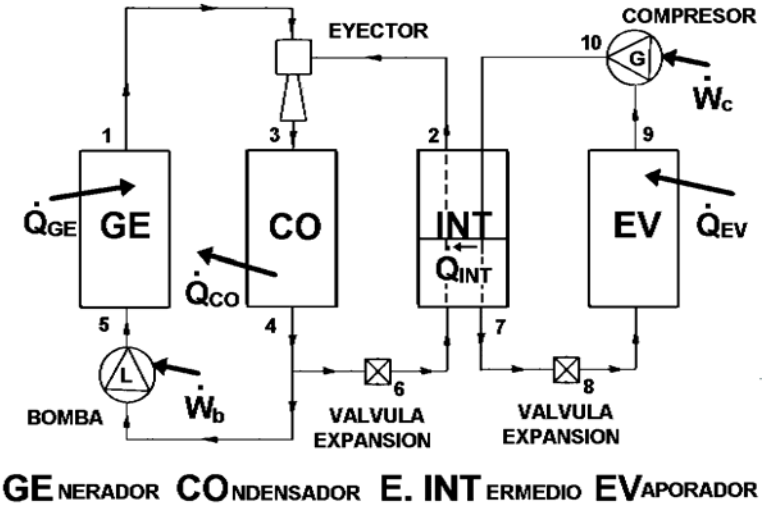


Fig. 1.11 Sistema híbrido de eyector y compresor con intercambiador de calor de contacto directo.

Sokolov y Hershgal (1990a) compararon la operación de los sistemas de eyecto-compresión mejorados o no trabajando para enfriamiento usando como fluido de trabajo al

R114. Ocuparon un eyector óptimo, el cual alcanza la mayor p_{CO} cuando T_{GE}, T_{EV} y U se mantienen constantes, y encontraron los siguientes resultados:

- Cuando el compresor incrementa en 10 psia la presión del vapor extraído del evaporador, aumentan la U y el COP_c alrededor del 300% y la $\dot{Q}_{GE}$ tiene una disminución del mismo orden, mientras que la potencia mecánica realizada por el compresor $\dot{W}c$ es de aproximadamente 119 W
- El COP_{mec}, definido como

$$COP_{mec} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}_{mec}}$$

  tiene un significado termodinámico y económico al considerar los costos de operación
- Existe la posibilidad de emplear diferentes fluidos de trabajo en los sistemas de eyecto-compresión y compresión mecánica
- Los refrigerantes como el R11 y R12 permiten alcanzar bajas temperaturas de refrigeración
- El sistema de eyecto-compresión debe trabajar lo más cercano a las condiciones de diseño
- La evolución hacia el sistema híbrido de eyector y compresor es resultado de considerar el uso eficiente de la potencia mecánica o eléctrica
- Es un sistema de fácil construcción y requiere de un mantenimiento mínimo
- Se recomienda un sistema multi-eyector cuando los cambios en el generador, condensador o evaporador se deben minimizar

Sokolov y Hershgal (1990b) consideraron en detalle el diseño y optimización del sistema híbrido de eyector y compresor. La metodología de diseño que desarrollaron consiste en la selección del fluido de trabajo y la determinación de los estados termodinámicos, el diseño no detallado del sistema, la optimización de los parámetros de operación y el diseño detallado del sistema. Encontraron que los siguientes lineamientos generales de diseño eran importantes:

- El punto de trabajo óptimo está en relación directa a la economía del sistema, por lo que hay que considerar los costos inicial y de operación
- Es necesario minimizar las pérdidas de presión en los componentes del sistema para alcanzar los COP_c más altos.

Sokolov y Hershgal (1991) optimizaron el sistema híbrido de eyector y compresor y encontraron que su comportamiento es un problema multi-variable, donde la interfase de los subsistemas juega un papel muy importante. El parámetro de comportamiento del sistema está definido por el COP_{sirhec} y depende tanto del comportamiento del subsistema de eyecto-compresión dado por el $COP_{sec}(T_{GE}, T_{CO}, T_{INT}, \dot{Q}_{INT})$ como del comportamiento del subsistema de compresión expresado como $COP_{comp}(\dot{W}c, \dot{Q}_{EV})$, donde T_{INT} y $\dot{Q}_{INT}$ son la temperatura y la potencia térmica transferida en el enfriador intermedio. Al dejar expresado a $\dot{W}c$ en función de su diferencia de entalpías y considerar un $\bar{c}_p$ promedio se obtiene la relación $COP_{comp}(T_{SOB}, T_{EV}, \bar{c}_p)$, donde T_{SOB} es la temperatura de sobrecalentamiento del compresor. El estudio paramétrico determina el COP_{sirhec} para una $\dot{Q}_{EV}$ unitaria, considerando la variación de T_{GE}, T_{CO}, T_{EV} y T_{INT}. Suponen la saturación al final de un cambio

de fase y el fluido primario no requiere de un sobrecalentamiento ya que en un plano h-s la pendiente de la línea de vapor saturado es menor a la pendiente de una línea isentrópica. El comportamiento del eyector es ideal, no se consideran las caídas de presión ni las ondas de choque, y la operación de los intercambiadores también es ideal. Resulta una sola curva T_{INT}-T_{EV}, ya que h se relaciona casi linealmente con la temperatura porque los cambios de presión son bajos, así, cuando $-15 \leq T_{EV} \leq 10$ºC dicha diferencia se colapsa en una sola curva. Los resultados quedan expresados en las curvas de la diferencia (T_{INT}-T_{EV}) contra COP_{comp} y del COP_{sirhec} contra T_{INT}. Entre los resultados más importantes se encuentra:

- Nuevamente los mayores COP_{sirhec} corresponden a los valores mayores de T_{GE}, T_{INT} y menor de T_{CO}
- Solo consideran un criterio económico en la optimización del sistema
- La inclusión de un regenerador aumenta el COP_{sirhec} y la minimización de sus pérdidas de presión debe ser considerada

Bevilacqua (1991) confirma en su estudio teórico que las fuentes de calor de desecho con temperaturas superiores a los 60°C son adecuadas para accionar a los sistemas de eyecto-compresión. El sistema que propuso tiene la ventaja de ser utilizado en instalaciones fijas y móviles. Nahdi *et al* (1993) mostraron experimentalmente que el comportamiento del sistema usando R11 dependía del acoplamiento del diseño óptimo del eyector con las condiciones de operación.

Sun y Eames (1996) consideraron la inclusión de intercambiadores de calor en las zonas de alta y baja temperatura de un sistema de eyecto-compresión para enfriamiento, encontrando un aumento en el COP_c. En un sistema híbrido de eyector y compresor, Sun (1997) empleó el agua y el refrigerante R134a en los subsistemas de eyecto-compresión y compresión, respectivamente. Encontró un aumento sustancial del COP_c. Dorantes y Lallemand (1995) usaron intercambiadores de calor de alta y baja temperatura con mezclas de distintos fluidos en un sistema de eyecto-compresión. Concluyeron que a cada refrigerante o mezcla le corresponde una pareja de temperaturas T_{GE} y T_{EV}, con las cuales se alcanza el máximo COP_c.

Sun (1996) propuso el uso de un eyector de geometría variable, considerando que normalmente el comportamiento del eyector disminuye cuando se le hace trabajar fuera de las condiciones de diseño. De esta forma, el eyector estaría trabajando siempre en condiciones prácticamente óptimas.

Al-Khalidy (1998) estudió el comportamiento de un sistema de eyecto-compresión con refrigerantes de bajo punto de ebullición, variando las temperaturas de generación, evaporación y condensación en un determinado rango. Encontró que los halocarbonados de mejor comportamiento eran el R11, R113 y R114, resultando el R113 más recomendable para el enfriamiento solar. Chen *et al* (1998) estudiaron también el comportamiento de distintos fluidos de trabajo considerando entre los halocarbonados al R142b y llegaron a las mismas conclusiones que Al-Khalidy.

Sun (1998) realizó un estudio teórico del comportamiento de un sistema híbrido de eyector y compresor para enfriamiento con dos preenfriadores y un precalentador, empleando distinto fluido de trabajo en cada subsistema. Encontró que los mejores COP_c se obtuvieron cuando el agua fue el fluido de trabajo para el subsistema de eyecto-compresión y el R21 para el de compresión.

De acuerdo a las investigaciones realizadas sobre el comportamiento de los sistemas de eyecto-compresión empleando diferentes fluidos de trabajo -refrigerantes-, los resultados se resumen a continuación:

- COP_c muy bajos comparados con los del sistemas de compresión mecánica de vapor
- COP_c cercanos a los del sistema de absorción para enfriamiento, cuyos valores son de alrededor de 0.5 cuando el sistema es de una etapa
- Costos de instalación y operación bajos, lo cual es consecuencia de la simplicidad del diseño y operación del sistema, los cuales son competitivos con los del sistema de compresión mecánica de vapor cuando el sistema de refrigeración de eyecto-compresión es accionado por calor de desecho
- Bajas temperaturas de generación, de acuerdo a la aplicación y al fluido de trabajo seleccionado
- Una operación propiamente sin ruido con la habilidad de adaptarse rápidamente a las variaciones de la potencia de refrigeración
- Una gran cantidad de estudios solo consideran su aplicación para enfriamiento
- Una opción para incrementar el COP_c consiste en combinarlo con un sistema de compresión mecánica con un consumo mínimo de potencia mecánica

Por otro lado, al considerar la importancia de seleccionar adecuadamente el fluido de trabajo de un sistema de eyecto-compresión, Al-Khalidy (1998) y Chen *et al* (1998) encontraron que las propiedades termodinámicas, químicas y dinámicas del gas refrigerante deben ser analizadas cuidadosamente y concluyeron que un buen fluido de trabajo o refrigerante debe cumplir con las siguientes características:

1. Ser estable químicamente, estar disponible y no ser inflamable
2. Sus propiedades térmicas y físicas juegan un papel importante para determinar el comportamiento del sistema y disminuir el consumo de potencia por cada tonelada de refrigeración, por lo que los siguientes parámetros deben ser considerados:
   - El calor latente de evaporación debe ser tan grande como sea posible para minimizar los flujos másicos y reducir la potencia mecánica consumida por el sistema
   - La relación de calores latentes, dada por $\Delta h_{EV}/\Delta h_{GE}$ y mayor a la unidad, debe ser lo más cercana posible a 1 para que a su vez $\dot{m}_{GE}$ no se aleje tanto de $\dot{m}_{EV}$
   - El calor específico de la fase líquida debe ser tan pequeño como sea posible para aumentar la ΔT de subenfriamiento. También, el calor específico del vapor debe ser tan alto de manera que reduzca la ΔT de sobrecalentamiento. La disponibilidad de ambas propiedades en un refrigerante lleva a un aumento en la eficiencia de los intercambiadores de calor
   - El factor de compresibilidad, $z = pV/mRT$, debe ser cercano a 1. El diseño del eyector suponiendo un gas ideal es más realista cuando z es cercano a la unidad
   - El peso molecular debe ser lo más alto posible. La experimentación ha mostrado que la tasa de arrastre y el coeficiente de operación aumentan al aumentar el peso molecular
3. La pendiente de una isentropa con respecto a la pendiente de la línea de vapor saturado puede ser mayor, igual o menor. Para el primer caso se tiene un fluido “seco”, ya que en un proceso de expansión isentrópica partiendo de la línea de saturación, la isentropa ter-

mina fuera de la línea de saturación y el vapor resultante es sobrecalentado. Para el segundo caso el vapor resulta saturado y sigue siendo "seco". Para el tercer caso el fluido resultante de la expansión isentrópica cae dentro de la curva de saturación y se le llama "mojado". Las desventajas de un fluido mojado son:

- La existencia de líquido en el vapor obstruye el área efectiva de flujo, además, las paredes internas del eyector se dañan al impactarse parte de este líquido
- Normalmente en una expansión adiabática, se necesita un cierto sobrecalentamiento para evitar caer dentro de la curva de vapor saturado

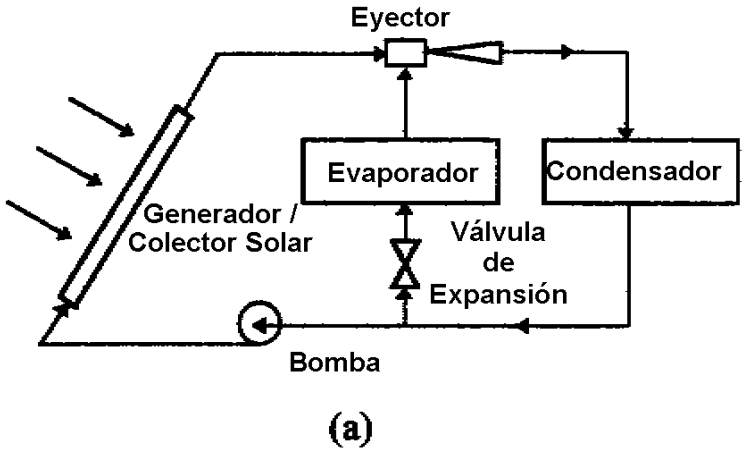
El R113 y el isobutano pertenecen a la categoría de fluidos "secos", el R114 y el butano normal son fluidos "isentrópicos" y el R142b, R22, R718 y NH_3 son fluidos "mojados".

1.4.3 Los Sistemas de Eyecto-compresión Accionados Solarmente

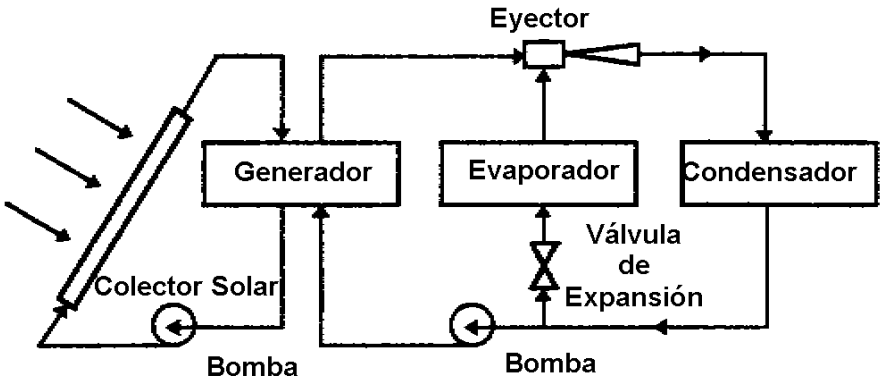
Los sistemas de enfriamiento solar aprovechan la radiación solar para obtener su potencia térmica de operación. Así, los sistemas de eyecto-compresión accionados solarmente pueden tener las configuraciones mostradas en la Fig. 1.12 cuando no hay almacenamiento de energía. La Fig. 1.12(a) corresponde al calentamiento directo, en el que la superficie del generador es la placa radiadora/absorbente del colector solar. El calentamiento indirecto en circuito cerrado se muestra en la Fig. 1.12(b) cuando un fluido, normalmente agua, se calienta en el colector solar y se transporta al generador para que suministre el calor de generación. Finalmente, la Fig. 1.12(c) muestra el calentamiento indirecto en circuito abierto. Con respecto al modo de calentamiento indirecto con almacenamiento de energía por parte del fluido térmico se muestra en la Fig. 1.13 y consiste en la adición de un tanque de almacenamiento que recibe y suministra la energía térmica demandada por el sistema de enfriamiento.

Kakaev y Davletov (1966) realizaron una de las primeras investigaciones en que un sistema de eyecto-compresión, usando un freón como fluido de trabajo, era accionado con energía solar. Un estudio teórico de Chai y Lansing (1980), usando calentamiento solar en circuito cerrado, mostró que el agua como fluido de trabajo duplicaba el COP_c de los sistemas que usaban fluidos orgánicos como el butano. El COP_c del sistema de eyecto-compresión de 0.465 fue competitivo con el COP_c de 0.5 de un sistema mecánico que consideraba el acoplamiento de una máquina Rankine, accionada solarmente, con un sistema de compresión mecánica de vapor o con el COP_c de 0.6 de un sistema de absorción accionado solarmente. Esta comparación teórica fue alentadora, sin embargo, Zeren *et al* (1978, 1981) construyeron un sistema experimental de eyecto-compresión que usó R12 como fluido de trabajo y en la mayoría de los casos se obtuvo un COP_c de 0.2.

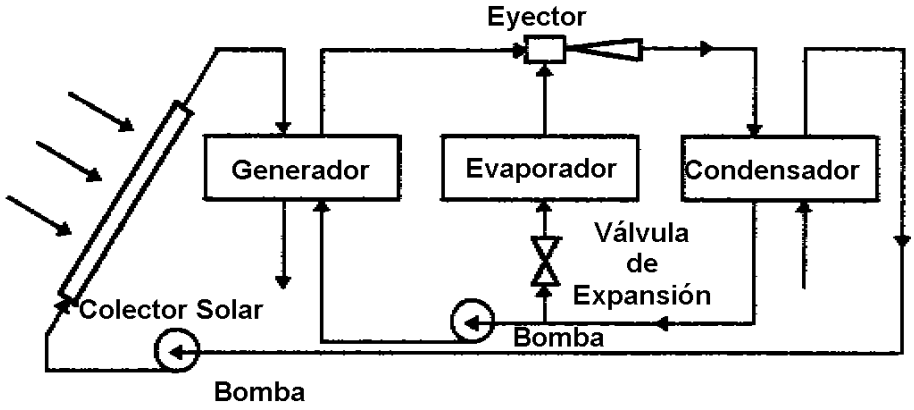
Shchetinina *et al* (1987a) condujeron una serie de investigaciones con sistemas de eyecto-compresión solar funcionando con R142b. Concluyeron que era aconsejable usar dos o tres eyectores de geometría diferente y diseñados para una operación óptima a diferentes niveles de la radiación solar incidente. Una continuación de este trabajo consideró los tres métodos de calentamiento indicados en la Fig. 1.12, Shchetinina *et al* (1987b). Encontraron que el sistema de circuito abierto con agua dio la mayor eficiencia con una menor temperatura media en la superficie del colector. Además, el uso de agua de enfriamiento en el condensador aumentó la eficiencia del sistema, como era de esperarse.



(a)



(b)



(c)

Fig. 1.12 Sistema de eyecto-compresión activado solarmente: a) generación directa, b) circuito cerrado para el fluido de calentamiento y c) circuito abierto para el fluido de calentamiento.

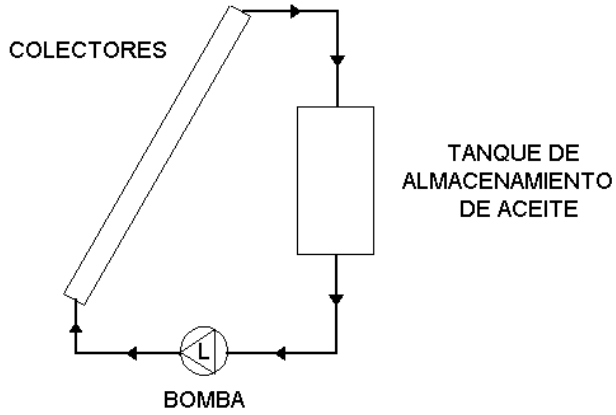


Fig. 1.13 Sistema de calentamiento solar con almacenamiento de energía térmica.

Sokolov y Hershgal (1993a) optimizaron el comportamiento de un sistema de enfriamiento solar de eyecto-compresión, SESE. Propusieron el uso de una bomba de flujo variable para evitar el empleo del tanque de almacenamiento y mantener las temperatura del fluido de calentamiento y de generación constantes. Esta forma de operación del fluido de calentamiento es en circuito cerrado y permite que la interacción de los sistemas de calentamiento y enfriamiento se realice en el generador. Encontraron que la eficiencia del sistema η_{sse} queda definida por el producto $\eta_{col}(\text{Prop}, G_g, T_e, T_{amb})$ $COP_{sec}(T_{GE}, T_{CO}, T_{EV}, \dot{Q}_{EV})$ cuando se desprecia la potencia mecánica consumida por las bombas, siendo η_{col} la eficiencia de los colectores, Prop las propiedades ópticas y térmicas de los colectores, G_g la radiación global, T_e la temperatura de entrada del fluido térmico a los colectores y T_{amb} la temperatura ambiente. Como η_{col} no está expresada en función de las temperaturas adecuadas, encontraron $\eta_{col}(\text{Prop}, G_g, T_s, T_{amb})$ al realizar el balance de energía en el fluido de calentamiento, cuando T_s es la temperatura de salida del fluido térmico de los colectores. Al considerar en η_{col} a la temperatura de estancamiento del colector T_{est} y suponer un intercambio de calor ideal entre los fluidos de calentamiento y de trabajo en el generador, finalmente encontraron $\eta_{col}(\text{Prop}, G_g, T_{est}, T_{GE})$. Como se sabe, al aumentar la T_{GE} la η_{col} disminuye y el COP_{sec} aumenta, por lo que encontraron el valor de T_{GE} que maximizó a η_{sse}. En el estudio paramétrico definieron la geometría del eyector, las características físicas de los colectores, los valores de T_{EV} y $\dot{Q}_{EV}$. Después, variaron T_{est} y T_{CO} para determinar las correspondientes T_{GE} que maximizaron a η_{sse}. En cada condición de operación se determinó el punto de operación óptimo del eyector sin considerar sus pérdidas de presión por fricción ni por mezclado. Los resultados a pesar de considerar un eyector idealizado, dan una idea muy clara de las tendencias. Se determinaron las curvas de η_{sse}, η_{col}, COP_{sec} y T_{GE} contra T_{est} cuando $T_{EV} = 4$ºC y $\dot{Q}_{EV}$ es unitario. Los resultados confirmaron que las mayores η_{sse} se alcanzaron para las mayores T_{GE} y menores T_{CO}. La única forma de alcanzar valores altos de T_{GE} es incrementando los valores de T_{est}, lo cual implica considerar colectores de mejor calidad. Un aumento fuerte de T_{GE} debe considerar la estabilidad química del fluido de trabajo. Las características de este sistema fueron:

- $T_{EV} = 4$ºC, es adecuado solo para aire acondicionado

- Es posible una operación anual cuando también existe el modo de calentamiento, es decir, consideran la operación de una bomba de calor y por tal motivo se reduce el tiempo de recuperación económica
- El sistema requiere de poca energía mecánica y de grandes cantidades de energía térmica. Esto implica que para el calentamiento se requerirán grandes áreas de colectores solares y el condensador tendrá grandes áreas de intercambio
- La única aplicación de estos sistemas es una bomba de calor operando en un clima moderado
- Se requiere de más estudio para proponer un sistema aceptable

Sokolov y Hershgal (1993b) también estudiaron el sistema de enfriamiento solar híbrido de eyector y compresor, como se muestra en la Fig. 1.14. La interacción entre los sistemas de calentamiento y enfriamiento se realiza en el generador y también se emplea una bomba de flujo variable para mantener la temperatura del fluido de calentamiento constante y eliminar el tanque de almacenamiento. La eficiencia del sistema de enfriamiento solar híbrido de eyector y compresor η_{ssh} queda expresada en función de η_{col}(Prop, G_g, T_{est}, T_{GE}), COP_{sec}(T_{GE}, T_{CO}, T_{INT}, $\dot{Q}_{INT}$) y COP_{cm} cuando no se considera la potencia mecánica consumida por las bombas y COP_{cm} es el COP del sistema de compresión mecánica. Así, cuando T_{GE} aumenta la η_{col} disminuye y el COP_{sec} aumenta, mientras que al aumentar T_{INT} aumentan el COP_{sec} y la $\dot{W}c$, por lo que esta última ocasiona que el COP_{cm} disminuya. El estudio paramétrico consideró la variación a T_{GE} y COP_{cm} para maximizar a η_{ssh}. Se definieron las características físicas de los colectores y los valores de T_{EV}, $\dot{Q}_{EV}$ y COP_{cm}. Para una geometría de eyector se hacen variar T_{est} y T_{CO} y se determina la T_{GE} que maximiza a η_{ssh}, es decir, se determina el punto de operación óptimo para cada condición de operación. Los resultados se expresan en las curvas η_{ssh}, COP_{sec} y T_{GE} contra T_{est} cuando $5 \leq COP_{cm} \leq \infty$, T_{EV} = 4ºC y $\dot{Q}_{EV}$ es unitaria. Los resultados son semejantes a los anteriores, por lo que η_{ssh} alcanza los mayores valores cuando T_{est} tiene el valor mayor y T_{CO} y COP_{cm} tienen los menores valores. La única forma de alcanzar valores altos de T_{GE} es teniendo valores mayores de T_{est}, con las implicaciones ya mencionadas. Las características de este sistema fueron:

- T_{EV} = 4ºC, como en el caso anterior, la cual es adecuada solo para aire acondicionado
- Con un sistema solar híbrido de eyector y compresor se puede alcanzar una combinación adecuada de energías solar y mecánica
- Es posible una operación anual cuando se considera el modo de calentamiento y por tal motivo se reduce el tiempo de recuperación económica
- La única aplicación de estos sistemas es una bomba de calor operando en un clima moderado
- Se recomienda el almacenamiento de enfriamiento o baja temperatura

Dorantes *et al* (1996) realizaron una simulación matemática del comportamiento temporal del sistema de refrigeración solar de eyector con compresor auxiliar para producir hielo. Hicieron una simulación anual del sistema usando datos climáticos locales para determinar la insolación en los días típicos de cada mes. Presentan los resultados del día típico de cada mes para la producción de hielo, eficiencia de los colectores, COP del sistema de eyecto-compresión mejorada y el COP del sistema de eyecto-compresión, cuyos valores mayores para el mes de marzo fueron de 165 kg de hielo al día, 0.54, 0.44 y 0.25, respectivamente.

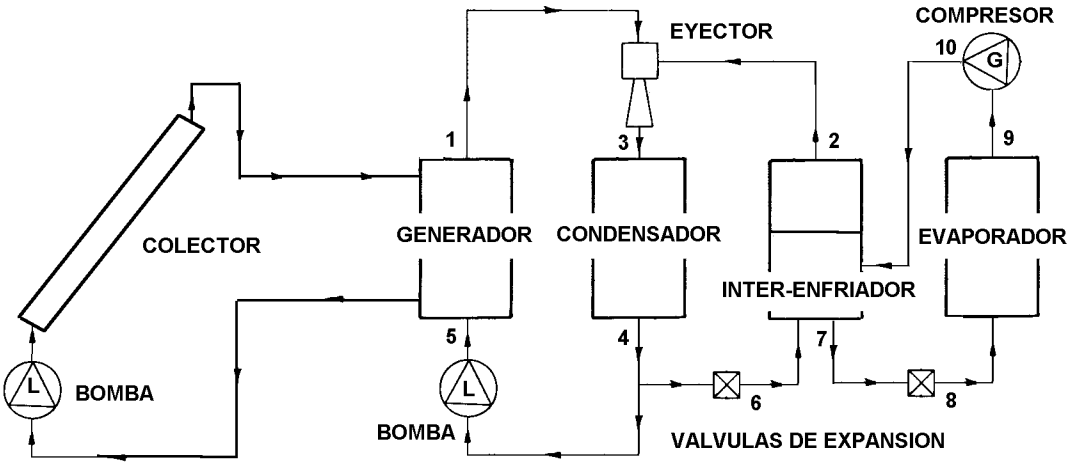


Fig. 1.14 Sistema de enfriamiento solar híbrido de eyector y compresor.

Haung *et al* (1998) estudiaron experimentalmente el sistema solar de eyecto-compresión de una etapa con R141b, para enfriamiento y refrigeración. Los resultados de enfriamiento muestran valores de COP_c del orden de 0.5. Evidencian la importancia de considerar un sistema de calentamiento de respaldo o auxiliar a base de gas.

Huang *et al* (2001) también realizaron estudios sobre el tipo de colectores a usar y simularon el comportamiento de un sistema de eyecto-compresión empleando colectores de placa plana, placa plana de alta eficiencia, con un aislamiento adecuado de aire, y tubos evacuados. El sistema emplea R141b y un diseño especial de eyector. Las temperaturas de generación consideradas van de los 85 a los 90°C y las eficiencias de los colectores solares de 0.41 a 0.43. Los COP_c para enfriamiento son del orden de 0.19 y de 0.1 para refrigeración.

Göktun (2000) realizó teóricamente una optimización energética del sistema mediante la introducción de un factor que contabiliza las irreversibilidades internas del sistema. Considera un sistema de concentración solar. No hay que dejar de considerar que los estudios de optimización de los sistemas de eyecto-compresión a través de sus resistencias internas, tendrán un mayor valor en el momento que se contabilicen éstas experimentalmente.

La anterior revisión bibliográfica ha evidenciado que el estudio de los sistemas de eyecto-compresión y eyecto-compresión mejorada se ha centrado, principalmente, en su operación en estado permanente aplicada al enfriamiento, a pesar de considerar la activación solar y de emplear una gran variedad de refrigerantes. Teórica y experimentalmente, las eficiencias alcanzadas para enfriamiento fluctuaron entre 0.2 y 0.4, siendo éstas aún menores para la refrigeración. La variante de los sistemas de eyecto-compresión mejorada denominada SIRHEC, fue aplicada al enfriamiento con altas temperaturas de condensación, cuando también es una opción para la refrigeración con temperaturas de condensación moderadas. En cuanto a la otra variante llamada SIRECA, se le empleó en la producción de

hielo. De esta forma, el estudio sistemático encaminado a conocer el potencial de estos dos sistemas está incompleto y los beneficios que podría traer su aplicación en refrigeración y concretamente a la producción de hielo son ignorados.

1.5 ALCANCE DEL ESTUDIO

Como ya ha quedado evidenciado, el sistema de eyecto-compresión es una solución factible a las necesidades de enfriamiento y refrigeración. En este sistema se pueden usar fluidos de trabajo "ecológicos", así como accionarlos con energía térmica de baja temperatura y en particular con la termosolar. Sin embargo, cuando esta última opción no emplea un calentador auxiliar, solo se asegura la operación del sistema en los días claros y de mayor insolación. Por esta razón, se propone que el SIRECA y SIRHEC empleen la configuración de calentamiento indicadas en las Figs. 1.15 y 1.16, las cuales consideran un calentador auxiliar de gas que garantice la operación anual del sistema.

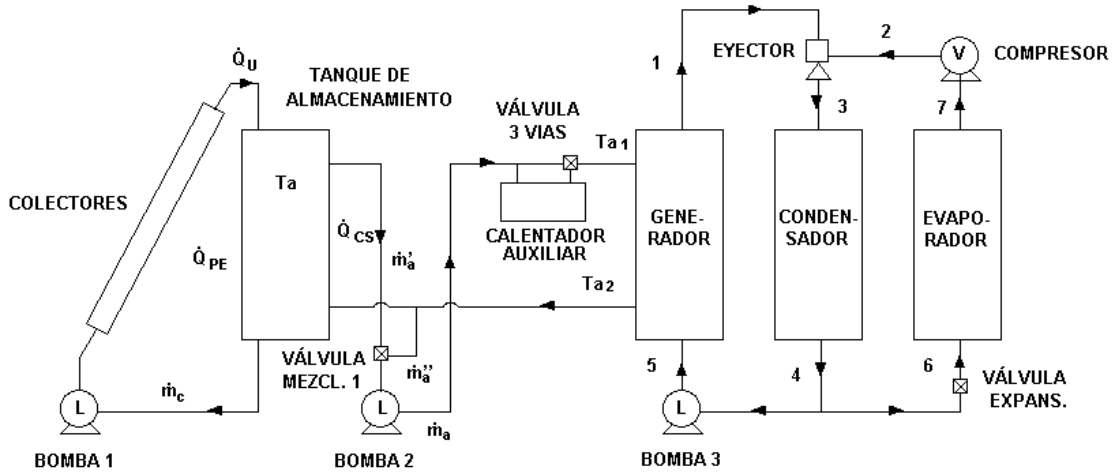


Fig. 1.15 Composición del **SI**stema de **R**efrigeración **S**olar de **E**yector con **C**ompresor **A**uxiliar –**SIRSECA-**.

El subsistema de calentamiento considera un circuito de calentamiento solar y otro que suministra la energía térmica que requiere el sistema térmico de refrigeración Este circuito incluye al calentador auxiliar. De esta forma, se puede ocupar al máximo la radiación solar y minimizar el empleo del calentamiento auxiliar. Inicialmente, el primer circuito se encarga de aprovechar la energía termo-solar desde el momento en que puede incrementarse la energía térmica del tanque de almacenamiento. Por tal motivo, cuando la temperatura Ta del fluido térmico del tanque es baja, la bomba 1 lo hace circular por los colectores para regresar al tanque con una mayor temperatura. Este calentamiento continúa hasta que el fluido térmico alcanza una temperatura adecuada para que el sistema térmico de refrigeración comience a operar. Si la temperatura del fluido térmico es mayor a la requerida por el sistema de refrigeración se hará uso de la válvula mezcladora 1 y combinará una $\dot{m}'_a$ del

fluido térmico a una alta temperatura Ta con una $\dot{m}_a''$ del fluido frío a Ta_2 que regresa al tanque de almacenamiento y una vez mezclados a la temperatura Ta_1 requerida en el generador, la bomba 2 hará circular la $\dot{m}_a$ directamente al generador, actuando la válvula de tres vías con bloqueo hacia el calentador auxiliar. En caso de que el fluido térmico del tanque Ta tenga una temperatura menor a la requerida en el generador, la bomba 2 lo hará circular directamente hacia el sistema de refrigeración y la válvula de tres vías cambiará su forma de operar y forzando la circulación del fluido térmico por el calentador auxiliar incrementará la temperatura del fluido hasta la Ta_1 requerida por el sistema de refrigeración. El último de los casos, cuando la temperatura del fluido térmico tiene la temperatura Ta_1 adecuada para operar al sistema de refrigeración, no requiere del uso de la válvula mezcladora ni del calentamiento auxiliar. Esta forma de operar el sistema de calentamiento permitirá evaluar la fracción solar al variar el área de colección y volumen del tanque de almacenamiento de fluido térmico, lo cual permitirá tener una gama de diferentes opciones de calentamiento.

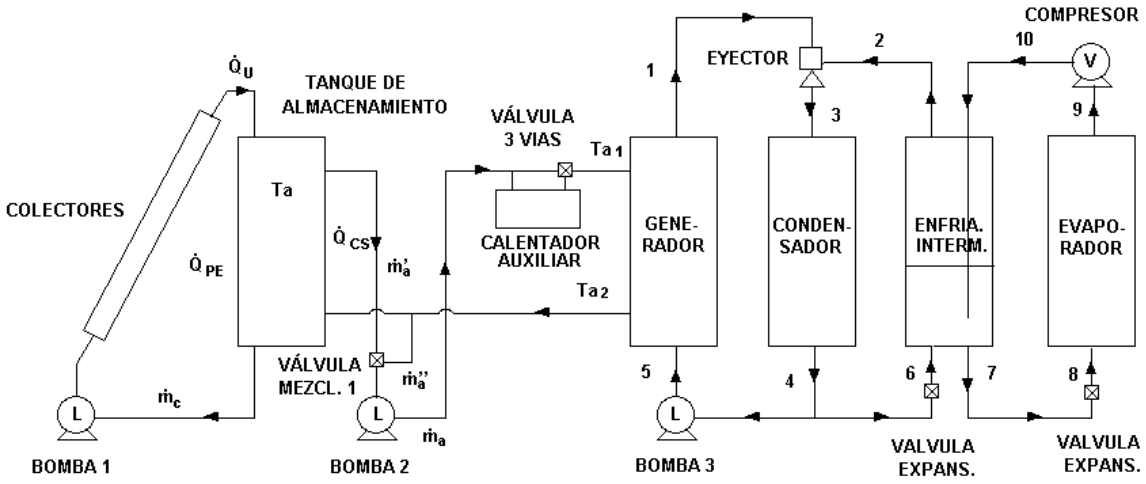


Fig. 1.16 Composición del **SI**stema de **R**efrigeración **S**olar **H**íbrido de **E**yector y **C**ompresor **-SIRSHEC-**.

Objetivo General

El objetivo de este estudio considera la realización del análisis teórico comparativo del comportamiento termodinámico cuasi-dinámico de los sistemas de refrigeración solar de eyecto-compresión mejorada, bajo las configuraciones denominadas **SI**stemas de **R**efrigeración **S**olar de **E**yector con **C**ompresor **A**uxiliar -**SIRSECA**- e **H**íbrido de **E**yector y **C**ompresor -**SIRSHEC**-, mostrados en las Figs. 1.15 y 1.16, para definir un procedimiento de diseño y operación energéticamente adecuado. Se emplean los dos mejores refrigerantes "ecológicos" y adecuados para este sistema, se fija la temperatura de evaporación en -10°C y se les emplea para producir 100 kg de hielo diarios en la localidad de Temixco, Morelos, México.

Objetivos Particulares

Los objetivos particulares que se han planteado para este trabajo son los siguientes:

1. Analizar el comportamiento termodinámico del eyector y seleccionar de la literatura un modelo matemático del mismo.
2. Seleccionar un par de refrigerantes "ecológicos" apropiados para usarse en un sistema de eyecto-compresión solar.
3. Analizar termodinámicamente al SIRECA y SIRHEC empleando tanto el modelo del eyector seleccionado como un solo fluido de trabajo, para encontrar su mejor operación en estado permanente.
4. Analizar termodinámicamente el sistema de calentamiento solar y auxiliar con mezclado de fluido caliente del tanque de almacenamiento y fluido frío que entra al tanque de almacenamiento y proviene del generador.
5. Encontrar el mapa de comportamiento del eyector para dirigir su operación.
6. Integrar los sistemas de calentamiento solar y refrigeración para generar los sistemas de refrigeración solar de eyector y compresor SIRSECA y SIRSHEC.
7. Efectuar el estudio cuasi-dinámico del SIRSECA y SIRSHEC para producir 100 kg de hielo diarios en la localidad de Temixco. Se considera también la variación del volumen del tanque de almacenamiento de aceite y del parámetro que relaciona el volumen del tanque de almacenamiento y el área de colección.
8. Realizar el análisis comparativo del comportamiento cuasi-dinámico desde un punto de vista energético, considerando la composición del sistema. De acuerdo a este análisis, deducir un procedimiento de diseño y operación energéticamente adecuado de estos sistemas de refrigeración solar en la producción de hielo.

Contenido de la Tesis

La tesis está constituida por seis capítulos. El primero, la Introducción, se presenta una minuciosa revisión bibliográfica para justificar el alcance de este trabajo doctoral.

El segundo capítulo se llama El Eyector y en él se explica como opera este dispositivo y se presenta el estado de avance del eyector en las aplicaciones de enfriamiento y refrigeración. Se mencionan los modelos unidimensionales más importantes del eyector para justificar la elección del modelo de Lu. Se presenta el método de solución de los sistemas de ecuaciones para los regímenes mixto, de transición y supersónico y se verifica su correspondiente algoritmo de solución.

El tercero de los capítulos se denomina Estudio Termodinámico de los Sistemas de Eyecto-compresión Mejorada y considera el estudio termodinámico de estos sistemas para conocer su comportamiento y determinar las características que propicien de forma eficiente el mayor trabajo de compresión del eyector, para solo dejarle al compresor una parte del trabajo total de compresión entre el evaporador y el condensador. Con tal fin, inicialmente se analiza la termodinámica básica del eyector y del sistema de eyecto-compresión. Posteriormente, se hace lo correspondiente con los sistemas de eyecto-compresión mejorada para dar lugar a su estudio paramétrico y el análisis de sus resultados.

El capítulo cuarto se llama Comportamiento de los Sistemas de Refrigeración Solar de Eyecto-compresión Mejorada e incluye el estudio del comportamiento cuasi-dinámico de los dos sistemas seleccionados de refrigeración solar de eyecto-compresión mejorada. Primero se estudia el subsistema de eyecto-compresión y después el de calentamiento. Posteriormente, se realiza su integración y se efectúa la simulación considerando un comporta-

miento cuasi-dinámico cuyos resultados se analizan en un contexto termodinámico que considera la variación del área de colección y la relación del volumen del tanque de almacenamiento al área de colección.

El capítulo 5 se denomina Comparación de Resultados entre el SIRSECA y el SIRSHEC y en él se comparan los resultados de la operación del SIRECA y SIRHEC al igual que los del comportamiento del SIRSECA y SIRSHEC, para deducir un criterio de diseño y operación eficientes de estos sistemas térmicos de refrigeración.

El sexto y último de los capítulos se llama Conclusiones y Recomendaciones que resume el alcance de la presente tesis y sus conclusiones. Además, se hace una propuesta del trabajo futuro que podrá realizarse a partir de los avances logrados en este trabajo.

CAPÍTULO 2

EL EYECTOR

En este capítulo se explica la operación del eyector y se presenta el estado de avance de los estudios teóricos y experimentales del eyector tanto de carácter general como particular en sus aplicaciones de enfriamiento y refrigeración, partiendo de las revisiones bibliográficas de Sun (1995) y Chunnanond y Aphornratana. (2004), las cuales se complementan y actualizan. Se justifica la elección del modelo de Lu, del cual se presenta el método de solución de los sistemas de ecuaciones para los regímenes mixto, de transición y supersónico y la correspondiente verificación del algoritmo de solución.

2.1 FUNCIONAMIENTO DEL EYECTOR

El eyector fue patentado por M. Pelletan en 1838 cuando muchas de sus características de operación eran ignoradas aún, como posteriormente evidenciaron sus diversas aplicaciones. Por esta razón, a partir de 1920 la investigación de estos dispositivos con fluidos compresibles se ha centrado en el análisis de su comportamiento para sustentar el diseño y operación, de acuerdo a su aplicación. En este caso concreto, se le usará para refrigeración.

El eyector supersónico es un dispositivo que realiza una termo-compresión. Su geometría es axial simétrica y está constituido por una boquilla principal, una sección de mezcla -constituida por una boquilla secundaria y una cámara de mezcla- y un difusor, como se muestra en la Fig. 2.1. La boquilla principal es del tipo convergente-divergente y conduce al fluido motor, llamado principal o primario, que entra con presión y temperatura elevadas. El fluido succionado, llamado secundario, ingresa al eyector a presión y temperatura bajas y es conducido a la sección de mezcla. Mediante un proceso de intercambio de cantidad de movimiento entre ambos fluidos resulta un mezclado completo, el cual se recomprime y descarga a presión y temperatura intermedias.

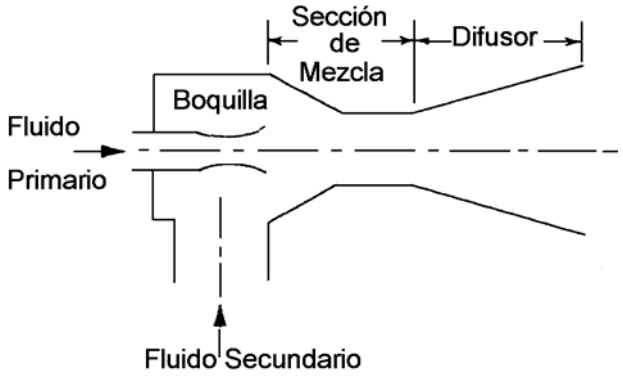


Fig. 2.1 Conformación del Eyector.

La operación del eyector está determinada por las presiones y temperaturas de los fluidos primario y secundario, presión de descarga de la mezcla, fluido de trabajo, geometría, ubicación de la boquilla principal con respecto a la sección de mezcla e incluso rugosidad de sus superficies internas. La Fig. 2.2 indica las variables geométricas relevantes. Con respecto a la boquilla principal, se incluyen los diámetros de la garganta d*y descarga d, al igual que el ángulo de la sección divergente α. En relación a la sección de mezcla se consideran el ángulo β de la parte convergente y de la cámara de mezcla su diámetro D y longitud L. Por lo que respecta al difusor su ángulo γ y diámetro D_d. De las áreas transversales de la garganta y descarga de la boquilla principal, de la cámara de mezcla y descarga del difusor resultan los parámetros geométricos adimensionales siguientes:

$$\phi = \left(\frac{D}{d^*} \right)^2 \tag{2.1}$$

cociente de las áreas de la cámara de mezcla a la de la garganta de la boquilla principal

$$\varphi = \left(\frac{d}{d^*} \right)^2 \tag{2.2}$$

cociente de las áreas de la salida de la boquilla principal a la de su garganta

$$\Omega = \left(\frac{D_d}{D} \right)^2 \tag{2.3}$$

cociente de las áreas de la salida del difusor a la de la cámara de mezcla. Además, para el fluido primario, secundario y descargado, se emplean los subíndices 1, 2 y 3.

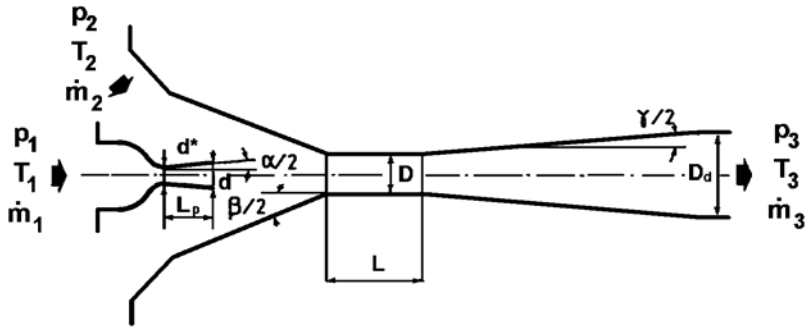


Fig. 2.2 Parámetros geométricos del eyector.

La operación de un eyector básicamente está representada por la tasa de arrastre U, definida como:

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{2.4}$$

la cual depende fuertemente de las presiones de los vapores primario y secundario p_1 y p_2 y la contrapresión o presión de descarga del eyector p_3. Las Figs. 2.3 y 2.4 muestran los resultados experimentales de la tasa de arrastre contra la presión de descarga del eyector, cuando se emplea como fluido de trabajo al R113 y se mantiene constante p_2 variándose paramétricamente a p_1, Huang *et al* (1985). Así, a una p_1 constante, se observa que U comienza a crecer y continúa aumentando rápidamente mientras que la contrapresión disminuye a partir de un valor límite p_3' hasta que U permanece constante al decrecer la contrapresión a partir del valor crítico p_3*. Este comportamiento es conocido como fenómeno de ahogamiento de los eyectores. En las Figs. 2.3 y 2.4 también se observa que la tasa de arrastre aumenta al aumentar p_2 y que a cada pareja de p_1 y p_2 le corresponde una pareja única de p_3' y p_3*.

Munday y Bagster (1974, 1976, 1977) estudiaron la operación con arrastre constante del fluido secundario en los eyectores de vapor de agua que denominaron fenómeno de ahogamiento del eyector. Evidenciaron que esto coincide con el ahogamiento del fluido secundario, el cual es provocado por la presencia de una capa límite gruesa en la cámara de mezcla que le permite alcanzar una velocidad sónica, considerando que el flujo de vapor secundario en parte es resultado de la expansión adiabática que sufre entre la entrada al eyector y el inicio de la sección de mezcla. Junto con esta capa límite también están presentes ondas de choque transversales -las cuales siempre aparecen en una operación normal del eyector- y afectan el mezclado resultante.

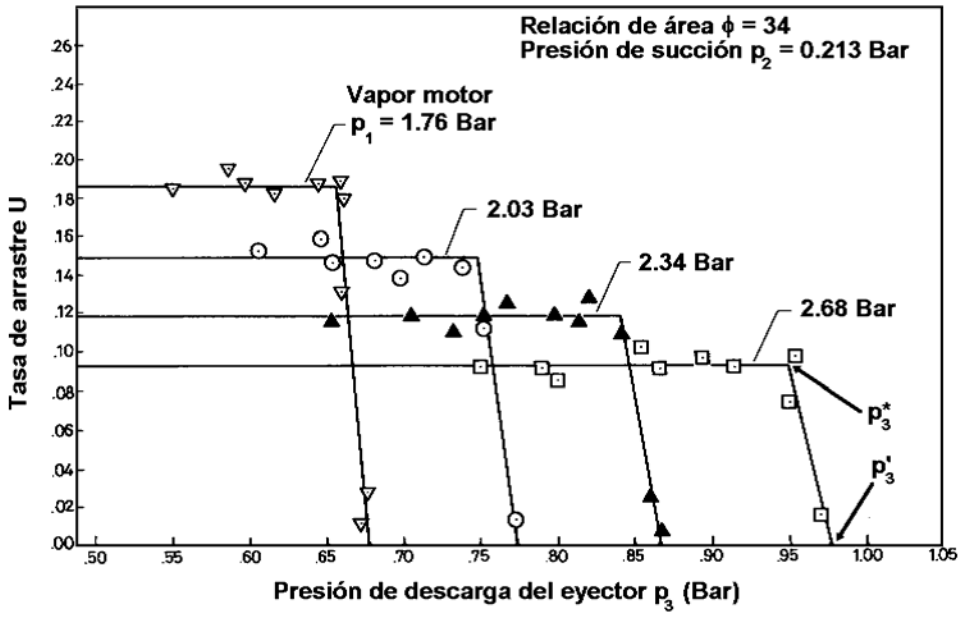


Fig. 2.3 Tasa de arrastre U contra presión de descarga p_3 del eyector, para p_2=0.213 Bar cuando el fluido de trabajo es R113, Huang *et al* (1985).

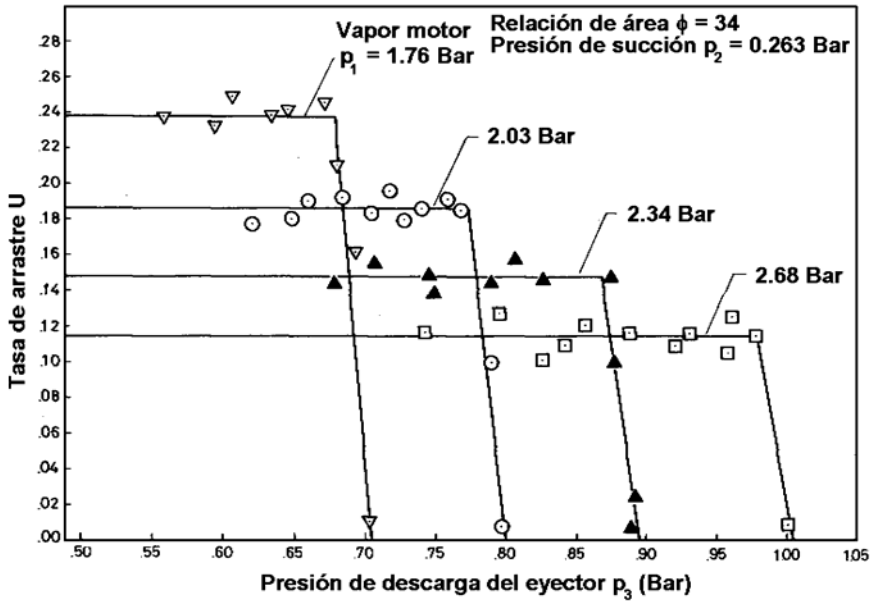


Fig. 2.4 Tasa de arrastre U contra presión de descarga p_3 del eyector, para p_2=0. 267 Bar cuando el fluido de trabajo es R113, Huang *et al* (1985).

Para los eyectores en condición de ahogamiento, un aumento en la presión de descarga del eyector mueve los choques hacia el inicio de la sección de mezcla. El aumento de esta contrapresión por encima de su valor crítico causará que los choques lleguen hasta el inicio de la sección de mezcla y afecte aguas arriba, ocasionando que la tasa de arrastre comience a disminuir rápidamente. A partir de este momento, el ahogamiento del vapor secundario desaparece y la mezcla de las dos corrientes asociadas con las interacciones del choque es muy severa en la sección de mezcla. Si la presión de descarga del eyector llega hasta la contrapresión límite, los choques finalmente habrán alcanzado la salida de la boquilla principal. En este punto, las presiones de las dos corrientes se habrán elevado hasta la presión del vapor arrastrado p_2 y la tasa de arrastre habrá caído a cero. Si la contrapresión es mayor al valor límite, aparecerán tasas de arrastre negativas, es decir, habrá un flujo inverso hacia la entrada del vapor secundario. Cuando la contrapresión es demasiado alta, el ahogando de la boquilla principal finalmente desaparece y el eyector deja de funcionar por completo.

Las variaciones de la contrapresión afectan el flujo interno del eyector resultando las distribuciones de la presión longitudinal representadas por las curvas ilustradas cualitativamente en la Fig. 2.5. Allí se indica la variación de la presión del fluido primario, por lo que al entrar a la boquilla principal tiene un valor alto y como va disminuyendo al expandirse, pasando por la sección t de la garganta hasta llegar a su sección de salida x con una presión menor a la del fluido secundario. La línea posterior a x indica como continua la expansión fuera de la boquilla principal y se recupera para interactuar con el fluido secundario. Con respecto a la presión del fluido secundario, ésta se mantiene constante hasta la descarga de la boquilla principal y como a partir de x puede disminuir para interactuar de lleno con el fluido primario. En relación a los valores que puede tomar la contrapresión, se identifican tres casos: el concerniente a un valor nulo de U cuando p_3 es igual a p_3'; el caso de U creciente cuando p_3 es menor a p_3' y tiende hacia p_3* y finalmente el caso en que U se

mantiene constante y alcanza su valor máximo cuando p_3 es igual o menor a p_3*. Para el primer caso, el fluido primario se expande por debajo de p_2 y se recupera hasta este valor, por lo que al no existir cambio de presión entre los fluidos primario y secundario no hay arrastre, como indica la curva a. Para el segundo caso, el fluido primario se expande por debajo de p_2 y se recupera quedando por debajo de esta presión pudiendo arrastrar al fluido secundario que alcanza velocidades subsónicas y crean choques que le permiten un súbito aumento de la presión y la mezcla alcanza una condición subsónica pudiendo comenzar la recompresión antes de ingresar al difusor y finalizarlo en éste, como muestran las curvas b y c. En el tercer caso, el fluido primario se expande también por debajo de p_2 y se recupera quedando por debajo de éste, pudiendo expandirse suficientemente el fluido secundario para alcanzar una velocidad sónica a la entrada de la cámara de mezcla y un choque incrementa la presión, terminándose de recomprimir en el difusor como indica la curva d. Sin embargo, si p_3 continua disminuyendo el fluido secundario alcanzará la condición sónica en el interior de la cámara de mezcla y la aparición de los choques permitirán el aumento de presión y la disminución de la velocidad hasta una condición sónica para permitir que el difusor realice la recompresión final, según puede apreciarse en las curvas e y f. Si p_3 continua bajando, se provocará que la onda de choque se genere en el difusor, como indica la curva g.

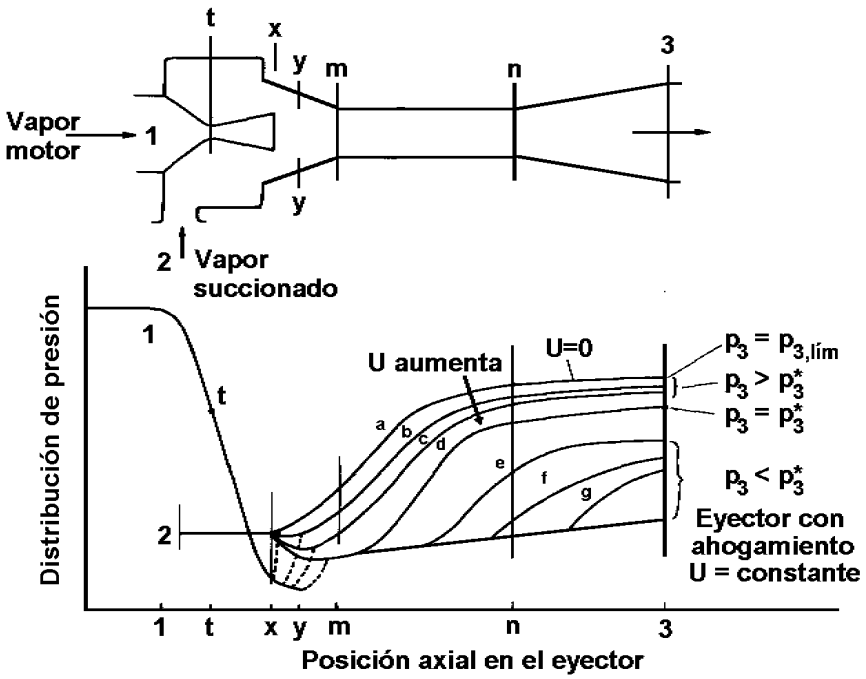


Fig. 2.5 Presión longitudinal del eyector para diferentes presiones de descarga p_3, Huang *et al* (1985).

Los datos experimentales de las contrapresiones críticas se emplean para construir el mapa de comportamiento del eyector como se muestra en la Fig. 2.6 y donde se observa que la tasa de arrastre aumenta con la disminución de la contrapresión crítica p_3* cuando se

fija la presión del vapor secundario p_2, requiriendo de una menor presión p_1 del vapor motor. Ya que los eyectores se diseñan normalmente para funcionar en condiciones de ahogamiento, la presión del vapor primario tiene que seleccionarse o ajustarse, en el diseño u operación, tan cercana como sea posible a la contrapresión crítica para obtener la mayor eficiencia, como indica el mapa de comportamiento del eyector.

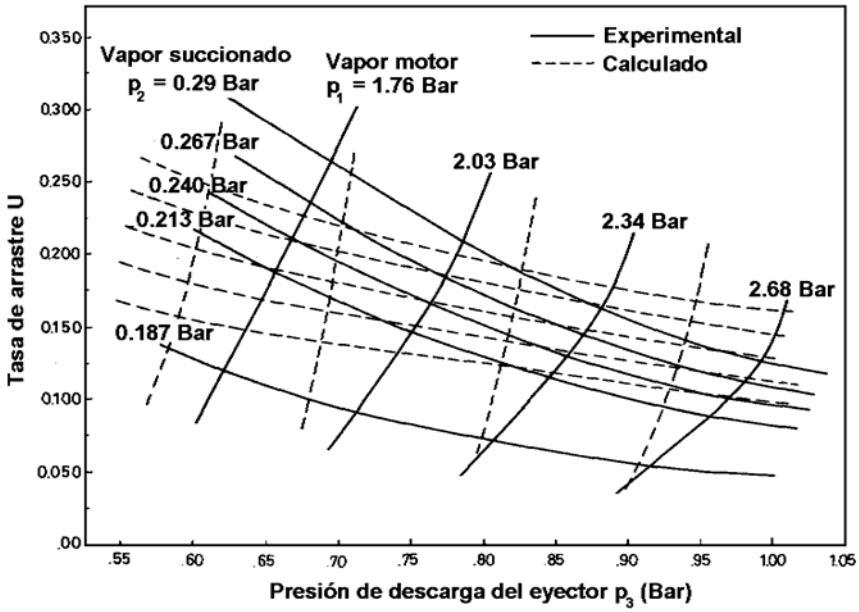


Fig. 2.6 Mapa de comportamiento del eyector para el fluido de trabajo R113, Huang *et al* (1985).

La información presentada en las Figs. 2.3, 2.4 y 2.7 puede dejarse expresada en función de los siguientes parámetros adimensionales

$$\Gamma = \frac{p_1}{p_2} \tag{2.5}$$

denominado relación de máxima expansión del fluido primario

$$\xi = \frac{p_1}{p_3} \tag{2.6}$$

llamada relación motriz del fluido primario

$$r = \frac{p_3}{p_2} \tag{2.7}$$

denominada relación de compresión del fluido secundario, donde las presiones son estáticas siempre y cuando sus velocidades sean despreciables, de lo contrario se deben considerar las presiones de estancamiento. De esta forma, la Fig. 2.7 muestra los datos experimentales de U contra r para diferentes valores de Γ para un eyector operando con R11, Lu (1986).

Análogamente, la Fig. 2.8 muestra la gráfica resultante de U contra ξ para distintos valores de r para una relación de áreas ϕ de 5.76.

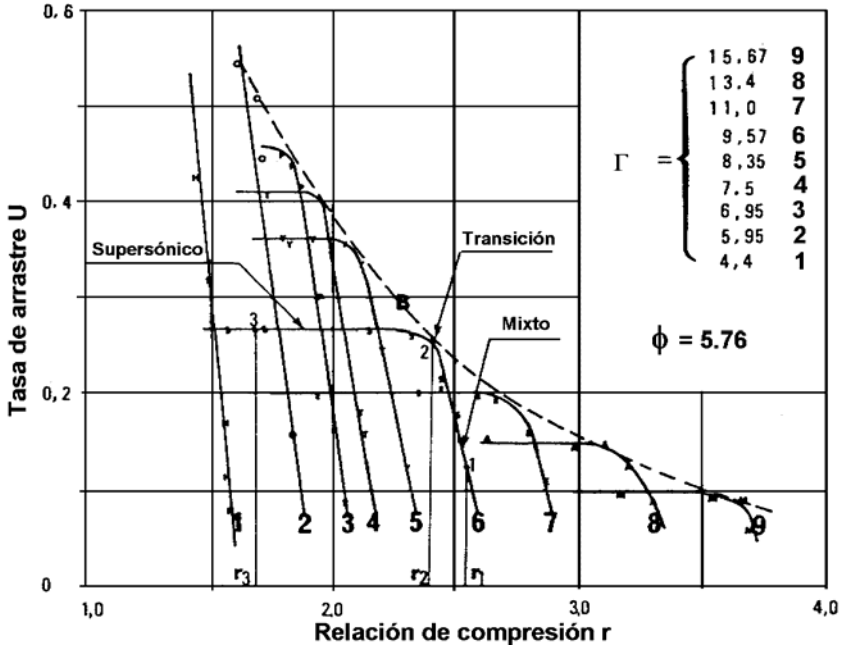


Fig. 2.7 Tasa de arrastre U contra la relación de compresión r del eyector para el fluido de trabajo R11, Lu (1986).

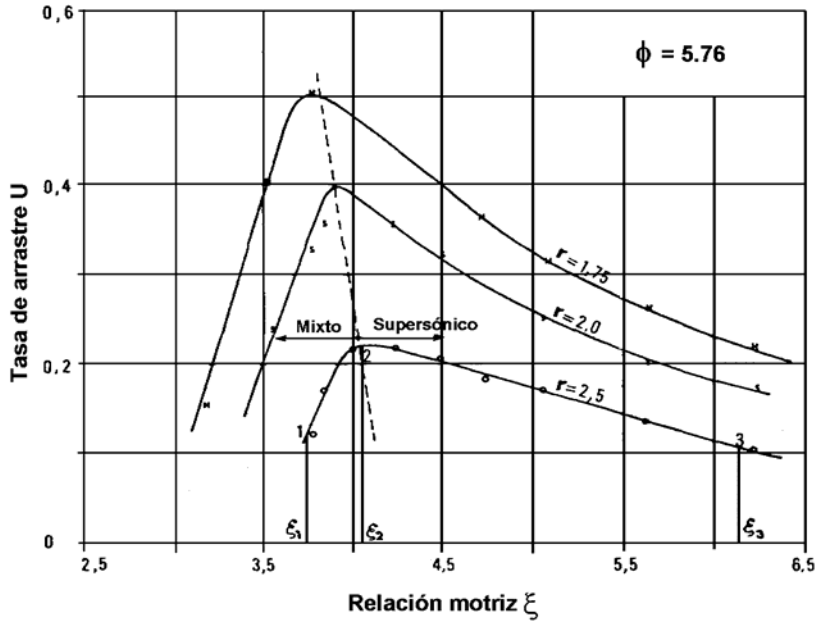


Fig. 2.8 Tasa de arrastre U contra la relación de compresión ξ del eyector para el fluido de trabajo R11, Lu (1986).

La Fig. 2.9 muestra la gráfica de U contra ξ para un valor constante de r y distintos valores de la relación de áreas ϕ, Nahdi *et al* (1993). Se observa como afecta el valor de ϕ a U y que sus mayores valores se alcanzan para valores de ϕ cercanos a 10.

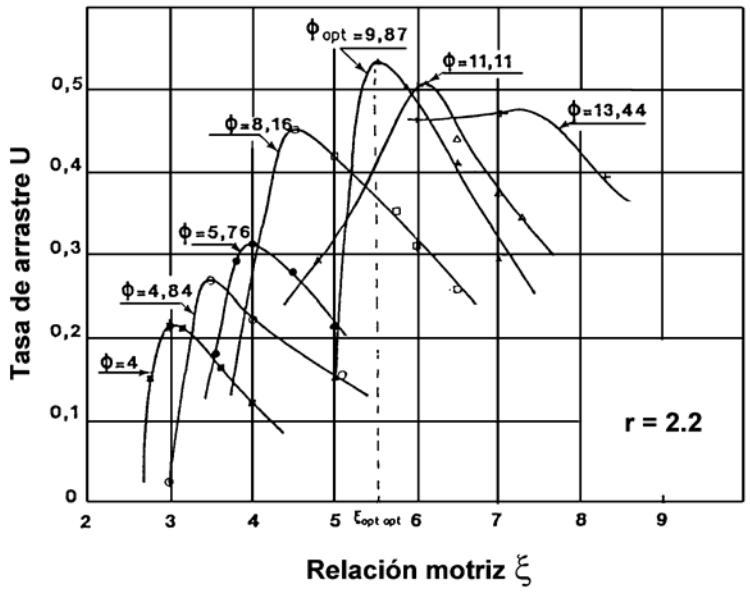


Fig. 2.9 Tasa de arrastre U contra relación de compresión ξ del eyector, para diferentes relaciones de área ϕ y el fluido de trabajo es R11, Nahdi *et al* (1993).

A continuación se presenta una revisión bibliográfica del comportamiento de los eyectores supersónicos aplicados al enfriamiento y refrigeración.

2.2 ESTADO DE AVANCE DEL EYECTOR

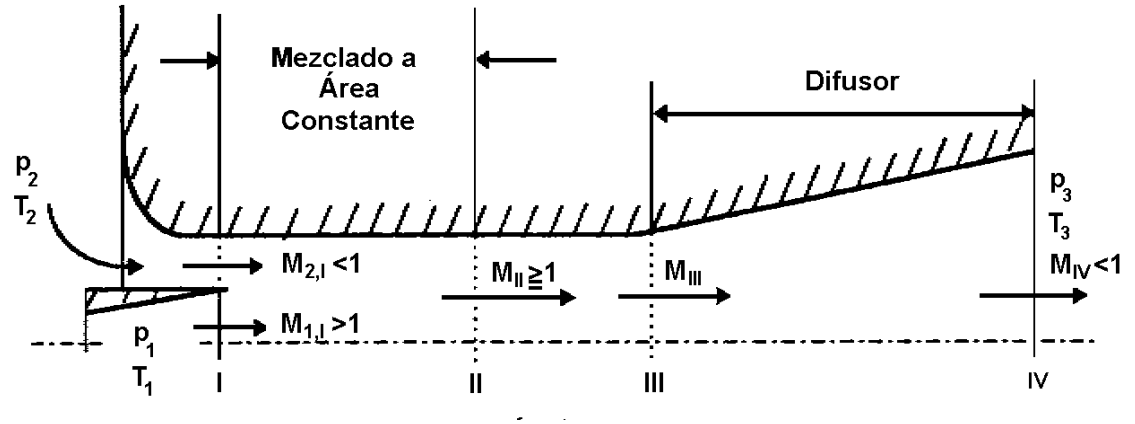
La modelación teórica del comportamiento del eyector llevó al desarrollo de dos tendencias, una de ellas considera el tratamiento unidimensional con cálculos sin mayores complicaciones matemáticas y determina los parámetros globales del eyector como lo son las presiones y temperaturas de entrada y salida de los fluidos primario, secundario y de mezcla o sus respectivos flujos másicos, previa determinación de la geometría del eyector. La otra opción considera la determinación de parámetros locales, como la presión, temperatura, velocidad, etc. a través de las ecuaciones de conservación discretizadas cuya mayor complejidad matemática solo pudo afrontarse con el auxilio de computadoras. En esta tendencia se consideran los modelos bidimensionales con ecuaciones diferenciales parciales, previa determinación de la geometría del eyector.

2.2.1 Los Modelos Unidimensionales del Eyector

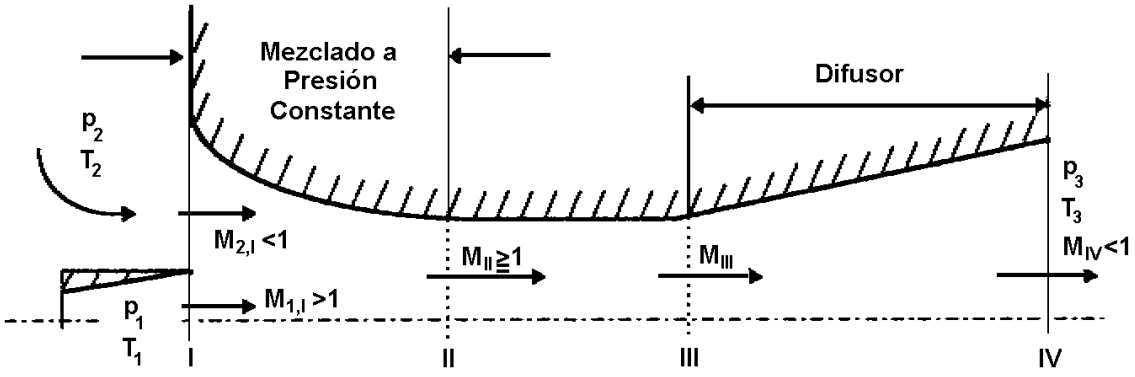
Las dos líneas de investigación del comportamiento del eyector mediante modelos unidimensionales, consideran el proceso de mezclado a área constante y a presión constante.

2.2.1.1 Los modelos unidimensionales con mezclado a área constante

Los primeros estudios sobre el comportamiento del eyector consideraron los procesos previos y posteriores a la sección de mezcla como reversibles, por lo que estos resultados carecieron de interés práctico. Flügel (1939) realizó el primero análisis formal de un eyector suponiendo el proceso de mezclado a área constante. Aún cuando se basó fuertemente en la experimentación, su estudio propició el uso intensivo de estos dispositivos. Keenan y Newman (1942) desarrollaron un modelo matemático formal del mezclado en un eyector con cámara de mezcla con área constante y sin difusor, Fig. 2.10 (a), tomando en cuenta la física del proceso y usando las ecuaciones unidimensionales de continuidad, energía y cantidad de movimiento. A pesar de lo simple de su análisis y que consideraron relaciones de área altas y de presión bajas, siendo el primero el cociente del área de la cámara de mezcla entre la de la garganta de la boquilla principal y el segundo el de la presión del fluido primario entre la del fluido secundario, sus resultados fueron consistentes y concordaron con la experimentación. Elrod (1945) resumió el trabajo de Flügel y Keenan y Neumann (1942) y presentó un método de diseño simplificado. También definió la eficiencia del eyector como el cociente de la tasa de arrastre real entre la ideal, determinando esta última al graficar el proceso en un diagrama de Mollier. Aunque él mencionó que esta modificación coincidió mejor cualitativa y cuantitativamente con los resultados experimentales de varios otros investigadores, no presentó comparaciones en su artículo.



(a)



(b)

Fig. 2.10 Geometría del eyector de acuerdo a la suposición del mezclado:
a) a área constante, b) a presión constante.

Fabri y Seistrunck (1958) analizaron el eyector empleando aire y suponiendo un mezclado a área constante. Elaboraron un modelo que consideró las condiciones correspondientes a $M_{2,I} \leq 1 < M_{1,I}$, donde M es el número de Mach. Encontraron que el eyector opera en dos regímenes distintos. Uno es cuando las características del flujo dependen de la contrapresión p_3, que llamaron Régimen Mixto, RM, y el otro cuando es independiente y lo denominaron régimen supersónico, RS, y/o saturado-supersónico, RSS. El régimen de operación para un eyector con mezclado a área constante está determinado por las presiones $p_{2,I}$ y $p_{1,I}$ de los fluidos secundario y principal en la sección I, de acuerdo a la Fig. 2.10 (a). Cuando $p_{1,I} > p_{2,I}$, la corriente principal se expande para formar una área mínima aerodinámica en alguna parte cercana a la sección II, donde el flujo secundario se ahoga y la tasa de arrastre es independiente de p_3 si ésta es lo suficientemente baja, RS. Si $p_{2,I} > p_{1,I}$ la corriente secundaria se expande contra la corriente principal y el área geométrica mínima para el fluido secundario estará en la sección I de la Fig. 2.10 (a). Para una p_3 suficientemente baja, el fluido secundario se ahoga en esta sección y la tasa de arrastre es de nuevo independiente de p_3, RSS. Cuando p_3, es suficientemente alta y el flujo secundario se mantiene subsónico en todo la sección de mezclado, entonces su flujo másico y la tasa de arrastre son dependientes de p_3, RM.

Addy y Dutton (1972, 1981, 1982) mostraron estos regímenes en la superficie tridimensional Γ-r-U, Fig. 2.11, donde un eyector con mezclado a área constante está restringido a funcionar sobre un punto de la superficie-solución. Por esto, conociendo las relaciones de máxima expansión de la corriente primaria Γ y de compresión de la corriente secundaria r queda definida la tasa de arrastre U. Al reconsiderar dicha superficie solución se observa que para un valor fijo de Γ resulta una curva como la v-x-z, en la cual al aumentar r a partir de cero la U permanece constante de v a x. Después y a partir del punto x, un pequeño aumento en r causa una caída precipitada de U como indica la curva x-z. Todos los puntos similares a x forman la curva a-b-c llamada de rompimiento y se caracteriza por separar a los dos regímenes.

Addy *et al* (1981) extendieron la teoría de Fabri y Siestrunck para un flujo secundario supersónico, es decir $M_{2,I} > 1$. El modelo comprendió el análisis global de la cámara de mezcla con área constante y de la interacción casi no viscosa de la región aguas abajo de la confluencia de los flujos principal y secundario. La primera parte del análisis normalmente no da una solución única para el flujo, debido a la posible existencia del RM y del RS o RSS. Por esto, se necesita la segunda parte para encontrar la condición de rompimiento a partir de la cual existe una solución única que satisface al RM, RS o RSS. Estos regímenes son exclusivos del método de mezclado con área constante.

Los resultados analíticos y experimentales basados en esta suposición mostraron una buena concordancia, excepto cuando el flujo secundario fue muy bajo, es decir $p_{2,I} << p_{1,I}$. Esto se puede atribuir a que el flujo principal supersónico se extiende e interactúa con la pared de la sección de mezcla, resultando un flujo altamente bidimensional. Por esto, una suposición de flujo unidimensional da resultados pobres. A pesar de esto, dicha suposición ha sido usada exitosamente para optimizar el comportamiento de los eyectores de área constante.

Lan y Kou (1981) desarrollaron un novedoso modelo, en el que consideraron una velocidad no uniforme. En lugar de tener un problema con flujo bidimensional, las doce ecuaciones gobernantes fueron reducidas matemáticamente a una ecuación implícita para la presión principal, convirtiendo el problema en unidimensional. Una vez encontrado el valor de

la presión principal se pueden calcular los flujos principal, secundario y de las corrientes mezcladas. Una comparación entre usar perfiles de velocidad uniformes y no uniformes para los flujos principal, secundario y de mezclado, mostró que el primero resulta en un fenómeno de choque análogo a un salto, el cual desapareció para el segundo caso. Desafortunadamente, el eyector utilizado para el estudio no empleaba difusor. Posteriormente lo incluyeron y el flujo del difusor se calculó directamente del valor encontrado para la presión principal. Este método fue usado más tarde para analizar un sistema de eyecto-compresión y se verificó que el efecto de enfriamiento dependía de la geometría del eyector. Los resultados también mostraron que un aumento en el área de salida del difusor mejoraba las eficiencias del eyector y del sistema de refrigeración.

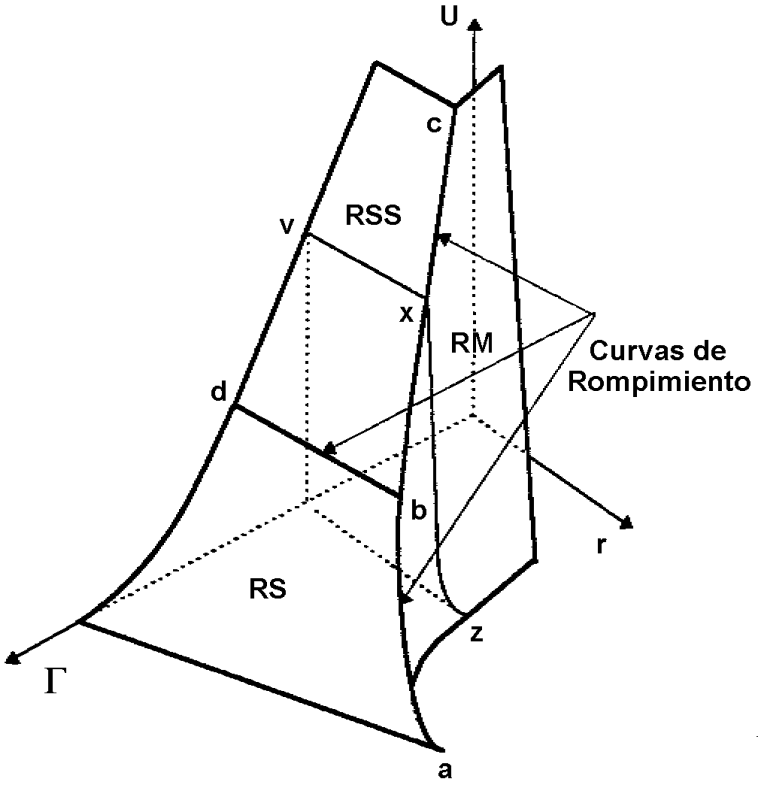


Fig. 2.11 Superficie-solución tridimensional de un eyector suponiendo un mezclado a área constante.

Lu (1986) desarrolla finalmente un modelo unidimensional considerando los tres regímenes de flujo dentro del eyector, mixto, de transición y supersónico, junto con las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo. Sus resultados teóricos fueron ampliamente corroborados por experimentos tanto propios como ajenos y reproducen el efecto de ahogamiento del fluido secundario, generando curvas análogas a las mostradas por Huang *et al* (1985).

2.2.1.2 Los modelos unidimensionales con mezclado a presión constante

Kalustian (1934) desarrolló un modelo unidimensional del proceso de mezclado a presión constante empleando las ecuaciones de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento, haciendo intervenir ciertos coeficientes empíricos, lo cual restó rigurosidad al estudio teórico y limitó su alcance.

Keenan *et al* (1950) continuando con su trabajo anterior consideran relaciones de área menores y de presión mayores, las cuales corresponden a condiciones de operación más comunes. Supusieron un mezclado a presión constante, Fig. 2.10 (b), y encontraron una sustancial mejoría en sus resultados teóricos. Es el primer análisis teórico y experimental comprensivo del eyector y también son los cimientos de gran parte del conocimiento que se ha obtenido hasta el momento. Consideraron que las dos corrientes tienen el mismo peso molecular y relación de calores específicos; que el flujo es isentrópico en la boquilla y en el difusor y empleando la dinámica de los gases, derivan una formulación que optimiza la geometría del eyector dando la máxima relación de presión r.

Posteriormente a Keenan *et al* (1950) se desarrollaron modelos semejantes y se ampliaron al mezclado de distintos gases, incorporándose las propiedades termodinámicas de éstos. Así, Stoecker (1958) desarrolló un modelo unidimensional que asigna las eficiencias de la boquilla principal y difusor. El mezclado se supone a presión constante y mediante una onda de choque, dada por la intersección de las curvas de Fanno y Rayleigh, se determina la condición del fluido a la salida de la sección de mezcla.

A pesar de todas estas mejorías, se observó que ninguno de los modelos anteriores podía explicar el arrastre constante de $\dot{m}_2$ a distintas condiciones de operación y que la naturaleza compleja del flujo dificultaba la determinación de la geometría óptima de la sección de mezcla. Sin embargo, a pesar de que el método de Keenan *et al* (1950) no es exacto, evita la determinación experimental de las constantes de los elementos del eyector y los valores experimentales del aumento de presión y del arrastre son aproximadamente del 85 % de los valores calculados. Para las condiciones donde la boquilla principal está alejada de la entrada de la sección de mezcla, los valores medidos de la tasa de arrastre exceden en un 20 % a los valores máximos calculados. Con esto, se tienen los primeros indicios de que la posición de la boquilla principal debe ser tomada en cuenta, ya que determina la distancia a que las corrientes son capaces de mezclarse. Así es que Hoggarth (1970) reporta que al variar la posición de la boquilla principal ayuda a mejorar la operación del eyector cuando está fuera de las condiciones de diseño. También hace notar que esta posibilidad ha sido despreciada sin que él encontrara una teoría que predijera la posición ideal de la boquilla principal dentro de la sección de mezcla, a diferentes condiciones de operación.

Keenan *et al* (1950) despreciaron las eficiencias de la boquilla principal, arrastre del fluido secundario y difusor, argumentando que complicaban el análisis. La única razón para este supuesto es su innegable determinación experimental y como Hess (1972) demostró, su incorporación fue fácil cuando estas eficiencias estuvieron disponibles.

Como se mencionó anteriormente, el fenómeno de ahogamiento se presenta en los eyectores cuando el flujo principal es supersónico y la contrapresión es baja. Munday y Bagster (1976) presentaron una teoría semiempírica que explicaba este fenómeno, proponiendo que las corrientes principal y secundaria permanecían separadas a lo largo de cierta distancia en la sección de mezcla. La corriente principal continuaba expandiéndose al salir de la boquilla y se abría como un abanico, creando un conducto convergente por el que fluía el flujo secundario alcanzando en alguna sección la velocidad sónica y el ahogamiento

antes de que se efectuara el mezclado. Munday y Bagster supusieron que el área efectiva de ahogamiento para el flujo secundario era constante e independiente de las condiciones operantes, pudiéndose determinar de datos experimentales. Huang *et al* (1985) calcularon esta área por medio del método de Munday y Bagster y a partir de sus datos experimentales encontraron que esta área no era constante y variaba con las condiciones de operación.

Los experimentos de Work y Haedrich (1939) y Holton (1951) mostraron que el peso molecular afectaba la tasa de arrastre del eyector. Esta influencia no fue tomada en cuenta por Keenan *et al* (1950), sin embargo, DeFrate y Hoerl (1959) modificaron la teoría de éstos al considerar los pesos moleculares en la ecuación de gas ideal, resultando una derivación teórica similar. Su método incluyó también el efecto de los cambios en la relación de calores específicos de los fluidos principal y secundario a lo largo del eyector. Desafortunadamente, sin conocer la variación de la temperatura es imposible determinar la variación de los calores específicos. El análisis de DeFrate y Hoerl fue más tarde utilizado por Khoury *et al* (1967) para comparar los resultados de un eyector usando butano y hexano como fluidos de trabajo. La comparación mostró que los resultados experimentales no concordaron adecuadamente con las predicciones teóricas, posiblemente a causa de los efectos del gas real y de la condensación.

Keenan *et al* (1950) tampoco consideraron la fricción. Esto puede atribuirse a que en la sección de mezcla a presión constante la corriente secundaria se acelera a velocidades supersónicas en una distancia corta y en analogía con el flujo supersónico de área constante, consideraron que la fricción tiene poco o ninguno efecto. Contrariamente, Hoggarth (1970) y Francis *et al* (1972) introdujeron los coeficientes de fricción en sus derivaciones para explicar su efecto. El trabajo de Hoggarth es atractivo por su cuidadosa descripción matemática, la cual puede ser usada para establecer una condición de operación óptima. Desgraciadamente, supuso la misma temperatura de estancamiento para las dos corrientes, lo cual limitó mucho la aplicación de su formulación a situaciones prácticas en que las dos temperaturas normalmente son distintas.

La modificación de Owen (1983) aparenta retomar el primer trabajo de Keenan y Neumann (1942) al eliminar el difusor. El análisis consideró diferente temperatura y naturaleza de las dos corrientes, más no la condición de ahogamiento.

Dotterweich y Mooney (1955) y Hougen *et al* (1959) analizaron el mezclado a presión constante considerando un balance de energía en función del cambio de entalpía. El análisis fue utilizado para determinar los requisitos del vapor primario. Este fue un método simplificado, ya que no tomó en cuenta el choque supersónico ni el ahogamiento. Dotterweich y Mooney utilizaron la conservación de la cantidad de movimiento para relacionar la condición que le corresponde a cada uno de los dos extremos de la sección de mezcla, mientras que Hougen *et al* utilizaron la conservación de la energía cinética para alcanzar el mismo objetivo. Rao y Singh (1988) realizaron una comparación entre ambos métodos y mostraron que el método de la conservación de la cantidad de movimiento propuesto por Dotterweich y Mooney daba mejores resultados.

Emanuel (1976) desarrolla un modelo analítico simple que optimiza el comportamiento del eyector en estado permanente. Este modelo requiere que la tasa de arrastre sea menor a la unidad y empleando la fórmula de Rayleigh-Pitot determina la relación de presiones de estancamiento-estática a través de un choque normal por medio del número de Mach y la relación de calores específicos del flujo aguas abajo de la onda de choque. Mediante dicha formulación se evalúa el aumento de presión total a lo largo del eyector y como se expresa en términos de la entalpía, permite estimar de una forma sencilla la relación de compresión

máxima posible en un eyector. Dicha formulación también puede usarse para obtener el área óptima para la garganta de la sección de mezcla.

Rice y Dandachi (1991) derivaron las ecuaciones que predicen el flujo másico principal requerido cuando se incluyen las pérdidas por fricción y mezclado en un eyector de vapor de agua, las cuales normalmente se desprecian. Las ecuaciones fueron usadas para ajustar datos experimentales de los requerimientos del flujo másico de vapor principal en forma de tasa de arrastre U contra las relaciones de presión Γ y r. Los coeficientes de las ecuaciones ajustadas proporcionaron las fórmulas del cálculo directo del flujo másico del vapor en función de estas dos relaciones de presión. Este método puede aplicarse para ajustar los datos experimentales disponibles de otros fluidos.

Addy *et al* (1981) analizaron teóricamente el eyector con mezclado a presión constante. Su método se basó en estudiar por separado las características del mezclado y operación del difusor, para empatarlas y determinar la operación global del eyector. Aseguran el mezclado a presión constante forzando la suma de las integrales de las fuerzas de superficie en la sección de mezcla a que sea cero en la dirección del flujo. Su método no presentó ninguna mejoría significativa y su contribución más bien fue al mezclado con área constante del eyector.

Huang *et al* (1985), consideraron el proceso de mezclado a presión constante y concluyeron que el comportamiento de un eyector con geometría definida está dado por la relación matemática $U(p_1, p_2, p_3)$. Conscientes de lo complicado del comportamiento del eyector y su modelación matemática, determinaron los mapas de comportamiento experimental y teórico usando el método de Munday y Bagster. Encontraron que un eyector debe trabajar con una presión de condensación que se encuentre en el rango $p_3^* \leq p_3 \leq p_3'$, donde p_3' es la presión límite en que deja de trabajar el eyector y p_3^* es la presión crítica en que se alcanza la mayor U. A medida que p_3 se acerque a p_3', U va disminuyendo y la onda de choque se va moviendo aguas arriba, pudiendo alcanzar la boquilla principal y entonces suspender la succión de fluido secundario. Los datos experimentales de p_3^* se emplean en la construcción de un mapa de comportamiento.

Existe otro tipo de estudios teóricos unidimensionales que no consideran el mezclado a área o presión constante. Alexis G. K. (2004) determina el efecto de las áreas de la boquilla principal, tanto para la garganta como para la descarga, del fluido secundario para esta última sección y de la cámara de mezcla, al variar las temperaturas de generación, condensación y evaporación para el eyector de un sistema de eyecto-compresión cuyo fluido de trabajo es el agua y por lo tanto se aplica para enfriamiento. Aidoun Z. y Ouzzane M. (2004) estudiaron el efecto de la variación de las condiciones de operación en un eyector supersónico mediante un modelo unidimensional con solución numérica hacia adelante. Consideraron el sobrecalentamiento del vapor primario y la variación de las presiones de generación, condensación y evaporación. Se generan distribuciones tanto de parámetros globales como locales. En esta solución numérica se emplea el número de Mach como parámetro de convergencia y como puede observarse el mezclado no es considerado a área constante ni a presión constante. Se emplea el R142b para verificar sus resultados.

Inicialmente, se trató de reproducir y predecir teóricamente el comportamiento del eyector y como se mencionó en secciones anteriores, esto se intentó primeramente con modelos unidimensionales. Previamente a la teoría de Munday y Bagster, referente al ahogamiento del fluido secundario, estos modelos solo reprodujeron parcialmente el comportamiento del eyector, lo cual se atribuyó a diferentes causas entre las que se encontraban el tratamiento del fluido de trabajo como un gas ideal, la consideración de un fluido ideal,

es decir se despreció la viscosidad del fluido de trabajo y sus efectos, e incluso se pensó en la misma unidimensionalidad del modelo. Como después se demostró, el problema lo ocasionaba el desconocimiento de la dinámica de fluidos compresibles del mismo eyector. Al ir integrando estos conocimientos en el modelo se fue reproduciendo con más fidelidad el comportamiento del eyector tanto en el diseño como en la operación. La inclusión de puntos finos como la inclusión más minuciosa de los efectos viscosos le ha dado una mejor precisión a las predeterminaciones teóricas.

2.2.1.3 Otros estudios experimentales

Además de los estudios teóricos anteriores, validados experimentalmente, existen los exclusivamente experimentales en torno al comportamiento general del eyector.

Hedges y Hill (1974) llevaron a cabo mediciones detalladas de la presión estática de pared y de las distribuciones de velocidad a lo largo de todo el eyector. Los resultados de las pruebas realizadas con dos boquillas cónicas con ángulos de 4.4 y 12° no indicaron mayores cambios.

Bauer (1966) proporcionó fotografías de Schlieren de los patrones de choque en una sección de mezcla con área constante.

Watanabe (1972) realizó experimentos para determinar el efecto de la posición de la boquilla principal y la longitud del difusor. Encontró que la boquilla tiene una posición óptima dentro de la sección de mezcla que maximiza la eficiencia del eyector. Un aumento en la longitud del difusor mostró que mejoraba la eficiencia del difusor y en menor grado la eficiencia del eyector. Evidenció que el efecto de la posición de la boquilla en el comportamiento del eyector estaba fuera del alcance de cualquiera teoría de ese tiempo. Vyas y Kar (1975) también estudiaron el efecto de la posición de la boquilla y reportaron que la tasa de arrastre cae a medida que la boquilla se aleja de la entrada de la sección de mezcla con área constante. Aunque esta investigación fue limitada, pudieron concluir que el decaimiento de la velocidad axial a lo largo de la línea central de la sección de mezcla fue la misma.

Matsuo *et al* (1981, 1982) experimentaron con un eyector de sección transversal rectangular para examinar el efecto de la altura H_1 de la boquilla principal y de la relación de las alturas H_2/H_1 en el comportamiento del eyector, donde H_2 es la altura de la garganta de la sección de mezcla. Como los anchos de las secciones transversales rectangulares de la boquilla y de la garganta de la sección de mezcla se mantuvieron constantes, la variación en H_1 y H_2 /H_1 representa la variación en el área de la boquilla y la relación de áreas, respectivamente. Encontraron que para el flujo secundario nulo, representando el comportamiento sin succión, la relación de alturas óptima correspondió a una relación de presión ξ mínima y r máxima, cuando p_3 era cercana a la presión atmosférica. Para la operación normal del eyector encontraron que para una ξ fija, al disminuir r la tasa de arrastre U se incrementaba. Cuando se fijaron la relación de alturas y el número de Mach de la boquilla, se encontró una relación de presión ξ óptima en la que el flujo secundario era un máximo al igual que la relación de presión r. También encontraron que para un número fijo del Mach de la boquilla existe una relación de alturas óptima para la cual el valor requerido de ξ es mínimo y r y U son máximas.

El efecto de la relación de áreas ϕ en el comportamiento del eyector también fue investigado por Nahdi *et al* (1993). El eyector pertenecía a un sistema de refrigeración que empleaba R11 como fluido de trabajo y la gráfica de la Fig. 2.9 muestra sus valores de U

contra ξ para un valor constante de r y distintos valores de ϕ. Se observa que a una relación de áreas fija le corresponde una relación de presión ξ óptima, para la cual se tiene una tasa de arrastre máxima. Además, encontraron que a cada valor de ϕ le corresponde una relación de presión óptima y entre éstas existe un valor óptimo absoluto de la relación de áreas que tiene una tasa de arrastre máxima absoluta. El efecto de la relación de áreas fue examinado también por Watanabe y dio un valor óptimo. Estos resultados experimentales indican claramente que cuando las condiciones de operación varían, la geometría óptima del eyector también varía.

El trabajo experimental más reciente trata sobre la medición del mezclado y de la presión estática. Desevaux *et al* (1994a) utilizaron un haz plano de láser para visualizar el flujo en un eyector con cámara de mezcla de área constante. Los resultados fueron superiores a los obtenidos previamente y esta técnica puede proporcionar la mejor imagen de la estructura del flujo dentro de una cámara de mezcla. Desevaux *et al* (1994b) midieron también la distribución de la presión estática a lo largo de la línea central de un eyector por medio de un sistema de medición corredizo. El sistema también permitió la detección de ondas de choque y dio información sobre su localización, fuerza y las longitudes de las áreas perturbadas. Por esto, el sistema resultó útil para la investigación del flujo supersónico y la estructura del choque dentro del eyector.

Disawas S. y Wongwises S. (2004) estudiaron el comportamiento experimental de un eyector bifásico auxiliando en la etapa de compresión a un sistema de compresión mecánica. El fluido primario se encuentra en fase líquida y el secundario es bifásico. Hacen mediciones de los flujos másicos primario y secundario, incluida su calidad, la capacidad de enfriamiento $\dot{Q}_{EV}$ y el COP_s del sistema al variar las temperaturas de condensación y del fluido primario, así como considerar un subenfriamiento del fluido primario y secundario. Obtienen incrementos en la eficiencia del sistema.

2.2.2 Los Modelos Teóricos Bidimensionales

Existen limitaciones obvias de exactitud atribuibles al modelado unidimensional del flujo real en un eyector, por lo que al paso del tiempo se desarrollaron una serie de modelos bidimensionales que emplean ecuaciones diferenciales parciales o ecuaciones integrales.

Goff y Coogan (1942) fueron los primeros en considerar el flujo bidimensional en el eyector. Tomaron la solución de Tollmien de un chorro plano paralelo inundado, adaptándola al proceso de mezclado de los fluidos primario y secundario, los cuales tienen densidades totalmente diferentes en un eyector. Aunque el método no es complicado y los resultados son razonables, existe una gran dependencia en constantes determinadas experimentalmente.

Mikhail (1960) supuso perfiles de velocidad sinusoidales y resolvió las ecuaciones integrales linealizadas de la cantidad de movimiento para cada región del flujo, obteniendo una solución para el crecimiento del chorro, el decaimiento de la velocidad axial central y la distribución de presión en la sección de mezcla con área constante. Las curvas sinusoidales supuestas concordaron aceptablemente con los perfiles de velocidad medidos.

Hill (1967) siguiendo a Mikhail, obtuvo un número suficiente de ecuaciones diferenciales al tomar los momentos sucesivos de la cantidad de movimiento. Sus análisis cubren el mezclado en una sección con área constante y en un conducto convergerte-divergente. Razinsky y Brighton (1972) supusieron que el flujo en un conducto de área constante comprendía cuatro componentes distintas de flujo anular, cada una de las cuales tenía un perfil

de velocidad predefinido. Al estudiar primeramente la componente de la capa límite se determinó la distribución de presión. Posteriormente, Kurtz (1975, 1976) incluyó los efectos de la compresibilidad para reflejar la característica convergente-divergente del mezclado en el eyector, simplificándose en un modelo numérico unidimensional. Aunque el modelo pudo predecir la distribución de presión y también consideró la ocurrencia del ahogamiento, la necesidad de varios coeficientes de fricción limitó su aplicación. Se piensa que la congruencia entre las predicciones y los experimentos mostrados por Kurtz resultaron de haber seleccionado cuidadosamente a los coeficientes de fricción. Hickman *et al* (1972) basaron su trabajo en el de Hill e incluyeron los efectos de la diferencia de temperaturas entre los fluidos principal y secundario al mezclarse en ductos convergente-divergentes. Al igual que Mikhail, utilizaron el perfil de velocidad para modelar el proceso de mezclado. Su método consideró la solución de ecuaciones integrales con coeficientes empíricos.

La sorprendente mejoría y mayor disponibilidad de las computadoras durante la primera mitad de la década de 1970, facilitaron la generación de un torrente de códigos del eyector al hacer posible el manejo de la creciente complejidad matemática implícita en el análisis bidimensional. Los primeros trabajos se restringieron al uso de perfiles de velocidad preseleccionados que convertían por integración parcial a las ecuaciones diferenciales parciales gobernantes en ecuaciones diferenciales ordinarias, que eran integradas numéricamente. Se supusieron perfiles de velocidad sinusoidales, polinomiales y otros. La opción del perfil de velocidad parece tener poco efecto en el resultado global. En estos casos solamente se requirió la integración axial para obtener el campo de flujo completo. Esta técnica fue empleada por varios investigadores y sus análisis difirieron en las simplificaciones utilizadas y en el método de generar el número requerido de ecuaciones diferenciales.

Hedges y Hill (1974) desarrollaron un esquema de diferencias finitas, iniciándose lo que hoy es conocido como la dinámica de fluidos por computadora (CFD). En contraste con las ecuaciones integrales, los métodos de las diferencias finitas no requieren de las distribuciones de velocidad y temperatura y no ponen ninguna restricción a las condiciones iniciales, ya que los métodos resuelven numéricamente las ecuaciones diferenciales parciales de conservación.

Gilbert y Hill (1975) refinaron este método y obtuvieron un modelo de diferencias finitas más flexible, cuyos resultados teóricos tuvieron buena congruencia con los resultados experimentales.

Ziv y Wolfshtein (1980) combinaron métodos unidimensionales con flujos no viscosos y turbulentos axial-simétricos. Usaron un modelo de turbulencia bidimensional del proceso de mezclado y obtuvieron la longitud del eyector, la contrapresión y la calidad de mezclado entre las dos corrientes. Por desgracia, su análisis no es detallado.

Nilavalagan *et al* (1988) presentaron un método similar a los de Hedges y Hill y Gilbert y Hill que fue capaz de predecir la longitud óptima de la cámara de mezcla del eyector y evidenció la superioridad del esquema de diferencias finitas sobre los métodos integrales. Al igual que los métodos mencionados anteriormente, no consideró la posibilidad de un choque.

Inicialmente los CFD consumían largos tiempos, primero para desarrollar el programa de cómputo, después para establecer la malla de solución y finalmente para obtener la solución misma. Actualmente, esta situación ha cambiado porque abundan los programas comerciales de utilería de CFD y porque ha aumentado aceleradamente la rapidez de las computadoras, quedando como dificultad el conocimiento especializado requerido para manejar el programa y el propio del campo de aplicación. Así, con respecto a los eyectores se han

podido abordar los complicados problemas del flujo supersónico y mezclado. A este tipo pertenecen los estudios de Talpallikar *et al* (1992) que analizaron el mezclado con área constante; Neve (1993) que estudió el flujo en el difusor y el de Chen *et al* (1994) que estudiaron el flujo supersónico en un ducto convergente-área constante, llamado segunda garganta del difusor.

Actualmente no existe un estudio completo del flujo en el eyector con CFD para optimizar el diseño total del eyector, por lo que este campo de la investigación es todavía válido de explotación.

Bartosiewicz *et al* (2005) validaron mediante un modelo numérico en CFD la hidrodinámica de un eyector supersónico operando con aire. Su validación consideró la medición axial de la presión estática a todo lo largo del eyector. Después, aplicaron este modelo al diseño y operación de eyectores de sistemas de refrigeración y reprodujeron curvas de comportamiento de parámetros globales como el de U contra r. Además, encontraron el comportamiento de parámetros locales como los perfiles axiales de curvas isoMach.

2.2.3 Comparaciones

A continuación se realiza la confrontación de los estudios unidimensionales con la suposición de mezclado a área constante y a presión constante. También se hace la comparación entre análisis unidimensionales y bidimensionales.

2.2.3.1 Estudios del eyector con mezclado a área constante versus presión constante

A partir de los primeros estudios comprensivos de los eyectores de Keenan *et al* (1942, 1950) en los que supusieron un mezclado a área y a presión constante, respectivamente, se han hecho mejoras significativas al primer análisis. Addy *et al* (1981) indican que su análisis a área constante puede ser utilizado con una razonable exactitud para predecir el comportamiento de un eyector con mezclado a presión constante, mientras que Emanuel (1982) sugirió que la teoría de Fabri y Siestrunck puede ocuparse para cualquier caso, excepto para el mezclado a presión constante con flujo no viscoso. Esto está en contradicción con lo dicho por Addy *et al* (1981), sin embargo, deja ver que el mejor modelo es el resultante de suponer un mezclado a presión constante, como encontraron Lu (1986), Nahdi *et al* (1993) y Dorantes y Lallemand (1995).

2.2.3.2 Unidimensionales versus bidimensionales

La consideración unidimensional del flujo turbulento en secciones cortas no es tan restrictiva como pudiera aparentar. Afortunadamente, se pueden obtener buenos resultados cuando los flujos no uniformes se unidimensionalizan adecuadamente. Así, un análisis unidimensional se justifica ingenierilmente, porque a pesar de su relativa simplicidad, se ha demostrado que sus resultados son consistentes y razonablemente exactos.

Por otro lado, no hay duda de que los métodos bidimensionales den mejores resultados, aunque posean ciertas desventajas. El método es inherentemente más complicado, se requiere generalmente de un conocimiento más especializado para implementarse y probablemente requiera de constantes empíricas para su solución. También hay que tomar en cuenta la atinada afirmación de Duggins tocante a la necesidad de entender los mecanismos de producción y dispersión de la turbulencia en un tratamiento fundamental del proceso de mezclado. Además, la duda fundamental respecto a si los CFD podrían ser capaces de tratar

adecuadamente el flujo supersónico, particularmente con ondas de choque y expansión, ya fue descartada con el estudio de Bartosiewicz.

La selección entre un modelado unidimensional o bidimensional, debe considerar el objetivo del estudio, es decir si se trata del diseño del eyector, del diseño del sistema de enfriamiento o de la simulación del sistema, ya que la cantidad de cálculos necesarios tendrá un fuerte impacto en el costo del estudio.

2.3 MODELO MATEMÁTICO DEL EYECTOR DESARROLLADO POR LU

Como ya se mencionó, el fenómeno de ahogamiento del eyector es análogo al experimentado en una boquilla convergente-divergente, de forma tal que al disminuir la presión de descarga del eyector, no hay cambios en el patrón de comportamiento aguas arriba y la tasa de arrastre U se mantiene constante. Munday y Bagster (1977) desarrollaron una hipótesis que atribuía este comportamiento a la aceleración del fluido secundario hasta alcanzar la condición sónica, ahogamiento, y propusieron un método que determinara la sección donde esto ocurría. Con mucha anticipación a la hipótesis anterior, como ya fue mencionado, Keenan *et al* (1950) desarrollaron formalmente el primer modelo unidimensional del eyector y más completo que explicaba muchas de las características de operación observadas. Su estudio consideraba al gas como perfecto, despreciaba los efectos viscosos, suponía condiciones de estancamiento para los fluidos primario y secundario, consideraba procesos isentrópicos hasta el comienzo del proceso de mezclado, suponía una presión uniforme en toda la sección transversal del eyector cuando los fluidos comenzaban a mezclarse, consideraba un mezclado completo cuando los fluidos salían de la cámara de mezcla y suponía una operación isentrópica del difusor. Al considerar la condición sónica del fluido secundario en un mezclado a presión constante, sin indicar detalles, encontraron que era posible alcanzar un flujo supersónico al final de la sección de mezcla y que para llevarlo a condición de estancamiento al final del difusor se tenían dos opciones, una era a través de la aparición de una onda de choque al final de la sección de mezcla y otra mediante la aparición natural de un estrangulamiento dentro del difusor que cambiara el flujo a subsónico. Suponiendo una onda de choque, Keenan *et al* (1950) encontraron que existe una condición donde se alcanza la máxima tasa de arrastre U, que posteriormente Sokolov (1990b) le denominó condición óptima de comportamiento del eyector. Lu (1986) también desarrolló un modelo unidimensional del eyector considerando el proceso de mezclado a presión constante y a diferencia de Keenan, tomaba en cuenta el efecto viscoso. Además, cuando el flujo fue supersónico al final del mezclado, consideró un estrangulamiento natural del flujo a la entrada del difusor para alcanzar la condición subsónica al final del mismo. Encontró que la máxima tasa de arrastre U se alcanzaba en el régimen de transición que correspondía a la condición sónica del fluido secundario a la entrada de la cámara de mezcla y guarda total similitud con el comportamiento del eyector presentado por Sokolov, cuando se grafica la tasa de arrastre contra la presión de descarga del eyector. Así, debido a que el modelo de Lu permite alcanzar directamente la condición de máxima U, sin realizar un cálculo iterativo como lo hace Sokolov, se le empleará en este trabajo.

Por las razones arriba mencionadas, el estudio del eyector se hará empleando el modelo matemático obtenido por Lu (1986) y corroborado posteriormente por Nahdi *et al* (1993) y Dorantes y Lallemand (1995). Las ecuaciones que describen el comportamiento del eyector

se obtienen a partir de las ecuaciones de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento haciendo las siguientes suposiciones generales:

- El eyector opera en estado permanente
- El flujo es unidimensional
- Los fluidos son gases perfectos
- El flujo es isentrópico
- El mezclado es total a la salida de la cámara de mezcla
- Las pérdidas por fricción en la cámara de mezcla son de las denominadas menores

2.3.1 Regímenes de Operación del Eyector

Este modelo considera los tres regímenes de escurrimiento evidenciados experimentalmente y que Lu les ha denominado mixto, de transición y supersónico. Ya que la boquilla principal trabaja en condición de ahogamiento, el fluido principal alcanza velocidades supersónicas al salir de ésta, mientras que el fluido secundario a esta longitud tiene flujo subsónico. Si el fluido secundario mantiene esta condición en el resto de eyector, se dice que el eyector opera en régimen mixto. Si al cambiarse la condición de operación del eyector el fluido secundario alcanza la condición sónica al inicio de la cámara de mezcla y después mantiene una condición subsónica, se dice que eyector trabaja en régimen de transición. Finalmente, si al cambiarse la condición de operación del eyector el fluido secundario es subsónico fuera de la cámara de mezcla y se acelera dentro de ésta alcanzando una condición sónica para después cambiar a una condición subsónica, se dice que el eyector opera en régimen supersónico.

2.3.1.1 Régimen mixto

La nomenclatura empleada en este régimen se muestra en la Fig. 2.12. Las presiones de los fluidos primario y secundario son iguales en la sección i. La determinación de ésta última no es sencilla y el estudio de este régimen no requiere de su ubicación exacta para predecir las características generales del flujo.

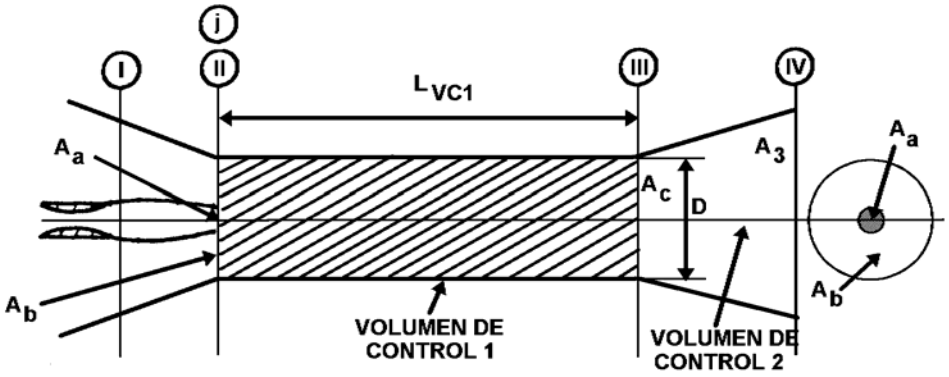


Fig. 2.12 Escurrimiento en el eyector con régimen mixto.

Para el estudio de este régimen se hacen las siguientes consideraciones:

- La sección i coincide con el inicio de la sección recta de la cámara de mezcla
- Las presiones estáticas de los fluidos primario y secundario se igualan en la sección i
- La zona de estudio va de esta sección hasta el final del difusor y considera dos volúmenes de control, el primero coincide con la sección recta de la cámara de mezcla y el segundo con el difusor

El sistema de ecuaciones obtenido, cuya deducción algebraica se presenta en el Apéndice 2 y considera los nuevos subíndices a, b y c, es

$$\left(1+U\theta^{1/2}\right)\left[z\left(M_c^*\right)+xM_c^*\right]=z\left(M_a^*\right)+U\theta^{1/2}z\left(M_b^*\right) \tag{A2.14}$$

$$Q\left(M_3^*\right)=\frac{Q\left(M_c^*\right)}{\eta_D\Omega} \tag{A2.33a}$$

$$\frac{Q\left(M_3^*\right)}{\Pi\left(M_3^*\right)}=\xi\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi\Omega} \tag{A2.34b}$$

$$U\theta^{1/2}=\frac{Q\left(M_b^*\right)}{\Gamma}\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_a^*\right)}\right] \tag{A2.38a}$$

$$\frac{Q\left(M_b^*\right)}{\Pi\left(M_b^*\right)}=\frac{U\theta^{1/2}}{\Pi\left(M_a^*\right)\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_a^*\right)}\right]} \tag{A2.40}$$

siendo θ, la relación de temperaturas entre el fluido secundario y primario; x una relación que incluye al factor de fricción F; M^* el número de Mach referido a la velocidad sónica, η_D la eficiencia del difusor y Π, z y Q son funciones de M^*, definidas en el Apéndice 1.

2.3.1.2 Régimen de transición

Este régimen es un caso particular del régimen mixto y se caracteriza porque la garganta sónica del fluido secundario tiene la posición más cercana a la entrada de la sección recta de la cámara de mezcla. En consecuencia, se emplean los volúmenes de control mostrados en la Fig. 2.12 y considera las ecuaciones anteriores del régimen mixto con $M_b^*=1$.

El desarrollo algebraico para obtener el sistema de ecuaciones de este régimen también se muestra en el Apéndice 2 y está constituido por

$$\left(1+U\theta^{1/2}\right)\left[z\left(M_c^*\right)+xM_c^*\right]=z\left(M_a^*\right)+2U\theta^{1/2} \tag{A2.14a}$$

$$Q\left(M_3^*\right)=\frac{Q\left(M_c^*\right)}{\eta_D\Omega} \tag{A2.33a}$$

$$\frac{Q\left(M_3^*\right)}{\Pi\left(M_3^*\right)}=\xi\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi\Omega} \tag{A2.34b}$$

$$\Gamma U\theta^{1/2}=\phi-\frac{1}{Q\left(M_a^*\right)} \tag{A2.38b}$$

$$\Gamma\Pi\left(M_a^*\right)=\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.40a}$$

2.3.1.3 Régimen supersónico

La nomenclatura empleada en este régimen se muestra en la Fig. 2.13. La condición sónica del fluido secundario se alcanza en la sección e y la ecuación de la cantidad de movimiento considera los esfuerzos cortantes de la interfase entre los fluidos primario y secundario. El volumen de control entre las secciones II y e contiene un volumen de control para cada fluido. Ya que el comportamiento del eyector queda determinado por las condiciones aguas arriba de la sección e. Por lo tanto, en el estudio de este régimen se hacen las siguientes consideraciones:

- La zona de estudio va de la sección II hasta la e y el correspondiente volumen de control global tiene un área constante
- El fluido secundario alcanza la condición sónica en la sección e

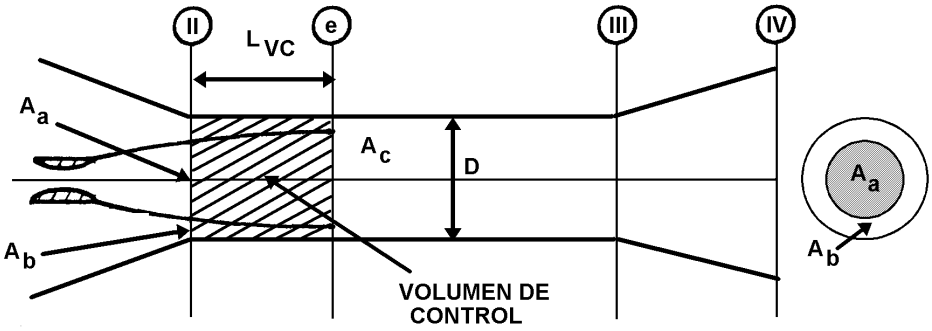


Fig. 2.13 Escurrimiento en el eyector con régimen supersónico.

El volumen de control global empleado se muestra en la Fig. 2.13, en donde las condiciones a y c corresponden a la entrada y salida del volumen de control del fluido primario, mientras que b al del fluido secundario.

El correspondiente desarrollo algebraico para obtener el sistema de ecuaciones se muestra en el Apéndice 2 y está definido por

$$U\theta^{1/2}=\frac{Q\left(M_b^*\right)}{\Gamma}\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_a^*\right)}\right] \tag{A2.38c}$$

$$U\theta^{1/2}=\frac{z\left(M_c^*\right)-z\left(M_a^*\right)}{z\left(M_b^*\right)-2-x_o M_b^*} \tag{A2.49}$$

$$\phi-\frac{1}{Q\left(M_c^*\right)}=\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_a^*\right)}\right]Q\left(M_b^*\right) \tag{A2.51}$$

$$M^*_{a_0} = 2.2 - 0.88U\theta^{1/2} \tag{A2.52}$$

$$Q(M^*_a) = \frac{5.76}{\phi} Q(M^*_{a_0}) \tag{A2.53}$$

siendo x_o una relación que incluye al factor de fricción para este régimen y el segundo subíndice de M^* corresponde a un valor de ϕ_o de 5.76.

2.3.2 Algoritmo de Solución del Sistema de Ecuaciones

El modelo del eyector se emplea para dimensionar al eyector y para predecir su comportamiento. Para el primer caso, se emplea el modelo del eyector en régimen de transición y para el segundo los regímenes mixto y supersónico. En todos los casos se conocerán las presiones de operación del eyector y las temperaturas de entrada del fluido primario y secundario, teniéndose que determinar con el modelo las condiciones de salida del eyector. Por otro lado, al continuar con la filosofía de desarrollar toda la programación por computadora de los Sistemas de Refrigeración Solar por Eyecto-compresión Mejorada seleccionados, tampoco se hará uso de programas comerciales en la solución de los sistemas de ecuaciones para los tres regímenes del eyector. De esta forma, su solución se basa en el método de eliminación y sustitución para dejar funciones en una sola incógnita, las cuales se ordenan secuencialmente. Finalmente, se identifican los distintos tipos de funciones para definir su solución algebraica o numérica.

Continuando con la filosofía de desarrollar toda la programación por computadora para los Sistemas de Refrigeración Solar por Eyecto-compresión Mejorada seleccionados, tampoco se hará uso de programas comerciales en la solución de los sistemas de ecuaciones para los tres regímenes del eyector. De esta forma, su solución se basa en el método de eliminación y sustitución para dejar funciones en una sola variable y definir su solución algebraica o numérica. Los sistemas de ecuaciones resultantes se indican a continuación.

2.3.2.1 Sistema final de ecuaciones para el régimen de transición

Para este régimen, se tienen las 5 ecuaciones ya mencionadas con 10 incógnitas. Para que el sistema sea determinado se deben tener definidas a 5 de estas incógnitas, las cuales son

Γ, ξ, η_D, Ω, x

quedando por determinar a

M^*_a, M^*_c, M^*_3, $U\theta^{1/2}$, ϕ

Con la finalidad de obtener un sistema de ecuaciones explícitas o implícitas en una sola incógnita, auxiliándose de las siguientes funciones definidas en el Apéndice 1, se hará el siguiente trabajo algebraico

$$z\left(M^*\right) = M^* + \frac{1}{M^*} \tag{A1.8}$$

$$\Pi\left(M^*\right) = \left[1 - \frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.9}$$

$$Q\left(M^*\right)= M^*\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1-\frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.10}$$

Dividiendo la Ec. (A1.10) entre la (A1.9) resulta

$$\frac{Q(M^*)}{\Pi(M^*)}=\frac{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}} M^*\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}}{\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*)^2\right]^{\frac{k}{k-1}}}$$

Agrupando términos

$$\frac{Q(M^*)}{\Pi(M^*)}=\frac{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}} M^*}{1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*)^2} \tag{2.8}$$

Al sustituir la Ec. (2.8) en (A1.34b) se encuentra

$$\frac{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}} M_3^*}{1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_3^*)^2}=\xi\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi\Omega}$$

Agrupando y dejando un coeficiente unitario para el término cuadrático resulta

$$(M_3^*)^2+\frac{\left((k+1)/2\right)^{\frac{k}{k-1}}}{(k-1)/2}\frac{\phi\Omega}{\xi(1+U\theta^{1/2})}M_3^*-\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}=0 \tag{2.9}$$

donde

$$b=\frac{\left((k+1)/2\right)^{\frac{k}{k-1}}}{\left((k-1)/2\right)}\frac{\phi\Omega}{\xi(1+U\theta^{1/2})};\quad c=-\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2} \tag{2.9a}$$

Para que M_3^* sea real y positiva, dado que b > 0, se debe cumplir que –c > 0, es decir

$$\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}>0 \tag{2.9b}$$

De la Ec. (A2.33a) se obtiene

$$Q(M_c^*)=\eta_D\Omega Q(M_3^*)$$

Al sustituir la Ec. (A1.10) en la relación anterior y agrupar M_c^* resulta

$$M_c^*\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_c^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}-\frac{\eta_D\Omega}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}}Q(M_3^*)=0 \tag{2.10}$$

Al primer término de la Ec. (2.10) se le llama $F(M^*)$, el cual es $Q(M^*)$ dividido por el término constante dependiente de k, resultando

$$F(M^*) = M^*\left[1 - \frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}$$

Esta función se grafica y muestra en la Fig. 2.14 para el R11. $F(M^*)$, como puede observarse, alcanza su valor máximo cuando M^* es unitario y a un valor de $F(M^*)$ menor a este máximo le corresponden dos raíces, una para la condición subsónica y otra para la supersónica. El segundo término la Ec. (2.10) es un valor constante positivo y la Ec. (2.10) es $F(M^*)$ recorrida verticalmente hacia abajo la magnitud positiva de este segundo término. Así, para que $F(M^*)$ tenga soluciones se debe cumplir que

$$F(1) > \frac{\eta_D \Omega}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}} Q(M_3^*) \qquad (2.10a)$$

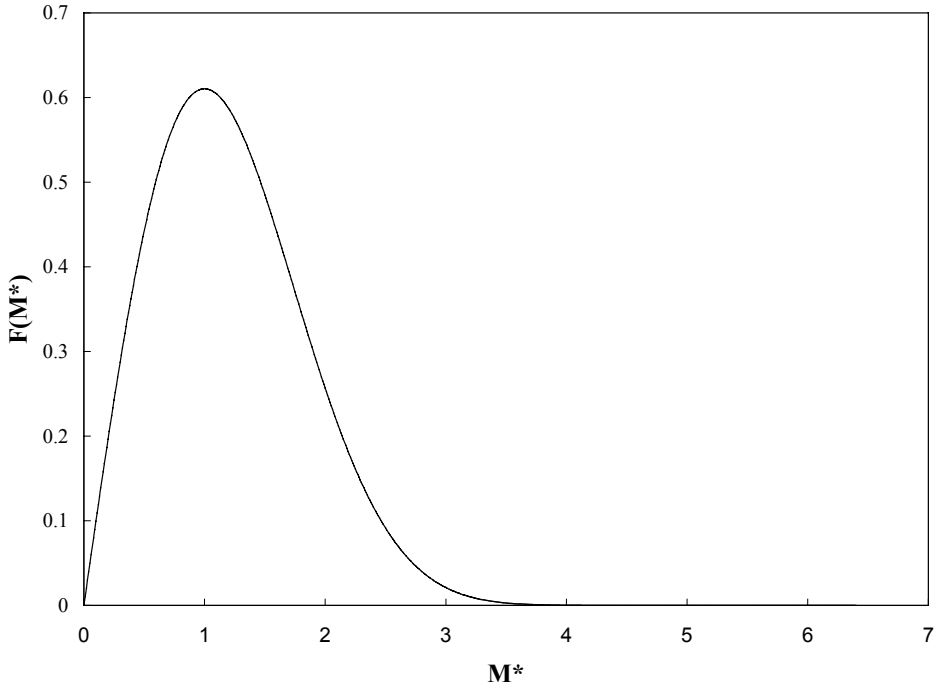


Fig. 2.14 Gráfica de la función $F(M^*)$ para el R11.

De la Ec. (A2.40a) se tiene

$$\Pi(M_a^*) = \frac{1}{\Gamma\left((k+1)/2\right)^{\frac{k}{k-1}}}$$

Al sustituir la Ec. (A1.9) en la relación anterior queda

$$\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_a^*)^2\right]^{\frac{k}{k-1}}=\frac{1}{\Gamma\left((k+1)/2\right)^{\frac{k}{k-1}}}$$

Elevando la relación anterior a la (k-1)/k y despejando resulta

$$(M_a^*)^2-\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}\left(1-\frac{1}{\frac{(k+1)}{2}\Gamma^{\frac{k-1}{k}}}\right)=0 \tag{2.11}$$

Para que M_a^* sea real y positivo, se requiere

$$\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}\left(1-\frac{1}{\frac{(k+1)}{2}\Gamma^{\frac{k-1}{k}}}\right)>0 \tag{2.11a}$$

Al despejar de la Ec. (A2.38b) se encuentra

$$\phi=\Gamma U\theta^{1/2}+\frac{1}{Q(M_a^*)} \tag{2.12}$$

Procediendo de igual forma con la Ec. (A2.14a) se tiene

$$x=\frac{1}{M_c^*}\left[\frac{z(M_a^*)+2U\theta^{1/2}}{1+U\theta^{1/2}}-z(M_c^*)\right] \tag{2.13}$$

Para que x sea positivo

$$\frac{z(M_a^*)+2U\theta^{1/2}}{1+U\theta^{1/2}}-z(M_c^*)>0 \tag{2.13a}$$

El sistema final de ecuaciones a resolver para el régimen de transición lo constituyen las Ecs. (2.9) a (2.13).

2.3.2.2 Sistema final de ecuaciones para el régimen mixto

El sistema de este régimen está conformado por las 5 ecuaciones ya indicadas con 11 incógnitas. Para que el sistema sea determinado se tienen que conocer 6 de estas incógnitas, de las cuales 2 son termodinámicas y las otras 4 dependen de la geometría y funcionamiento del eyector, siendo éstas

Γ, ξ, η_D, Ω, ϕ, x

quedando solo las siguientes incógnitas

M_a^*, M_b^*, M_c^*, M_3^*, $U\theta^{1/2}$

De la Ec. (A2.38a) se obtiene

$$\frac{1}{\Gamma}=\frac{U\theta^{1/2}}{Q(M_b^*)\left[\phi-\frac{1}{Q(M_a^*)}\right]}$$

De la Ec. (A2.40)

$$\frac{\Pi(M_a^*)}{\Pi(M_b^*)} = \frac{U\theta^{1/2}}{Q(M_b^*)\left[\phi - \dfrac{1}{Q(M_a^*)}\right]}$$

Igualando las dos relaciones anteriores resulta

$$\frac{\Pi(M_a^*)}{\Pi(M_b^*)} = \frac{1}{\Gamma}$$

$$\Pi(M_a^*) = \frac{\Pi(M_b^*)}{\Gamma}$$

Al emplear la definición de la función dada por la Ec. (A1.9) en la relación anterior, elevarla a la (k-1)/k y despejar, se tiene

$$(M_a^*)^2 - \frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}\left(1 - \frac{1 - \dfrac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_b^*)^2}{\Gamma^{\frac{k-1}{k}}}\right) = 0 \qquad (2.14)$$

Para que $M_a^* > 0$ se debe cumplir

$$\frac{(k+1)/2}{(k-1)/2}\left(1 - \frac{1 - \dfrac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_b^*)^2}{\Gamma^{\frac{k-1}{k}}}\right) > 0 \qquad (2.14a)$$

Reagrupando nuevamente de la Ec. (A2.38a), se obtiene

$$U\theta^{1/2} = \frac{Q(M_b^*)}{\Gamma}\left[\phi - \frac{1}{Q(M_a^*)}\right] \qquad (2.15)$$

De la Ec. (A2.14) se tiene

$$z(M_c^*) + xM_c^* = \frac{z(M_a^*) + U\theta^{1/2} z(M_b^*)}{1 + U\theta^{1/2}}$$

despejando

$$x = \frac{1}{M_c^*}\left[\frac{z(M_a^*) + U\theta^{1/2} z(M_b^*)}{1 + U\theta^{1/2}} - z(M_c^*)\right] \qquad (2.16)$$

Para que x sea positivo se debe satisfacer

$$\frac{z(M_a^*) + U\theta^{1/2} z(M_b^*)}{1 + U\theta^{1/2}} > z(M_c^*) \qquad (2.16a)$$

El sistema final de ecuaciones a resolver para el régimen mixto lo componen las Ecs. (2.9), (2.10) y (2.17) a (2.16).

2.3.2.3 Sistema final de ecuaciones para el régimen supersónico

El sistema de este régimen tiene 5 ecuaciones con 8 incógnitas. Para tener un sistema determinado es necesario conocer a 3 de éstas incógnitas, de las cuales dos son termodinámicas y una geométrica, siendo éstas

$\Gamma,\ U\theta^{1/2},\ \phi$

quedando las siguientes incógnitas

$M^*_{a_0},\ M^*_c,\ M^*_a,\ M^*_b,\ x_0$

Al renumerar la Ec. (A2.52) resulta

$$M^*_{a_0} = 2.2 - 0.88U\theta^{1/2} \tag{2.17}$$

La relación anterior al ser explícita en $M^*_{a_0}$, para que ésta sea positiva se requiere

$$2.2 > 0.88U\theta^{1/2} \tag{2.17a}$$

Al emplear la Ec. (A1.10) en la Ec. (A2.53) y agrupando términos se encuentra

$$M^*_a\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*_a)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} - \frac{5.76}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}}\frac{Q(M^*_{a_0})}{\phi} = 0 \tag{2.18}$$

Para que M^*_a sea positiva se debe satisfacer

$$F(1) > \frac{5.76}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}}\frac{Q(M^*_{a_0})}{\phi} \tag{2.18a}$$

Igualando las Ecs. (A2.38c) y (A2.51) y agrupando resulta

$$Q(M^*_c) = \frac{1}{\phi - \Gamma U\theta^{1/2}}$$

Empleando la función de la Ec. (A1.10) en la relación anterior y agrupando

$$M^*_c\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M^*_c)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} - \frac{1}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(\phi - \Gamma U\theta^{1/2}\right)} = 0 \tag{2.19}$$

Para que M^*_c sea positiva se debe cumplir

$$F(1) > \frac{1}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}\left(\phi - \Gamma U\theta^{1/2}\right)} \tag{2.19a}$$

con

$$\left(\phi > \Gamma U\theta^{1/2}\right) \tag{2.19b}$$

De la Ec. (A2.38c) se obtiene

$$Q(M^*_b) = \frac{\Gamma U\theta^{1/2}}{\phi - \dfrac{1}{Q(M^*_a)}}$$

Al sustituir la Ec. (A1.10) en la relación anterior y agrupando

$$M_b^*\left[1-\frac{(k-1)/2}{(k+1)/2}(M_b^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}-\frac{\Gamma U\theta^{1/2}}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}\left[\phi-\frac{1}{Q(M_a^*)}\right]}=0 \qquad (2.20)$$

Para que M_b^* sea positiva

$$F(1)>\frac{\Gamma U\theta^{1/2}}{\left((k+1)/2\right)^{\frac{1}{k-1}}\left[\phi-\frac{1}{Q(M_a^*)}\right]} \qquad (2.20a)$$

con

$$\phi>\frac{1}{Q(M_a^*)} \qquad (2.20b)$$

De la Ec. (A2.49) al despejar se tiene

$$x_0=\frac{1}{M_b^*}\left[\frac{z(M_a^*)-z(M_c^*)}{U\theta^{1/2}}+z(M_b^*)-2\right] \qquad (2.21)$$

Para que x_0 sea positivo se debe satisfacer

$$\frac{z(M_a^*)-z(M_c^*)}{U\theta^{1/2}}+z(M_b^*)>2 \qquad (2.21a)$$

El sistema de ecuaciones a resolver para el régimen supersónico está formado por las Ecs. (2.17) a (2.21).

2.3.2.4 Identificación de ecuaciones tipo para los tres sistemas de ecuaciones

Con la finalidad de sistematizar la solución de los sistemas de ecuaciones anteriores, se identificaron tres tipos de ecuaciones. Un grupo lo encabeza la solución de una relación algebraica lineal del tipo

$$ax + b = c$$

que en forma explícita queda como

$$x = (c - b) / a$$

la cual para ser positiva cuando a>0 debe cumplir con

$$c - b > 0$$

Otro grupo corresponde a la solución de una ecuación cuadrática en la forma común

$$x^2 + bx + c = 0$$

cuyo raíz real exige que

$$b^2 - 4c > 0$$

y una solución obvia para que la raíz sea positiva se cumple con

$$-c > 0$$

El último grupo lo conforma la función $F(M^*)$ representada por

$$F(M^*) = M^* \ [1 - (M^*)^2 / a]^b - G$$

que es $F(M^*)$ con un desplazamiento vertical hacia abajo del sistema coordenado y representado por G cuyo valor es positivo. Un concentrado de dichas relaciones se muestra en la Tabla 2.1. Los dos primeros tipos de ecuaciones algebraicas, lineales y cuadráticas, tienen una solución analítica, mientras que la del tercer tipo es numérica y se realiza mediante el método modificado de la posición falsa.

Tabla 2.1 Relación de ecuaciones para los tres regímenes.

REGIMEN	FUNCION	TIPO EC.	No. EC.
(T)	$M_a^* = G_1(k, \Gamma)$	CUAD.	(2.11)
(T)	$\phi = G_2(k, \Gamma, U\theta^{1/2}, M_a^*)$	LIN. EXPLIC.	(2.12)
(T)	$M_3^* = G_3(k, \phi, \Omega, \xi, U\theta^{1/2})$	CUAD.	(2.9)
(T)	$F(M_c^*, k) - G_4(k, \eta_D, \Omega, M_3^*) = 0$	FUNC. BAS.	(2.10)
(T)	$x = G_5(M_c^*, M_a^*, U\theta^{1/2})$	LIN. EXPLIC.	(2.13)
(M)	$M_a^* = G_6(\Gamma, k, M_b^*)$	CUAD.	(2.14)
(M)	$U = G_7(k, \Gamma, \theta, \phi, M_a^*, M_b^*)$	LIN. EXPLIC.	(2.15)
(M)	$x = G_8(M_c^*, M_a^*, M_b^*, U\theta^{1/2})$	LIN. EXPLIC.	(2.16)
(S)	$M_{a_0}^* = G_9(U\theta^{1/2})$	LIN. EXPLIC	(2.17)
(S)	$F(M_a^*, k) - G_{10}(k, M_{a_0}^*, \phi) = 0$	FUNC. BAS.	(2.18)
(S)	$F(M_c^*, k) - G_{11}(k, \phi, \Gamma, U\theta^{1/2}) = 0$	FUNC. BAS.	(2.19)
(S)	$F(M_b^*, k) - G_{12}(k, M_a^*, \Gamma, U\theta^{1/2}, \phi) = 0$	FUNC. BAS.	(2.20)
(S)	$x_0 = G_{13}(M_b^*, M_a^*, M_c^*, U\theta^{1/2})$	LIN. EXPLIC.	(2.21)

2.3.2.5 Algoritmo de solución de los sistemas de ecuaciones para cada régimen

Una vez establecida la secuencia de solución de cada ecuación de los tres sistemas se identificó y asignó su método de solución algebraico o numérico. Finalmente, para resolver el sistema de ecuaciones se hará uso de su correspondiente algoritmo resolutivo.

El régimen de transición se empleará para diseñar al eyector y por lo tanto es condicionante tener como dato a todos los estados termodinámicos del sistema de refrigeración exceptuando la condición de descarga del eyector. También hay que tener como dato a la geometría del difusor, cuyos valores típicos se reportan en la literatura, de forma tal que la solución de este sistema consiste en proponer sistemáticamente valores de $U\theta^{1/2}$ e ir resolviendo las ecuaciones en el orden presentado y al momento de alcanzarse un valor de x tal que corresponda al factor de fricción elegido, el algoritmo ha cumplido con el criterio de convergencia.

El algoritmo de solución del sistema de ecuaciones del régimen mixto es totalmente análogo al anterior, con la diferencia de que se propondrán valores de M_b^*, los cuales están contenidos en el rango 0 a 1, y la convergencia se alcanza para el valor de x que corresponda al valor del factor de fricción previamente definido.

Para el régimen supersónico, se emplea la misma estrategia de solución. Se van proponiendo valores de M_c^* hasta converger y encontrar que el valor de x_0 alcanzado corresponda al valor del factor de fricción definido.

2.3.2.6 Verificación de la solución de los sistemas de ecuaciones del modelo del eyector de Lu

Para verificar la actual solución del modelo matemático de Lu, se empleó una gráfica de U contra r para cada régimen, la cual muestra tanto a los puntos experimentales como a las curvas teóricas para diferentes valores de ξ para los regímenes mixto, de transición y supersónico, Lu (1986). Las Figs. 2.15 a 2.17 muestran estas gráficas para un valor ϕ de 5.76 y no indican los valores del cociente de temperaturas θ ni del factor de fricción F empleados, lo cual complica la verificación.

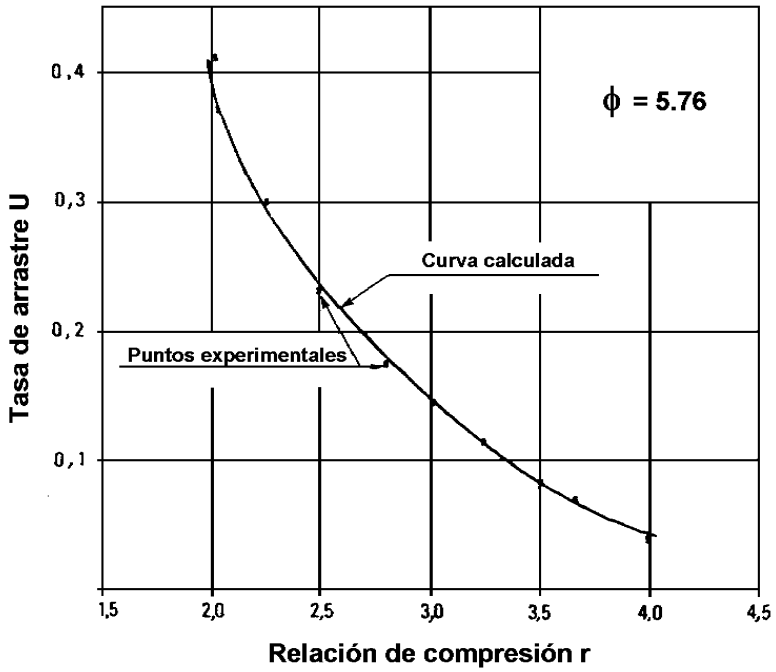


Fig. 2.15 Valores experimentales y curva teórica de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen de transición y con ϕ = 5.76, Lu (1986).

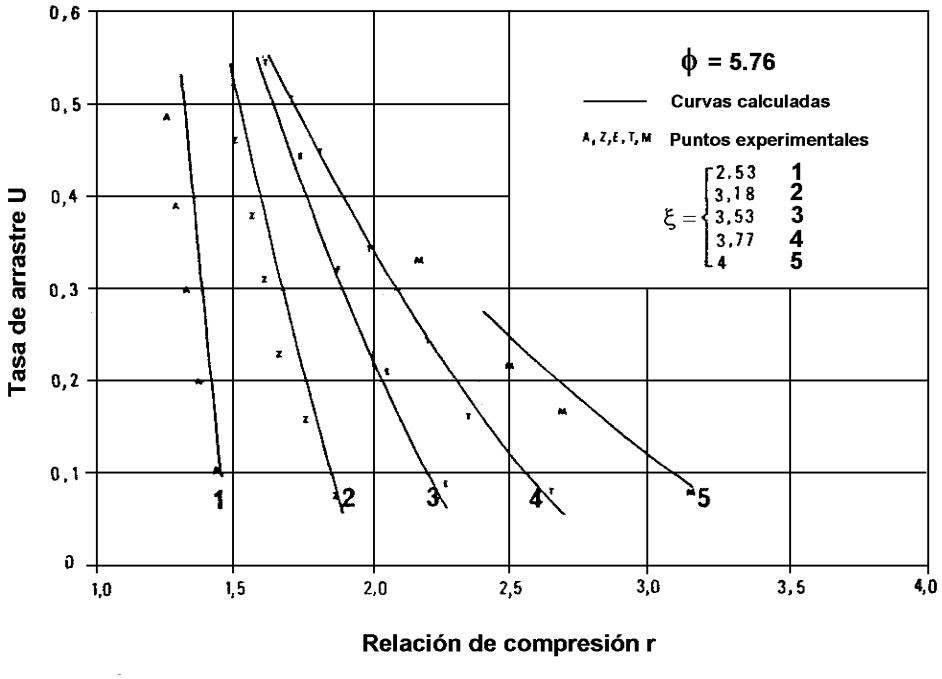


Fig. 2.16 Valores experimentales y curvas teóricas de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen mixto y con ϕ = 5.76, Lu (1986).

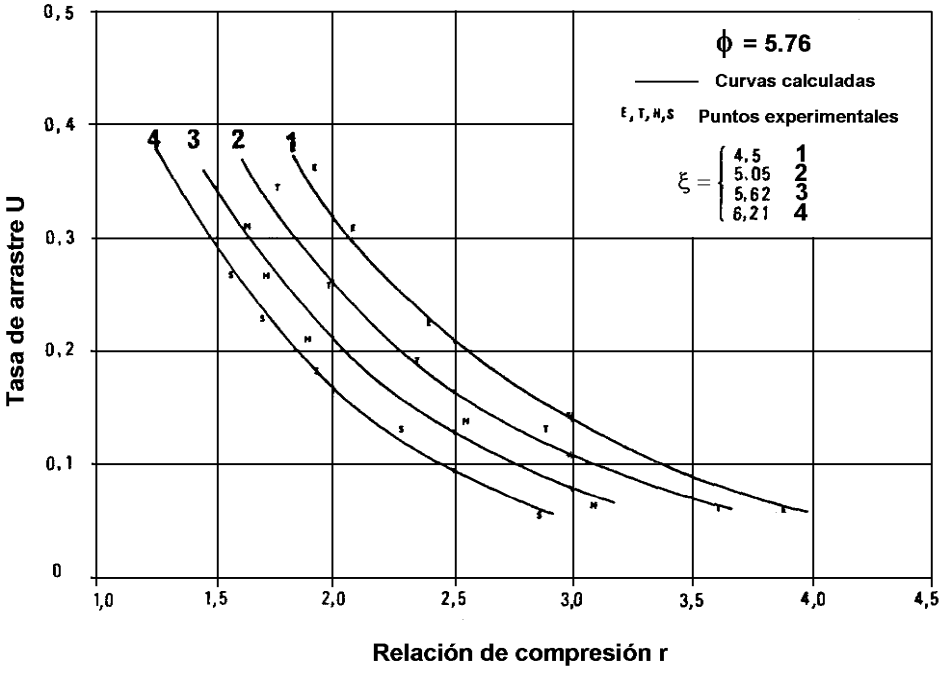


Fig. 2.17 Valores experimentales y curvas teóricas de U contra r de un eyector operando con R11 en régimen supersónico y con ϕ = 5.76, Lu (1986).

Para salvar la limitación indicada anteriormente, se seleccionó una curva de cada gráfica y se variaron paramétricamente a θ y F para minimizar la sumatoria del cuadrado de los errores entre los valores calculados con el modelo de Lu y los leídos de la curva teórica de las gráficas. Las Figs. 2.18 a 2.20 muestran los resultados e incluyen los valores considerados para θ y F. Se observa que a la curva de cada régimen le corresponde una pareja de θ y F que minimiza la sumatoria del cuadrado de los errores. Así, para el régimen mixto una F de 0.067 con una $\theta^{1/2}$ de 0.92 generan el menor valor de la sumatoria de los cuadrados de los errores con 8.43E-06. Los correspondientes valores para el régimen de transición son de 0.055, 0.99 y 6.49E-04 y para el régimen supersónico de 0.07, 0.86 y 1.45E-0.4, respectivamente. Con los valores de cada pareja se obtuvieron los valores de U que se muestran en las Figs. 2.21 a 2.23 junto con los de las curvas de Lu. Como puede apreciarse, los errores son muy bajos por lo que el algoritmo está resolviendo correctamente el sistema de ecuaciones del modelo de Lu para los tres regímenes del eyector.

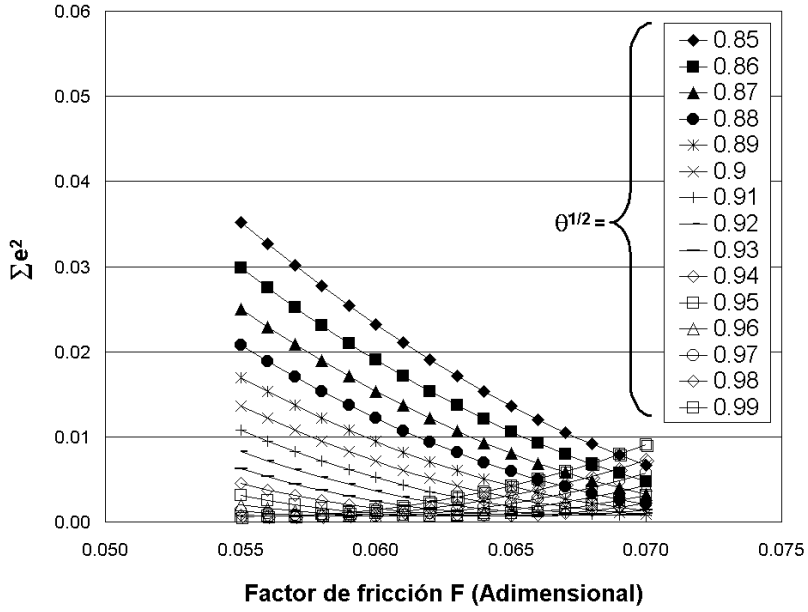


Fig. 2.18 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen de transición de un eyector operando con R11 y $\phi = 5.76$.

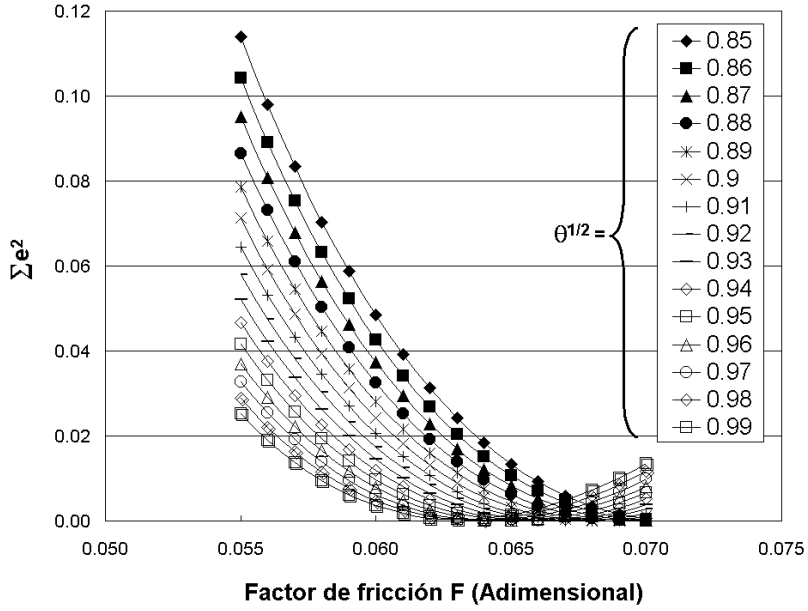


Fig. 2.19 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen mixto de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 3.53$.

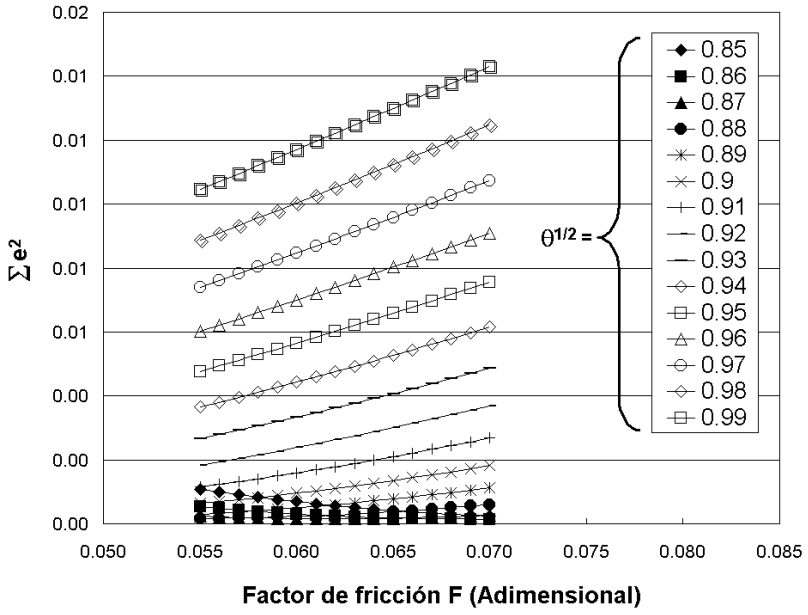


Fig. 2.20 Sumatoria del cuadrado de los errores entre la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, contra el factor de fricción F para diferentes valores de $\theta^{1/2}$, para el régimen supersónico de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 5.62$.

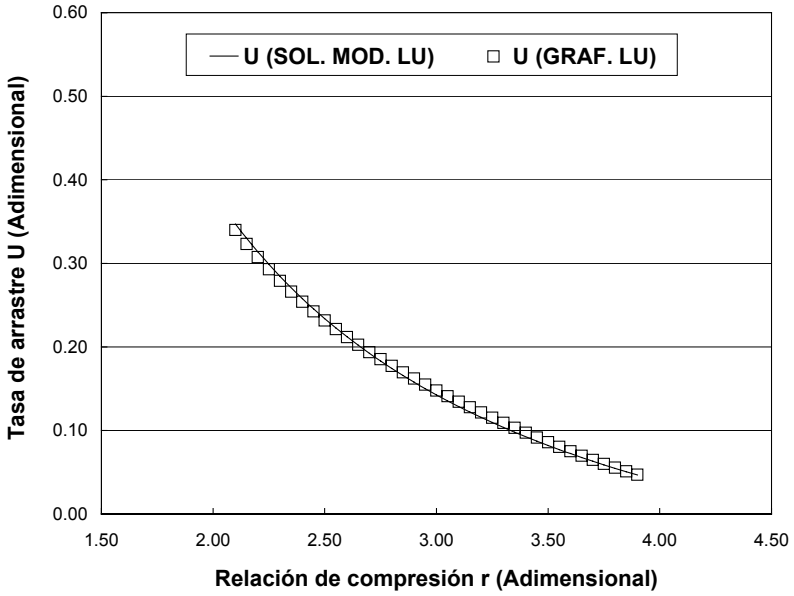


Fig. 2.21 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen de transición de un eyector operando con R11 y $\phi = 5.76$.

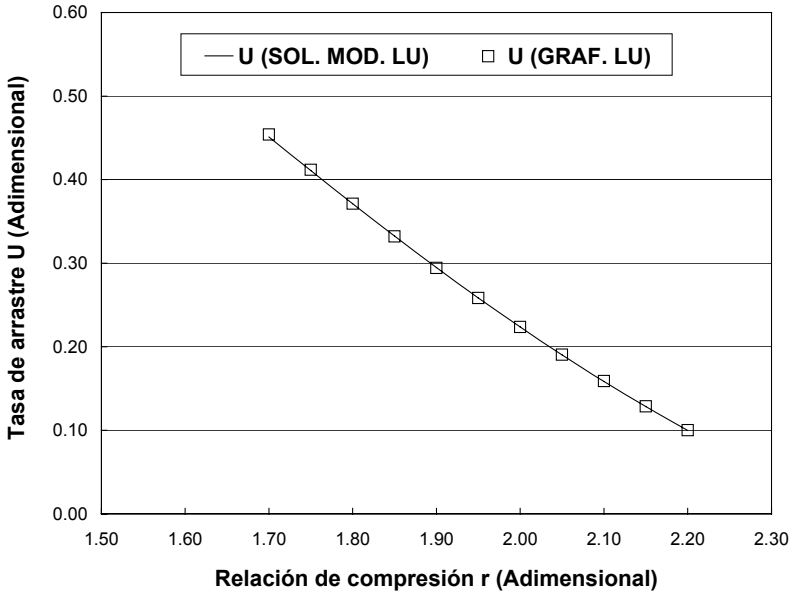


Fig. 2.22 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen mixto de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 3.53$.

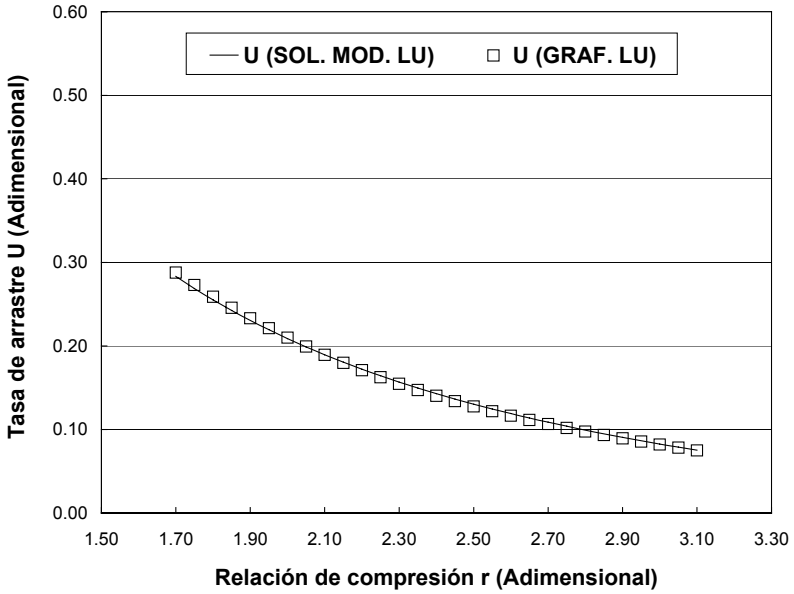


Fig. 2.23 Resultados de la tasa de arrastre U de la gráfica de Lu y la calculada, para los valores de F y $\theta^{1/2}$ con error mínimo, para el régimen supersónico de un eyector operando con R11, $\phi = 5.76$ y $\xi = 5.62$.

CAPÍTULO 3

ESTUDIO TERMODINÁMICO DE LOS SISTEMAS DE EYECTO-COMPRESIÓN MEJORADA

En este capítulo se realiza el estudio termodinámico de los sistemas de eyecto-compresión mejorada para conocer las condiciones que permiten realizar eficientemente los mayores trabajos de compresión del eyector. Inicialmente, se describen las características del modelo teórico unidimensional del eyector desarrollado por Lu y se define la eficiencia del eyector. Posteriormente, se obtienen las relaciones termodinámicas del sistema de refrigeración por eyecto-compresión. Finalmente, se repite la obtención de estas relaciones para los sistemas de eyecto-compresión mejorada y se realiza su estudio paramétrico y análisis de resultados.

3.1 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN DE MASA Y ENERGÍA, DE BALANCE DE EXERGÍA Y DE PRODUCCIÓN DE ENTROPÍA

El estudio termodinámico en estado permanente que se llevará a cabo considera las ecuaciones de conservación de masa y energía, de balance de exergía y de rapidez de producción de entropía en procesos adiabáticos, las cuales están definidas respectivamente por

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \tag{3.1}$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico y los subíndices e y s corresponden a la entrada y salida del volumen de control.

$$\sum \dot{m}_e \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz\right)_e + \dot{Q}_{VC} = \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz\right)_s + \dot{W}_{VC} \tag{3.2}$$

siendo h la entalpía, v la velocidad, g la aceleración del campo gravitatorio terrestre, z la altura sobre un nivel de referencia, $\dot{Q}_{VC}$ el flujo neto de energía térmica que entra al volumen de control y $\dot{W}_{VC}$ la potencia mecánica extraída del volumen de control.

$$0 = \int_A \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \dot{q}_s \, dA - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s - \dot{I}_{VC} \tag{3.3}$$

donde T_o es la temperatura ambiente, T_s la temperatura de la superficie del volumen de control, $\dot{q}_s$ la potencia térmica por unidad de área transferida en la superficie del volumen de control, A el área de la superficie del volumen de control, e la exergía específica e $\dot{I}_{VC}$ la rapidez de cambio de las irreversibilidades en el volumen de control.

$$\dot{P}_s = \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e \tag{3.4}$$

siendo $\dot{P}_s$ la rapidez de producción de entropía en el volumen de control y s la entropía.

3.2 EL EYECTOR

En función de la dependencia que tiene el SIRE en el eyector, el conocimiento de las relaciones termodinámicas que definen su comportamiento es fundamental.

3.2.1 El Comportamiento Teórico del Eyector

El comportamiento teórico más realista de un eyector supersónico se obtiene al considerar un proceso de mezclado a presión constante, como se muestra en el diagrama h-s de la Fig. 3.1. El vapor motor en estado 1, con sobrecalentamiento y presión p_1, se expande en la boquilla principal hasta el estado 1' a la presión p_2. A partir de la descarga de ésta boquilla y mediante el intercambio de la cantidad de movimiento, comienza el mezclado isobárico a p_2 con el vapor saturado en estado 2 hasta alcanzarse el estado M, que se caracteriza por tener una velocidad supersónica. Después, mediante una onda de choque la mezcla aumenta su presión y disminuye su velocidad, definiéndose el estado 3'. Finalmente, en el difusor la mezcla va recuperando presión a cambio de disminuir su velocidad hasta alcanzar el estado 3, cuya particularidad es la de tener un mezclado completo a una velocidad propiamente nula y a la presión de descarga p_3.

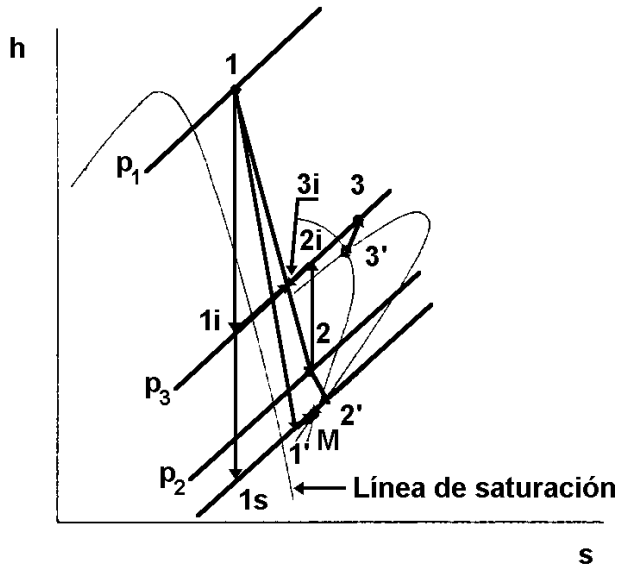


Fig. 3.1 Representación del comportamiento teórico del eyector en un plano h-s, considerando el mezclado a presión constante.

3.2.2 Eficiencia del Eyector

Aplicando las ecuaciones de conservación y de rapidez de producción de entropía en el volumen de control del eyector mostrado en la Fig. 3.2 junto con la definición de tasa de arrastre dada por

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{3.5}$$

resulta

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1(1+U) \tag{3.6}$$

$$h_3 = \frac{h_1 + Uh_2}{1+U} \tag{3.7}$$

$$s_3 = \frac{s_1 + Us_2}{1+U} + \frac{\dot{P}_s}{\dot{m}_1(1+U)} \tag{3.8}$$

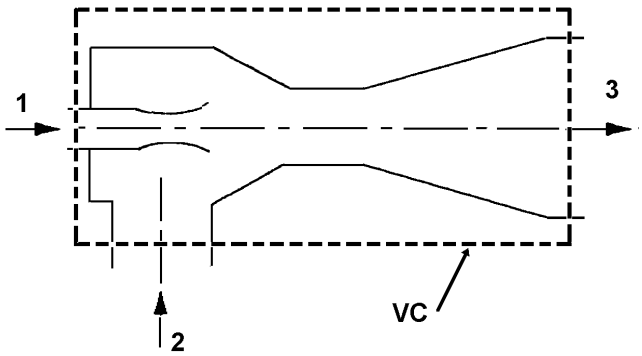


Fig. 3.2 Volumen de control del eyector.

Al emplear las ecuaciones anteriores en el proceso de mezclado adiabático reversible, se obtiene

$$U_r = \frac{\dot{m}_{2r}}{\dot{m}_{1r}} \tag{3.5a}$$

$$\dot{m}_{3r} = \dot{m}_{1r}(1+U_r) \tag{3.6a}$$

$$h_{3r} = \frac{h_1 + U_r h_2}{1+U_r} \tag{3.7a}$$

$$s_{3r} = \frac{s_1 + U_r s_2}{1+U_r} \tag{3.8a}$$

El comportamiento equivalente y más simple del eyector lo da la pareja turbina-compresor, Van Wylen y Sonntag (1985), cuyos procesos ideales son:

1) En la turbina, hay un proceso de expansión isentrópica y el vapor primario disminuye su presión de p_1 a p_3 con la correspondiente producción de trabajo
2) En el compresor, hay un proceso de compresión isentrópica y el vapor secundario incrementa su presión de p_2 a p_3 con el consumo correspondiente de trabajo,
3) Con los fluidos resultantes de la expansión y compresión isentrópicas, hay un proceso de mezclado isentrópico e isobárico a p_3

Considerando que las energías potencial y cinética son despreciables en estos procesos, las respectivas ecuaciones de conservación de energía son

$$\dot{m}_{1i} h_1 - \dot{m}_{1i} h_{1i} - \dot{W}t_i = 0 \tag{3.9}$$

$$\dot{m}_{2i} h_2 - \dot{m}_{2i} h_{2i} + \dot{W}c_i = 0 \tag{3.10}$$

$$\dot{m}_{1i} h_{1i} + \dot{m}_{2i} h_{2i} = \dot{m}_{3i} h_{3i} \tag{3.11}$$

donde $\dot{W}t_i$ y $\dot{W}c_i$ son las potencias isentrópicas producida y suministrada en la expansión y compresión respectivamente, mientras que h_{1i} y h_{2i} son las entalpías finales hasta p_3, como se indica en la Fig. 3.1. La tasa de arrastre para el comportamiento ideal es

$$U_i = \frac{\dot{m}_{2i}}{\dot{m}_{1i}} \tag{3.12}$$

Al incorporar la relación anterior en la ecuación de conservación de masa da

$$\dot{m}_{3i} = \dot{m}_{1i}(1 + U_i) \tag{3.13}$$

Para satisfacer la ausencia de transferencia de potencia mecánica en el eyector, se debe cumplir que la potencia producida en la expansión isentrópica sea igual a la empleada en la compresión isentrópica, por lo que la ecuación final de conservación de energía es resultado de sumar las Ecs. (3.9) a (3.11) y de considerar las Ecs. (3.12) y (3.13), dando por resultado

$$h_{3i} = \frac{h_1 + U_i h_2}{1 + U_i} \tag{3.14}$$

En forma análoga a la obtención de la relación anterior, al emplear las Ecs. (3.12) y (3.13) en la ecuación de producción de entropía para los tres procesos, se obtiene

$$s_{3i} = \frac{s_1 + U_i s_2}{1 + U_i} \tag{3.15}$$

La equivalencia de las Ecs. (3.12) a (3.15) con las Ecs. (3.5a) a (3.8a) evidencian que el comportamiento ideal equivalente de un eyector es un caso particular del mezclado reversible. Así, el estado de salida para el eyector con comportamiento ideal equivalente queda definido por h_{3i}, s_{3i} y p_3. De acuerdo a las Ecs. (3.14) y (3.15), las dos primeras variables termodinámicas son dependientes de los estados iniciales 1 y 2 que son conocidos y de U_i que es desconocida. Así, al eliminar a U_i de estas ecuaciones resulta

$$h_{3i} = h_2 + \frac{(h_1 - h_2)}{(s_1 - s_2)}(s_{3i} - s_2) \tag{3.16}$$

que es la recta que une a los estados 1 y 2 en un plano h-s, para el comportamiento equivalente ideal del eyector. Así, el estado de salida quedará definido por aquel punto de esta recta que coincida con p_3.
Finalmente, de la Ec. (3.14) se obtiene

$$U_i = \frac{h_1 - h_{3i}}{h_{3i} - h_2} \tag{3.17}$$

quedando definido en su totalidad el comportamiento equivalente ideal del eyector.

Por otro lado, Mooney (1955) indica que el parámetro que relaciona el comportamiento real e ideal del eyector es su eficiencia, la cual se define al considerar un mezclado isentrópico como

$$\eta_E = \frac{\dot{W}_{com}}{\dot{W}_{exp}}$$

siendo $\dot{W}_{com}$ y $\dot{W}_{exp}$ los trabajos de compresión y expansión respectivamente. Al sustituir estas potencias resulta

$$\eta_E = \frac{\dot{m}_2(h_{3i} - h_2)}{\dot{m}_1(h_1 - h_{3i})} \tag{3.18}$$

donde $\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$ son los flujos másicos reales y el cociente de las entalpías como indica la Ec. (3.17) es el recíproco de U_i. Considerando también la definición de U de la Ec. (3.5) en la relación anterior, se obtiene

$$\eta_E = \frac{U}{U_i} \tag{3.18a}$$

que es la forma usual de expresar la eficiencia del eyector y es función de las tasas de arrastre real e ideal.

Concluyendo, la eficiencia del eyector es un parámetro que se obtiene determinando U de forma experimental o del modelo matemático del eyector y evaluando a U_i mediante la Ec. (3.17) previa determinación de h_{3i}. Finalmente, el estado de la mezcla al salir del eyector queda definido por la presión de salida y la Ec. (3.7), debiendo cumplir con

$$s_3 > \frac{s_1 + Us_2}{1 + U} \tag{3.19}$$

3.3 RELACIONES TERMODINÁMICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE EYECTO-COMPRESIÓN

A continuación se explica la configuración del SIRE y se obtienen las relaciones termodinámicas en las cuales se fundamenta su comportamiento.

3.3.1 Configuración del SIRE

Las Figs. 3.3 y 3.4 muestran la composición del SIRE y sus correspondientes estados termodinámicos en un diagrama p-h. Este sistema está constituido por el generador, condensador, evaporador, eyector, bomba y válvula de expansión. El flujo del fluido de trabajo a través del sistema es el siguiente. El vapor sobrecalentado a la presión alta p_{GE} procedente del generador en estado 1 y el vapor saturado a la presión baja p_{EV} que sale del evaporador en estado 2 entran al eyector y después de mezclarse resultan en un vapor sobrecalentado en estado 3 a la presión intermedia p_{CO}. Este vapor entra al condensador y a esta presión se efectúa el cambio de fase mediante la extracción de la potencia térmica $\dot{Q}_{CO}$, resultando un líquido saturado en estado 4. Después, parte de este líquido saturado va a la bomba y el resto llega a la válvula de expansión. La bomba recibe este líquido y lo comprime hasta el estado de subenfriamiento 5 con la adición de la potencia mecánica $\dot{W}_b$. Al suministrarse en el generador la potencia térmica $\dot{Q}_{GE}$, se calienta el líquido subenfriado a la isobara p_{GE} hasta alcanzar el estado 1 de sobrecalentamiento. Con respecto a la otra

parte del líquido saturado que sale del condensador, éste fluye adiabáticamente por la válvula de expansión y resulta en una mezcla saturada líquido-vapor en estado 6. Esta mezcla saturada entra al evaporador, donde a la isobara p_{EV} el líquido se transforma en vapor saturado con la adición de la potencia térmica $\dot{Q}_{EV}$, alcanzando el estado 2. De esta forma, el refrigerante está en condiciones de reiniciar su recorrido por el sistema.

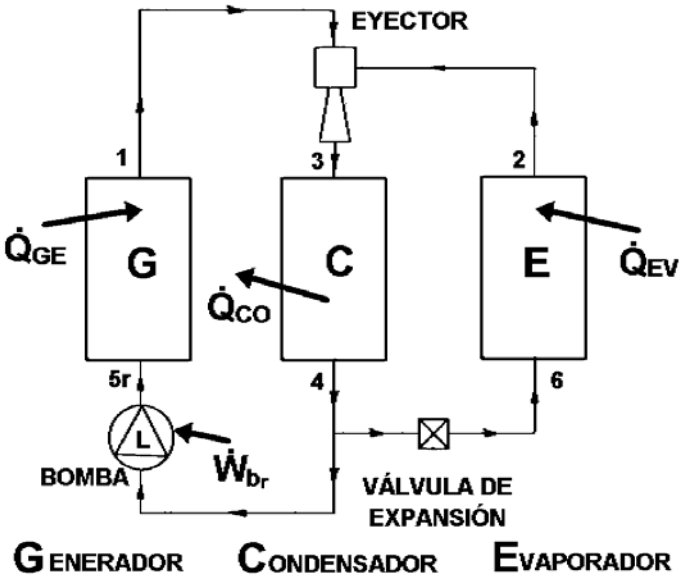


Fig. 3.3 Composición del SIRE.

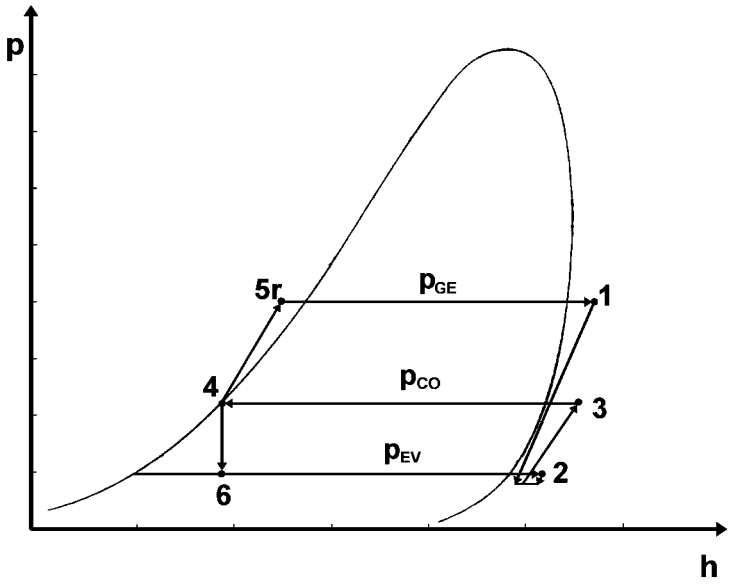


Fig. 3.4 Ciclo termodinámico del SIRE.

Los estados termodinámicos anteriormente mencionados se muestran en la Fig. 3.4, donde también se observa que el sistema trabaja a los tres niveles de presión p_{GE}, p_{CO} y p_{EV}.

3.3.2 Eficiencia Ideal del SIRE

Recurriendo de nueva cuenta a la equivalencia entre un eyector y la pareja turbina-compresor e integrarla al sistema indicado en la Fig. 3.5, muestra de forma sencilla como el SIRE es resultado de la interacción de un subsistema de potencia, de la turbina, con uno de refrigeración, de compresión mecánica, cuando los elementos de la equivalencia descargan a la misma presión intermedia.

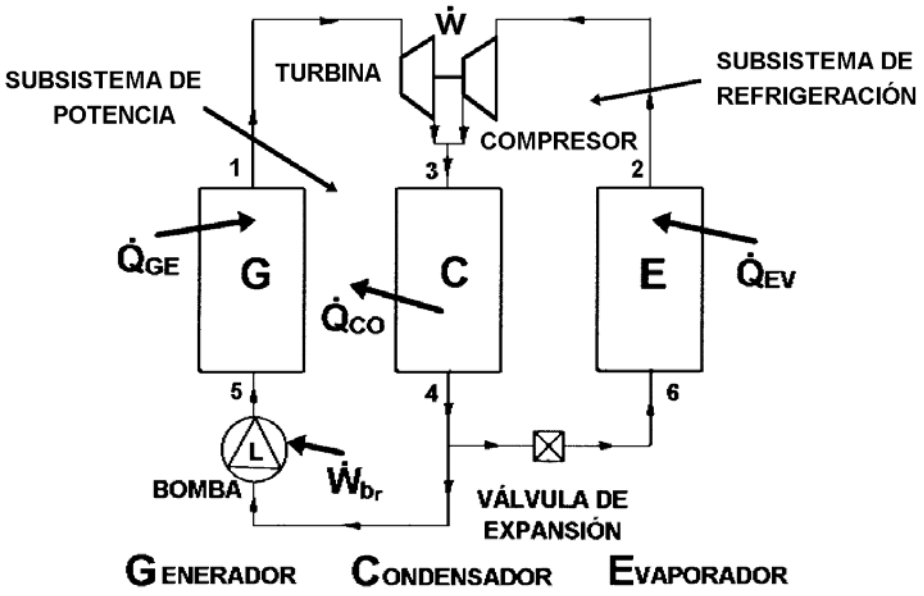


Fig. 3.5 Composición del sistema turbina-compresor.

Al considerar la interacción anterior indicando las temperaturas y los flujos de energía como se muestra en la Fig. 3.6, se encuentra que el sistema opera a las temperaturas T_{GE}, T_{CO} y T_{EV}, por lo que se le denomina sistema térmico 3T, de tres temperaturas, en analogía con las máquinas térmicas y refrigeradores llamados sistemas térmicos 2T.

Cuando se utiliza el procedimiento de Bosnjakovic en este sistema, como hicieran Kuehn *et al* (2001) para un sistema 3T de absorción, suponiendo también que la potencia mecánica de la bomba Wb es muy pequeña comparada con las potencias térmicas transferidas, se encuentra que la eficiencia ideal del sistema es

$$\eta_s = \frac{(T_{GE} - T_{CO})}{T_{GE}} \left(\frac{T_{EV}}{(T_{CO} - T_{EV})} \right) \tag{3.20}$$

la cual es el producto de las eficiencias de Carnot para los subsistemas de potencia y refrigeración. Los mayores valores de esta eficiencia se alcanzan a las mayores temperaturas de generación y evaporación y a la menor temperatura de condensación, como indican entre otros Sokolov y Hershgal (1990a).

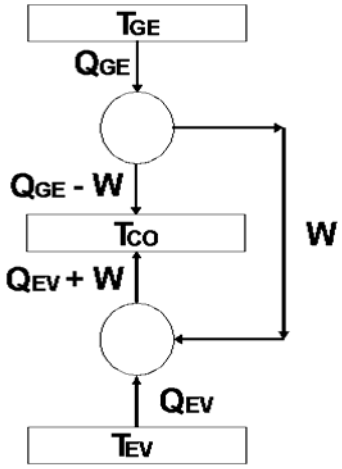


Fig. 3.6 Diagrama del sistema térmico 3T de refrigeración por eyecto-compresión.

3.3.3 Relaciones Termodinámicas del SIRE

A continuación se presentan las relaciones que resultan de aplicar las Ecs. (3.1) a (3.4) en los elementos del SIRE sin considerar las pérdidas mecánicas ni térmicas a excepción del eyector donde solo se han considerado las pérididas mecánicas. Así, los intercambiadores de calor solo consideran el intercambio de energía térmica entre los flujos frío y caliente; las bombas y compresores consideran compresiones adiabáticas reversibles y en las válvulas expansiones isentálpicas.

Generador, condensador y evaporador

Al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía en el generador, condensador y evaporador, se obtiene

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_1(h_1 - h_{5r}) \tag{3.21}$$

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \tag{3.22}$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_2(h_2 - h_6) \tag{3.23}$$

donde los subíndices corresponden a los estado termodinámicos del diagrama p-h de la Fig. 3.4.

Eyector

El comportamiento del eyector queda definido por su eficiencia

$$\eta_E = \frac{U}{U_i} \tag{3.18a}$$

siendo U la tasa de arrastre real y U_i la ideal. La primera se obtiene del modelo del eyector y la segunda de la Ec. (3.17). El estado de la mezcla al salir del eyector queda definido por

$$h_3 = \frac{h_1 + Uh_2}{1 + U} \tag{3.7}$$

a la presión de condensación, debiéndose cumplir con

$$s_3 > \frac{s_1 + U s_2}{1 + U} \tag{3.19}$$

Al definirse la condición de salida del eyector, su correspondiente trabajo de compresión es

$$\dot{W}c_E = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) \tag{3.24}$$

Bomba

Aplicando las ecuaciones de conservación de masa y energía para el proceso de compresión adiabática reversible de la bomba, se encuentra

$$\dot{W}b_r = \dot{m}_1 (h_{5r} - h_4) \tag{3.25}$$

donde $\dot{W}b_r$ es la potencia mecánica transferida en el proceso reversible y h_{5r} es la entalpía del estado final. Por otro lado, la potencia empleada en la compresión isentrópica de un fluido incompresible es

$$\dot{W}b_i = \dot{m}_1 v_4 (p_5 - p_4) \tag{3.26}$$

siendo v_4 el volumen específico del refrigerante líquido saturado. Las Ecs. (3.25) y (3.26) pueden igualarse sin incurrir en omisiones graves, obteniéndose

$$h_{5r} = v_4 (p_5 - p_4) + h_4 \tag{3.27}$$

Válvula de expansión

Al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía en la válvula de expansión, se tiene

$$h_4 = h_6 \tag{3.28}$$

Considerando que el equilibrio termodinámico es alcanzado por la mezcla saturada que sale de la válvula, resulta

$$h_4 = (1 - x_6) h_{6f} + x_6 h_{6g}$$

donde x es la calidad del vapor y los subíndices f y g corresponden al líquido y vapor saturados respectivamente, obteniéndose

$$x_6 = \frac{h_4 - h_{6f}}{h_{6g} - h_{6f}} \tag{3.29}$$

Presiones de trabajo

Al seleccionar a T_{GE}, T_{CO} y T_{EV} como variables independientes, sus respectivas presiones de saturación definen a las presiones de trabajo p_{GE}, p_{CO} y p_{EV}, ya que tanto el sobrecalentamiento como el subenfriamiento se evitarán al máximo.

3.3.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRE

Empleando la equivalencia mostrada en la Fig. 3.5, se encontrará el comportamiento por separado de los subsistemas de potencia y refrigeración y posteriormente se integrarán para encontrar los parámetros que definen el comportamiento del SIRE.

Subsistema de potencia

Al aplicar las ecuaciones de conservación de energía y balance de exergía en el subsistema de potencia, se encuentra respectivamente

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{W}t - \dot{W}b + \dot{Q}'_{CO} \tag{3.30}$$

$$0 = \int_{5r}^{1} (1 - \frac{T_o}{T_{GE}})\, d\dot{Q}_{GE} - \int_{3}^{4} (1 - \frac{T_o}{T_{CO}})\, d\dot{Q}'_{CO} - \dot{W}t + \dot{W}b - \dot{I}' \tag{3.31}$$

donde $\dot{Q}'_{CO}$ es la energía térmica que transfiere el subsistema de potencia al medio ambiente e $\dot{I}'$ la rapidez del cambio de las irreversibilidades en el subsistema. La eficiencia energética del subsistema está definida por el COP_{MT}, expresado como

$$COP_{MT} = \frac{\dot{W}t}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b} \tag{3.32}$$

La correspondiente eficiencia exergética ε_{MT} y se basa en la relación de la potencia del producto entre el flujo de exergía del suministro, resultando

$$\varepsilon_{MT} = \frac{\dot{W}t}{\int_{5r}^{1} (1 - \frac{T_o}{T_{GE}})\, d\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b} \tag{3.33}$$

Al emplear la ecuación de balance de exergía en el generador cuando se desprecian las pérdidas de energía térmica, se obtiene

$$0 = \int_{5r}^{1} (1 - \frac{T_o}{T_{GE}})\, d\dot{Q}_{GE} + \dot{m}_1 (e_{5r} - e_1) - \dot{I}_{GE}$$

Ahora, al suponer el proceso de generación isobárica reversible, se encuentra

$$\dot{m}_1 (e_1 - e_{5r}) = \int_{5r}^{1} (1 - \frac{T_o}{T_{GE}})\, d\dot{Q}_{GE} \tag{3.34}$$

Al despreciar las pérdidas de energía térmica en la bomba, su ecuación de balance de exergía es

$$0 = \dot{W}b + \dot{m}_1 (e_4 - e_{5r}) - \dot{I}b$$

como las irreversibilidades mecánicas son nulas en el proceso de compresión de la bomba, se obtiene

$$\dot{W}b_i = \dot{m}_1 (e_{5r} - e_4) \tag{3.35}$$

Al sustituir las Ecs. (3.34) y (3.35) en (3.33) se encuentra

$$\varepsilon_{MT} = \frac{\dot{W}t}{\dot{m}_1 (e_1 - e_4)} \tag{3.33a}$$

donde el denominador es la máxima exergía del suministro, resultado de despreciar las pérdidas de energía térmica e irreversibilidades.

Subsistema de refrigeración

Al aplicar las ecuaciones de conservación de energía y balance de exergía al subsistema de refrigeración, se obtiene

$$\dot{Q}_{EV} = -\dot{W}c + \dot{Q}''_{CO} \tag{3.36}$$

$$0 = \int_6^2 (1 - \frac{T_o}{T_{EV}})\, d\dot{Q}_{EV} - \int_3^4 (1 - \frac{T_o}{T_{CO}})\, d\dot{Q}''_{CO} + \dot{W}c - \dot{I}'' \tag{3.37}$$

La eficiencia energética del subsistema está definida por el COP_{REF}, dado como

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}c} \tag{3.38}$$

La eficiencia exergética ε_{REF} está definida por el cociente de la exergía del producto entre la potencia suministrada, quedando

$$\varepsilon_{REF} = \frac{-\int_6^2 (1 - \frac{T_o}{T_{EV}})\, d\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}c} \tag{3.39}$$

De la ecuación de balance de la exergía para el evaporador, despreciando las "ganancias" de energía térmica, se tiene

$$0 = \int_6^2 (1 - \frac{T_o}{T_{EV}})\, d\dot{Q}_{EV} + \dot{m}_2 (e_6 - e_2) - \dot{I}_{EV}$$

Al suponer el proceso isobárico sin irreversibilidades, se encuentra

$$\dot{m}_2 (e_6 - e_2) = -\int_6^2 (1 - \frac{T_0}{T_{EV}})\, d\dot{Q}_{EV} \tag{3.40}$$

Al sustituir la Ec. (3.40) en (3.39) queda

$$\varepsilon_{REF} = \frac{\dot{m}_2 (e_6 - e_2)}{\dot{W}c} \tag{3.39a}$$

siendo el numerador la máxima exergía del producto, resultado de despreciar las ganancias de energía térmica e irreversibilidades.

Sistema de eyecto-compresión

La eficiencia energética del SIRE está determinada por el coeficiente de operación, COP_s, definido como

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b} \tag{3.41}$$

en la cual al considerar que $\dot{W}t = \dot{W}c$ resulta

$$COP_s = \frac{\dot{W}t}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b} \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}c}$$

y al incluir las Ecs. (3.32) y (3.38) en la relación anterior se obtiene

$$COP_s = COP_{MT}\ COP_{REF} \tag{3.42}$$

Al expresar la Ec. (3.41) en función de las entalpías resulta

$$COP_s = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}\frac{(h_2 - h_6)}{(h_1 - h_4)} \tag{3.41a}$$

Al sustituir la Ec. (3.5) en la relación anterior, se encuentra

$$COP_s = U\frac{(h_2 - h_6)}{(h_1 - h_4)} \tag{3.41b}$$

en donde puede evidenciarse la dependencia de la eficiencia energética en la tasa se arrastre U. La eficiencia exergética del SIRE está definida por

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{E}_{EV}}{\dot{E}_{GE} + \dot{E}b} \tag{3.43}$$

considerando de nuevo que $\dot{W}t = \dot{W}c$

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{E}_{EV}}{\dot{W}c}\frac{\dot{W}t}{\dot{E}_{GE} + \dot{E}b} \tag{3.43a}$$

resultando

$$\varepsilon_s = \varepsilon_{MT}\varepsilon_{REF} \tag{3.44}$$

Expresando los términos de la Ec. (3.43) en función de la exergía específica, se obtiene

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_2(e_6 - e_2)}{\dot{m}_1(e_1 - e_4)} \tag{3.45}$$

indicando que la eficiencia exergética del SIRE es igual al cociente de la exergía del producto entre la exergía del suministro. Esta eficiencia guarda una analogía con el coeficiente de operación. Al sustituir la Ec. (3.5) en la relación anterior, se encuentra

$$\varepsilon_s = U\frac{(e_6 - e_2)}{(e_1 - e_4)} \tag{3.45a}$$

donde también la eficiencia exergética depende de la tasa de arrastre U.

3.4 ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE EYECTO-COMPRESIÓN CON COMPRESOR AUXILIAR

En esta parte se describe la configuración del SIRECA y se obtienen las relaciones termodinámicas en las que se basa la interpretación de su comportamiento.

3.4.1 Configuración del SIRECA

La Fig. 3.7 muestra la composición de este sistema. Como puede apreciarse, el compresor conectado entre el evaporador y eyector es el único elemento agregado al SIRE y la Fig. 3.8 muestra su ciclo termodinámico. Como puede apreciarse, el compresor recibe al vapor saturado en estado 7 que entrega el evaporador y lo comprime mediante la potencia mecánica $\dot{W}c$ hasta alcanzar el estado de sobrecalentamiento 2 a una presión p_{DES} y el resto de los estados coinciden con los del SIRE que ya han sido descritos. Además, del diagrama h-p puede observarse que el sistema trabaja a cuatro niveles de presión y que es

resultado de acoplar en serie a un sistema de refrigeración de eyector con uno de comprensión mecánica, cuya interfase es un hipotético intercambiador de calor. Así, el SIRE está representado por los estados 1, 3, 4, 5 y 2, 3, 4, 4' y el de compresión por los estados 2, 4', 6, 7. El hipotético intercambio de energía térmica a presión constante se lleva a cabo entre dos flujos másicos de refrigerante de la misma magnitud, uno que es calentado del estado 4' a 2, expandido previamente del estado 4 a 4', y otro que es enfriado del estado 2 a 4' y posteriormente se expande del estado 4' al 6.

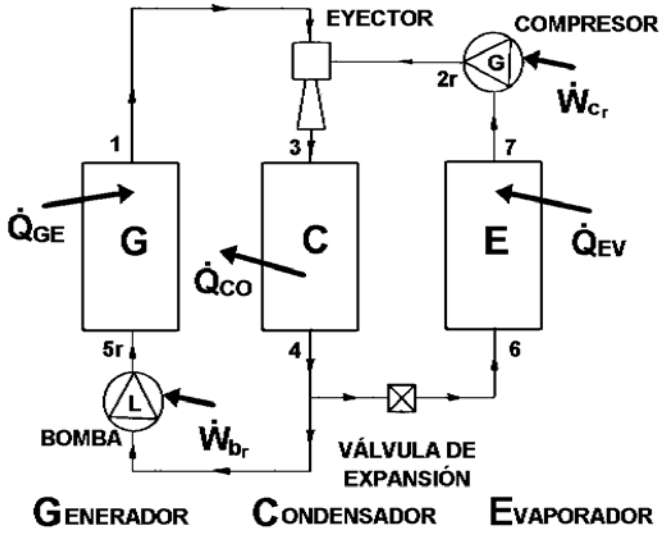


Fig. 3.7 Composición del SIRECA.

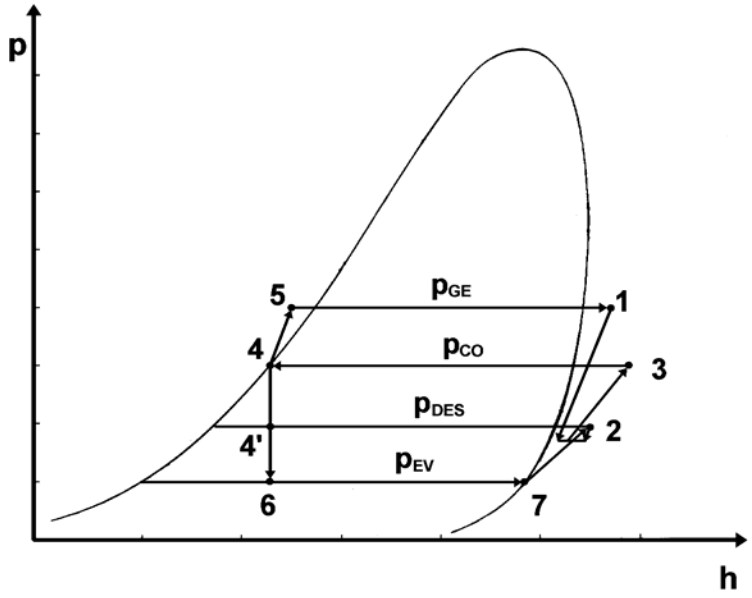


Fig. 3.8 El ciclo termodinámico del SIRECA.

3.4.2 Eficiencia Ideal del SIRECA

El SIRECA es la integración de un sistema 3T, el de eyecto-compresión, y uno 2T, el del refrigerador que incluye al compresor y por lo tanto habrá que definir el sumidero en el que el refrigerador descargará las energías térmica y mecánica involucradas. A su vez, estas energías tendrán que ser retiradas por el sistema de eyecto-compresión. De esta forma, el SIRECA conceptualmente es un sistema 4T, de cuatro temperaturas, como se muestra en la Fig. 3.9 (a). Su respectivo ciclo se indica en el diagrama T-S de la Fig. 3.9 (b). Como se ha hecho anteriormente, el trabajo de la bomba se desprecia por ser muy bajo con respecto a los flujos de energía térmica involucrados, así los suministros de energía térmica, mecánica y de enfriamiento son:

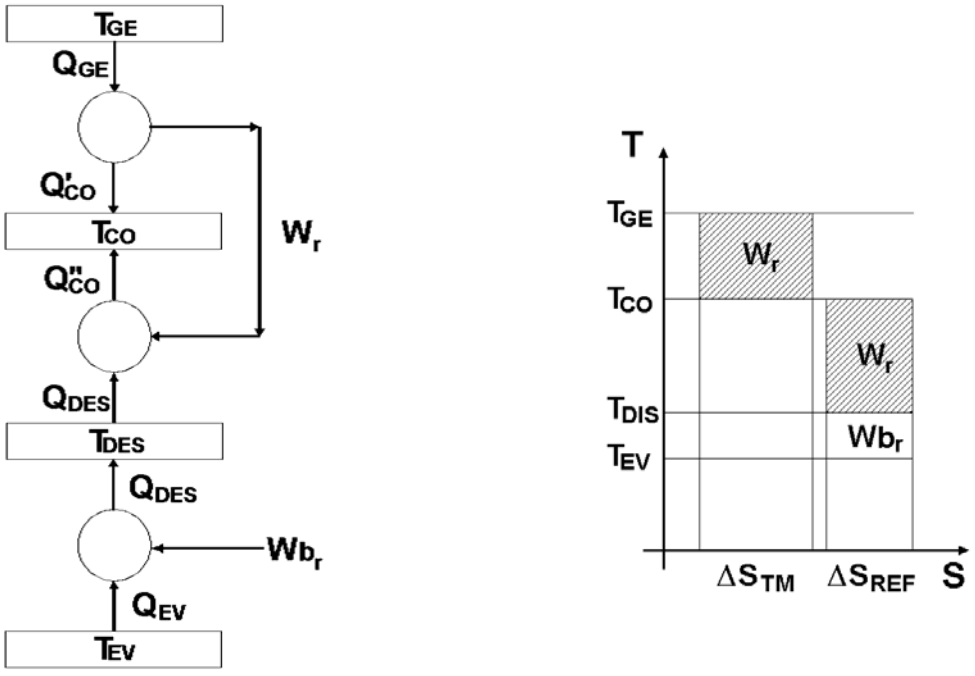
$$Q_{EV} = T_{EV}\Delta S_{REF} \tag{3.46}$$

$$Wc_r = \Delta S_{REF}\left(T_{DES} - T_{EV}\right) \tag{3.47}$$

$$Q_{GE} = T_{GE}\Delta S_{MT} \tag{3.48}$$

$$W_r = \Delta S_{MT}\left(T_{GE} - T_{CO}\right) \tag{3.49}$$

$$W_r = \Delta S_{REF}\left(T_{CO} - T_{DES}\right) \tag{3.50}$$



(a) (b)

Fig. 3.9 (a) Sistema 4T de refrigeración de eyector con compresor auxiliar y (b) su ciclo termodinámico ideal.

La eficiencia del sistema 4T se define como

$$\eta_s = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE} + Wc_r} \tag{3.51}$$

La substitución de las Ecs. (3.46) a (3.48) en (3.51) dan por resultado

$$\eta_s = \frac{T_{EV}\Delta S_{REF}}{T_{GE}\Delta S_{MT} + \Delta S_{REF}(T_{DES} - T_{EV})} \tag{3.52}$$

Al sustituir ΔS_{REF} después de igualar las Ecs. (3.49) y (3.50) en la relación anterior da

$$\eta_s = \left(\frac{T_{EV}\dfrac{(T_{GE} - T_{CO})}{(T_{CO} - T_{DES})}}{T_{GE} + (T_{DES} - T_{EV})\dfrac{(T_{GE} - T_{CO})}{(T_{CO} - T_{DES})}} \right) \tag{3.53}$$

Factorizando y reagrupando términos en la Ec. (3.53) da por resultado

$$\eta_s = \frac{T_{EV}(T_{GE} - T_{CO})}{T_{GE}(T_{CO} - T_{EV}) - T_{CO}(T_{DES} - T_{EV})} \tag{3.54}$$

Esta ecuación permite la evaluación de la eficiencia ideal del sistema, que agrupa a los subsistemas de eyector y comprensión mecánica, mostrando su dependencia en las cuatro temperaturas. Los mayores valores de esta eficiencia se obtienen para las mayores T_{GE}, T_{DES} y T_{EV} y la menor T_{CO}.

3.4.3 Relaciones Termodinámicas del SIRECA

En este sistema de eyecto-compresión mejorada, el compresor es el único elemento agregado al subsistema de eyecto-compresión y su proceso de compresión adiabática reversible se indica a continuación.

Compresor

La potencia mecánica requerida en el proceso reversible de compresión adiabática del vapor efectuado por el compresor es

$$\dot{W}c_r = \dot{m}_2(h_{2r} - h_7) \tag{3.55}$$

donde h_{2r} es la entalpía del estado final del proceso isentrópico.

3.4.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRECA

La eficiencia energética del sistema está definida por

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b_r + \dot{W}c_r} \tag{3.56}$$

que en términos de entalpía es

$$COP_s = \frac{U(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_4) + U(h_2 - h_7)} \tag{3.56a}$$

Su eficiencia exergética está dada por

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{E}_{EV}}{\dot{E}_{GE} + \dot{E}b + \dot{E}c} \tag{3.57}$$

que son los flujos de exergía en el evaporador entre los respectivos del generador, bomba y compresor. Esta eficiencia tiene una referencia común para todas las potencias, tanto la de enfriamiento como las consumidas en el sistema, tanto mecánicas como térmicas. Esta relación en términos de exergía resulta

$$\varepsilon_s = \frac{U(e_6 - e_7)}{(e_1 - e_4) + U(e_2 - e_7)} \tag{3.57a}$$

Otro par de parámetros que son de importancia energética son las relaciones de energía Er y trabajo de compresión Rwc, la primera está dada por

$$Er = \frac{\dot{W}b_r + \dot{W}c_r}{\dot{Q}_{GE}} \tag{3.58}$$

la cual en términos de entalpía es

$$Er = \frac{(h_{5r} - h_4) + U(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_{5r})} \tag{3.59a}$$

y la segunda está definida por

$$Rwc = \frac{\dot{W}c_E}{\dot{W}c} \tag{3.60}$$

la cual en términos de entalpía es

$$Rwc = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_2 - h_7)} \tag{3.60a}$$

3.4.5 Estudio Paramétrico del SIRECA

En el estudio termodinámico del SIRECA se considera la operación de un eyector óptimo mediante el empleo del modelo de Lu en régimen de transición. También, se emplean como fluidos de trabajo a los refrigerantes R134a y R142b. El primero fue escogido después de considerar sus características termodinámicas y ecológicas, así como su disponibilidad y costo. Con respecto al segundo, también se consideraron estas características y además se tomó en cuenta el buen desempeño que ha demostrado tanto experimentalmente como teóricamente en sistemas de eyecto-compresión aplicados al enfriamiento, Shchetinina *et al* (1987a), Dorantes y Lallemand (1995), Chen *et al* (1998), Bounfarat y Lallemand (1999). En el Apéndice 3 se detalla la selección y definición de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes empleados. Por otro lado, como termodinámicamente estos refrigerantes son fluidos mojados y sus isentropas tienen una menor pendiente a la de la curva de vapor saturado, se fijó un sobrecalentamiento del vapor primario de 5ºC para evitar cualquier condensación en el proceso de expansión que se lleva a cabo en la boquilla principal. La temperatura del evaporador y su capacidad de refrigeración se mantienen constantes en -10ºC y 1 kW respectivamente, ya que la aplicación del sistema es para la producción de hielo y la extrapolación de la capacidad de refrigeración es lineal para las variables extensivas, como también se demuestra en el Apéndice 3.

3.4.5.1 Alcance del estudio

Al fijarse la temperatura de evaporación, las tres variables que quedan como independientes son las temperaturas de generación y condensación y la presión de descarga del compresor. Considerando que el sistema de refrigeración se localiza en una zona tropical y por consiguiente se accionará solarmente, los rangos para las variables independientes anteriores se fijaron de la siguiente forma

$$20°C \leq T_{CO} \leq 40°C \quad \text{con} \quad \Delta T_{CO} = 10°C$$

$$T_{CO} + 10°C \leq T_{GE} \leq 90°C \quad \text{con} \quad \Delta T_{GE} = 5°C$$

El límite superior de T_{GE} fue fijado por el R134a, el cual es cercano a su temperatura crítica. La temperatura de saturación del generador T_{GE} define la presión de trabajo p_{GE}. También T_{CO} y T_{EV} definen las presiones de trabajo del condensador y evaporador.

$$T_1 = T_1(p_{GE}, T_{GE} + 5°C)$$

indica un sobrecalentamiento del generador de 5°C.

$$p_{DES} = p_{EV} + n(p_{CO} - p_{EV})/24 \quad \text{con} \quad n = 6 \text{ hasta } 18$$

en el que de acuerdo a n, la p_{DES} es superior a p_{EV} por los correspondientes valores de 0.25 a 0.75 (p_{CO} - p_{EV}) con incrementos de 1/24 de esta diferencia de presión. A cada uno de los valores de p_{DES} se evalúan los trabajos de compresión del eyector y del compresor.

3.4.5.2 Obtención y análisis de resultados

Mediante un programa de computadora se definieron los estados del ciclo termodinámico del SIRECA a partir de los valores de las variables independientes señalados anteriormente y empleando el modelo del eyector de Lu en régimen de transición. Posteriormente, se determinan las potencias del sistema y la determinación de los parámetros característicos adimensionales del sistema. La Fig. 3.10 muestra el diagrama de flujo de dicho programa.

Hasta este momento, el SIRECA no ha sido estudiado teórica ni experimentalmente y por lo tanto no hay posibilidad de comparar los resultados arrojados por el programa de computadora empleado. Sin embargo, se usaron las temperaturas tentativas dadas por Sokolov y Hershgal (1990a) para el SIRECA operando con R114. Se determinó el ciclo termodinámico y se obtuvieron los parámetros del sistema, encontrándose que el valor de U indicado por Sokolov y Hershgal era demasiado alto al proporcionado por el programa. Por lo tanto, se concluyó que dicha U resultó ser un mero ejemplo de como aumenta el COP_s del sistema de eyecto-compresión mediante el empleo de un compresor mecánico.

Por otro lado, Cizungu *et al* (2001) desarrollaron un modelo matemático del eyector con ahogamiento del fluido secundario y realizaron una simulación por computadora del SIRE considerando distintos fluidos ecológicos, entre los que fue incluido el R134a. Del SIRECA en estudio solo fue considerado el subsistema de eyecto-compresión, con T_{GE} como la temperatura alta, T_{CO} como la temperatura intermedia y T_{DES} como la temperatura baja, evaluándose el correspondiente COP_s para algunas condiciones presentados por Cizungu y se encontró que sus resultados fueron mayores de un 5 a un 17% de los proporcionados por la simulación con el modelo de Lu. Esta diferencia es resultado natural de usar diferentes modelos del eyector y de existir un alejamiento de la condición de saturación que Cizungu considera en el generador y evaporador y que el programa de computadora no puede respetar ya que las condiciones en que opera el SIRECA fuerza la existencia de

sobrecalentamiento en el generador y "evaporador" -vapor a la salida del compresor-. De cualquier forma, estos resultados dan confiabilidad al programa propuesto para el análisis del SIRECA operando con R134a. Con respecto a la validación del empleo del modelo de Lu con R142b ya ha sido probada experimentalmente por Dorantes y Lallemand (1995) y empleada teóricamente por Dorantes *et al* (1996).

Los resultados del programa de computadora se graficaron en un espacio tridimensional con T_{GE} y p_{DES} como ejes coordenados y T_{CO} como parámetro. Se analizaron la intersección de las superficies isotérmicas de T_{CO} para 20, 30 y 40°C con planos de T_{GE} y p_{DES} de valor constante. Los resultados consideraron el comportamiento del eyector y del sistema de refrigeración. El primero incluye la eficiencia η_E, la relación de áreas ϕ, el área de la garganta de la boquilla principal A^* y la tasa de arrastre U. El comportamiento del sistema está definido por la eficiencia ideal η_E, el coeficiente de operación COP_s, la eficiencia exergética ε_s, la relación de energía Er y la relación de trabajo de compresión Rwc.

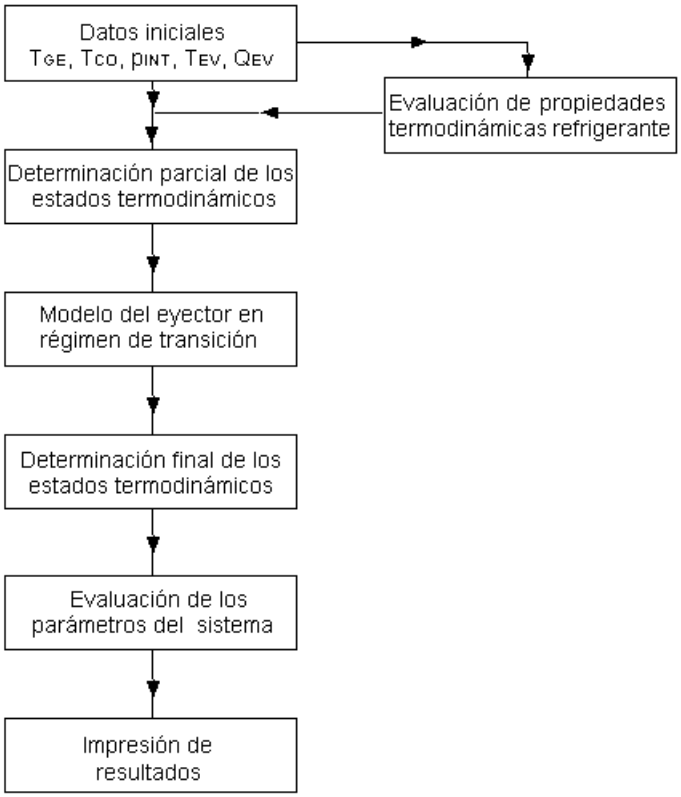


Fig. 3.10 Diagrama de flujo del programa de computadora.

Para tener una representación del comportamiento global del SIRECA se graficó su eficiencia ideal η_s contra T_{DES}, como se muestra en la Fig. 3.11, para las temperaturas de condensación de 20, 30 y 40°C y de generación de 85ºC, cuando T_{DES} es la temperatura de saturación para p_{DES}. Esta temperatura de generación se seleccionó al considerar que las

mayores eficiencias se alcanzan a los mayores valores de esta temperatura y cuyo tope lo pone el R134a por tener una temperatura crítica menor. Para ambos refrigerantes se seleccionó una temperatura de generación de 85°C que permitiera la operación del eyector en el mayor rango de temperaturas de condensación y presiones de descarga del compresor. Independientemente, la mayor temperatura crítica del R142b permitió que el SIRECA operara a esta temperatura de generación y mayores. En dicha gráfica se puede observar que a cada T_{CO} le corresponde la mayor de las eficiencias cuando T_{DES} alcanza el mayor valor y que la máxima de estas eficiencias le corresponde a la menor T_{CO}. Esta gráfica también incluye al COP_s y como era de esperarse muestra un comportamiento similar al de la eficiencia ideal con valores de menor magnitud. Para analizar el comportamiento del SIRECA se consideraron las tendencias del COP_s para ambos refrigerantes y se seleccionaron como representativas del clima tropical a las temperaturas de condensación de 30ºC y de generación de 85°C.

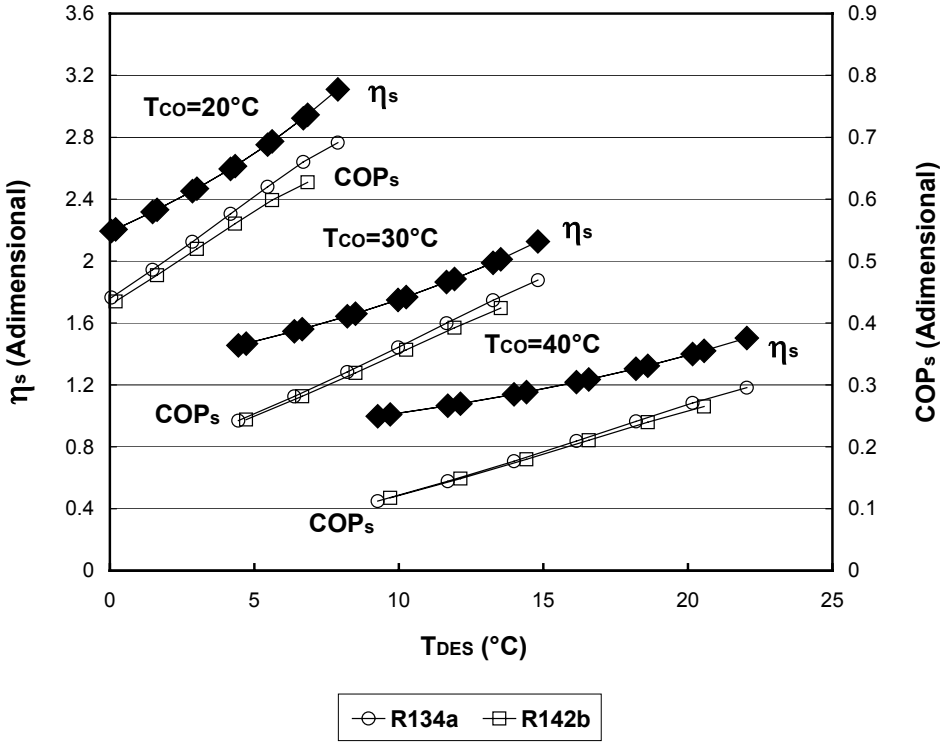


Fig. 3.11 Eficiencia ideal η_s y COP_s del SIRECA contra T_{DES} para diferentes T_{CO} y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea R134a y R142b.

Con respecto al comportamiento del eyector, se muestra la gráfica doble de η_E y U contra T_{GE} y p_{DES} de la Fig. 3.12. La primera gráfica muestra la variación de estos parámetros contra T_{GE} cuando el eyector realiza el mayor de los trabajos de compresión. Por tal motivo, p_{DES} tiene el menor de los valores y en este caso a n le corresponde el valor de 6 con el cual p_{DES} está arriba de p_{EV} por $6(p_{CO} - p_{EV})/24$. En relación a la segunda gráfica, se muestra la variación de los parámetros anteriores buscando el mejor comportamiento del

eyector, por lo que ahora T_{GE} se mantiene fija con un valor elevado y se hace variar a p_{DES} en todo su rango. De esta forma, se observa que cuando T_{GE} aumenta U crece y es resultado de que el eyector requiera un menor flujo másico de fluido primario con mayor energía térmica para realizar el mismo trabajo de compresión del fluido secundario, ya que el eyector opera con una mayor eficiencia resultante del acercamiento del estado de descarga del eyector a la condición ideal. Esto equivale a decir que el estado 3 de la Fig. 3.1 está menos alejado de 3i. En este caso, los valores de U son semejantes para ambos refrigerantes y a una misma T_{GE} la mayor η_E le corresponde al sistema que emplea el R134a. Sin embargo, el sistema operando con R142b alcanza mayores valores de T_{GE} y η_E consigue valores semejantes al máximo del sistema que trabaja con el R134a. Con respecto a la segunda gráfica, cuando p_{DES} aumenta U y η_E crecen de forma tal que U lo hace con un pendiente casi constante y η_E alcanza un máximo y después desciende. Esta tendencia creciente de U es resultado de la mejor operación del eyector cuando precisamente su trabajo de compresión disminuye con el aumento de p_{DES}. Independientemente, hay un valor máximo de la eficiencia al que le corresponde un valor elevado de U. Se observa que los valores de η_E y U para el sistema operando con R134a son mayores y sus pendientes son menores a las del R142b. También, es importante señalar que los valores de p_{DES} alcanzados por el sistema con R134a casi duplican a los del sistema que emplea el refrigerante R142b.

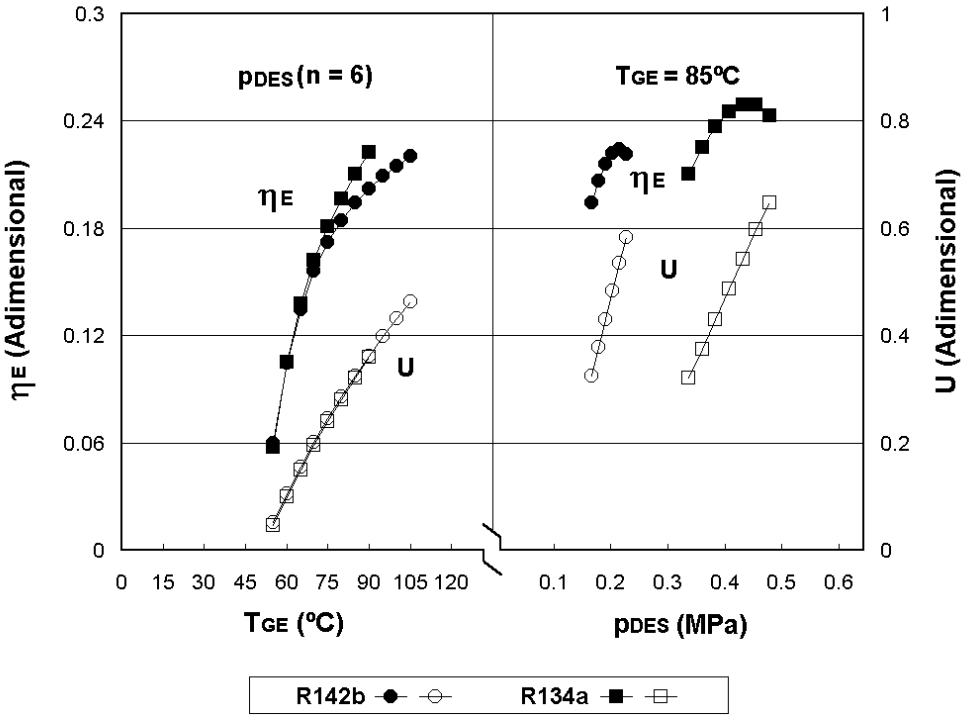


Fig. 3.12 Gráfica de η_E y U contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

Los parámetros geométricos ϕ y A^* se muestran en la gráfica doble de la Fig. 3.13. En la primera gráfica al aumentar T_{GE} el área transversal A^* de la boquilla principal disminuye y ϕ crece. El comportamiento de A^* está ocasionado por la disminución de $\dot{m}_1$ y la consecuente necesidad de requerir una menor boquilla principal. De igual forma, al circular un menor flujo másico total por la cámara de mezcla ésta requiere una menor sección transversal, la cual disminuye menos rápido que A^* y consecuentemente ϕ aumenta. El SIRECA empleando R134a tiene los menores valores de A^* y los de ϕ son similares para el SIRECA operando con ambos refrigerantes. En la segunda gráfica, estos parámetros del eyector tienen nuevamente comportamientos opuestos cuando p_{DES} aumenta, por lo que A^* disminuye y ϕ crece para alcanzar sus valores extremos a la mayor p_{DES}. A menores p_{DES}, un cambio en ésta hará que ϕ y A^* varíen más rápidamente. Los menores valores de A^* corresponden al SIRECA empleando R134a y los valores de ϕ son semejantes para el sistema empleando ambos refrigerantes.

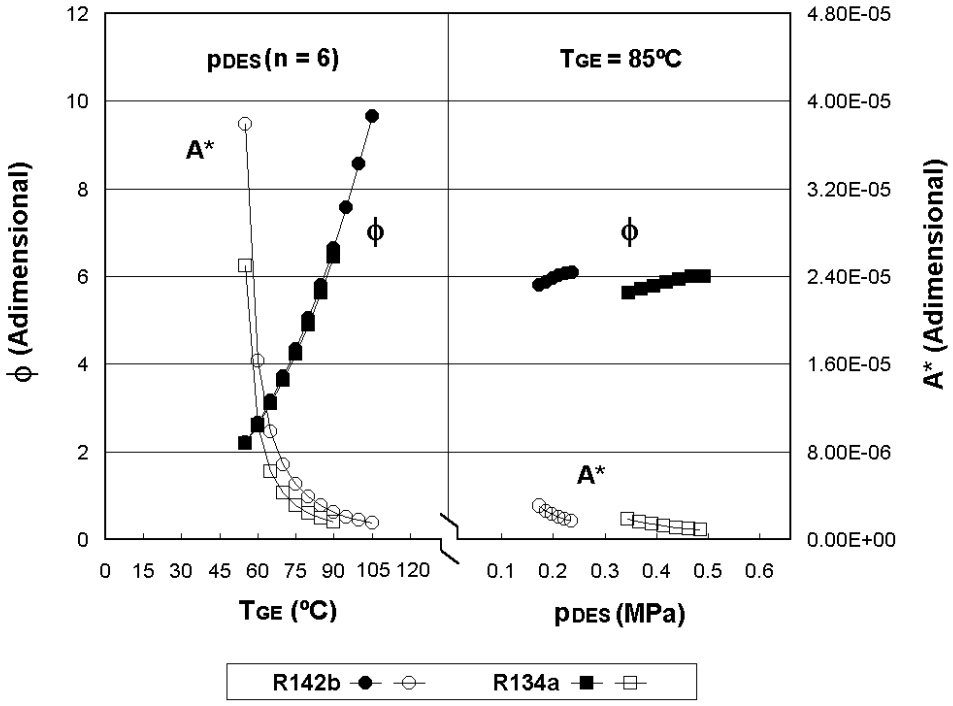


Fig. 3.13 Gráficas de ϕ y A^* contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

En resumen, a la mayor presión de descarga del compresor le corresponde el menor eyector que realiza el menor trabajo de compresión del fluido secundario a una máxima U y con una alta eficiencia del eyector. Comparando las tendencias mostradas en las Figs. 3.12 y 3.13 con p_{DES} como variable independiente, al R134a le corresponde el menor eyector con las mayores η_E y U.

Con respecto al comportamiento del SIRECA, la Fig. 3.14 muestra las tendencias de $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{W}c_r$ y $\dot{W}b_r$ contra T_{GE} y p_{DES}. En la primera gráfica, cuando T_{GE} aumenta $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}b_r$ disminuyen principalmente por la ya mencionada reducción de $\dot{m}_1$, mientras que $\dot{W}c_r$ permanece constante porque no hay cambio en p_{DES} y p_{CO} y en consecuencia su trabajo de compresión es fijo. El SIRECA operando con R134a tiene los mayores valores para estos tres parámetros. Con respecto a la segunda gráfica, cuando p_{DES} aumenta $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}b_r$ disminuyen y $\dot{W}c_r$ aumenta. La disminución de los primeros parámetros es ocasionada también por la ya mencionada disminución de $\dot{m}_1$, correspondiéndole a estos parámetros las mayores variaciones a los menores valores de p_{DES}. Con respecto a $\dot{W}c_r$, su aumento es ocasionado por el incremento de p_{DES}. Las menores $\dot{Q}_{GE}$ y las mayores $\dot{W}c_r$ corresponden al sistema operando con R134a.

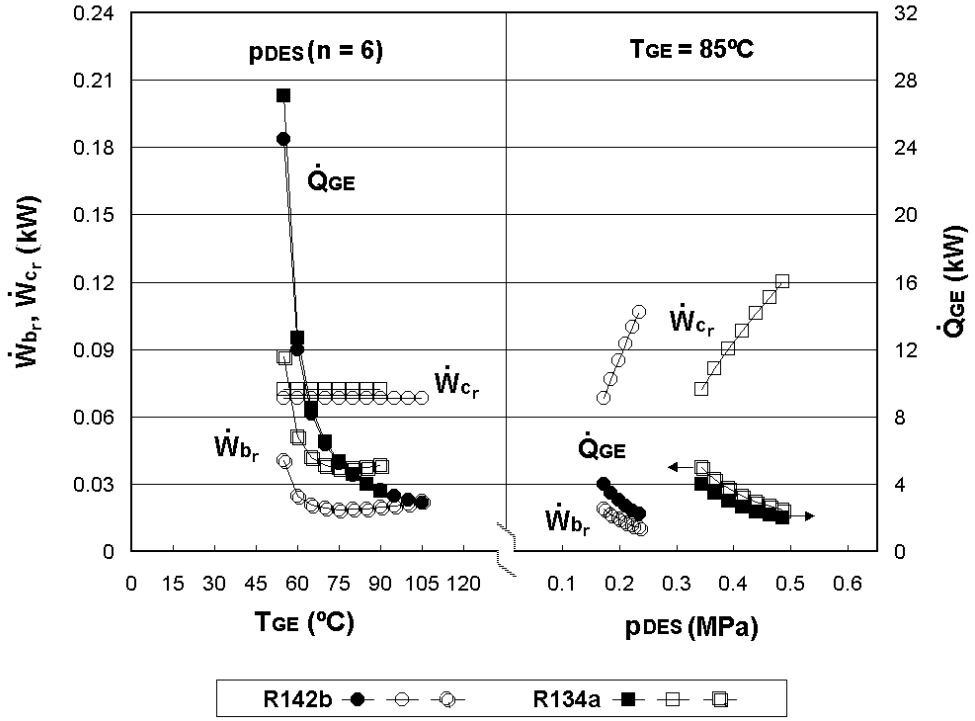


Fig. 3.14 Gráfica de $\dot{Q}_{GE}$ $\dot{W}b_r$ y $\dot{W}c_r$ contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

El comportamiento de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}c_E$ contra T_{GE} y p_{DES} se muestra en la Fig. 3.15. Con respecto a la primera gráfica, cuando T_{GE} aumenta $\dot{Q}_{CO}$ disminuye y $\dot{W}c_E$ aumenta hasta un máximo para después descender. Recordando que $\dot{Q}_{CO}$ es la encargada de regresar al ambiente todos los ingresos de energía al sistema, la disminución de ésta es ocasionada por la reducción de $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}b_r$ Con respecto a $\dot{W}c_E$, su comportamiento está dado por la va-

riación de h_3 que aumenta hasta alcanzar un valor máximo para después descender, independientemente de acercarse cada vez más a h_{3i}. Este valor máximo de $\dot{W}_{cE}$ no coincide con la mayor eficiencia del eyector. De esta forma, los mayores $\dot{Q}_{CO}$ corresponden al sistema operando con el R134a, mientras que solamente al sistema operando con este refrigerante le corresponden los mayores $\dot{W}_{cE}$ a valores bajos de T_{GE}. En relación a la segunda gráfica, cuando p_{DES} aumenta $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}_{cE}$ descienden y sus menores valores se alcanzan a las mayores p_{DES}. La disminución de $\dot{Q}_{CO}$ es ocasionada por la fuerte disminución de $\dot{Q}_{GE}$, independientemente de la disminución de $\dot{W}_{br}$ y el aumento de $\dot{W}_{cr}$, mientras que la disminución de $\dot{W}_{cE}$ es resultado del aumento de p_{DES}. Los menores valores de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}_{cE}$ corresponden al sistema operando con R134a.

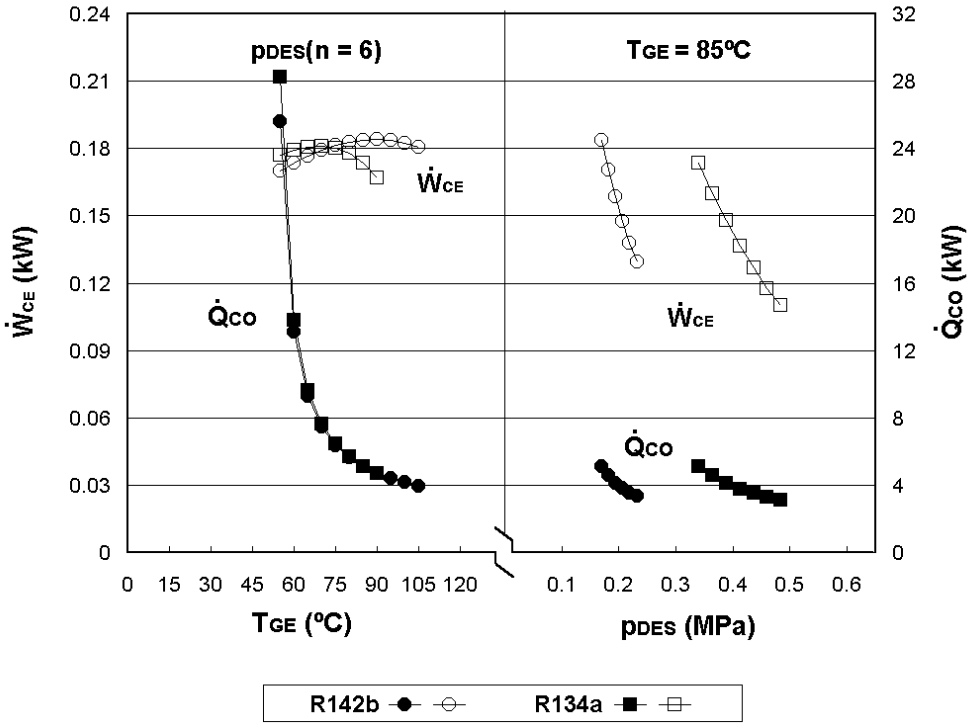


Fig. 3.15 Gráfica de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}_{cE}$ contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

En relación a los parámetros adimensionales del sistema, las Figs. 3.16 y 3.17 muestran el comportamiento del COP_s, ε_s, Er y Rwc contra T_{GE} y p_{DES}. En la primera gráfica, cuando T_{GE} aumenta tanto el COP_s como ε_s crecen. El aumento del COP_s está fundado principalmente en la fuerte disminución de $\dot{Q}_{GE}$, mientras que el crecimiento de ε_s está ocasionado por el mayor impacto de la disminución de $\dot{m}_1$ que el crecimiento de e_1. Los mayores valores del COP_s y ε_s se alcanzan a las mayores T_{GE}, sin embargo los valores de estos

parámetros tienen una magnitud similar cuando el sistema opera con estos dos refrigerantes. Con respecto a la segunda gráfica, cuando p_{DES} aumenta el COP_s y ε_s crecen y el último de estos parámetros lo hace más lentamente a valores altos de p_{DES}. El crecimiento del COP_s y ε_s está basado en la fuerte disminución de $\dot{m}_1$. Los máximos valores del COP_s y ε_s se obtienen para el sistema operando con R134a. La diferencia de COP_s entre ambos refrigerantes se debe al menor suministro de las potencias, térmica en el generador y mecánica de la bomba, que son suficientemente menores al incremento de la potencia del compresor para la considerada capacidad de refrigeración de 1 kW.

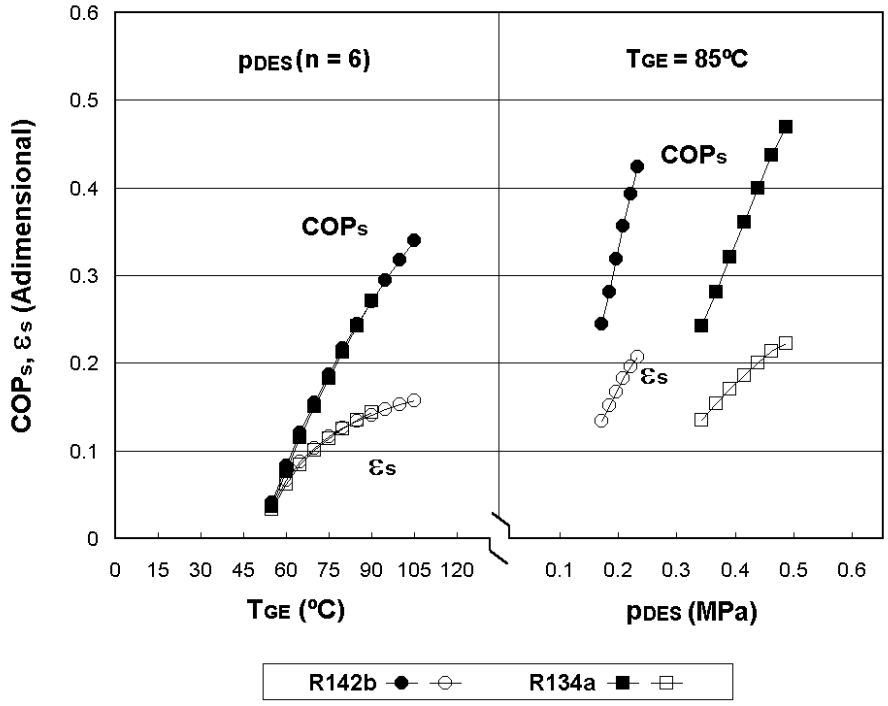


Fig. 3.16 Gráfica del COP_s y ε_s contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

Las curvas de comportamiento de Er y Rwc, se muestran en la gráfica de la Fig. 3.17. En la primera gráfica, cuando T_{GE} aumenta Er y Rwc crecen, alcanzando este último un máximo para después descender. El aumento de Er está ocasionado por la gran disminución de $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}_{br}$. La tendencia de Rwc está dada por $\dot{W}_{cE}$ ante un valor constante de $\dot{W}_{cr}$. El sistema con mayores valores de Er corresponde al SIRECA cuando emplea el R134a, mientras que con el uso del R142b alcanza los mayores Rwc. El primero de estos comportamientos resulta de la mayor disminución de $\dot{Q}_{GE}$ y el segundo de la menor diferencia de presión entre el evaporador y el condensador. Los máximos valores de Er y Rwc se alcanzan a la mayor T_{GE} y solamente puede realizar el sistema con R142b por el motivo ya mencionado de su temperatura crítica. En relación a la segunda gráfica, cuando p_{DES} aumenta Er

crece y Rwc disminuye. La primera tendencia está ocasionada por la fuerte disminución de $\dot{Q}_{GE}$ y la segunda resulta de la disminución de la potencia de compresión del eyector y el aumento de la potencia del compresor. Los mayores valores de Er también tienen su origen en la fuerte disminución de $\dot{Q}_{GE}$, independientemente del crecimiento de $\dot{W}_{cr}$. A su vez, este crecimiento de $\dot{W}_{cr}$ es mayor a la disminución de $\dot{W}_{cE}$ y ocasiona que Rwc disminuya rápidamente. Los mayores valores de Er del SIRECA operando con R134a están ocasionados por los menores $\dot{Q}_{GE}$, mientras que para el SIRECA con R142b sus mayores valores de Rwc son ocasionados por el menor incremento de $\dot{W}_{cr}$.

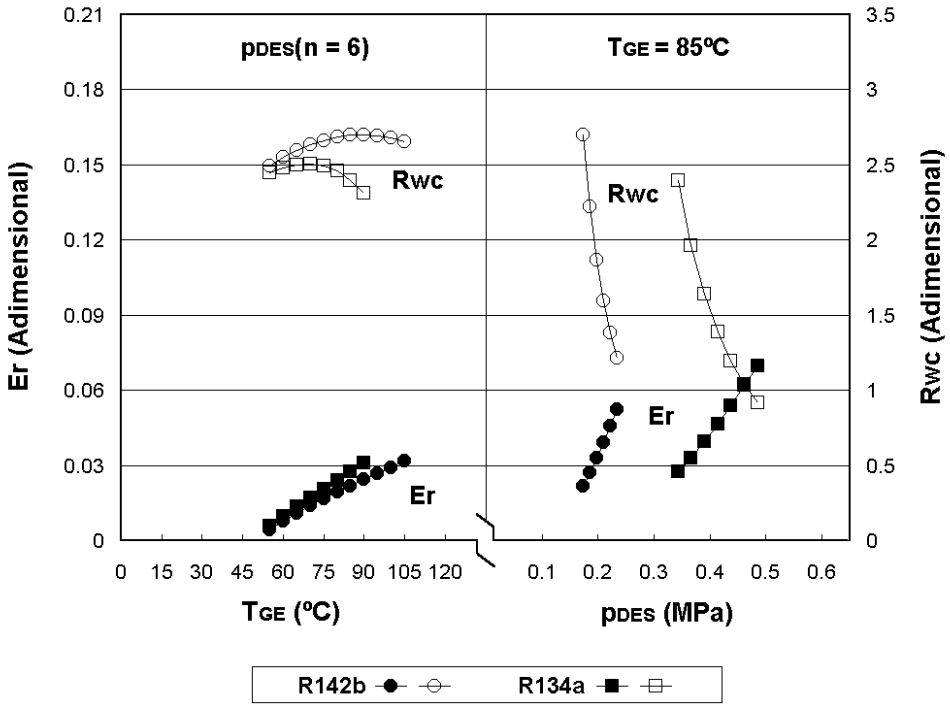


Fig. 3.17 Gráfica de Er y Rwc contra p_{DES} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C para el sistema con los refrigerantes R134a y R142b.

Con los resultados anteriores, al seleccionarse un punto de diseño para una T_{CO} de 30°C y una T_{GE} de 85°C, queda por definir el fluido de trabajo más adecuado y la correspondiente p_{DES}. Por tal motivo, la segunda de las dos gráficas presentadas simultáneamente en las Figs. 3.12 a 3.17 contiene la información a emplear. Así, al consultar las segundas gráficas de las Figs. 3.16 y 3.17 y confirmar que los mayores valores del COP_s, ε_s y Er corresponden al SIRECA operando con R134a, la selección del fluido de trabajo queda concluida. Por otro lado, entre los objetivos de la selección del punto de diseño está el balance de las potencias de compresión del eyector y compresor, por lo que se considerarán valores de Rwc iguales o mayores a la unidad. En este caso, al seleccionar un valor unitario de Rwc le corresponde un valor de Er de alrededor de 0.06, ε_s de 0.21, COP_s de 0.43, U de 0.6, η_E

de 0.25, ϕ de 6 con casi la menor de las A^*, de acuerdo a las gráficas ya mencionadas. Este punto muestra un equilibrio entre las potencias de compresión del fluido secundario, Rwc es unitaria, y también una alta eficiencia energética del sistema, altos valores del COP_s, ε_s y Er, así como un eyector pequeño, bajos valores de A^* y ϕ, y altamente eficiente, elevados valores de η_E y U. Cualquier otra opción con una p_{DES} implicará disminuir la eficiencia del eyector y aumentar su tamaño, así como disminuir la eficiencia del sistema mismo. En otras palabras, se aumenta el trabajo de compresión del eyector que por un lado demanda una mayor $\dot{Q}_{GE}$ y por el otro disminuye el trabajo del compresor, reduciéndose la demanda de energía eléctrica.

3.5 ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDO DE EYECTOR Y COMPRESOR

A continuación se describe la configuración del SIRHEC y se obtienen sus relaciones termodinámicas, en cuya evaluación se fundamenta el análisis del comportamiento de este sistema de refrigeración.

3.5.1 Configuración del SIRHEC

Como ya se ha mencionado, este sistema es resultado de la interacción en serie entre un subsistema de eyecto-compresión y otro de compresión mecánica que emplean el mismo refrigerante y tienen como interface al enfriador intermedio, el cual es un intercambiador de calor de contacto directo y en analogía con un intercambiador de superficie tiene sus líneas frías del lado izquierdo, el evaporador para el subsistema de eyecto-compresión, y sus líneas calientes están del lado derecho, el condensador para el subsistema de compresión. Además, el fluido de las líneas del enfriador intermedio interactúa directamente porque es el mismo refrigerante con la misma presión y la única transferencia de calor sirve para reducir la temperatura del vapor sobrecalentado procedente del compresor hasta la temperatura de saturación. Como puede apreciarse, el enfriador intermedio, otra válvula de expansión y el compresor son los elementos agregados con respecto al SIRE. Las Figs. 3.18 y 3.19 muestran los elementos del sistema y sus correspondientes estados termodinámicos en un plano p-h.

Considerando únicamente el flujo de fluido a través de los elementos agregados, se tiene que la mezcla saturada líquido-vapor en estado 6, que proviene de la válvula de expansión, entra al enfriador intermedio y lo atraviesa por la línea fría donde el líquido se convierte en vapor saturado en estado 2 a la isobara p_{INT}, por medio de la adición de la potencia térmica dada por $\dot{Q}_{INT}$. Para el subsistema de compresión mecánica, el vapor procedente del compresor va a la línea caliente del enfriador intermedio y tiene un cambio de fase alcanzando el estado de saturación 7 a la isobara p_{INT}, por medio de la extracción de la potencia térmica representada por $\dot{Q}_{INT}$. Por la válvula de expansión fluye el líquido saturado procedente del enfriador intermedio y se obtiene una mezcla saturada líquido-vapor en estado 8, por medio de una expansión adiabática. Esta mezcla saturada entra en el evaporador, donde el líquido saturado se convierte en vapor saturado en estado 9 a la isobara p_{EV} por la adición de la potencia térmica dada por $\dot{Q}_{EV}$. El compresor recibe el vapor y lo comprime hasta el estado de sobrecalentamiento 10, al agregársele la potencia mecánica $\dot{W}_b$. Como ya se mencionó, en la práctica el enfriador intermedio solo tiene intercambio de calor para

llevar el vapor sobrecalentado en estado 10 hasta el estado 2 de vapor saturado y el resto de este dispositivo es un separador de las fases líquida y gas .

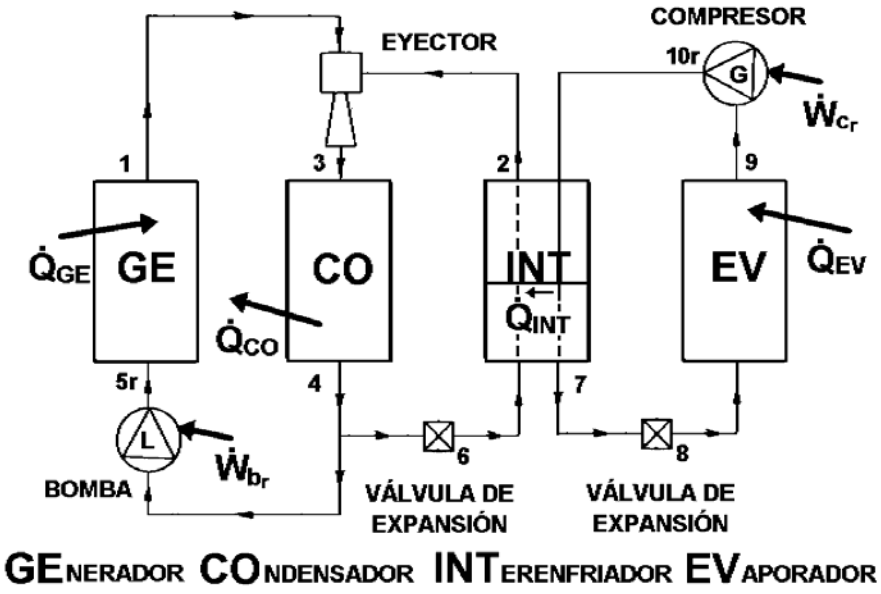


Fig. 3.18 Composición del SIRHEC.

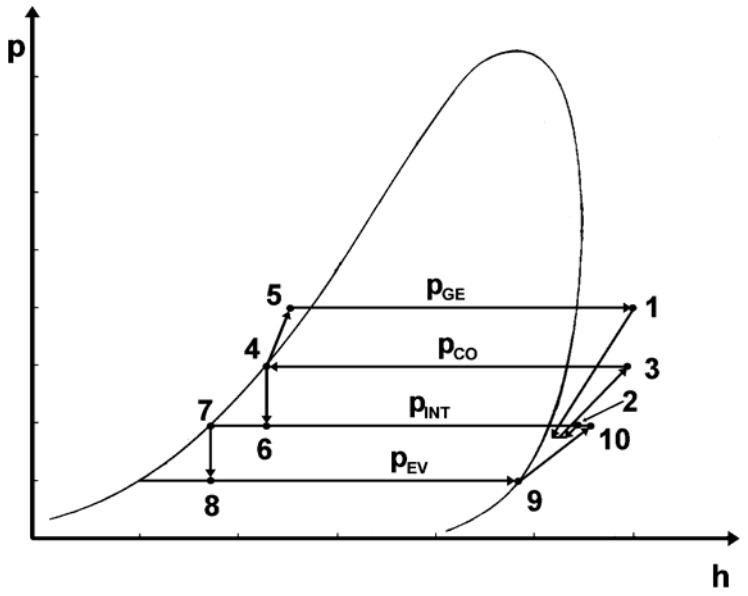


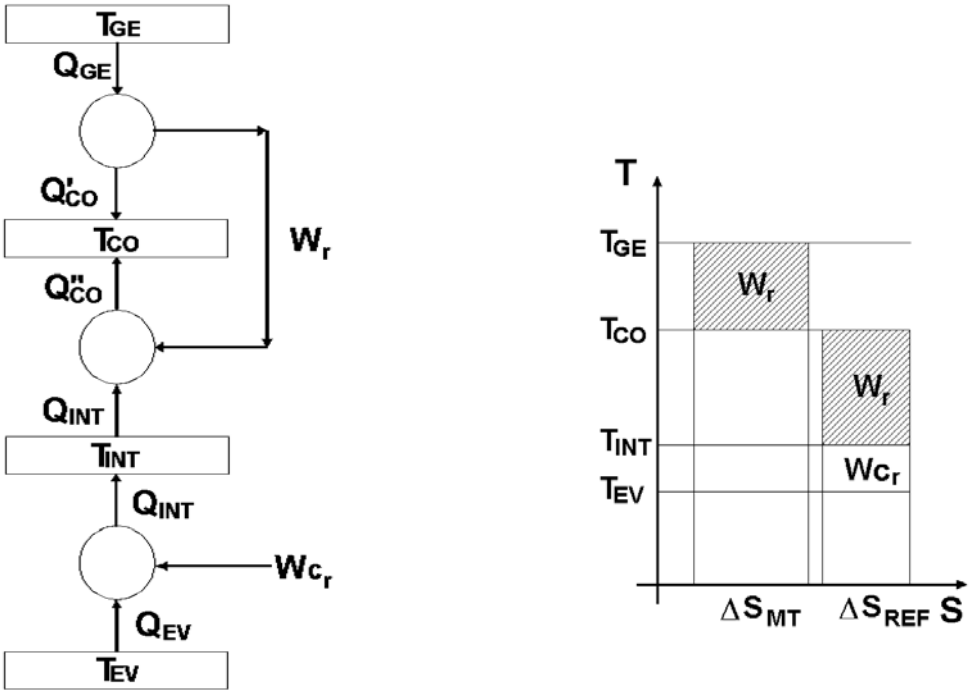
Fig. 3.19 El ciclo termodinámico del SIRHEC.

3.5.2 Eficiencia Ideal del SIRHEC

La Fig. 3.20 muestra este sistema 4T junto con su ciclo ideal en un plano T-S. Como pude observarse este sistema es idéntico al mostrado en la Fig. 3.9 diferenciándose solo en la nomenclatura empleada para la temperatura intermedia inferior T_{INT}. De esta forma, al repetir el procedimiento empleado en la sección 3.4.2 se encuentra la Ec. (3.54) con el cambio de nomenclatura indicado, la cual es

$$\eta_s = \frac{T_{EV}(T_{GE} - T_{CO})}{T_{GE}(T_{CO} - T_{EV}) - T_{CO}(T_{INT} - T_{EV})} \tag{3.61}$$

Esta ecuación permite evaluar la eficiencia ideal del SIRHEC y sus mayores valores también se obtienen con los mayores valores de T_{GE}, T_{INT} y T_{EV} y menores valores de T_{CO}.



(a) (b)

Fig. 3.20 (a) Sistema de refrigeración híbrido de eyector y comprensión 4T y (b) su ciclo termodinámico ideal.

3.5.3 Relaciones Termodinámicas del SIRHEC

Las ecuaciones de conservación de masa y energía en estado permanente sin pérdidas mecánicas o de calor también se consideraron para todos los elementos del sistema, excepto para el eyector en el cual se consideraron las pérdidas mecánicas.

Enfriador intermedio

La relación de vapor en el enfriador intermedio es

$$U_{INT} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_2} = \frac{h_2 - h_6}{h_{10r} - h_7} \tag{3.62}$$

Compresor

La potencia mecánica requerida en el compresor considerando un proceso de compresión adiabática reversible es

$$\dot{W}c_r = \dot{m}_9 (h_{10r} - h_9) \tag{3.63}$$

siendo h_{10r} la entalpía del estado final del proceso isentrópica.

Válvula de expansión

Al aplicar en la válvula de expansión las ecuaciones de conservación de masa y energía, se tiene

$$h_7 = h_8 \tag{3.64}$$

Considerando que el equilibrio termodinámico es alcanzado por la mezcla saturada que sale de la válvula, se obtiene

$$h_7 = (1 - x_8) h_{8f} + x_8 h_{8g}$$

donde x es la calidad del vapor y los subíndices f y g corresponden al líquido y vapor saturados respectivamente, resultando

$$x_8 = \frac{h_7 - h_{8f}}{h_{8g} - h_{8f}} \tag{3.65}$$

3.5.4 Eficiencias Energética y Exergética del SIRHEC

El coeficiente de operación del sistema, está dado por

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{W}b_r + \dot{W}c_r} \tag{3.66}$$

que en términos de la entalpía resulta

$$COP_s = \frac{U\, U_{INT} (h_9 - h_8)}{(h_1 - h_4) + U\, U_{INT} (h_{10r} - h_9)} \tag{3.66a}$$

la eficiencia exergética del sistema es

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{E}_{EV}}{\dot{E}_{GE} + \dot{E}b_r + \dot{E}c_r} \tag{3.67}$$

que es la rapidez del flujo neto de exergía en el evaporador por cada unidad de la rapidez del flujo neto de exergía en el generador, bomba y compresor. La forma expandida de dicha eficiencia está dada por

$$\varepsilon_s = \frac{U\, U_{INT} \ (e_8 - e_9)}{(e_1 - e_4) + U\, U_{INT} (e_{10r} - e_9)} \tag{3.67a}$$

la relación de energía suministrada es

$$Er = \frac{\dot{W}b_r + \dot{W}c_r}{\dot{Q}_{GE}} \tag{3.68}$$

y su forma basada en la entalpía está representada por

$$Er = \frac{(h_{5r} - h_4) + U\,U_{INT}\,(h_{10r} - h_9)}{(h_1 - h_{5r})} \tag{3.68a}$$

la relación de compresión se define como

$$Rwc = \frac{\dot{W}c_E}{\dot{W}c} \tag{3.69}$$

la cual en términos de entalpía y empleando la relación de vapor U_{INT} del enfriador intermedio resulta

$$Rwc = \frac{(h_3 - h_2)}{U_{INT}(h_{10} - h_9)} \tag{3.69a}$$

3.5.5 Estudio Paramétrico del SIRHEC

Empleando el programa de computadora mencionado anteriormente y cuyo diagrama de flujo se muestra en la Fig. 3.10, se adecuó para el SIRHEC y se obtuvo un grupo de resultados cuando el sistema trabaja con R134a y R142b y provee una capacidad de enfriamiento de 1 kW a una temperatura de -10ºC, variándose las temperaturas del generador y condensador y la presión del enfriador intermedio. Como ambos refrigerantes son substancias "mojadas", se requirió de un sobrecalentamiento ligero en el vapor del generador para evitar cualquier condensación en el proceso de expansión de la boquilla principal del eyector. Como en el caso del SIRECA, la extrapolación de la capacidad de refrigeración también es lineal para las variables extensivas, como se evidencia en el Apéndice 3.

3.5.5.1 Alcance del estudio

Considerando de nuevo que el sistema de refrigeración se localiza en una zona tropical y por consiguiente se accionará solarmente, las temperaturas de los elementos y la presión del enfriador intermedio se variaron como sigue

$$20°C \le T_{CO} \le 40°C \quad \text{con} \quad \Delta T_{CO} = 10°C$$

$$T_{CO} + 10°C \le T_{GE} \le 120°C \quad \text{con} \quad \Delta T_{GE} = 10°C$$

Para el R134a, el límite superior de T_{GE} fue de 90ºC, el cual es cercano a su punto crítico. T_{GE} define en la saturación la presión de trabajo p_{GE}, así como, T_{CO} y T_{EV} las presiones de trabajo del condensador y evaporador, respectivamente.

$$T_1 = T_1(p_{GE},\, T_{GE} + 5°C)$$

considera un sobrecalentamiento del generador de 5°C.

$$p_{INT} = p_{EV} + n(p_{CO} - p_{EV})/24 \quad \text{con} \quad n = 6 \text{ hasta } 18$$

en el que de nueva cuenta y de acuerdo a n, la p_{INT} es superior a p_{EV} y varía de 0.25 a 0.75 (p_{CO} - p_{EV}) con incrementos de 1/24 de esta diferencia de presión. Con cada uno de los valores de p_{INT} se calculan los trabajos de compresión del eyector y del compresor.

3.5.5.2 Obtención y análisis de resultados

Para validar el programa de cómputo del SIRHEC que incluye el modelo del eyector de Lu, se reprodujeron las condiciones de diseño del sistema experimental que usa R114 y que fue reportado por Sokolov y Hershgal (1993a). Aunque los datos fueron para una aplicación de aire acondicionado, todos los valores del sistema fueron reproducidos. Los parámetros calculados para el eyector cayeron en el rango considerado, excepto el coeficiente de fricción que fue menor al valor esperado. Esta diferencia puede ser originada por la T_{CO} tan elevada que fue de alrededor de los 53ºC, la cual está fuera del rango experimental con que fue validado el modelo del eyector de Lu. No obstante y aunque ya no esté en uso, el R114 fue incluido en la presente aplicación de refrigeración para comparar su comportamiento con los fluidos de trabajo R134a y R142b.

La Fig. 3.21 es una gráfica de la eficiencia ideal η_s dada por la Ec. 3.60 y del coeficiente de operación COP_s dado por la Ec. 3.65 contra la T_{INT} y como en el caso del SIRECA se consideran las temperaturas de condensación de 20, 30 y 40°C y de generación de 85°C, en la que T_{INT} es la temperatura de saturación para p_{INT}. La gran semejanza que existe entre las gráficas de las Figs. 3.10 y 3.21 es ocasionada por la gran similitud que tienen estos sistemas 4T, como también evidencian las Figs. 9 y 20 y confirma la equivalencia entre sus eficiencias ideales, definidas mediante las Ecs. 3.53 y 3.60. En términos generales, se está analizando a un sistema termodinámico enteramente análogo al SIRECA. Por tal motivo, los conceptos vertidos en el análisis de la Fig. 3.10 son válidos para la Fig. 3.21.

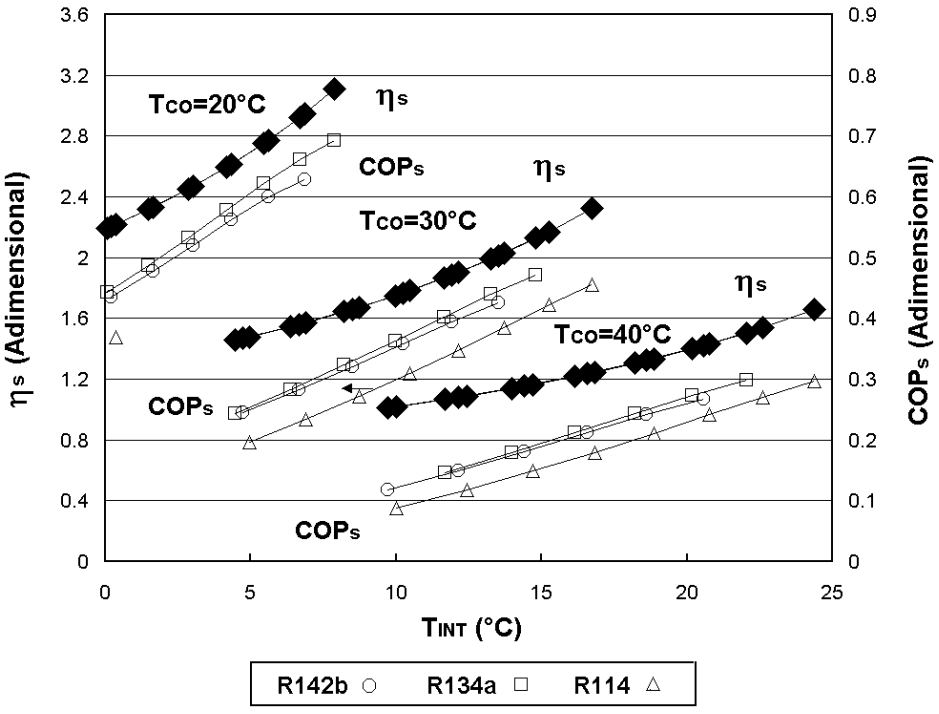


Fig. 3.21 Eficiencia ideal η_s y COP_s para el SIRHEC contra T_{INT} para diferentes T_{CO} y T_{GE} = 85º C, cuando el sistema emplea R134a y R142b.

El análisis termodinámico del SIRHEC incluye tres opciones que dependen de las temperaturas de condensación y generación. Primero se consideran temperaturas de condensación y generación intermedias, T_{CO} = 30°C y T_{GE} = 85°C. Después se consideran las máximas temperaturas de generación para esta temperatura de condensación, T_{GE} = 90°C para el sistema operando con R134a y T_{GE} = 100°C cuando se emplea el R142b. Finalmente, se considera una elevada temperatura de condensación y la máxima temperatura de generación, T_{CO} = 40°C y T_{GE} = 90°C para el sistema operando con R134a y T_{GE} = 115°C cuando se usa el R142b.

El comportamiento del SIRHEC a T_{GE} y T_{CO} moderadas

La comparación de resultados entre el SIRECA y el SIRHEC a una temperatura de condensación de 30°C y una temperatura de generación de 85°C, cuando se varía a p_{INT} como se indica en la sección 3.5.5.1 y es equivalente a la variación de p_{DES} considerada en la sección 3.4.4.1, se encuentra que el flujo másico del fluido primario es propiamente el mismo para ambos sistemas, que el SIRHEC tiene un menor flujo másico del refrigerante del evaporador y que el SIRECA tiene un flujo másico de fluido secundario ligeramente mayor.

Con respecto al comportamiento del eyector, las variaciones del flujo másico de refrigerante en el evaporador y secundario del eyector, hacen que las gráficas de las Figs. 3.22 y 3.23 del SIRHEC sean totalmente análogas a las gráficas de las Figs. 3.12 y 3.13 del SIRECA y cuya explicación es válida para el comportamiento del eyector del SIRHEC.

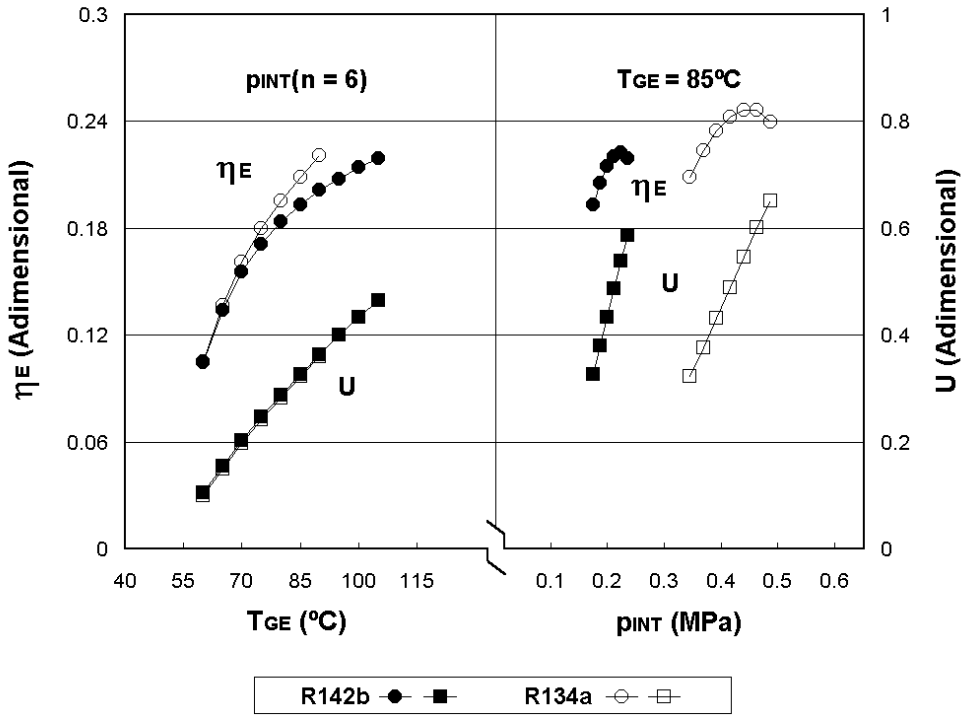


Fig. 3.22 Gráfica de η_E y U contra p_{INT} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

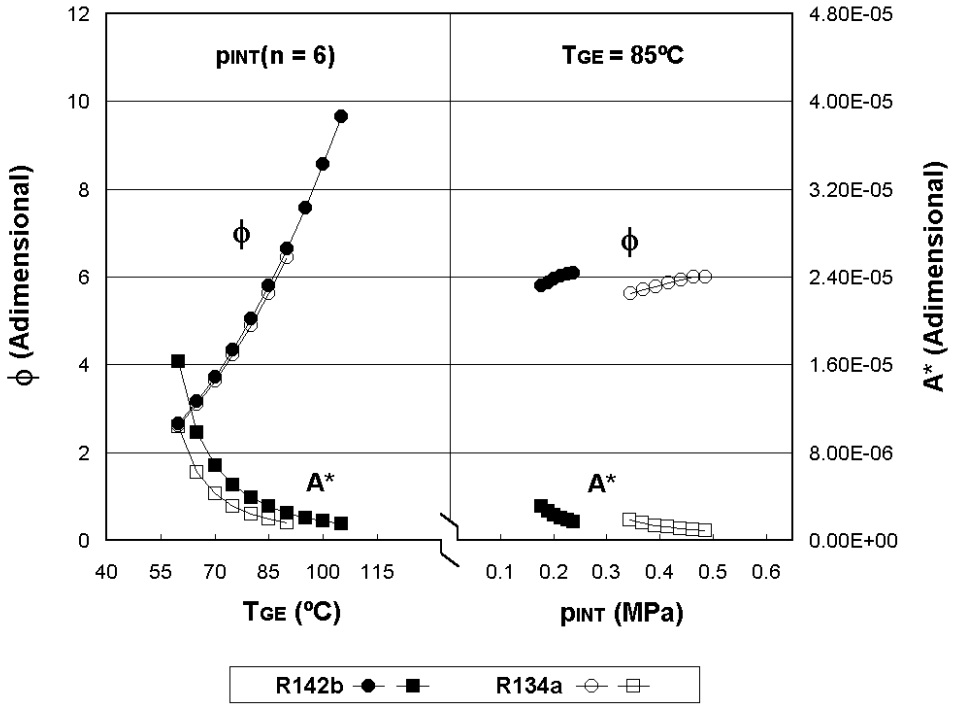


Fig. 3.23 Gráficas de ϕ y A^* contra p_{INT} para T_{CO} = 30ºC y T_{GE} = 85°C, cuando el sistema emplea los refrigerantes R134a y R142b.

La Fig. 3.24 muestra la gráfica doble de los suministros de potencia térmica y mecánica del SIRHEC contra T_{GE} y p_{INT}. Los valores de $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}_{br}$ son análogos para ambos sistemas y el único cambio sustancial se presenta en la disminución de $\dot{W}_{cr}$, la cual tiene su origen en el correspondiente decremento del flujo másico de refrigerante que circula por el evaporador del SIRHEC.

El comportamiento de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}_{cE}$ contra T_{GE} y p_{DES} se muestra en la Fig. 3.25. Los valores de $\dot{Q}_{CO}$ resultaron ser análogos para ambos sistemas y el único cambio sustancial corresponde al incremento de $\dot{W}_{cE}$, el cual está sustentado en el aumento del flujo másico secundario del SIRHEC.

La gráfica doble del COP_s y ε_s contra la T_{GE} y p_{INT} se muestra en la Fig. 3.26. Los valores del COP_s resultaron ser similares a los del SIRECA y los valores de ε_s fueron ligeramente menores.

Las curvas de Er y Rwc, se muestran en la gráfica de la Fig. 3.27. El efecto de la disminución de $\dot{W}_{cr}$ se evidencia en el decremento de Er y tanto esta tendencia de $\dot{W}_{cr}$ como la de crecimiento de $\dot{W}_{cE}$ se conjugan y permiten que Rwc aumente sustancialmente.

Con los resultados del SIRHEC para una T_{CO} de 30°C y una T_{GE} de 85°C, la selección del punto de diseño repite la argumentación hecha con el SIRECA. Como el SIRHEC tiene valores similares del COP_s, ε_s y U y menores de Er a los del SIRECA cuando emplea a estos dos refrigerantes, la selección del fluido de trabajo sigue siendo el R134a. Así, solo que-

da por definir el valor de p_{INT} que permita mantener un balance entre los trabajos de compresión del fluido secundario efectuados por el eyector y el compresor mecánico. En este caso, la selección de un valor de Rwc igual o mayor a la unidad se facilita porque éstos siempre la rebasan. Al considerar la misma presión de descarga del compresor a la del SIRECA, para este caso del SIRHEC se tiene un valor de COP_s de 0.44, ε_s de 0.22, Rwc de 1.4, Er ligeramente menor a 0.06, η_E de 0.25, U de 0.6, ϕ de 6 con casi la menor de las A^*, de acuerdo a las gráficas de las Figs. 3.22 a 3.27. Este punto muestra un mejor balance entre las potencias de compresión del fluido secundario, Rwc es de alrededor de 1.4, y el sistema también tiene una alta eficiencia energética, altos valores del COP_s, ε_s y Er, así como un eyector pequeño, bajos valores de A^* y ϕ, y altamente eficiente, elevados valores de η_E y U. El SIRHEC muestra ventajas energéticas al tener un mayor valor de Rwc y por lo tanto la demanda de energía eléctrica del compresor disminuye con respecto a la requerida por el SIRECA cuando los suministros $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}_{br}$ son propiamente iguales para ambos sistemas. En cuanto a la composición del SIRHEC hay que considerar la inclusión del enfriador intermedio y de una válvula de expansión, por lo que su costo inicial puede incrementarse ligeramente. Al seleccionar una p_{INT} menor implicará disminuir la eficiencia del eyector y aumentar su tamaño, así como disminuir la eficiencia del sistema mismo.

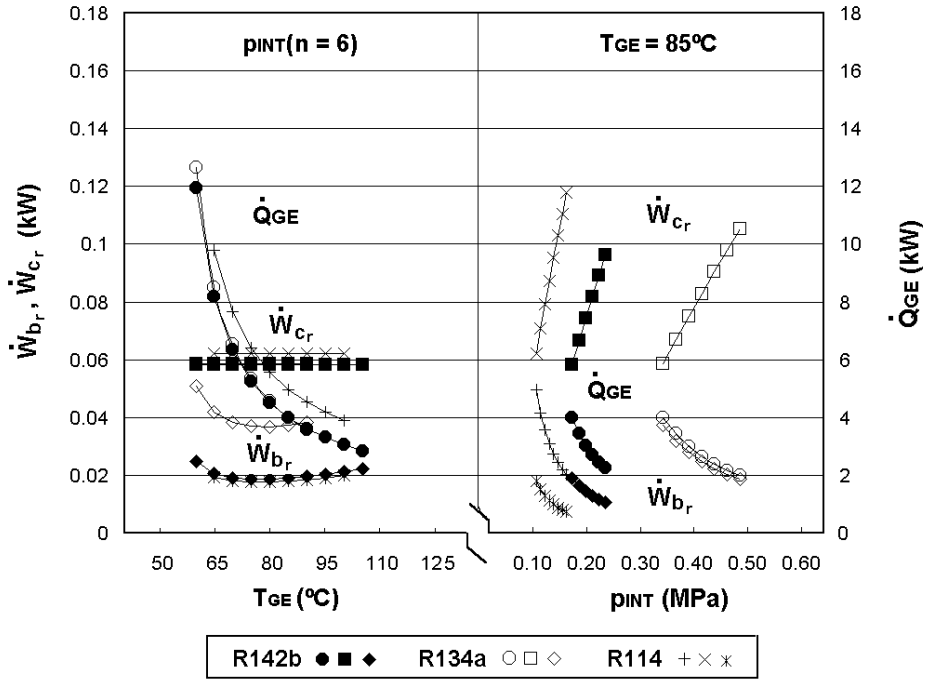


Fig. 3.24 Gráfica de $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{W}_{br}$ y $\dot{W}_{cr}$ contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85ºC, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b.

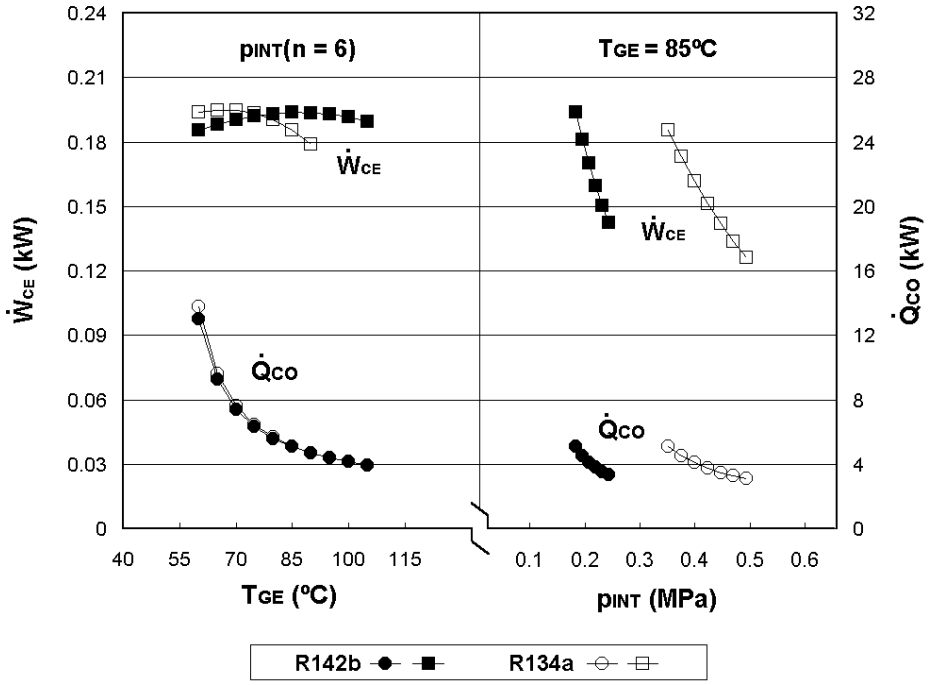


Fig. 3.25 Gráfica de $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{W}_{CE}$ contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85°C, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b.

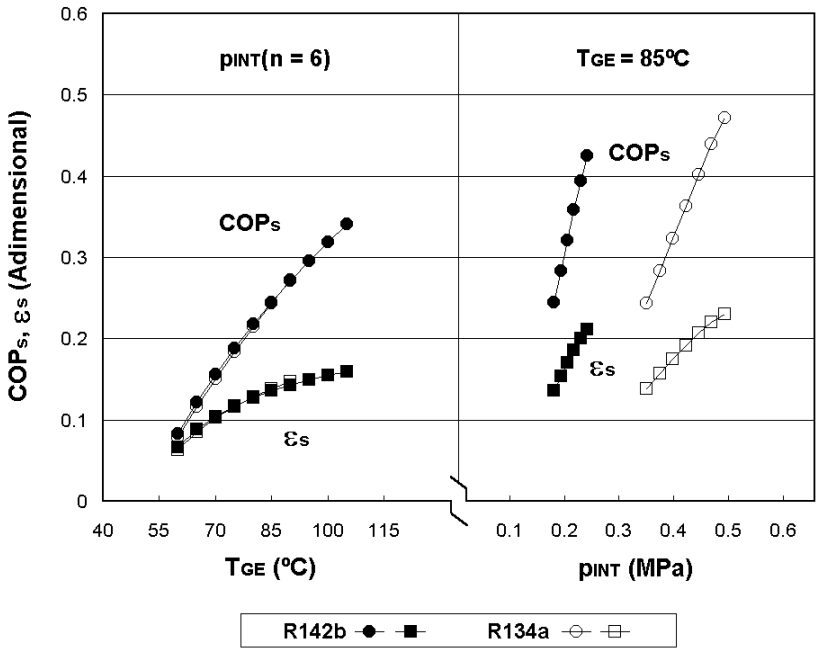


Fig. 3.26 Gráfica de COP_s y ε_s contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y p_{INT} con T_{GE} = 85ºC para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b.

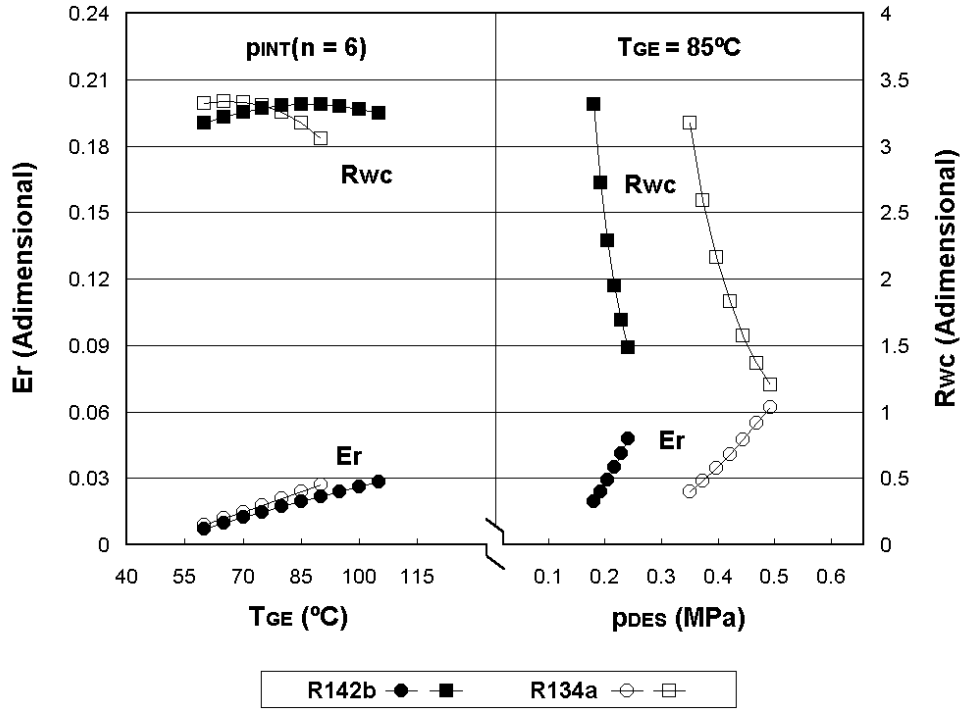


Fig. 3.27 Gráfica de Er y Rwc contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con T_{GE} = 85°C, para T_{CO} = 30ºC y los refrigerantes R134a y R142b.

Comportamiento del SIRHEC a T_{CO} moderadas y T_{GE} máximas

Considerando que las más altas eficiencias se obtienen a las mayores temperaturas de generación, es importante saber como se mejora el desempeño del sistema con los refrigerantes R134a y R142b a la mayor temperatura de generación de 90°C para el primero y de 100ºC para el segundo, cuando T_{CO} mantiene un valor moderado de 30ºC. Para la menor p_{INT}, el comportamiento de U, COP, ε_s y Er contra T_{GE} mostrado en las primeras gráficas de las Figs. 3.26 y 3.27 se mantiene ya que T_{CO} y T_{EV} no cambiaron. Las variaciones respectivas de estos parámetros contra p_{INT} para $T_{GEmáx}$ aparecen en las gráficas de las Figs. 3.28 y 3.29. Las tendencias de crecimiento actuales concuerdan con las anteriormente mostradas. Como resultado de operar a una mayor T_{GE} el eyector puede trabajar eficientemente a relaciones bajas de compresión del fluido secundario y en consecuencia se alcanzan mayores p_{INT}, principalmente para el sistema con R142b. Así, cuando p_{INT} aumenta, el COP_s, ε_s y Er alcanzan los valores mayores a causa de la fuerte disminución de $\dot{Q}_{GE}$ y de su correspondiente flujo de exergía, independientemente del aumento de $\dot{W}_{br}$. En relación a U, ésta alcanza los mayores valores porque $\dot{m}_1$ disminuye mientras que $\dot{m}_2$ permanece constante. A las mayores p_{INT}, el mayor COP_s y ε_s y el menor Er corresponden al sistema trabajando con R142b, mientras que tanto ε_s como Er tienen valores semejantes para el sistema operando con ambos refrigerantes.

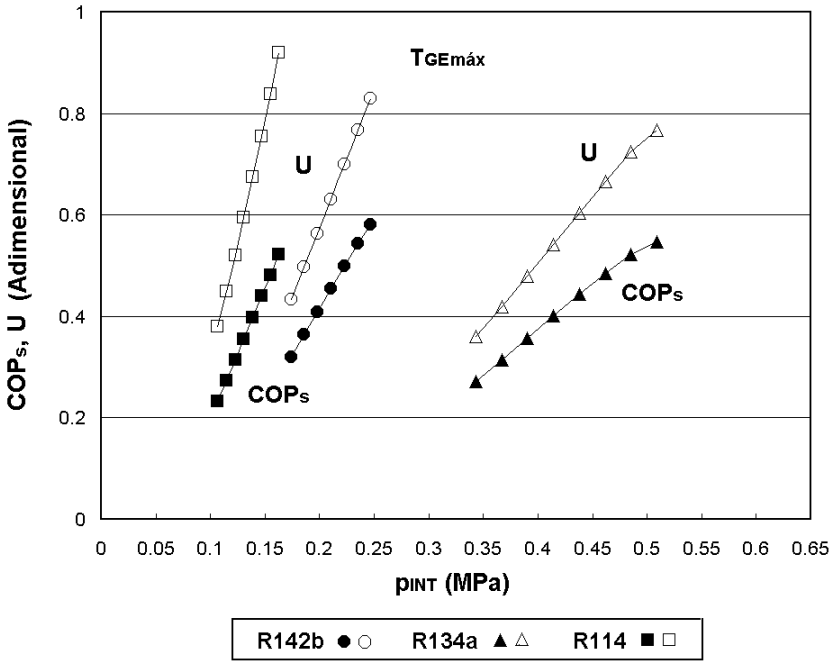


Fig. 3.28 Gráfica de COP_s y U contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 30ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 100ºC con el R142b.

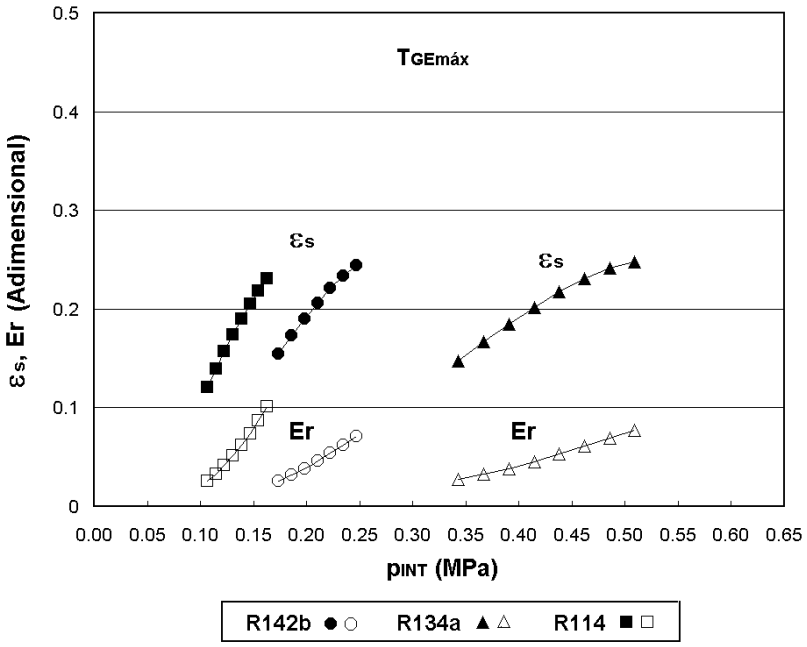


Fig. 3.29 Gráfica de ε_s y Er contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 30ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 100ºC con el R142b.

Comportamiento del SIRHEC a las mayores T_{CO} y T_{GE}

Cuando se incrementa a T_{CO} aumenta la menor p_{INT} para n = 6, con este incremento en la presión superior del subsistema de comprensión causa que $\dot{m}_9$ y la potencia del compresor $\dot{W}_{cr}$ aumenten. También, la presión superior aumenta en el subciclo de refrigeración del subsistema de eyecto-compresión y causa que $\dot{m}_2$ y la potencia de compresión del fluido secundario crezcan independientemente del crecimiento ocasionado por el aumento de $\dot{m}_9$. Adicionalmente, este último incremento de presión causa que la diferencia de presión en el subciclo de potencia del subsistema de eyecto-compresión disminuya requiriendo una mayor $\dot{m}_1$ para comprimir la cantidad incrementada de vapor secundario y por lo tanto $\dot{W}_{br}$ y $\dot{Q}_{GE}$ aumentan. Por otra parte, este incremento de $\dot{m}_1$ puede suprimirse si el sistema alcanza valores suficientemente altos de T_{GE}.

Las primeras gráficas de las Figs. 3.30 y 3.31 muestran el comportamiento del sistema contra T_{GE}, de nueva cuenta la menor p_{INT} exige el mayor trabajo del eyector. La caída del COP_s y ε_s es provocada por el crecimiento de las potencias mecánica y térmica suministradas, al igual que sus correspondientes flujos de exergía. Como la potencia mecánica tiene un incremento sustancial Er aumenta, principalmente a los menores valores de T_{GE}. En relación a U, los flujos másicos $\dot{m}_2$ y $\dot{m}_1$ han aumentado en una proporción que también hacen que U decrezca. Con respecto al COP_s y ε_s, el sistema con R142b tiene los mayores valores. En relación a Er, el sistema tiene valores similares para los dos refrigerantes. Tocante a U, sus valores son muy cercanos y tienen el mismo comportamiento al de las eficiencias.

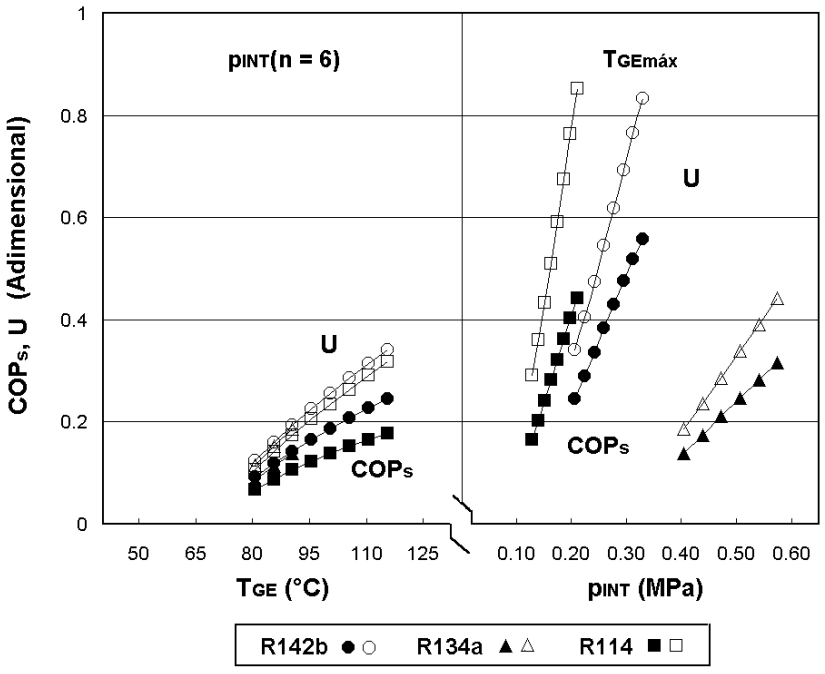


Fig. 3.30 Gráfica de COP_s y U contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 40ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 115 con el R142b.

Cuando aumenta p_{INT} a la mayor T_{GE}, los incrementos de los flujos másicos son de tal forma que U mantiene su tendencia de crecimiento, ya que $\dot{m}_1$ aumenta moderadamente y $\dot{m}_2$ lo hace en una mayor razón. El aumento de $\dot{W}_{cr}$, $\dot{W}_{br}$ y $\dot{Q}_{GE}$ hacen que el COP_s y ε_s disminuyan. Con respecto a Er, la potencia mecánica suministrada ha crecido más que el suministro de energía térmica y Er puede alcanzar también mayores valores. En conclusión, valores altos del COP_s, ε_s y Er se alcanzan a los valores mayores de p_{INT} y T_{GE}. El SIRHEC con el refrigerante R142b tiene los mayores COP_s y ε_s. En este caso, el sistema con R134a tiene los menores valores en todo porque su T_{GE} no puede ser incrementada arriba de los 90°C.

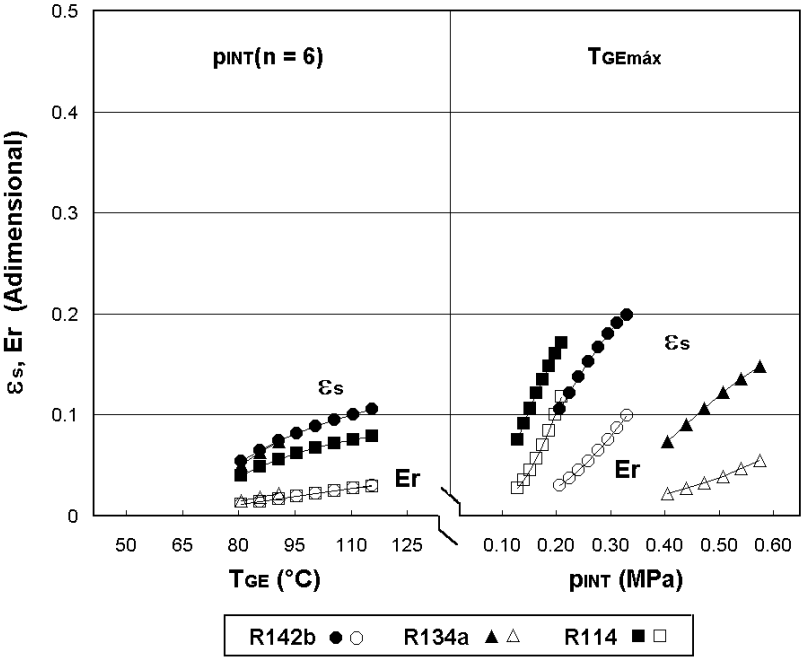


Fig. 3.31 Gráfica de ε_s y Er contra T_{GE} con p_{INT} (n=6) y contra p_{INT} con $T_{GEmáx}$ para T_{CO} = 40ºC. Cuando se ocupa el R134a $T_{GEmáx}$ es de 90ºC y de 115 con el R142b.

Como se evidenció en los dos casos anteriores, el comportamiento del SIRHEC mejora a medida que aumenta su temperatura de generación. Cuando hay un aumento de la temperatura de condensación, un incremento en la temperatura de generación es obligado para mantener una operación eficiente del sistema. De esta forma, si el SIRHEC trabaja con temperaturas de condensación mayores a los 30°C el sistema con R142b opera mejor, ya que puede alcanzar mayores temperaturas de generación.

CAPÍTULO 4

COMPORTAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR DE EYECTO-COMPRESIÓN MEJORADA

En este capítulo se estudia el comportamiento de los dos sistemas seleccionados de refrigeración solar de eyecto-compresión mejorada. Primero se estudia el subsistema de eyecto-compresión y después el de calentamiento. Posteriormente, se realiza su integración y se efectúa la simulación cuyos resultados se analizan en un contexto termodinámico considerando la variación del área de colección y la relación del volumen del tanque de almacenamiento al área de colección.

4.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR DE EYECTO-COMPRESIÓN CON COMPRESOR AUXILIAR

Cuando el **SI**stema de **R**efrigeración de **E**yecto-compresión con **C**ompresor **A**uxiliar, **SIRECA**, es accionado con energía térmica de origen solar, se le denomina **SI**stema de **R**efrigeración **S**olar de **E**yecto-compresión con **C**ompresor **A**uxiliar, **SIRSECA**. El arreglo propuesto del SIRSECA se muestra en la Fig. 4.1, donde se incluye una válvula mezcladora y un calentador auxiliar. El calentamiento solar proviene de la superficie de los colectores solares que se encarga de absorber la radiación solar y transformarla en energía térmica, la cual se transfiere parcialmente al fluido de calentamiento que circula entre los colectores y el tanque de almacenamiento. Cuando el fluido contenido en éste alcanza una determinada temperatura se lleva al generador para accionar al SIRECA y producir la capacidad de refrigeración deseada. La energía térmica que puede proporcionar el sistema de refrigeración solar cambia a medida que transcurre el día debido a que la radiación solar también lo hace. Así, para mantener modos preferenciales de trabajo se requiere tanto del almacenamiento de fluido térmico, que sea una reserva de energía térmica y amortigüe los cambios resultantes de la variación de la radiación solar a lo largo del día, como de un calentador auxiliar que complemente al calentamiento solar normal o cuando la radiación sea insuficiente, lo cual permitirá que la máquina de refrigeración trabaje en condiciones adecuadas durante el día solar.

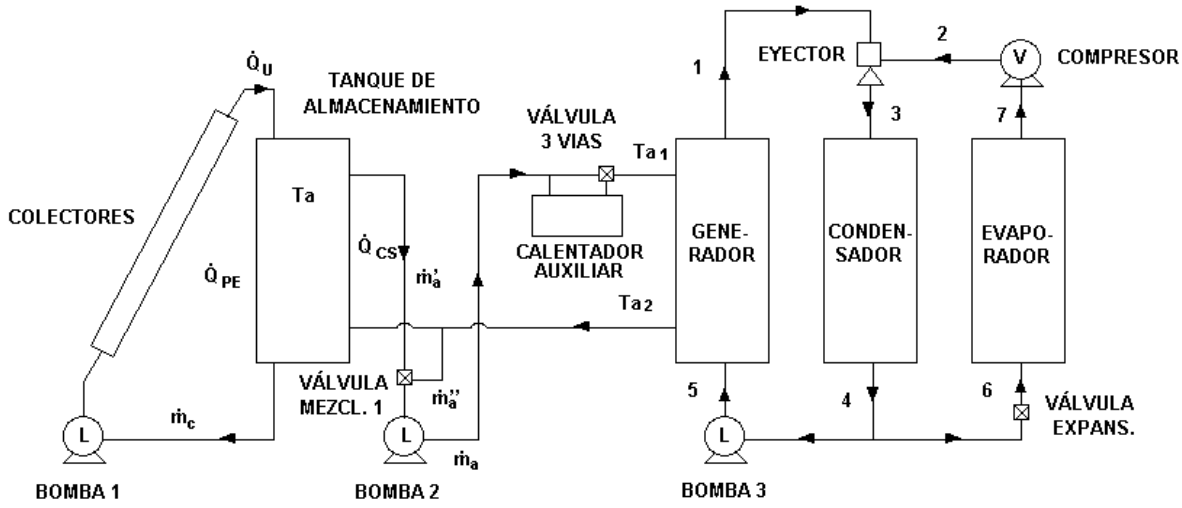


Fig. 4.1 Componentes del Sistema de Refrigeración Solar de Eyecto-compresión con Compresor Auxiliar, SIRSECA.

4.1.1 Operación del Subsistema de Refrigeración de Eyecto-compresión con Compresor Auxiliar

El SIRECA fue estudiado termodinámicamente en el capítulo anterior. En este inciso se definirá la forma en que operará, para lo cual se consideran las tres etapas siguientes: selección del punto de diseño, estudio del comportamiento fuera de las condiciones de diseño y conducción de la operación.

Selección del punto de diseño

Como ya ha sido mencionado, el objetivo de este trabajo es el estudio de dos sistemas térmicos de eyecto-compresión mejorada, los cuales son accionados con energía solar y sirven para producir hielo. Limitándose al empleo del SIRECA, se tienen que definir o conocer su condición de operación, la cual considera:

- La capacidad de refrigeración
- Las temperaturas de generación, condensación y evaporación
- La presión de descarga del compresor
- Las potencias de calentamiento y enfriamiento
- Las potencias mecánicas de compresión de la bomba y compresor
- El fluido de trabajo

La definición del punto de diseño del SIRECA, además de conocer o definir los parámetros anteriores, debe tener presente que las tendencias de las temperaturas y presiones que dan lugar a su mayor eficiencia ideal, esto es, T_{GE}, T_{EV} y p_{DES} deben alcanzar sus mayores valores y T_{CO} el menor, como se encontró en el capítulo anterior.

Al considerar el caso general, las potencias de calentamiento y enfriamiento al igual que las mecánicas no tienen restricción alguna. La capacidad de refrigeración es de 2 kW y

corresponde a una producción 100 kg de hielo en 6 h iniciando con agua a 25°C y terminando con hielo a -10°C, lo cual define una T_{EV} idealizada de -10°C.

Por lo que respecta a la temperatura de condensación, su valor depende principalmente de la temperatura ambiente. En la Fig. 4.2 se muestra una gráfica de T_{CO}-hora del día, la cual se obtiene a partir de la temperatura ambiente de la localidad de Temixco con el procedimiento presentado en el inciso 4.1.2 de este capítulo. La T_{CO} calculada corresponde a los meses de abril y diciembre que son los meses más calientes y fríos del año. Como puede observarse, la mayor temperatura de condensación de 38°C se presenta alrededor de las 15 h y corresponde al mes de abril. La menor temperatura diurna a las 8 h es de alrededor de los 25°C y corresponde al mes de diciembre. Esta máxima temperatura se alcanza dos veces al día con una separación entre ellas de poco más de 1 hora. Si se selecciona un valor menor de T_{CO}, se encuentra que esta separación temporal aumenta. Así, cuando T_{CO} toma el valor de 36°C esta separación temporal es de poco más de 3 horas, implicando que durante 3 horas del día típico de abril en Temixco se tendrá una T_{CO} mayor a los 36°C y menor o igual a los 38°C. De tal forma, que la T_{CO} máxima del año no es la mejor T_{CO} de diseño del SIRECA por presentarse muy poco tiempo durante el año y de acuerdo a los resultados del capítulo anterior, por un lado la ventaja de tener la menor de las T_{CO} y por el otro el que una mayor temperatura de condensación obliga a tener mayores temperaturas de generación. De esta forma, resulta conveniente seleccionar una temperatura menor a los 38°C, que en este caso será de 36°C. Como referencia, la norma americana emplea una temperatura de condensación de 21.1 ºC para evaluar a las máquinas productoras de hielo de compresión mecánica que son enfriadas por agua.

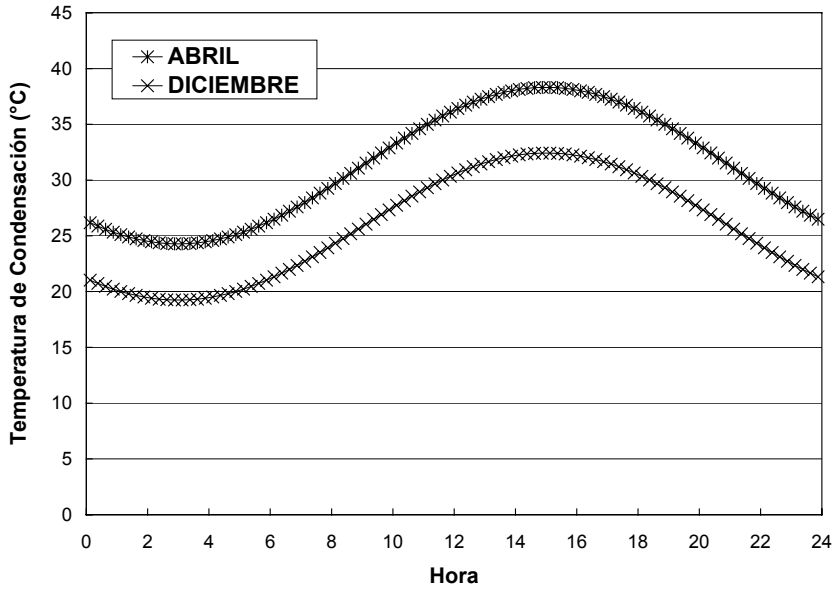


Fig. 4.2 Temperaturas de condensación máximas y mínimas calculadas para los meses de Abril y Diciembre en Temixco.

Al considerarse el calentamiento solar del sistema, se deja abierto el límite superior del rango de T_{GE}. De nueva cuenta, con los resultados del capítulo anterior y al considerar el uso de colectores solares planos de alta eficiencia o de tubos evacuados, se encuentra que un valor máximo de 90°C es adecuado para el SIRECA cuando se emplea el R134a.

Finalmente, la definición del valor de p_{DES} dependerá de la simulación del SIRECA, cuando se considera que el eyector opera en régimen de transición, ya que es el de óptima operación y en consecuencia proporciona las menores dimensiones y el mayor valor de U del eyector. Haciendo uso del programa de cómputo desarrollado y empleado en el capítulo anterior, considerando

- $\dot{Q}_{EV}$ = 1 kW
- T_{EV} = -10°C
- T_{GE} = 85°C
- T_{CO} = 36°C
- Fluido de trabajo: R134a

con un eyector operando en régimen de transición y variando a p_{DES} cuando n toma los valores de 1 a 18, se determinó el comportamiento del SIRECA.

La Fig. 4.3 muestra algunos de los parámetros más importantes del SIRECA contra p_{DES}, cuando a cada valor de n le corresponde un eyector óptimo. Para comparar los trabajos de compresión del eyector y compresor, se definió el siguiente cociente

$$Rwc = \frac{\dot{W}c_E}{\dot{W}c_r}$$

siendo Rwc la relación del trabajo de compresión y $\dot{W}c_E$ y $\dot{W}c_r$ los trabajos de compresión del eyector y compresor. Como puede observarse, Rwc disminuye a medida que p_{DES} aumenta, ya que precisamente las mayores p_{DES} se alcanzan por la mayor participación del compresor. Considerando, que el trabajo de compresión del eyector debe ser mayor o cuando menos equiparable al del compresor, se selecciona una p_{DES} de casi 0.5 MPa a la cual le corresponden los siguientes valores:

- Una n de 10
- Una eficiencia del eyector de 0.24
- Una Rwc de alrededor de 1
- Una eficiencia energética de 0.3
- Una eficiencia exergética de 0.27
- Una relación de energía Er 0.05

Con los datos anteriores y considerando una capacidad de enfriamiento de 2 kW, se obtiene el área de la garganta de la boquilla principal. La Tabla 4.1 muestra algunos parámetros del eyector, los tres primeros se supusieron y los otros dos fueron obtenidos con el modelo de Lu.

Tabla 4.1. Algunos Parámetros del Eyector.

F (Adim.)	η_D (Adim.)	Ω (Adim.)	ϕ (Adim.)	A* (m^2)
0.06	0.96	4.77	4.64	3.181E-06

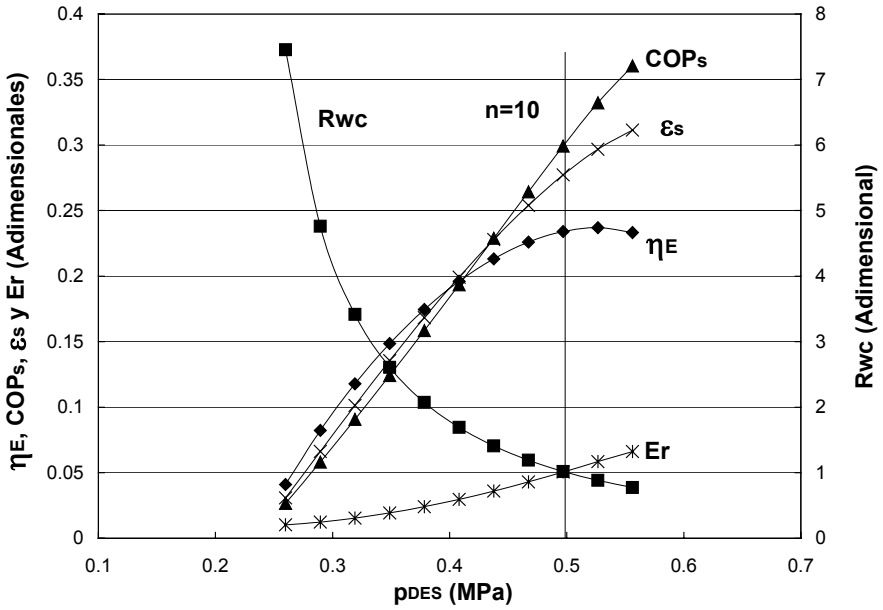


Fig. 4.3 Eficiencias del eyector y del SIRECA contra $p_{DES}(n)$ con $\phi = 4.64$, $\dot{Q}_{EV} = 1$ kW y el fluido de trabajo es R134a.

Comportamiento del SIRECA fuera de las condiciones de diseño

Con la anterior geometría del eyector, se determina la operación del SIRECA fuera de las condiciones de diseño, para lo cual se empleó el programa de cómputo del capítulo anterior que ocupa el modelo del eyector en régimen de transición y ahora se da a ϕ como dato para obtener T_1, cuando previamente se tenía el caso opuesto. Con este valor de T_1 se calcula el flujo másico con la actual geometría de la boquilla principal en condición de ahogamiento y con la tasa de arrastre U calculada, se determina el flujo másico secundario. Las Figs. 4.4 a 4.11 muestran al COP_s, $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{Q}_{EV}$, $\dot{W}c_r$, $\dot{W}c_E$, p_{DES} y η_E contra T_{GE} al variarse paramétricamente a n y T_{CO}.

La Fig. 4.4 muestra una gráfica típica del denominado mapa de comportamiento de un eyector, el cual se emplea para graficar a U y COP_s en función de las variable independientes T_{CO}, T_{GE} y p_{DES}, ya que en este caso se mantiene a T_{EV} constante y el valor de p_{DES} está representado por n. Para un eyector funcionando en régimen de transición, al determinarse las T_{CO} y p_{DES} de operación queda automáticamente definido el valor de T_{GE} que permite alcanzar el mayor U o COP_s. Como puede observarse en esta gráfica, el COP_s aumenta con valores crecientes de n y decrecientes de T_{CO}, así como también, una mayor T_{CO} fuerza la existencia de una mayor T_{GE}.

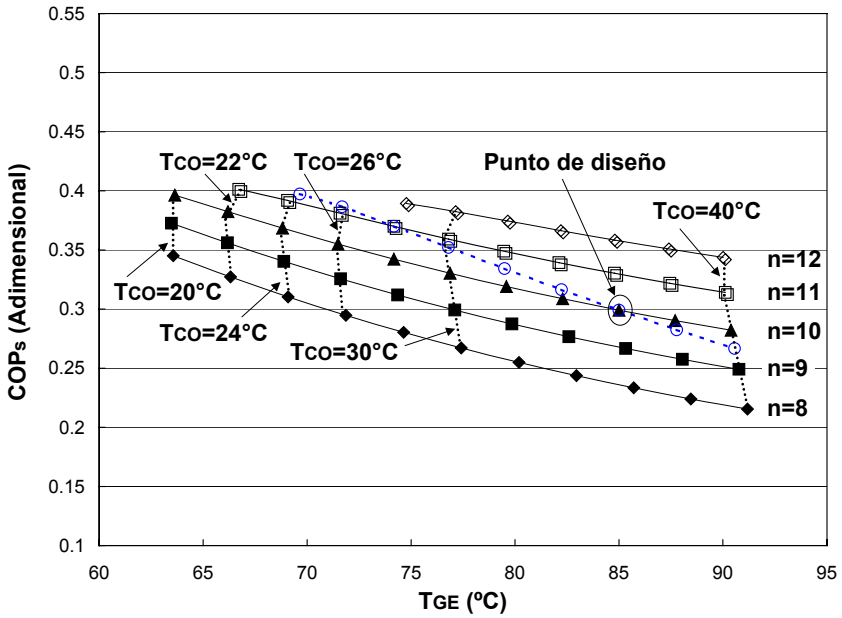


Fig. 4.4 COP_s del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Otra forma de presentar parcialmente la información anterior se muestra en la Fig. 4.5 donde se grafica el COP_s contra T_{CO} para valores constantes de T_{GE} y n. Se observa como al mantener a n constante una disminución de T_{CO} implica un aumento del COP_s al igual que una menor T_{GE}. De igual forma, cuando T_{CO} se mantiene constante y n aumenta el COP_s aumenta también y T_{GE} se mantiene propiamente constante. Por otro lado, al considerar que el SIRECA trabajará una buena parte del año a T_{CO} menores a los 36°C, se observa que para alcanzar mayores COP_s sería deseable que al disminuir T_{CO}, el eyector trabajara a mayores valores de n. El beneficio de esta forma de operación también se evidencia en las Figs. 4.6 y 4.7 donde $\dot{Q}_{GE}$ disminuye y $\dot{Q}_{EV}$ aumenta, lo cual permite explicar el aumento del COP_s y dejar claro que $\dot{Q}_{GE}$ no tiene una mayor dependencia con n.

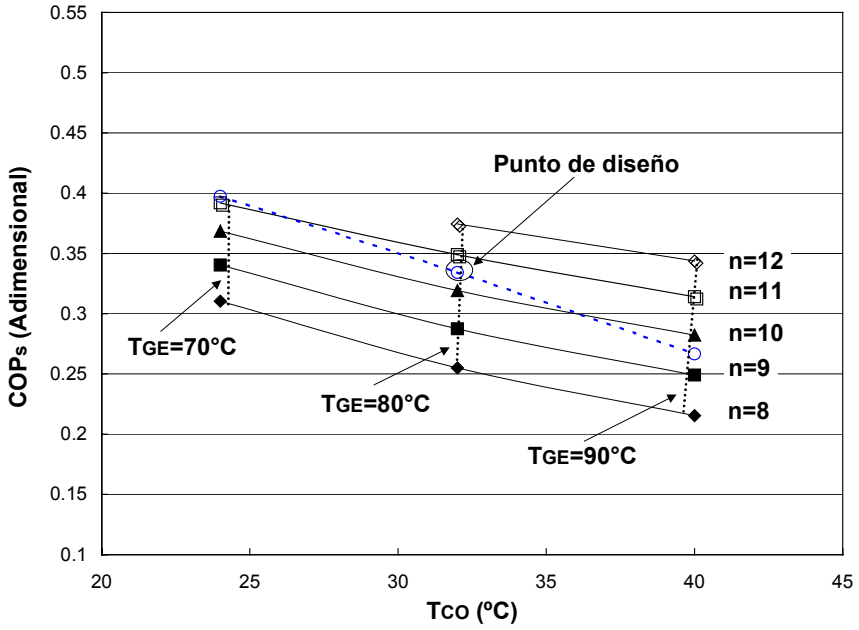


Fig. 4.5 COP_s del SIRECA contra T_{CO} para los mayores valores de n y distintas T_{GE}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

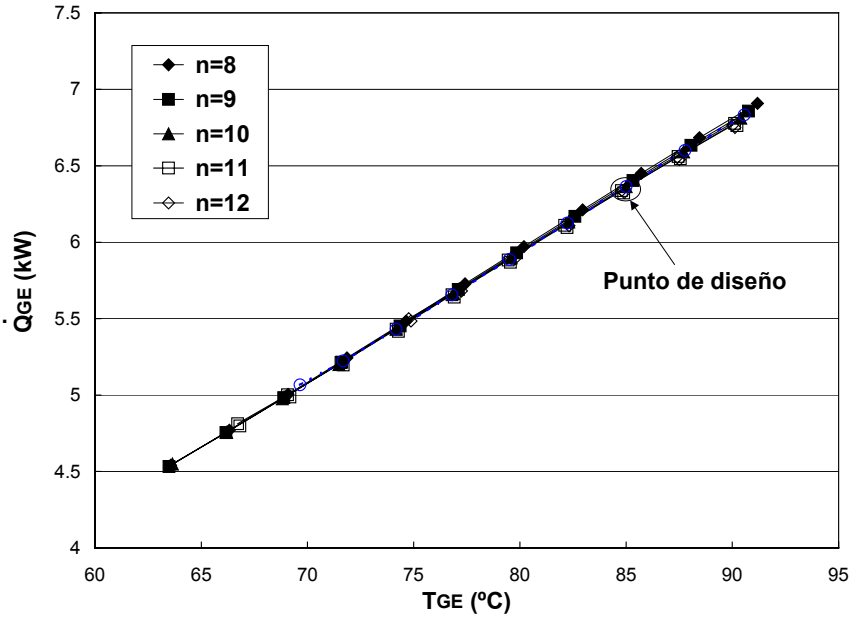


Fig. 4.6 $\dot{Q}_{GE}$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

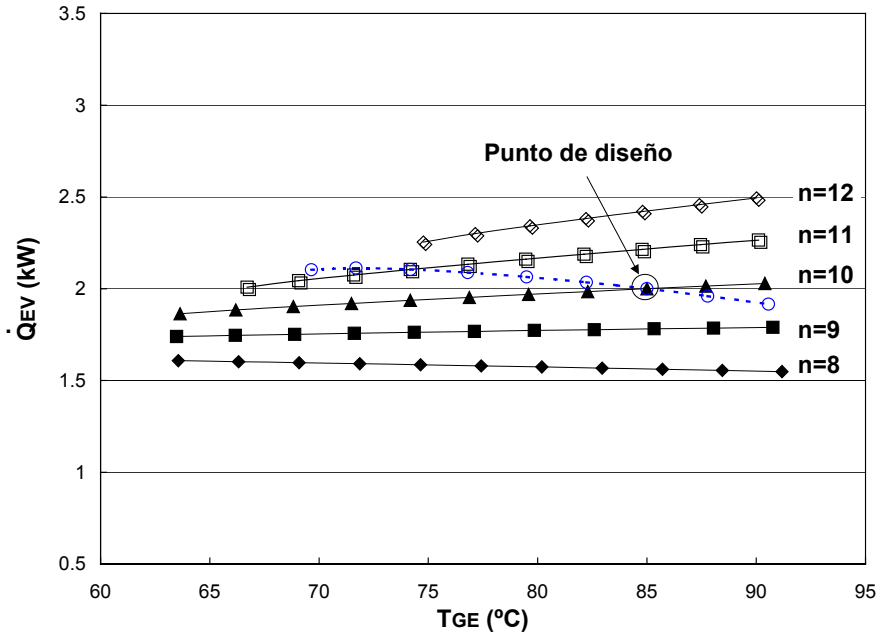


Fig. 4.7 $\dot{Q}_{EV}$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Las Figs. 4.8 y 4.9 muestran la variación de $\dot{W}_{cr}$ y $\dot{W}_{cE}$ contra T_{GE}, donde el primero aumenta monotónicamente tanto con n como con T_{CO} crecientes, para los cuales aumenta la correspondiente p_{DES}. En cambio, cuando se mantiene un valor constante de n y T_{CO} aumenta, $\dot{W}_{cE}$ crece hasta llegar a un máximo cercano a la T_{GE} de diseño y después descender. Ahora, si T_{CO} permanece constante al aumentar n, $\dot{W}_{cE}$ también crece. Estos incrementos se dan porque al aumentar n, la p_{DES} aumenta y el eyector trabaja entre una menor diferencia de presiones cuando $\dot{Q}_{GE}$ casi no cambia, lo cual permite que el eyector realice un mayor trabajo de compresión. Si por el otro lado es T_{CO} la que crece, el eyector trabaja entre una mayor diferencia de presiones y un mayor $\dot{Q}_{GE}$ le permite realizar mayores $\dot{W}_{cE}$ siempre y cuando esté por debajo de la T_{GE} de diseño. Independientemente, en todos los casos un aumento de n a medida que disminuya T_{CO} implica un menor $\dot{Q}_{GE}$ y un mayor $\dot{Q}_{EV}$, para los relativos bajos valores de $\dot{W}_{cr}$ y $\dot{W}_{cE}$, lo cual redunda en una mejor operación del SIRECA.

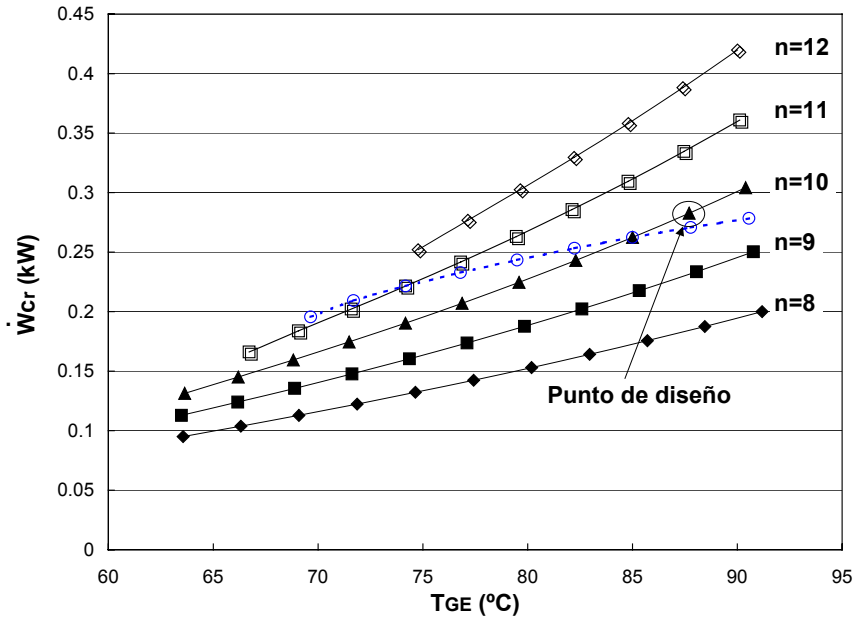


Fig. 4.8 $\dot{W}\, c_r$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

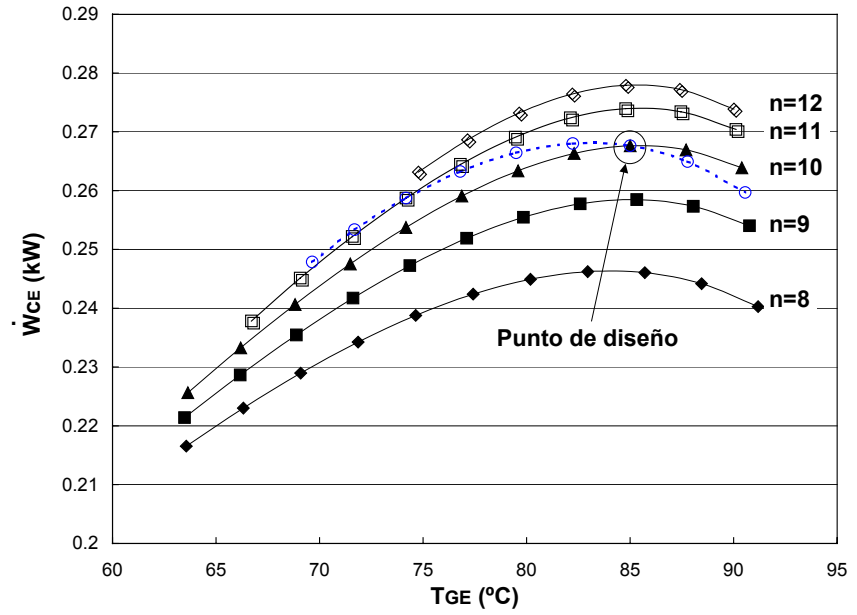


Fig. 4.9 $\dot{W}\, c_E$ del SIRECA contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

La Fig. 4.10 muestra a p_{DES} contra T_{GE} y evidencia una tendencia de crecimiento monotónico con incrementos de n y T_{CO}, al igual que $\dot{W}\, c_r$ donde se explicó este comportamiento de p_{DES}.

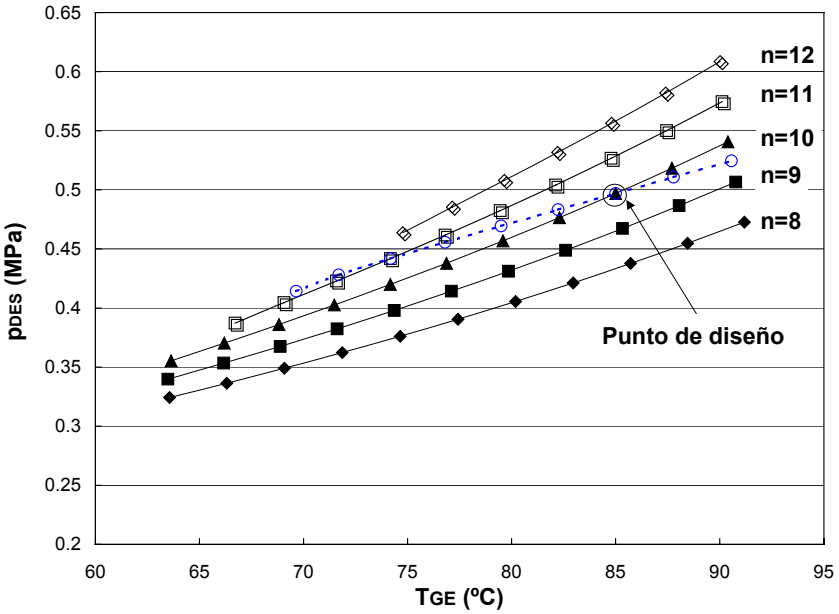


Fig. 4.10 Presión de descarga del compresor p_{DES} contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Con respecto a la eficiencia del eyector, la Fig. 4.11 muestra su comportamiento contra T_{GE} y éste no es tan claro como en las gráficas anteriores. Sin embargo, esto evidencia que las curvas mostradas en esta gráfica representan el corte de planos verticales a una superficie tipo "silla". De cualquier forma, al considerar un comportamiento en el que T_{CO} disminuya y n se incremente, solo puede ser aplicado a valores de n menores o iguales a 10 y T_{GE} iguales o mayores a los 80ºC, por lo que se tendrá mucho cuidado al considerar el rango complementario de n y T_{GE}. Así, la eficiencia del eyector seguirá siendo superior al 20% al trabajar en el rango de n y T_{GE} mostrado en la Fig. 4.11, lo cual es perfectamente aceptable.

Por todo lo anteriormente expuesto, una operación conveniente para el SIRECA y en consecuencia para el eyector mismo, consiste en incrementar el valor de n a medida que T_{CO} disminuya. Esto implica alcanzar mayores p_{DES} cuando T_{GE} es menor al valor de diseño, forzando que proporcionalmente el eyector trabaje más que el compresor. La siguiente etapa tiene como objetivo definir el procedimiento que permita esta operación.

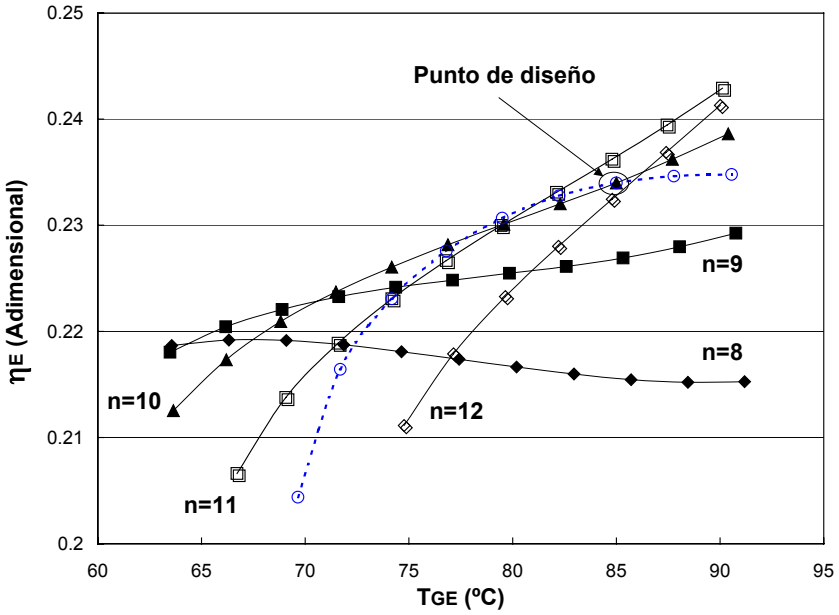


Fig. 4.11 Eficiencia del eyector contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Conducción de la operación del SIRECA

La implementación del modo de operación anteriormente indicado, se hará a través de p_{DES} como se muestra en la Fig. 4.10. Primero, se selecciona el punto de diseño al que le corresponde una n de 10 y una T_{CO} de 36ºC. Posteriormente, se elige otro punto con un valor de T_{CO} menor y uno de n mayor, que en este caso serán de 28ºC y 11, respectivamente. De esta forma quedan definidos los puntos extremos de la operación pretendida. Al transferirse estos puntos a un plano p_{DES}-T_{CO} y unirlos linealmente, como se muestra en la Fig. 4.12, la ecuación de la recta resultante es

$$p_{DES} = 0.006893\ T_{CO} + 0.248817 \qquad (4.1)$$

Al relacionar a p_{DES} con T_{CO} de acuerdo a esta recta, se está definiendo un comportamiento específico para el SIRECA, es decir, se le está conduciendo a operar de un cierto modo.

Al emplear la Ec. (4.1) en el modelo del SIRECA y considerar un eyector con la geometría ya indicada que opera en régimen de transición, se encontró el comportamiento conducido que muestran las curvas con líneas punteadas de las Figs. 4.4 a 4.11. Para el COP_s se observa un comportamiento monotónico de crecimiento cuando T_{GE} disminuye. Para $\dot{Q}_{EV}$ se observa un crecimiento al disminuir T_{GE} para alcanzar un máximo y después descender ligeramente, mientras que $\dot{Q}_{GE}$ siempre decrece. Con respecto a los trabajos de compresión, hay un aumento de éste entre una curva con n creciente y otra con n constante, cuando T_{GE} desciende. El trabajo del eyector es mayor al del compresor cuando T_{GE} es igual o menor a la del punto de diseño. Con relación a p_{DES}, se observa que la dependencia entre p_{DES} y T_{GE} es propiamente lineal. Finalmente, para la eficiencia del eyector se tiene de

nuevo una tendencia de crecimiento al aumentar T_{GE}. Sin embargo, las eficiencias mínimas son superiores al 20%.

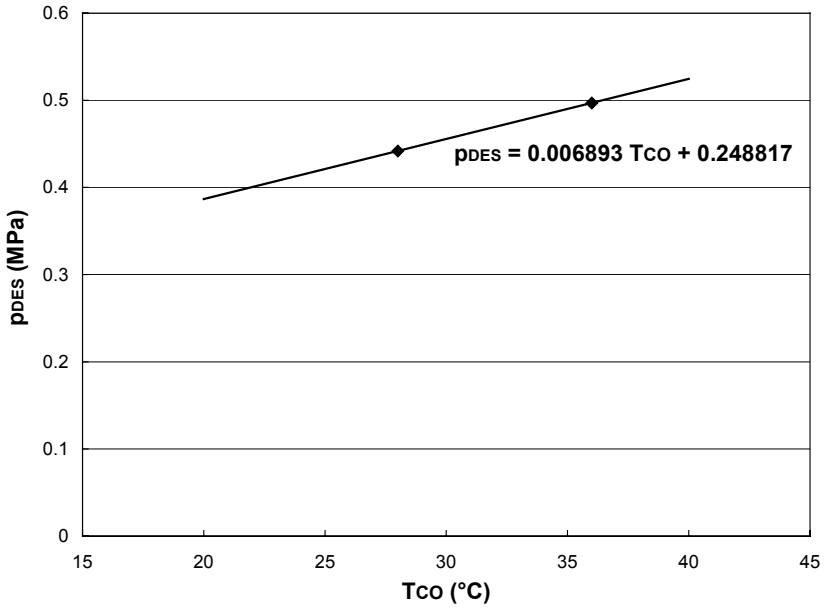


Fig. 4.12 La p_{DES} contra T_{CO} para dos condiciones de operación y su interconexión lineal, cuando $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

La Fig. 4.13 muestra la relación entre T_{GE} y T_{CO} para el comportamiento conducido del SIRECA, para la cual se encuentra la siguiente ecuación

$$T_{GE} = -9.990885 \times 10^{-4}\, T_{CO}^{3} + 0.1054598\, T_{CO}^{2} - 2.308234\, T_{CO} + 78.06612 \qquad (4.2)$$

Este resultado es de extrema importancia para la operación del subsistema de calentamiento, ya que la temperatura del aceite guarda una relación directa con T_{GE} y se mostrará posteriormente. Además, se tiene una máxima T_{GE} de 90°C, lo cual implica que T_1 sea de 95°C y el aceite deba tener una temperatura mayor que difícilmente puede alcanzarse con un colector plano de alta eficiencia y en cambio es adecuada para tubos evacuados empleando aceite como fluido de trabajo, para no tener un sistema de calentamiento presurizado operando con agua.

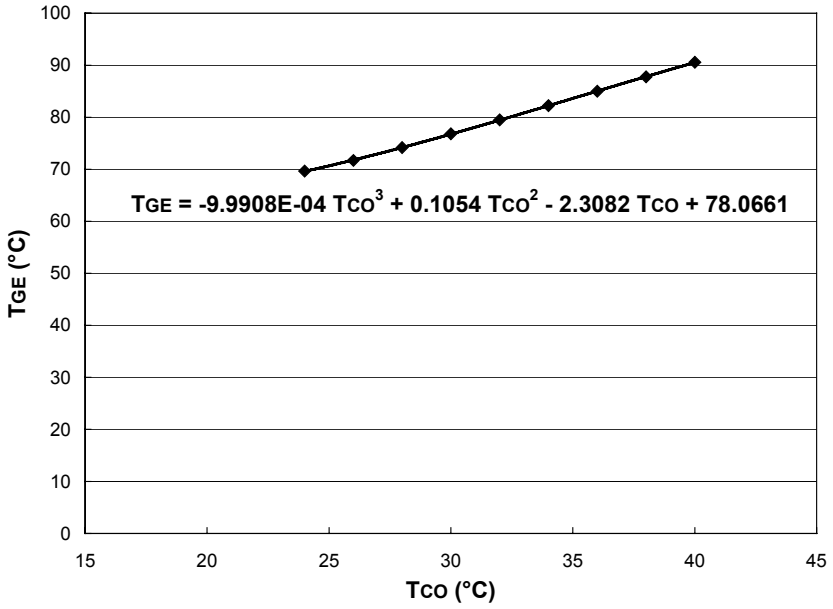


Fig. 4.13 T_{GE} contra T_{CO} para el modo conducido del SIRECA cuando $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Operación de los intercambiadores de calor

La operación del condensador y generador definen las características de los fluidos que realizan el aporte y extracción de energía térmica de dichos elementos. La Fig. 4.14 se refiere al condensador y muestra el tipo de intercambiador que se considera al igual que una distribución cualitativa de sus temperaturas. Se tiene un intercambiador en contracorriente y el flujo másico de refrigerante caliente entra a T_3 y sale a T_4, donde T_4 es equivalente a T_{CO}. El fluido de enfriamiento es agua que entra a Tamb y sale a T'amb. La efectividad experimental del intercambiador[1] es

$$\varepsilon_{exp} = \frac{T'amb - Tamb}{T_3 - Tamb} \tag{4.3}$$

Por otro lado, se ha considerado la dependencia de agua fría con respecto a T_4 de la siguiente forma

$$T_4 = Tamb + \Delta T_{CO} \tag{4.4}$$

donde ΔT_{CO} es de 5°C. De forma análoga se fijó el siguiente ΔTamb entre las temperaturas de salida y entrada del agua

$$T'amb = Tamb + \Delta Tamb \tag{4.5}$$

siendo ΔTamb de 10ºC. Al sustituir las Ec. (4.5) en la Ec. (4.3) se obtiene

[1] (www.mech.mcmaster.ca/undergraduate/courses/me3m02/pdf_files/me3m02_expt_h2.pdf, 2005)

$$\varepsilon_{exp} = \frac{\Delta Tamb}{T_3 - Tamb}$$

donde al sustituir el valor del respectivo incremento, resulta

$$\varepsilon_{exp} = \frac{10}{T_3 - Tamb} \tag{4.3a}$$

La determinación de Tamb se abordará en el inciso siguiente.

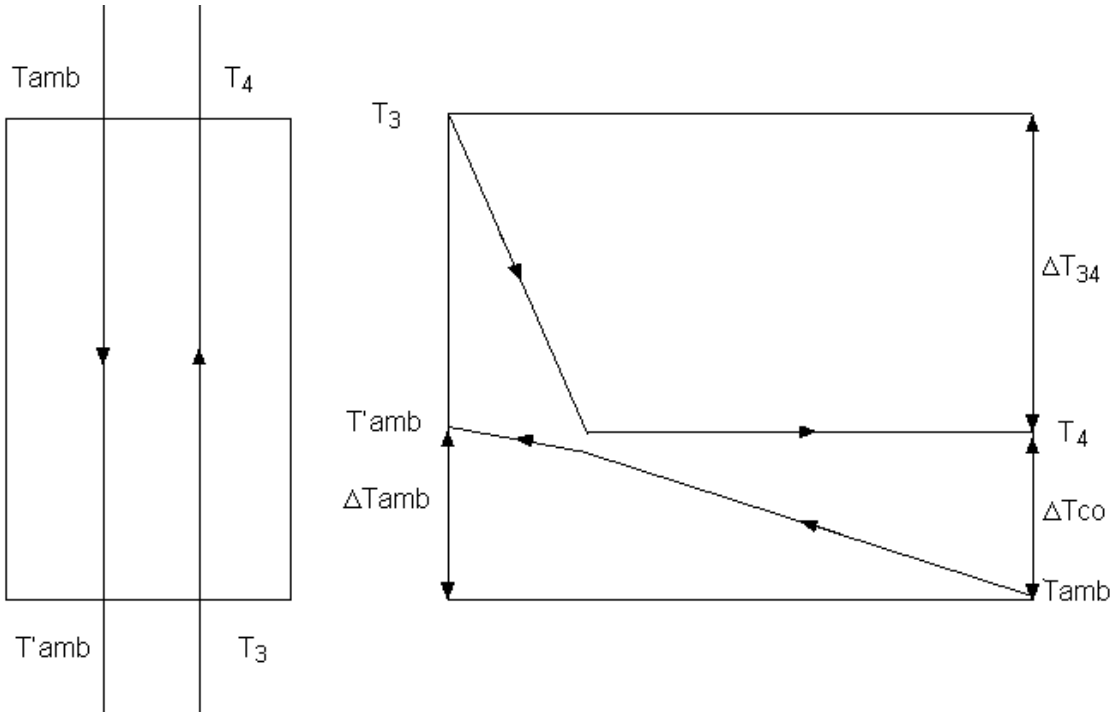


Fig. 4.14 Características de operación del condensador.

La Fig. 4.15 se refiere al generador. También se tiene un intercambiador en contracorriente y el flujo másico de refrigerante frío entra a T_5 y sale a T_1 mientras que el aceite caliente entra a Ta_1 y sale a Ta_2. De igual forma, su efectividad experimental es

$$\varepsilon_{exp} = \frac{Ta_1 - Ta_2}{Ta_1 - T_5} \tag{4.6}$$

Por otro lado, se ha considerado la dependencia del aceite caliente con respecto a T_1 de la siguiente forma

$$Ta_1 = T_1 + \Delta T_1 \tag{4.7}$$

donde ΔT_1 es de 5°C. También se fijó el siguiente ΔTa entre las temperaturas de entrada y salida del aceite de la siguiente forma

$$Ta_1 = Ta_2 + \Delta Ta \tag{4.8}$$

siendo ΔTa de 15ºC. En relación al vapor de generación, se fijó un sobrecalentamiento ΔT_{GE} de 5°C, como se indicó en el capítulo anterior, resultando

$$T_1 = T_{GE} + \Delta T_{GE} \tag{4.9}$$

donde T_{GE} queda expresada por la Ec. (4.2). Al sustituir las Ecs. (4.7) a (4.9) en la Ec. (4.6) se obtiene

$$\varepsilon_{exp} = \frac{\Delta Ta}{T_{GE} + \Delta T_{GE} + \Delta T_1 - T_5}$$

donde al sustituir los valores de los respectivos incrementos y considerar la relación matemática de la Ec. (4.2), resulta

$$\varepsilon_{exp} = \frac{15}{T_{GE}(T_{CO}) + 10 - T_5} \tag{4.6a}$$

donde la Ec. (4.4) señala la dependencia de T_{CO} en Tamb.

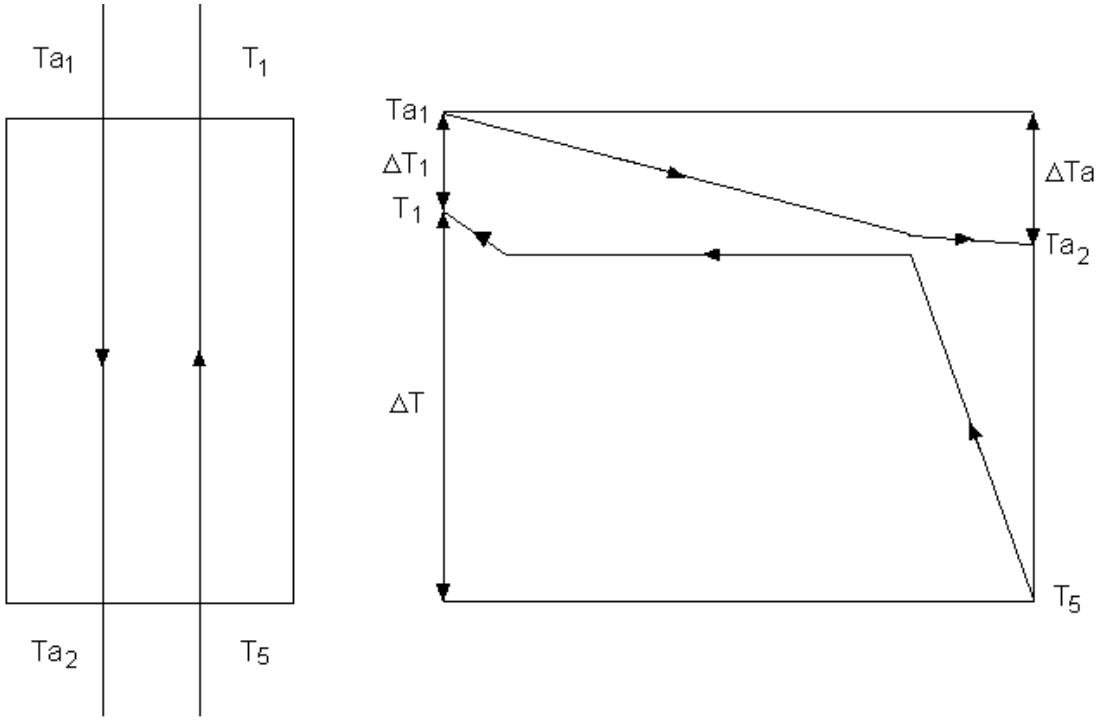


Fig. 4.15 Características de operación del generador.

Considerando los respectivos valores de T_3, T_5 y Tamb del SIRECA para las T_{GE} y T_{CO} mostradas en la Fig. 4.13, se obtuvo la grafica de la Fig. 4.16 con los valores resultantes de las Ecs. (4.3a) y (4.6a). Se observa que las efictividades del condensador son relativamente altas y por el contrario, las del generador son bajas. Independientemente de estos valores, la simulación de estos intercambiadores se hace de la forma señalada.

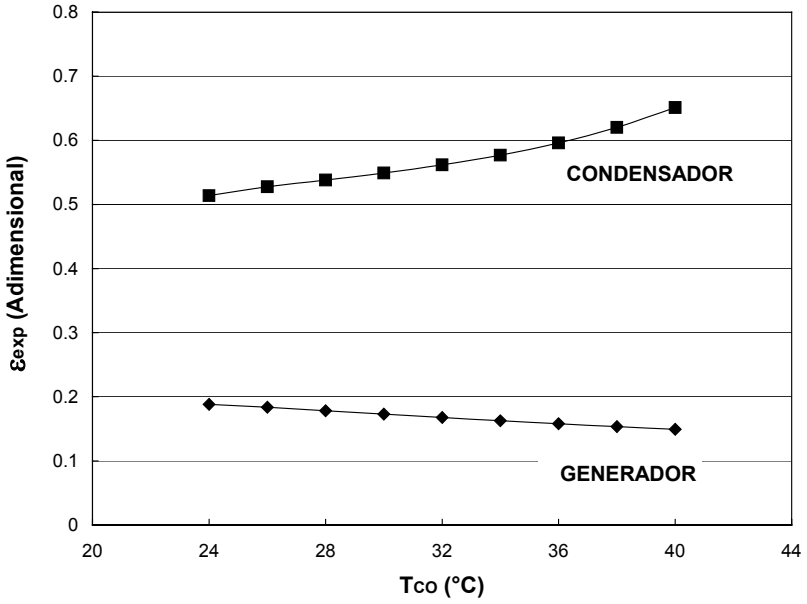


Fig. 4.16 Efectividades experimentales del generador y condensador para el SIRECA operando a las T_{CO} y T_{GE} indicadas en la Fig. 4.13.

4.1.2 Operación del Subsistema de Calentamiento

El otro subsistema que conforma al SIRSECA es el de de calentamiento y está constituido por dos circuitos, como se muestra en la Fig. 4.1, uno que recoge energía térmica de los colectores y la conduce al tanque de almacenamiento y otro que se encarga de extraer la energía térmica del tanque y llevarla al subsistema de refrigeración para accionarlo. El primero de estos circuitos está formado por un banco de colectores de tubos evacuados, una bomba y el aceite que transporta la energía térmica al tanque de almacenamiento. El segundo de los circuitos está formado por una bomba, una válvula mezcladora, un calentador auxiliar con una válvula de tres vías y el propio aceite de calentamiento que transporta la energía térmica al refrigerador. La válvula mezcladora entra en acción cuando el aceite tiene una temperatura mayor a la requerida por el refrigerador, o en caso contrario, se hace uso del calentador auxiliar cuando el aceite tiene una temperatura menor a la requerida por el refrigerador.

Las relaciones empleadas en esta sección han sido extraídas de la memoria de cálculo para el SIRSECA de Dorantes *et al* (1996). La nueva información incluida corresponde a las relaciones del proceso de mezclado y de calentamiento auxiliar así como la incorporación de los datos climáticos de Temixco.

Comportamiento del tanque de almacenamiento

El tanque de almacenamiento es la interface entre los colectores solares y el subsistema de refrigeración. Su comportamiento establece las condiciones del aporte solar al suministro total de energía térmica requerido por el refrigerador. El caso general para la interacción entre ambos subsistemas se muestra en la Fig. 4.17.

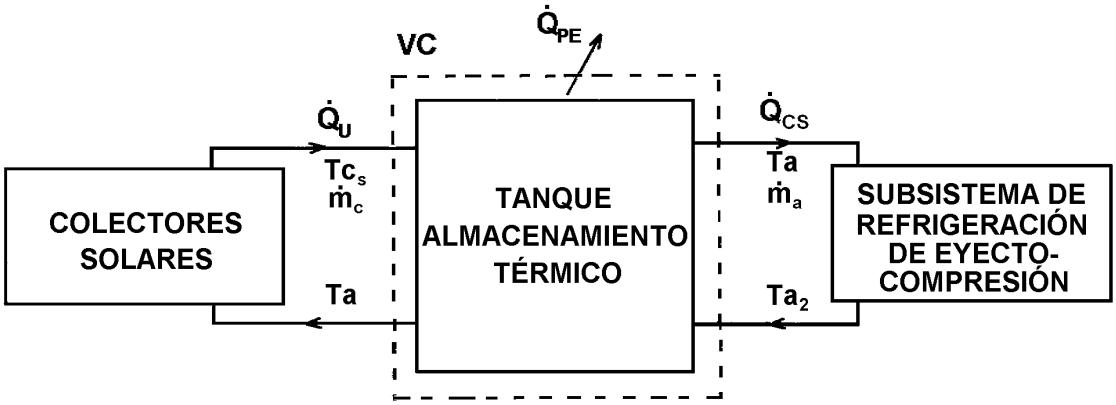


Fig. 4.17 Volumen de control del tanque de almacenamiento térmico.

La ecuación de conservación de energía para el estado uniforme y flujo uniforme es

$$\dot{Q}_{VC} + \Sigma \dot{m}_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e = \Sigma \dot{m}_s \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s + \frac{d}{dt} \left[m \left(u + \frac{v^2}{2} + gz \right) \right]_{VC} + \dot{W}_{VC} \tag{4.10}$$

donde los subíndices e y s se refieren a las entradas y salidas de fluido del volumen de control. Al suponer que el tanque de almacenamiento tiene este comportamiento y sustituir la definición de la entalpía, se encuentra

$$-\dot{Q}_{PE} + \dot{m}_c c_{p_a} Ta + \dot{m}_a c_{p_a} Ta_2 = \dot{m}_c c_{p_a} Tc_s + \dot{m}_a c_{p_a} Ta + \frac{d}{dt}[mu]_{VC} \tag{4.11}$$

refiriéndose los subíndices a y c al aceite del tanque de almacenamiento y a los colectores, $-\dot{Q}_{PE}$ representa las pérdidas térmicas del tanque, Ta es la temperatura del aceite en el tanque de almacenamiento, Ta_2 la temperatura del aceite que regresa al tanque después de haber proporcionado el aporte térmico al refrigerador y Tc_s la temperatura del aceite que sale de los colectores solares. Agrupando términos se obtiene

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_c c_{p_a} (Tc_s - Ta) \tag{4.12a}$$

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_a c_{p_a} (Ta - Ta_2) \tag{4.12b}$$

siendo $\dot{Q}_U$ la potencia térmica útil que proporciona el sistema de colectores solares y $\dot{Q}_{CS}$ la potencia térmica de origen solar que se le suministra al refrigerador. Al sustituir las Ecs. (4.12) en (4.11), resulta

$$\frac{d}{dt}[mu]_{VC} = \dot{Q}_U - \dot{Q}_{PE} - \dot{Q}_{CS} \tag{4.11a}$$

la cual es una forma de la ecuación de la energía en el tanque de almacenamiento e indica que la rapidez del cambio de su energía interna es igual a la potencia térmica neta que atra-

viesa sus fronteras. Al emplear la definición de la energía interna específica, diferenciarla y sustituirla en la relación anterior, se encuentra

$$\left(m_t c_{v_a}\right)\frac{dTa}{dt} = \dot{Q}_U - \dot{Q}_{PE} - \dot{Q}_{CS} \tag{4.11b}$$

refiriéndose el subíndice t al tanque de almacenamiento. La potencia térmica útil $\dot{Q}_U$ se determina al aplicar la ecuación de la conservación de energía en los colectores, que es resultado del balance entre las ganancias, conversión de la radiación solar en energía térmica, de sus correspondientes pérdidas térmicas y lo retirado por el flujo de aceite, obteniéndose

$$\dot{Q}_U = A_c F_R\left[G_g \tau\alpha - U_L\left(Ta - Tamb\right)\right] = \dot{m}_c c_{p_a}\left(Tc_s - Ta\right) \tag{4.13}$$

donde A_c y F_R es el área y el factor de remoción de los colectores solares, G_g la radiación global, τ la transmitancia de la protección de los colectores, α la absortancia de la superficie de los colectores, U_L el coeficiente global de pérdidas de energía térmica de los colectores, Ta la temperatura del aceite del tanque y Tamb la temperatura ambiente. Con respecto al tanque de almacenamiento de aceite, sus pérdidas de potencia térmica están determinadas por

$$\dot{Q}_{PE} = A_t U_t\left(Ta - Tamb\right) \tag{4.14}$$

siendo A_t el área externa total del tanque de almacenamiento de aceite y U_t su coeficiente global de pérdidas térmicas. En relación a la potencia térmica solar $\dot{Q}_{CS}$, ésta depende de la potencia térmica $\dot{Q}_{GE}$ requerida por el SIRECA la cual, de acuerdo a lo considerado en el capítulo anterior, queda definida por

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{Q}_{GE}\left(T_1, T_{CO}, p_{DES}, T_{EV}\right) \tag{4.15}$$

donde T_1 y p_{DES} dependen de T_{CO} y ésta a su vez depende de Tamb, por lo que $\dot{Q}_{GE}$ es función de Tamb(t). Por otro lado, del balance de energía en el generador, la potencia térmica de generación resulta ser

$$\dot{Q}_{GE} = \dot{m}_a c_{p_a}\left(Ta_1 - Ta_2\right) = \dot{m}_1\left(h_1 - h_5\right) \tag{4.16}$$

Ya que $(Ta_1\text{-}Ta_2)$ es conocida, las Ecs. (4.15) y (4.16) permiten evaluar a $\dot{m}_a$, el cual siempre se alimentará al generador independientemente del valor de Ta para la cual se tendrán tres casos, uno cuando $Ta<Ta_1$ y se alimenta $\dot{m}_a$ desde el tanque de almacenamiento correspondiéndole al calentamiento auxiliar elevar la temperatura de Ta a Ta_1. En el segundo caso $Ta = Ta_1$ y se envía el flujo $\dot{m}_a$ del tanque a una temperatura Ta_1. Para el tercer caso $Ta>Ta_1$, por lo tanto la válvula mezcladora entra en acción agregando el flujo $\dot{m}_a''$ a Ta_2 al flujo $\dot{m}_a'$ a Ta para que a la salida se tenga $\dot{m}_a$ a Ta_1, como se muestra en la Fig. 4.18. Al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y energía en la válvula mezcladora y resolver para $\dot{m}_a'$ se obtiene

$$\dot{m}_a' = \frac{\dot{m}_a\left(Ta_1 - Ta_2\right)}{\left(Ta - Ta_2\right)} \tag{4.17}$$

por lo que

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}'_a c_{p_a} (Ta - Ta_2) \tag{4.18}$$

Para el segundo caso, cuando $Ta = Ta_1$, el calentamiento solar es

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_a c_{p_a} (Ta - Ta_2) \tag{4.19}$$

Para el primer caso, cuando $Ta<Ta_1$, el calentamiento solar y auxiliar son

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_a c_{p_a} (Ta - Ta_2) \tag{4.20}$$

$$\dot{Q}_{CA} = \dot{m}_a c_{p_a} (Ta_1 - Ta) \tag{4.21}$$

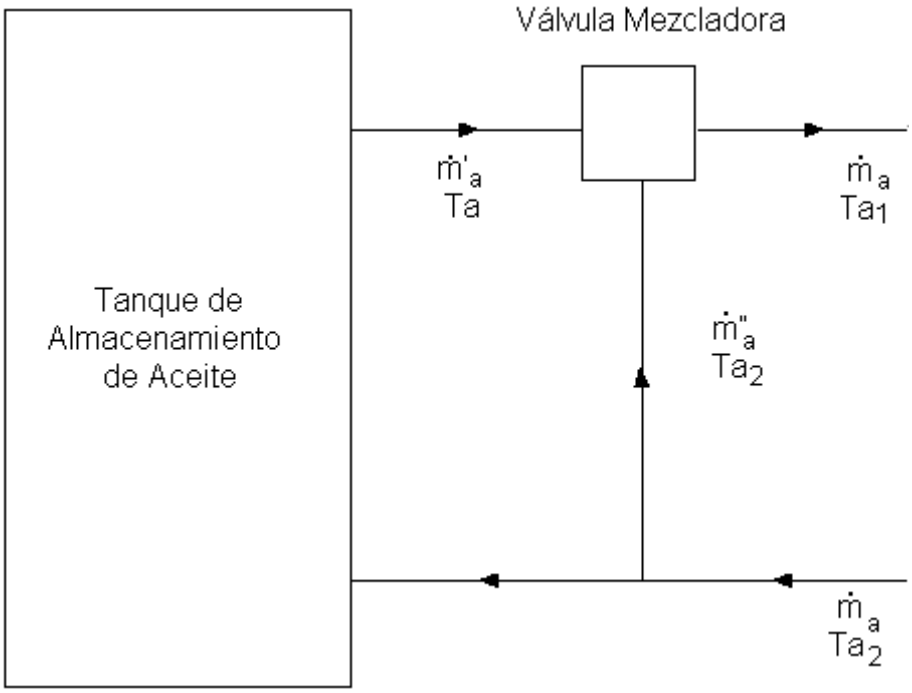


Fig. 4.18 Operación de la válvula mezcladora.

Incorporando en la Ec. (4.11b) a las Ecs. (4.13), (4.14) y la que corresponda entre (4.18), (4.19) y (4.20) de acuerdo al valor de Ta, se obtiene

$$\left(m_t c_{v_a}\right)\frac{dTa}{dt} = \dot{Q}_U\left(Par_1, G_g(t), Ta(t), Tamb(t)\right) - \dot{Q}_{PE}\left(Par_2, Ta(t), Tamb(t)\right) - \dot{Q}_{CS}\left(Par_3, Tamb(t)\right) \tag{4.11c}$$

donde Par_1, Par_2 y Par_3 son los parámetros de valor constante para $\dot{Q}_U$, $\dot{Q}_{PE}$ y $\dot{Q}_{CS}$ respectivamente. La solución de esta ecuación diferencial de primer orden no puede ser analítica, ya que no se conoce la función matemática que relacione a las variables dependientes con el tiempo, por lo que su solución será numérica. Empleando el método de integración de Euler y considerando que los cambios sufridos en tiempos cortos no son grandes, entonces al seleccionar un intervalo de tiempo Δt que tenga un valor representativo del cambio y

también se encuentre por arriba de los tiempos de respuesta de los componentes de sistema, permiten suponer un comportamiento cuasi-dinámico, que considera constantes a las variables dependiente en cada intervalo de tiempo y están representadas por su valor medio en el intervalo, Duffie y Beckman (1974), la relación anterior resulta

$$Ta_f = Ta + \frac{\Delta t}{m_t c_{v_a}}\left[\dot{Q}_U\left(Par_1, G_g(t_c), Ta(t_i), Tamb(t_c)\right)\right] +$$

$$-\frac{\Delta t}{\left(m_t c_{v_a}\right)}\left[\dot{Q}_{PE}\left(Par_2, Ta(t_i), Tamb(t_c)\right) + \dot{Q}_{CS}\left(Par_3, Tamb(t_c)\right)\right] \qquad (4.22)$$

donde t_c es el tiempo de $\Delta t/2$ y t_i es el tiempo inicial de Δt.

Relaciones complementarias

Para concluir la evaluación de $\dot{Q}_U$ y $\dot{Q}_{PE}$ y determinar la producción de hielo se emplean las siguientes relaciones que consideran la conversión de la radiación solar en energía térmica, el cálculo de la temperatura ambiente, los parámetros involucrados en las pérdidas de energía térmica del tanque de almacenamiento y el calor específico de solidificación del agua .

Suponiendo que para las radiaciones globales se cumpla que

$$R_b = \frac{G_g}{I} \qquad (4.23)$$

donde estrictamente R_b es la razón de las radiaciones directas $G_{b,t}$ y G_b incidentes en un plano inclinado y en uno horizontal, respectivamente. Esta razón está dada por

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(\phi - \beta)\sin\delta}{\cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta} \qquad (4.24)$$

siendo ϕ la latitud, β la inclinación, ω el ángulo horario y δ la declinación.
El correspondiente valor del parámetro geométrico δ junto con las horas diurnas del día N, el ángulo horario del atardecer ω_s y la razón de las radiaciones globales horaria I y diaria H en un pla-no horizontal, están dados por las siguientes relaciones

$$\delta = 23.45\sin\left(360\frac{284+n}{365}\right) \qquad (4.25)$$

donde n es el número del día representativo del mes.

$$N = \frac{2}{15}\omega_s \qquad (4.26)$$

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan\phi\tan\delta) \qquad (4.27)$$

$$r_t = \frac{I}{H} \qquad (4.28)$$

$$r_t = \frac{\pi}{24}(a + b\cos\omega)\frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \frac{\pi\omega_s}{180}\cos\omega_s} \qquad (4.29a)$$

siendo a y b coeficientes semiempíricos, con los siguientes valores

$$a = 0.409 + 0.5016\sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767\sin(\omega_s - 60) \tag{4.29b}$$

La temperatura ambiente depende de la hora del día y está representada por la relación

$$Tamb = (Tamb_{máx} - Tamb_{mín})\sin\left(\omega + \frac{\pi}{4}\right) + \frac{(Tamb_{máx} + Tamb_{mín})}{2} \tag{4.30}$$

donde $Tamb_{máx}$ y $Tamb_{mín}$ son la temperatura ambiente máxima y mínima del día.

Los valores empleados en la evaluación de los parámetros anteriores son los datos de ubicación de Temixco y climáticos que han sido registrados en el CIE y están indicados en la Tabla 4.2, donde también se considera el día representativo de cada mes del año. La Tabla 4.3 contiene la latitud de Temixco, las características de los tubos evacuados, del tanque de almacenamiento de aceite y del aceite mismo.

Tabla 4.2. Datos Climáticos Registrados en el CIE.

Mes	Tmáx-prom (°C)	Tmín-prom (°C)	Rad. Global Diaria (MJ/m^2)	Día Rep. del Mes
Ene	28.32	13.05	17.67	17
Feb	30.65	15.55	20.19	51
Mar	32.43	17.44	22.72	75
Abr	33.31	19.28	22.91	108
May	32.57	19.62	21.88	134
Jun	29.22	18.28	21.58	161
Jul	28.78	17.40	22.68	197
Ago	29.25	18.42	21.38	228
Sep	28.80	18.38	20.56	258
Oct	28.78	16.66	18.93	290
Nov	27.98	14.30	17.53	318
Dic	27.43	14.24	15.40	345

Tabla 4.3. Latitud de Temixco y Datos de los Tubos Evacuados, Tanque de Almacenamiento y Aceite de Calentamiento, Dorantes *et al* (1996).

ϕ (º)	β (º)	$F_R(\tau\alpha)$ (Adim.)	$F_R U_L$ ($W/m^2ºC$)	U_{ta} ($W/m^2ºC$)	c_P ($kJ/kgºC$)	$\rho_{100ºC}$ (kg/m^3)
19º	19º	0.87	2.4	0.40	2.1	800

Con respecto a las pérdidas del tanque, se considera una geometría cilíndrica para el tanque de almacenamiento, el cual guarda la siguiente relación geométrica

$$L = 4r \tag{4.31}$$

por lo que el área externa total del tanque de almacenamiento en función de su volumen es

$$A_t = 10\pi^{\frac{1}{3}}\left(\frac{V_t}{4}\right)^{\frac{2}{3}} \tag{4.32}$$

En la producción de hielo se emplea solo la entalpía latente o calor específico de solidificación del agua a 0º C, la cual representa alrededor del 75% de la energía específica total requerida en la congelación de agua a la temperatura ambiente hasta -10°C, resultando

$$\dot{Q}_{EV} = \frac{m_h}{\Delta t} q_s \tag{4.33}$$

donde m_h es la producción de hielo en Δt y q_s el calor específico de solidificación del agua con un valor de 334.94 kJ/kg.

4.1.3 Estudio Cuasi-dinámico del SIRSECA

Como se mencionó anteriormente, el SIRSECA resulta de la integración del subsistema de calentamiento solar y del SIRECA, cuyas características por separado fueron consideradas en las dos secciones anteriores. A continuación se realiza su integración, se mencionan las características de la simulación y se presentan sus resultados.

Características de la simulación del SIRSECA

El subsistema de calentamiento es del tipo híbrido solar-gas, el cual arrancará y operará de acuerdo con las sentencias indicadas en la Tabla 4.4. Así, el inicio del calentamiento de aceite en el tanque de almacenamiento depende de la bomba 1 y ésta arrancará cuando del balance de energía en Δt la ganancia de energía térmica sea mayor a las pérdidas y parará cuando ya no haya ganancia de energía térmica. La bomba que alimenta el aceite caliente al refrigerador con una temperatura Ta, arrancará cuando esta temperatura sea mayor a Ta_1 por 5°C y su paro se hará cuando los colectores no calienten el aceite. El mezclado que proporciona la válvula se empleará cuando $Ta>Ta_1$ y el calentamiento auxiliar cuando $Ta<Ta_1$.

Tabla 4.4. Sentencias de control del subsistema de calentamiento del SIRSECA.

CIRCUITO	ARRANQUE	PARO
Aceite de los Colectores (Bomba 1)	$\dot{Q}_U > 0$	$\dot{Q}_U \leq 0$
Aceite de Calentamiento (Bomba 2)	$Ta \geq Ta_1 + 5$	$\dot{Q}_U = 0$
Aceite de Calentamiento (V. Mezc.)	$Ta > Ta_1$	$Ta \leq Ta_1$
Calentamiento Auxiliar	$Ta < Ta_1$	$Ta \geq Ta_1$

Simulación del SIRSECA

Como ya ha sido demostrado, el comportamiento del SIRSECA es dependiente del tiempo y por lo tanto, la evaluación de la energía involucrada en un cierto lapso está dada por la integral de su potencia, resultando

$$E = \int_{ti}^{tf} \dot{Q}(t)dt$$

Al realizar esta integral en intervalos de tiempo Δt, resultado de considerar un comportamiento cuasi-dinámico, se obtiene

$$E = \int_{ti}^{tf} \dot{Q}(t)dt = \dot{Q}(\Delta t/2)\int_{ti}^{ti+\Delta t} dt + \dot{Q}(3\Delta t/2)\int_{ti+\Delta t}^{ti+2\Delta t} dt + ... + \dot{Q}(n-1+\Delta t/2)\int_{ti+(n-1)\Delta t}^{ti+n\Delta t} dt$$

Al factorizar se encuentra

$$E = \int_{ti}^{tf} \dot{Q}(t)dt = \Delta t\left[\dot{Q}(\Delta t/2) + \dot{Q}(3\Delta t/2) + ... + \dot{Q}(n-1+\Delta t/2)\right] = \Delta t\sum_{i=1}^{n} \dot{Q}(i-1+\Delta t/2) \tag{4.34}$$

La selección de Δt es importante desde un punto de vista numérico, para asegurar su estabilidad, e ingenieril, para asegurar una solución precisa. Considerando que los mayores tiempos de respuesta en un sistema de refrigeración por absorción corresponden a los intercambiadores de calor con 10 minutos, Duffie y Beckman (1991), y que el SIRECA pertenece al mismo género de máquinas térmicas, se seleccionó un intervalo de tiempo de 1/5 de hora. De esta forma se considera un comportamiento cuasi-dinámico del SIRSECA y se emplea un Δt de 12 minutos.

Con el procedimiento dado por la Ec. (4.34), se determinó el valor diario representativo de cada mes para la energía incidente en los colectores, E_c, la energía útil, E_U, la energía de calentamiento solar, E_{CS}, la energía de calentamiento auxiliar, E_{CA}, la energía de generación, E_{GE}, la energía de evaporación E_{EV} y la masa de hielo producido, m_h.

Al suponerse meses de 30 días, el resultado mensual de la energía o cualquier otra variable extensiva es 30 veces su valor diario para cualquier mes del año. Por este motivo y para simplificar los cálculos, se considera solamente su valor diario.

Con los valores de las energías diarias se define el coeficiente diario de operación del SIRSECA y está dado por

$$COP_s = \frac{E_{EV}}{E_{GE} + Eb_r + Ec_r} \tag{4.35}$$

el coeficiente diario de operación térmica es

$$COP_{tér} = \frac{E_{EV}}{E_{GE}} \tag{4.36}$$

el coeficiente diario de la operación térmico-solar se define como

$$COP_{tér\text{-}sol} = \frac{E_{EV}}{E_{CS}} \tag{4.37}$$

la fracción solar diaria es

$$f_s = \frac{E_{CS}}{E_{GE}} \tag{4.38}$$

y la eficiencia diaria de los colectores está dada por

$$\eta_{col} = \frac{E_U}{E_c} \tag{4.39}$$

donde E_c es la radiación incidente en los colectores y está dada por

$$E_c = A_c\, E_g \tag{4.40}$$

siendo E_g el valor resultante de realizar la integración de G_g de acuerdo a la Ec. (4.34). Con los resultados anteriores se obtiene el valor promedio anual de las eficiencias a partir del promedio de los valores mensuales. Así, el COP_s anual del SIRSECA es

$$(COP_s)_a = \frac{1}{12}\sum_{m=1}^{12}(COP_s)_m \tag{4.41}$$

donde m es el mes del año. De igual forma se obtienen las otras eficiencias promediadas anualmente.

Resultados de la simulación del SIRSECA

Los resultados consideran la variación del área de colección A_c y de la denominada Reva, definida por

$$\text{Reva} = \frac{V_t}{A_c} \tag{4.42}$$

donde V_t es el volumen del tanque de almacenamiento de aceite, Dorantes *et al* (1996). El punto de diseño del SIRECA considera una temperatura de generación T_{GE} de 85°C, una temperatura de condensación T_{CO} de 36°C y una presión de descarga del compresor de 0.497 MPa, resultado de considerar un valor n de 10. La temperatura de evaporación T_{EV} es de -10°C y la potencia de refrigeración $\dot{Q}_{EV}$ es de 2 kW. El eyector resultante tiene la geometría contenida en la Tabla 4.1 y opera en régimen de transición. La operación conducida del SIRECA considera un comportamiento lineal entre p_{DES} y T_{CO}. En cuanto al subsistema de calentamiento, se emplean tubos evacuados, un calentador auxiliar a base de gas con válvula de tres vías, un tanque de almacenamiento de fluido térmico con válvula mezcladora y el fluido térmico es aceite. Los tubos evacuados están ubicados en Temixco, Morelos.

La simulación emplea el día representativo de cada mes del año, como se muestra en la Tabla 4.1, y considera un Δt de 12 minutos. Los ciclos diarios parten con aceite a la temperatura ambiente y se concluyen cuando la diferencia entre la temperatura del aceite para el inicio y el final del día no es mayor a los 4ºC. Los valores para este último ciclo diario son los que se analizan. Finalmente, una simulación anual considera los 12 grupos de resultados que corresponden al día representativo de cada mes del año. El valor anual de un parámetro está dado por su promedio para los 12 meses.

El área de colección A_c y la Reva varían dentro del siguiente rango y con los siguientes incrementos

$$6\,\text{m}^2 \le A_c \le 20\,\text{m}^2 \quad \text{con} \quad \Delta A_c = 2\,\text{m}^2$$

$$0.04\,\text{m} \le \text{Reva} \le 0.08\,\text{m} \quad \text{con} \quad \text{Reva} = 0.2\,\text{m}$$

Resultados mensuales para un Reva de 0.04

Las Figs. 4.19 y 4.20 muestran los resultados típicos de una corrida diaria para el mes de abril y considera una A_c de 6 m^2 para un Reva de 0.04, lo cual implica un tanque de almacenamiento de 0.24 m^3 y el respectivo flujo de aceite en los colectores para cada Δt está dado por la Ecs. (4.13) y (4.39) auxiliadas por la curvas de eficiencia del fabricante. En

la primera se grafica a las temperaturas del aceite Ta en el tanque y Ta_1 a la entrada del generador, la temperatura de condensación T_{CO} y la energía útil E_U contra la hora del día, mientras que en la segunda a las energías del generación E_{GE}, de calentamiento solar E_{CS} y auxiliar E_{CA} y la producción de hielo m_h.

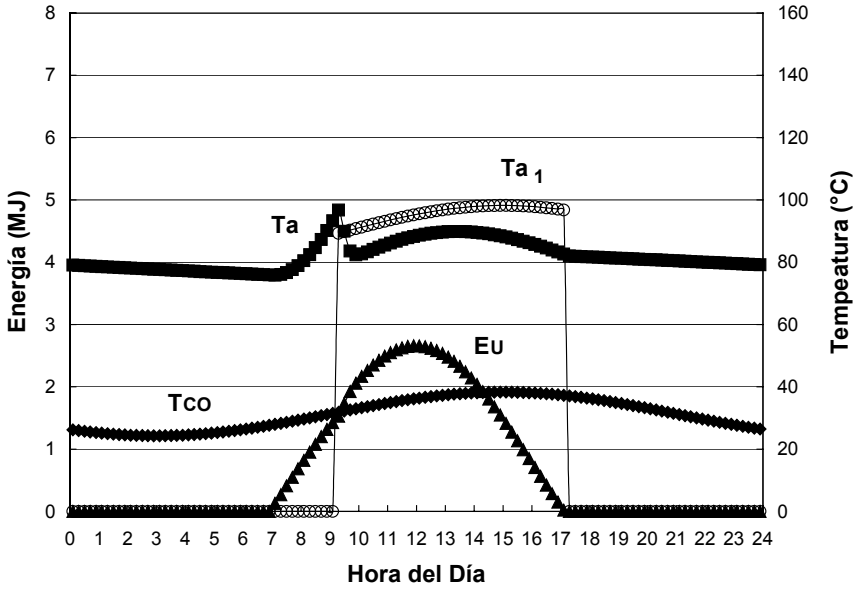


Fig. 4.19 Energía útil y temperaturas del SIRSECA para el mes de abril en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, $\Delta t = 1/5$ h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

El valor de la temperatura del aceite Ta se obtiene a partir de la Ec. (4.22). En la Fig. 4.19 se observa que los valores de Ta al inicio y final del día son cercanos y respetan la diferencia máxima establecida de 4°C. A partir de las 0 horas, Ta disminuye por las pérdidas térmicas que tiene el aceite en el tanque de almacenamiento. Para un tiempo inicial ti cercano a las 7 horas, Ta suspende su tendencia decreciente al compensarse las perdidas de calor con el ingreso de la energía útil E_U proporcionada por los colectores. Al incrementarse ésta última y sobreponerse a las pérdidas, la temperatura del aceite Ta comienza a aumentar hasta alcanzar un valor máximo en el tiempo de arranque tarr, ligeramente mayor a las 9 horas, lo cual permite el inicio de la operación del SIRECA. A partir de este tiempo la temperatura de condensación impone al SIRECA una temperatura de generación T_1, con la cual queda definida la temperatura del aceite a la entrada del generador Ta_1. En el arranque se fijó una temperatura del aceite de cuando menos 5°C arriba de Ta_1, condición que de acuerdo a la Fig. 4.19 también se cumple. Después, la demanda de la energía de generación E_{GE} para la operación del SIRECA, que de acuerdo a la energía almacenada en el tanque, se suministrará con energía de origen solar o en su defecto se ayudará del calentamiento auxiliar. Independientemente, la operación del SIRSECA continuará hasta el tiempo final tf poco mayor a las 17 horas cuando el ingreso de E_U es insuficiente para permitir un aumento de Ta. A partir de tarr, Ta se mantiene dentro de un cierto rango alcanzando un máximo

alrededor de las 14 horas. Al considerar el promedio de Ta y Ta_1 en la duración del tiempo de calentamiento solar de la operación del SIRECA tcs de 7.8 horas, cuyos valores son de 87.3 y 95.7 °C respectivamente, se anda en busca de parámetros representativos de su evolución en el tiempo. En este caso dejan evidenciada la superioridad de Ta_1 sobre Ta mostrada en la gráfica de la Fig. 4.19. En relación a T_{CO}, ésta tiene un comportamiento sinusoidal que presenta un mínimo entre las 4 y 5 horas y un máximo entre las 15 y 16 horas. Dicha temperatura ha sido calculada con las Ecs. (4.4) y (4.30), donde T_4 y T_{CO} son equivalentes.

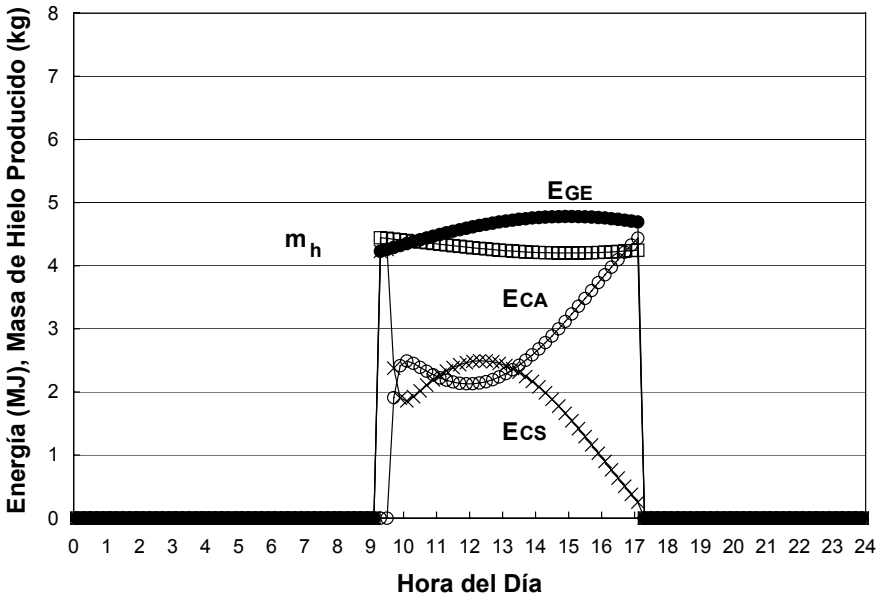


Fig. 4.20 Energía térmica suministrada al SIRSECA para el mes de abril en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, $\Delta t = 1/5$ h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

Con respecto al comportamiento de la energía útil E_U mostrado en la Fig. 4.19, se observa la existencia de dos regiones de crecimiento, una entre los tiempos ti y tarr y otra entre los tiempos tarr y el medio día. La primera corresponde únicamente al calentamiento del aceite del tanque y la segunda corresponde tanto al calentamiento como al suministro de la E_{CS} requerida en la operación del SIRECA, por lo que la tendencia de crecimiento de E_U aumenta al disminuir Ta en el arranque del SIRECA. El crecimiento de E_U continúa hasta el medio día para posteriormente ir disminuyendo hasta el tiempo tf en que el aceite del tanque no incrementa su temperatura por el ingreso de E_U y se suspenden tanto el calentamiento de origen solar como la operación del SIRECA.

En relación al requerimiento de E_{GE}, que depende de T_{CO}, éste es cubierto por una combinación de E_{CS} y E_{CA} durante el tiempo de calentamiento solar de la operación del SIRECA tcs, según muestra la Fig. 4.20. Como se mencionó anteriormente, a partir de tarr y de acuerdo a la energía térmica almacenada, el ingreso de E_U junto con el suministro de

E_{CS} y las pérdidas de energía del tanque, la temperatura Ta resultante puede ser menor, igual o superior a Ta_1. Para el primer caso se hará uso del calentamiento auxiliar para incrementar el valor de Ta hasta Ta_1. Para el segundo caso no se hace nada y para el tercero solo se requiere que la válvula mezcladora tome parte del aceite frío que regresa al tanque y lo mezcle con el aceite caliente que sale del mismo, para lograr la Ta_1 requerida. Para el caso considerado en la Fig. 4.20 se observa que después del arranque, el almacén térmico del tanque cubre temporalmente el requerimiento térmico E_{GE} del refrigerador mediante el suministro de E_{CS} hasta verse imposibilitado cuando Ta ha descendido hasta un valor mínimo, a partir del cual el calentamiento es mixto. Debido a que todo esto ocurre antes del medio día, el ingreso de las mayores cantidades de E_U permiten que E_{CS} se recupere hasta poco más allá del medio día y luego disminuya hasta suspenderse en tf. En todo este tiempo el E_{CA} proporciona la diferencia para alcanzar la E_{GE} requerida, la cual tiene una tendencia de crecimiento hasta las 15 h para después disminuir ligeramente. La producción de hielo está en sincronía con E_{EV} y ésta es ligeramente superior a los 4 kg en cada intervalo de tiempo de 12 minutos.

De acuerdo a la Fig. 4.21 se pueden identificar los siguientes tiempos y temperaturas características de la operación del SIRSECA

- Tiempo inicial ti del calentamiento solar del aceite del tanque de almacenamiento
- Tiempo final tf del calentamiento del aceite del tanque
- Tiempo de arranque tarr de la operación del SIRECA
- Temperatura del aceite del tanque Ta_{arr} en el tiempo tarr
- Temperatura del aceite a la entrada del generador Ta_{1arr} en el tiempo tarr
- Temperatura del aceite en el tanque $\overline{T}a$ promediada en el tiempo de duración de la operación del SIRECA
- Temperatura del aceite a la entrada del generador $\overline{T}a_1$ promediada en el tiempo de duración de la operación del SIRECA

Los tiempos mencionados anteriormente permiten determinar la duración del aprovechamiento solar o de ingreso de calor útil

$$tcu = tf - ti$$

y de la duración del calentamiento solar para la operación del SIRECA

$$tcs = tf - tarr$$

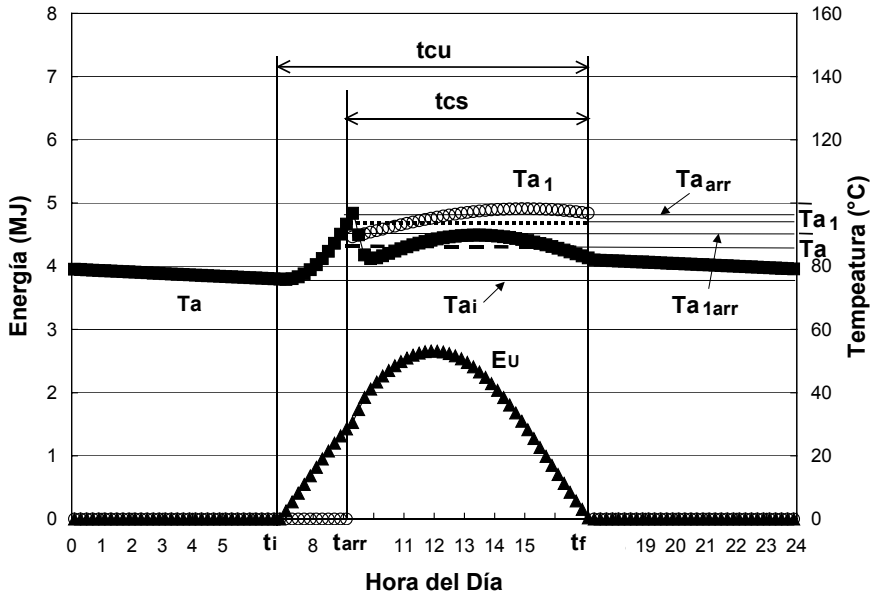


Fig. 4.21 Tiempos y temperaturas características de la operación del subsistema de calentamiento del SIRSECA.

La Fig. 4.22 muestra las curvas de Ta del mes de abril para un Reva de 0.04 y áreas de colección A_c de 6, 14 y 20 m^2. Cada una de ellas representa el comportamiento típico para las áreas con valores extremos y el mayor de los valores intermedios. A medida que A_c aumenta la curva de Ta asciende. Hay dos tipos de curvas, una que en ti inicia un aumento de temperatura hasta Ta_{arr} para posteriormente disminuir por el arranque del SIRECA únicamente con aporte térmico-solar hasta que inicia el calentamiento auxiliar y junto con el ingreso de E_U permiten que la temperatura alcance un máximo después del medio día y decrezca hasta que para la operación del SIRECA en el tiempo tf. La otra curva corresponde a una Ta alta que al momento de ingresar E_U está por encima de Ta_1+5, por lo que entra en operación coincidiendo ti y tarr. El suministro de E_{GE} es en su totalidad de origen solar y Ta disminuye hasta que E_U es superior a E_{GE} provocando un aumento de Ta hasta alcanzar un máximo y después descender hasta cesar la operación del SIRSECA en el tiempo tf. La primera curva corresponde al comportamiento de las A_c de 6 y 14 m^2, mientras que la segunda para la A_c de 20m^2. Este comportamiento se repite independiente del mes y de los valores de Reva considerados.

Los valores representativos del comportamiento cuasi-dinámico del subsistema de calentamiento se muestran en las gráficas de las Figs. 4.23 y 4.24, donde están considerados el comportamiento de Tai, Ta_{arr}, Ta_{1arr}, $\overline{T}a$ y $\overline{T}a_1$ así como el de los tiempos de calentamiento solar, auxiliar y de operación de los colectores. En la gráfica de la Fig. 4.23 se evidencia que Tai < Ta_{1arr} < Ta_{arr} para los tres meses considerados, al igual que $\overline{T}a < \overline{T}a_1$. En relación a los tiempos de calentamiento se observa que el tiempo de calentamiento auxi-

liar es menor al solar y la operación de los colectores es prolongada y dependerá de la duración del día solar correspondiente.

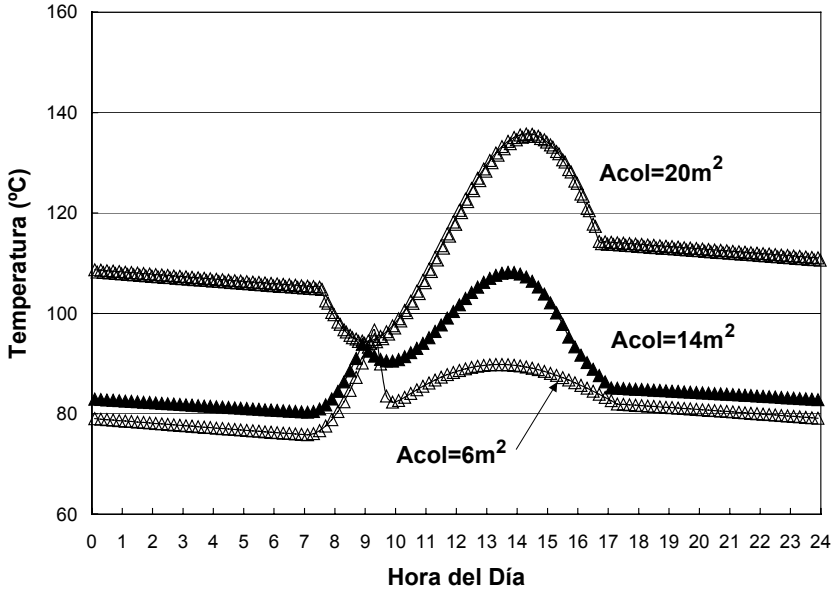


Fig. 4.22 Gráfica de Ta para el mes de abril en Temixco, cuando A_c = 6, 14 y 20 m^2, Δt = 1/5 h, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

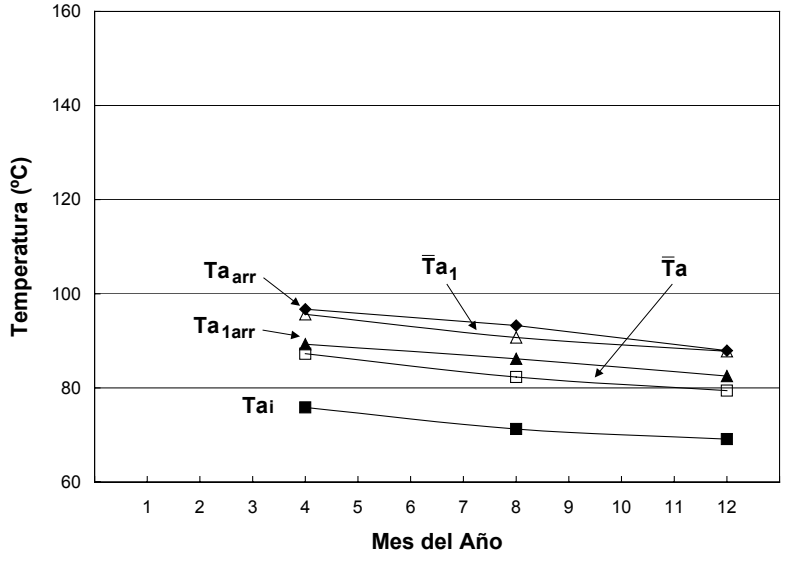


Fig. 4.23 Gráfica de las Ta características para tres meses en Temixco, cuando A_c = 6 m^2, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

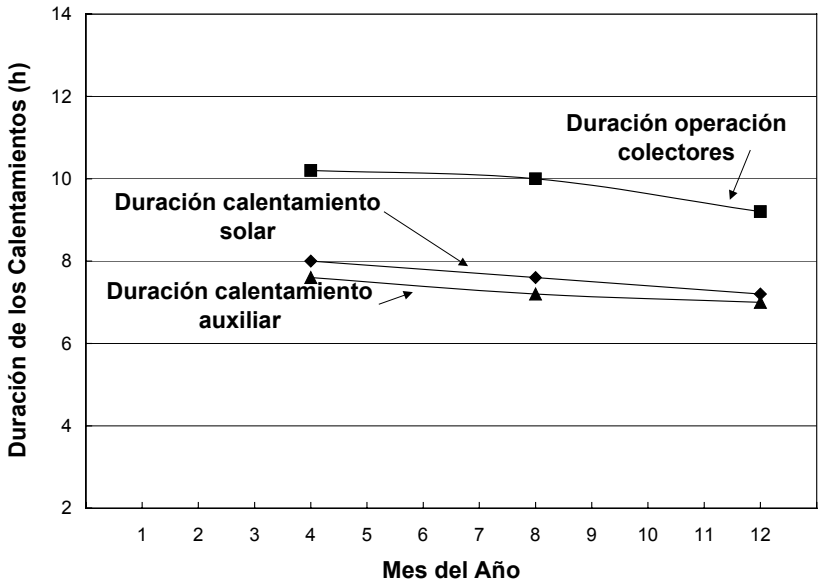


Fig. 4.24 Gráfica de la duración de los calentamientos solar, auxiliar y de operación de los colectores para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

Otro grupo de parámetros considerados se muestra en la gráfica de la Fig. 4.25 donde están incluidos la radiación solar incidente en los colectores E_c, la energía útil E_U, las energías de calentamiento solar y auxiliar E_{CS} y E_{CA}, la energía de generación E_{GE} y la energía de evaporación E_{EV}, así como la producción de hielo m_h. La radiación incidente E_c, una vez definida la localización de Temixco, depende de la ubicación de la tierra en su orbita alrededor del sol, lo cual está dado por el mes del año. Así, se observa que para el mes de abril se tiene la mayor incidencia y en diciembre la menor. Por la misma razón, T_{CO} disminuye provocando que E_{GE} decrezca. El comportamiento de E_c define en gran parte el de E_U y éste a su vez el de E_{CS}. En este caso con una A_c de 6 m^2 E_{CS} es la más baja de las energías consideradas, por lo que E_{CA} aporta la diferencia entre E_{GE} y E_{CS}, cumpliéndose que $E_{CS}<E_U<E_{CA}<E_{GE}$. Con la conducción del modo de operación del SIRECA, E_{EV} tiene una menor rapidez de decrecimiento que también se refleja en la producción de hielo.

La gráfica de la Fig. 4.26 muestra las eficiencias diarias para los meses de abril, agosto y diciembre que dependen de las energías consideradas en la gráfica de la Fig. 4.25. Se observa que la eficiencia de los colectores y la fracción solar son propiamente constantes ya que las energías que las definen tienen un decremento proporcional, como se muestra en la Fig. 4.25. La tendencia del $COP_{tér}$ es creciente ya que E_{EV} casi es constante y E_{GE} disminuye fuertemente para los meses de agosto y diciembre. El $COP_{tér\text{-}sol}$ tiene una mayor magnitud y crece más rápidamente porque E_{CS} decrece más rápidamente que E_{EV}.

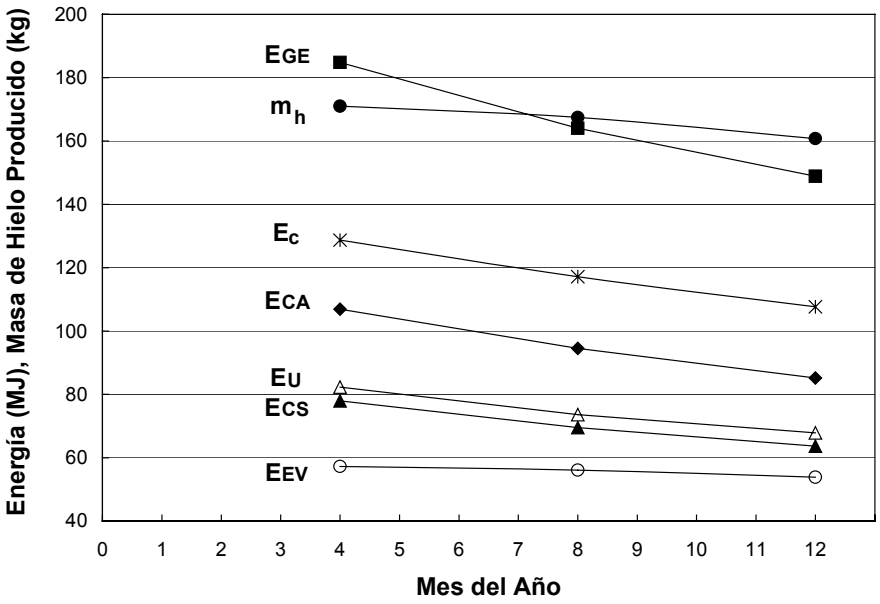


Fig. 4.25 Gráfica del suministro de energía térmica al SIRSECA para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

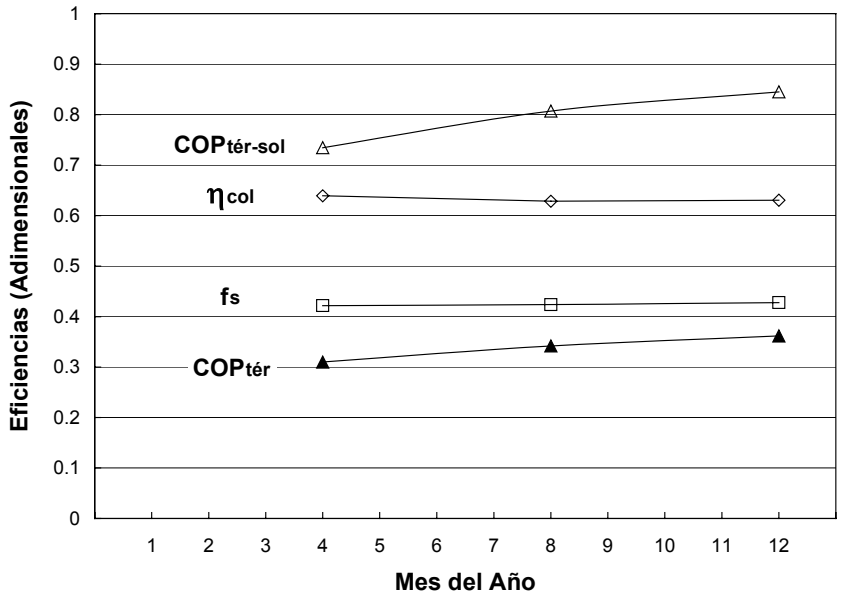


Fig. 4.26 Gráfica de las eficiencias del SIRSECA para tres meses en Temixco, cuando $A_c = 6\ m^2$, Reva = 0.04 y el fluido térmico es aceite.

La Tabla 4.5 contiene los datos mostrados en la gráfica de la Fig. 4.23 con respecto a Tai, Ta_{arr} y Ta_{1arr} para un Reva de 0.04, considerando ahora la variación de A_c. Con relación a $\overline{T}a$ y $\overline{T}a_1$ se encuentra que la primera es mayor para las áreas de colección de 14 y 20 m^2, indicando aparentemente que no se requiere de calentamiento auxiliar.

Tabla 4.5. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	Tai (°C)	Ta_{arr} (°C)	Ta_{1arr} (°C)	$\overline{T}a_1$ (°C)	$\overline{T}a$ (°C)
6	4	75.8	96.7	89.3	95.7	87.3
	8	71.3	93.3	86.2	90.7	82.3
	12	69.1	87.9	82.5	87.8	79.4
14	4	80.3	93.8	88.3	95.3	98.1
	8	75.1	93.0	85.8	90.6	94.0
	12	74.8	89.1	82.1	87.6	90.5
20	4	105.3	105.3	85.0	93.8	115.8
	8	96.2	96.2	82.6	89.3	104.2
	12	96.9	96.9	79.9	86.5	106.1

La Tabla 4.6 muestra la duración del calentamiento, parcialmente mostrada en la Fig. 4.24 Se consideran también las A_c de 14 y 20 m^2 y se observa como el tiempo de calentamiento auxiliar va disminuyendo para una A_c de 14m^2 y propiamente es nulo para una A_c de 20 m^2. A pesar de que $\overline{T}a_1 < \overline{T}a$ para una A_c de 14 m^2, la duración del tiempo de calentamiento auxiliar indica la existencia de éste en una menor proporción. La disminución del tiempo de operación de los colectores solares para una A_c de 20 m^2 obedece al alto valor de Ta y tiene que esperarse a que avance más la mañana para que E_U sea suficientemente grande y provoque el aumento de Ta. Para el mes de diciembre tcu decrece fuertemente por la disminución de la duración del día solar y de su radiación. El tiempo de calentamiento solar tcs aumenta con A_c ya que Ta es mayor y tiene que esperarse menos tiempo para que se alcance Ta_{arr}.

Tabla 4.6. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	tcu (h)	tcs (h)	tca (h)
6	4	10.2	8.0	7.6
	8	10.0	7.6	7.2
	12	9.2	7.2	7.0
14	4	10.0	8.2	2.4
	8	10.0	7.8	1.6
	12	8.8	7.2	1.4
20	4	9.2	9.2	0.0
	8	9.2	9.2	0.2
	12	8.0	8.0	0.0

Las Tablas 4.7 y 4.8 muestran los valores de la energía térmica que interviene en la operación del SIRSECA y parcialmente se incluyen en la Fig. 4.25. El comportamiento mostrado ahí se repite para el área de colección de 14 m^2 con el aumento natural de E_U y E_{CS} y la disminución de E_{CA}. Independientemente, los valores de E_{GE} son similares ya que la duración del calentamiento solar del SIRECA es similar y en consecuencia T_{CO} no varía sustancialmente. En cambio, cuando el área de colección es de 20 m^2, desaparece la E_{CA} y todo el calentamiento es solar, además, debido a que el tiempo de calentamiento solar del SIRECA aumenta, por el gran aumento de Ta, la E_{GE} aumenta sustancialmente porque la operación del SIRECA inicia antes. En cuanto a la radiación incidente, como se muestra en la Tabla 4.8, siempre guarda una relación directa con A_c y por lo tanto se incrementa. Respecto a E_{EV}, su valor siempre disminuye a medida que se acerca el fin de año porque impacta más tcs, dependiente de la duración del día solar y E_c, que la disminución de T_{CO}. El aumento de E_{EV} por el incremento de A_c es insignificante entre 6 y 14 m^2, más no en el caso de 20 m^2 en el que la operación del SIRECA inicia antes y a menores T_{CO}, lo que permite que éste trabaje más eficientemente. La producción guarda una relación directa con E_{EV} como indica la Ec. (4.33).

Tabla 4.7. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	E_U (MJ)	E_{CS} (MJ)	E_{CA} (MJ)	E_{GE} (MJ)
6	4	82.3	78.0	106.9	184.8
	8	73.6	69.5	94.5	164.0
	12	67.9	63.7	85.2	148.9
14	4	180.6	172.3	16.2	188.5
	8	160.1	152.1	16.0	168.1
	12	146.8	138.8	9.7	148.4
20	4	225.3	207.4	0.0	207.4
	8	207.5	194.4	0.0	194.4
	12	181.2	162.2	0.0	162.2

Tabla 4.8. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	E_c (MJ)	E_{EV} (MJ)	m_h (kg)
6	4	128.7	57.3	171.0
	8	117.2	56.1	167.5
	12	107.7	53.9	160.8
$14m^2$	4	298.9	58.8	175.7
	8	273.4	57.6	172.0
	12	246.9	53.9	160.9
$20m^2$	4	415.5	66.5	198.7
	8	380.1	68.3	203.9
	12	337.7	60.0	179.2

Los valores considerados en la Tabla 4.9 incluyen las eficiencias diarias, que parcialmente se muestran en la gráfica de la Fig. 4.26. En relación a la fracción solar hay un incremento con A_c independientemente del mes, así en el caso de 6, 14 y 20 m^2 se tienen valores aproximados de 0.4, 0.9 y 1, respectivamente. La eficiencia de los colectores disminuye por el correspondiente aumento de Ta ocasionado por el incremento de A_c. En cuanto al $COP_{tér}$, éste aumenta ya que la disminución proporcional de E_{GE} con respecto a E_{EV} es mayor a medida que se avanza hacia el final del año y en consecuencia el $COP_{tér}$ aumenta independientemente del A_c. El $COP_{tér\text{-}sol}$ también aumenta hacia el fin de año porque la duración del día solar y la radiación son menores y la disminución de E_c es mayor a E_{EV}. Esta tendencia de crecimiento al acercarse el fin de año se manifiesta para cualquier A_c. Por otro lado, el $COP_{tér\text{-}sol}$ disminuye con el incremento de A_c, ya que el aumento de E_{CS} es mucho mayor a la disminución de E_{EV}.

Tabla 4.9. Eficiencias del SIRSECA para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	f_s (Adim.)	η_{col} (Adim.)	$COP_{tér}$ (Adim.)	$COP_{tér\text{-}sol}$ (Adim.)
6	4	0.42	0.64	0.31	0.73
	8	0.42	0.63	0.34	0.81
	12	0.43	0.63	0.36	0.84
14	4	0.91	0.60	0.31	0.34
	8	0.91	0.59	0.35	0.38
	12	0.93	0.59	0.36	0.39
20	4	1.0	0.54	0.32	0.32
	8	1.0	0.55	0.35	0.35
	12	1.0	0.54	0.37	0.37

Resultados mensuales para un Reva de 0.08

Las Tablas 4.10 a 4.14 presentan los resultados cuando se incrementa el valor del Reva hasta 0.08. De forma cualitativa, se tiene que el aumento del Reva para una misma A_c implica un aumento en el volumen del tanque de almacenamiento y cada grado que aumente la temperatura del aceite en el tanque requerirá de un mayor suministro de energía térmica. De acuerdo a la Tabla 4.11, la duración de la operación de los colectores tcu propiamente no varía con respecto a un Reva de 0.04 para A_c de 6 y 14 m^2, lo que es consecuencia de tener propiamente el mismo suministro de E_U, como los datos de la Tabla 4.12 confirman y redundará en un menor crecimiento de la temperatura Ta del aceite. Esto obliga a que el tarr aumente y la duración de la operación del SIRECA con energía solar disminuya. Este retraso en tarr ocasiona que también Ta_{1arr} aumente al igual que Ta_{arr} y T_{CO}. Por otro lado, la Tabla 4.10 muestra que hay un incremento de Tai, lo que evidencia un aumento de Ta. Así, para las áreas de colección de 6 y 14 m^2 se tiene el mismo tcu con un ingreso de la misma E_U y por el incremento del volumen del tanque de almacenamiento tarr es mayor, a pesar de que se tengan Ta superiores. El aumento mostrado por $\overline{T}a$ y $\overline{T}a_1$ corresponde a los mayores valores de Ta y que la operación del SIRECA se retrasa

disminuyendo tcs, ocasionando también una disminución de E_{GE} y E_{CS} por lo que E_{CA} disminuye al igual que su duración. Esta disminución de E_{GE} también provoca que la E_{EV} decrezca y en consecuencia la producción de hielo. La mayor disminución de E_{GE} con respecto a E_{CS} permite que la fracción solar aumente, mientras que las variaciones mínimas de la radiación incidente y E_U hacen que la eficiencia de los colectores no varíe mayormente. En cuanto a las eficiencias térmicas, las variaciones de E_{GE}, E_{CS}, y E_{EV} son proporcionales y dan por resultado $COP_{tér}$ casi iguales y $COP_{tér\text{-}sol}$ ligeramente menores.

Por lo que respecta al A_c de 20 m^2 con un Reva de 0.08, el aumento de volumen permite una disminución de Ta que evidencian los valores de Tai de las Tablas 4.5 y 4.10. Esta disminución de Ta permite que tarr decrezca y la duración de la operación de los colectores tcu como del SIRECA tcs aumenten, manteniéndose una operación exclusivamente con calentamiento solar como las Tablas 4.11 y 4.12 indican a través de la duración del calentamiento auxiliar, de los valores del calentamiento y de los correspondientes valores de E_{GE} y E_{CS}. Este inicio temprano de la operación de los colectores y la disminución de Ta provocan el incremento de E_U. Con respecto a la similitud de Ta_{1arr} y $\overline{T}a_1$ con los valores del caso anterior para un Reva de 0.04, es resultado de horarios similares de operación del SIRECA. La disminución de $\overline{T}a$ también evidencia la caída de Ta. En relación a E_U, E_{CS} y E_{GE}, su aumento es resultado de un menor valor de tarr y de operar por más tiempo, lo cual provoca que también E_{EV} y la producción de hielo aumenten. Por lo que toca a las eficiencias, la fracción solar sigue siendo unitaria y la eficiencia de los colectores aumenta por la disminución de Ta. El aumento de E_{CS}, E_{GE} y E_{EV} guarda la misma proporción de crecimiento y los $COP_{tér}$ y $COP_{tér\text{-}sol}$ tienen el mismo valor.

Por todo lo anterior, se encuentra que la sensibilidad de los parámetros adimensionales importantes del SIRSECA al incrementarse A_c y Reva es

- f_s aumenta mayormente con A_c que con Reva
- η_c decrece con el aumento de A_c y se recupera ligeramente con el aumento de Reva solo para la A_c de 20 m^2
- $COP_{tér}$ no varía con Reva ni con A_c entre 6 y 14 m^2 y aumenta ligeramente con A_c de 20 m^2
- $COP_{tér\text{-}sol}$ disminuye fuertemente con A_c y en menor grado con Reva

Tabla 4.10. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	Tai (°C)	Ta_{arr} (°C)	Ta_{1arr} (°C)	$\overline{T}a_1$ (°C)	$\overline{T}a$ (°C)
6	4	77.7	96.6	91.3	96.3	88.3
	8	73.1	94.4	88.0	91.3	83.6
	12	71.0	89.8	84.6	88.5	80.8
14	4	84.3	95.8	89.8	95.8	98.6
	8	78.9	92.9	86.9	91.0	93.9
	12	79.4	87.7	82.5	87.8	88.9
20	4	99.0	99.0	84.5	93.7	104.7
	8	93.6	93.6	82.3	89.2	96.9
	12	91.9	92.2	79.9	86.6	98.0

Tabla 4.11. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	tcu (°C)	tcs (°C)	tca (°C)
6	4	10.2	7.2	6.8
	8	10.0	6.6	6.0
	12	9.0	6.2	5.8
14	4	10.0	7.6	1.4
	8	10.0	7.2	1.4
	12	8.8	7.0	1.6
20	4	9.6	9.6	0.0
	8	9.6	9.6	0.0
	12	8.4	8.2	0.0

Tabla 4.12. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	E_U (MJ)	E_{CS} (MJ)	E_{CA} (MJ)	E_{GE} (MJ)
$6m^2$	4	81.9	74.9	92.8	167.8
	8	73.1	66.4	77.2	143.6
	12	67.1	60.4	69.2	129.6
$14m^2$	4	180.2	166.5	9.5	175.9
	8	160.2	146.8	9.2	156.0
	12	147.8	137.1	7.5	144.6
$20m^2$	4	243.1	216.1	0.0	216.1
	8	219.2	202.6	0.0	202.6
	12	194.5	166.4	0.0	166.4

Tabla 4.13. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	E_c (MJ)	E_{EV} (MJ)	m_h (kg)
$6m^2$	4	128.7	51.3	153.3
	8	117.2	48.6	145.1
	12	106.7	46.2	138.1
$14m^2$	4	298.9	54.4	162.3
	8	273.4	53.1	158.5
	12	246.9	52.3	156.3
$20m^2$	4	421.7	69.5	207.4
	8	385.8	71.3	212.9
	12	345.7	61.5	183.7

Tabla 4.14. Eficiencias del SIRSECA para Tres meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	f_s (Adim.)	η_{col} (Adim.)	$COP_{tér}$ (Adim.)	$COP_{tér\text{-}sol}$ (Adim.)
$6m^2$	4	0.45	0.64	0.31	0.68
	8	0.46	0.62	0.34	0.73
	12	0.47	0.63	0.36	0.76
$14m^2$	4	0.95	0.60	0.31	0.32
	8	0.94	0.59	0.34	0.36
	12	0.95	0.60	0.36	0.38
$20m^2$	4	1.0	0.58	0.32	0.32
	8	1.0	0.57	0.35	0.35
	12	1.0	0.56	0.37	0.37

Resultados anuales del SIRSECA

En las Figs. 4.27 y 4.28 se muestran las gráficas de los parámetros más importantes en el estudio termodinámico del SIRSECA, en el que considera el efecto de A_c y del volumen del tanque de almacenamiento tanto en el comportamiento del subsistema de calentamiento como en la operación conducida del SIRECA, la cual sólo depende de T_{CO}. En las gráficas se incluyen las eficiencias térmica y térmico-solar del SIRSECA, la eficiencia de los colectores, la fracción solar del subsistema de calentamiento y la producción de hielo del SIRECA.

Como puede apreciarse en la gráfica de la Fig. 4.27, la eficiencia térmica solo varía ligeramente con las mayores A_c y propiamente nada con el Reva. Con respecto al $COP_{tér\text{-}sol}$, los mayores valores se alcanzan con las A_c superiores a los 14 m^2 y es propiamente independiente del Reva. Por lo que respecta a la producción de hielo, ésta tiene una fuerte dependencia con A_c a partir de valores mayores a los 14 m^2, mientras que su dependencia con el Reva es mayor para A_c menores a los 14 m^2.

En cuanto a la gráfica de la Fig. 4.28, la eficiencia de los colectores varía únicamente con A_c cuando ésta tiene valores menores a los 14 m^2 y a partir de esta área se le sobrepone el efecto del Reva, el cual al crecer compensa mayormente la caída que sufre la fracción solar con el aumento de A_c. Finalmente, la fracción solar tiene una fuerte dependencia con el aumento de A_c y en mucho menor grado con el crecimiento del Reva, cuando A_c tiene valores menores a los 14 m^2.

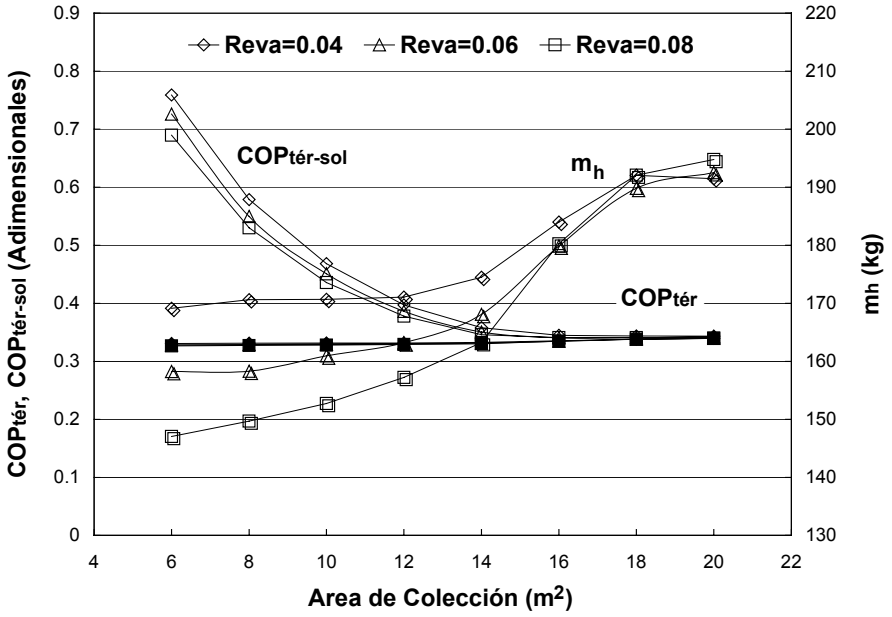


Fig. 4.27 Valores anuales de las eficiencias térmica, térmico-solar y producción de hielo contra A_c del SIRSECA para distintos Reva.

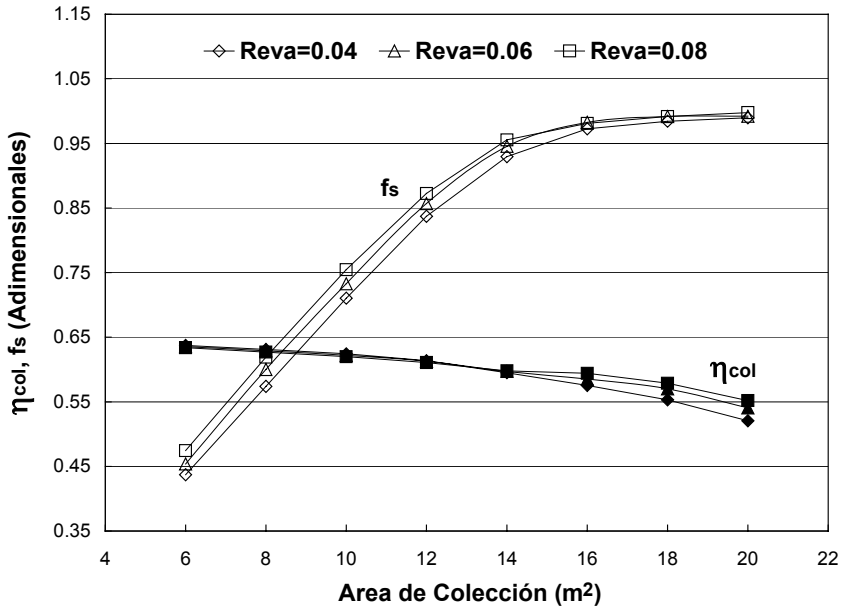


Fig. 4.28 Valores anuales de la eficiencia de los colectores y la fracción solar contra A_c del SIRSECA para distintos Reva.

4.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR HÍBRIDO DE EYECTOR Y COMPRESOR

De igual forma que el SIRSECA es un SIRECA con suministro de energía térmica solar, el **SI**stema de **R**efrigeración **S**olar **H**íbrido de **E**yecto y Compresor, **SIRSHEC,** es un SIRHEC asistido con energía solar. En función de la similitud existente entre el SIRECA y el SIRHEC, la presentación que se hace a continuación es una copia fiel de la metodología desarrollada para el estudio del SIRSECA. Inicialmente, el subsistema de calentamiento tiene la misma configuración, como indica la Fig. 4.29.

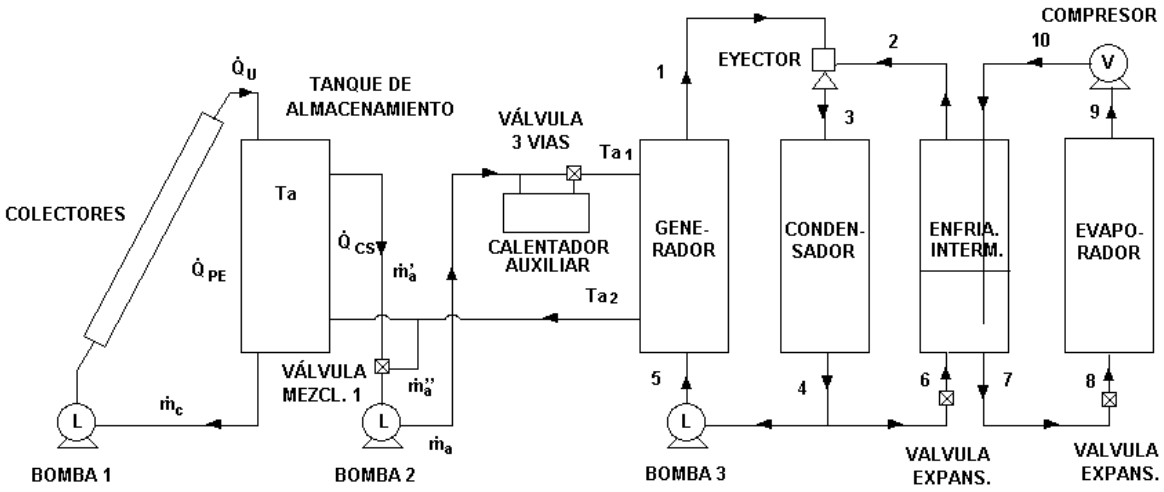


Fig. 4.29 Componentes del Sistema de Refrigeración Solar Híbrido de Eyector y Compresor, SIRSHEC.

4.2.1 Operación del Subsistema de Refrigeración Híbrido de Eyector y Compresor

El SIRHEC también fue estudiado termodinámicamente en el capítulo anterior. Al definirse su modo de operación también se consideran las etapas de selección del punto de diseño, estudio del comportamiento fuera de las condiciones de diseño y la conducción del modo de operación.

Selección del punto de diseño

Siguiendo el mismo razonamiento para seleccionar la T_{GE} y T_{CO} del SIRECA, se encuentra que el SIRHEC empleando el mismo fluido refrigerante y estando expuesto a las mismas condiciones ambientales del SIRECA, estas temperaturas no cambian. Así, a T_{GE} y T_{CO} le corresponden valores de 85°C y 36ºC, respectivamente. En la definición de la presión del enfriador intermedio, p_{INT}, se hace uso de la Fig. 4.30 que muestra los parámetros de mayor importancia en la operación del SIRHEC cuando p_{INT} varía para distintos valores de n, considerando los valores de T_{GE} y T_{CO} mencionados. El valor de n seleccionado tam-

bién es de 10 y le corresponden una p_{INT} de casi 0.5 MPa a la cual le corresponden los siguientes valores:

- Una n de 10
- Una eficiencia del eyector de 0.23
- Una Rwc de alrededor de 1.5
- Una eficiencia energética de 0.3
- Una eficiencia exergética de 0.29
- Una relación de energía Er 0.04

Con los valores de T_{GE}, T_{CO}, y p_{INT} señalados anteriormente y considerando una capacidad de enfriamiento de 2 kW, se obtuvo el área de la garganta de la boquilla principal del eyector. La Tabla 4.15 muestra algunos parámetros importantes del eyector.

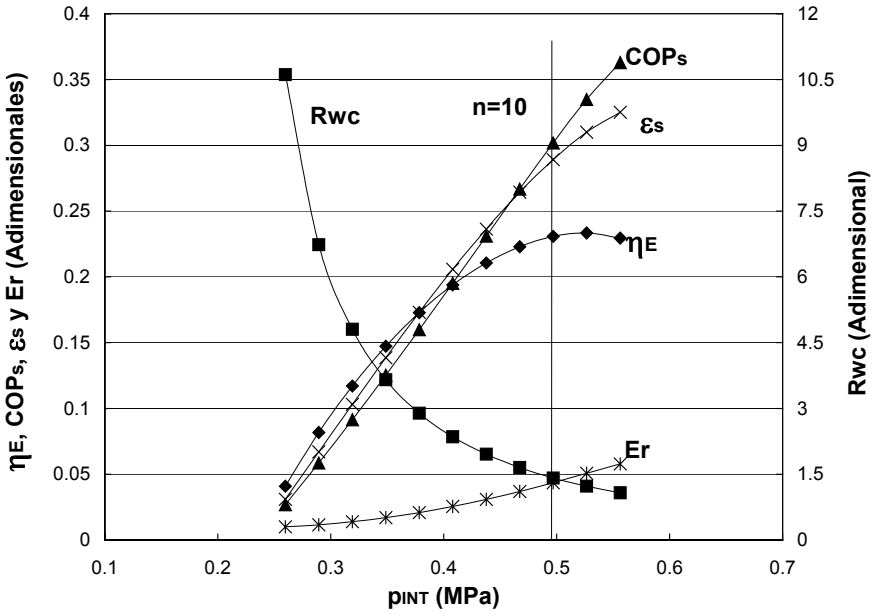


Fig. 4.30 Eficiencias del eyector y del SIRHEC contra $p_{INT}(n)$ con $\phi = 4.64$, $\dot{Q}_{EV} = 1$ kW y el fluido de trabajo es R134a.

Tabla 4.15. Algunos Parámetros del Eyector

F (Adim.)	η_D (Adim.)	Ω (Adim.)	ϕ (Adim.)	A* (m^2)
0.06	0.96	4.77	4.64	3.174E-06

Comportamiento del SIRHEC fuera de las condiciones de diseño

Con la anterior geometría del eyector y operándolo en régimen de transición, se varió paramétricamente a n y T_{CO}. Con los resultados obtenidos se hicieron las gráficas de las Figs. 4.31 a 4.37 que muestran al COP_s, $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{Q}_{EV}$, $\dot{W}c_r$, $\dot{W}c_E$, η_E y p_{INT} contra la tempe-

ratura de generación, donde p_{INT} es la presión del enfriador intermedio y también es la presión a que descarga el compresor. La interpretación de estas gráficas está dada en la sección 4.1.1.

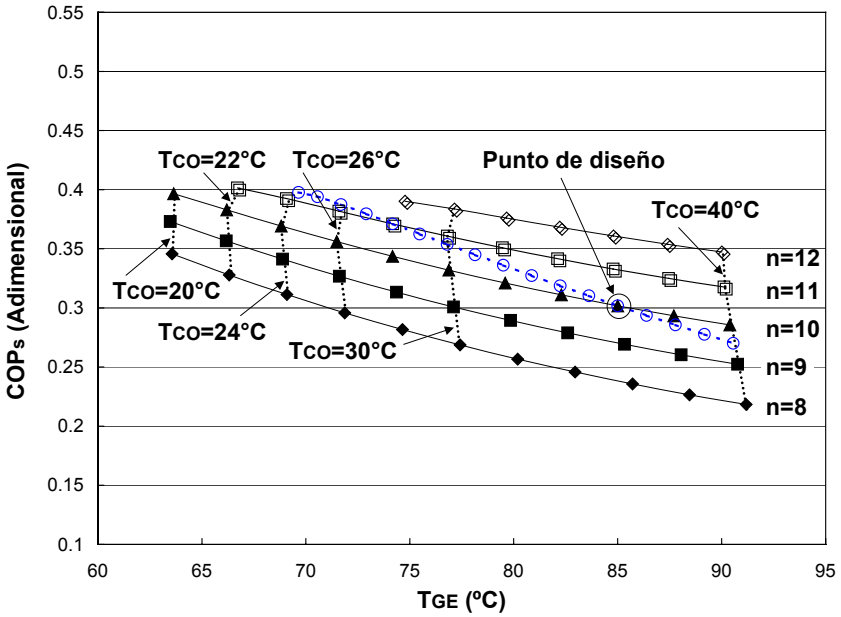


Fig. 4.31 COP_s del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

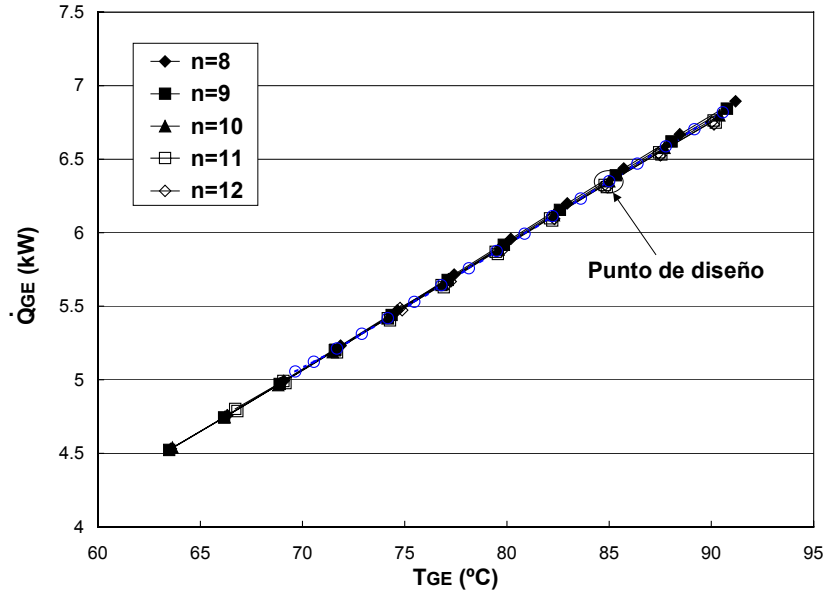


Fig. 4.32 Q_{GE} del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

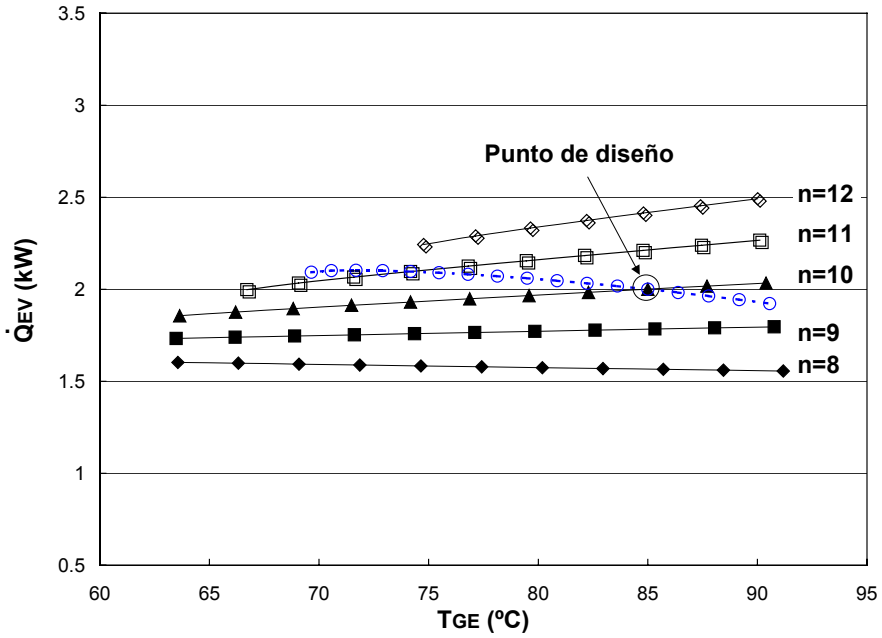


Fig. 4.33 Q_{EV} del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

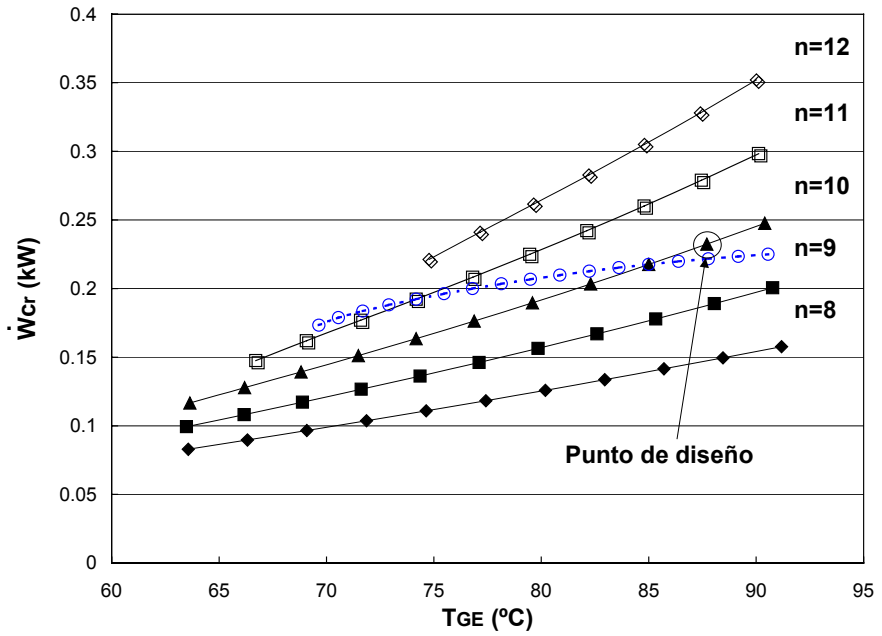


Fig. 4.34 $\dot{W}\ c_r$ del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

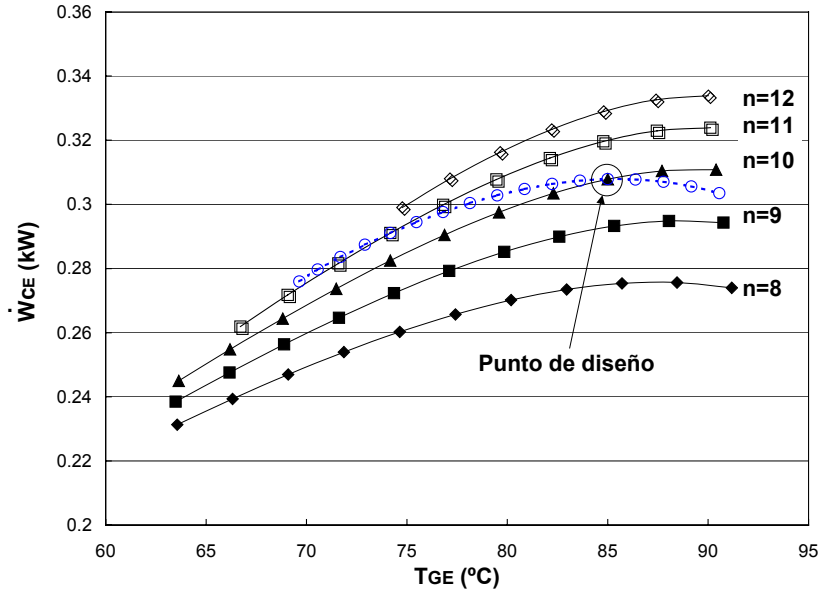


Fig. 4.35 $\dot{W}$ c_E del SIRHEC contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

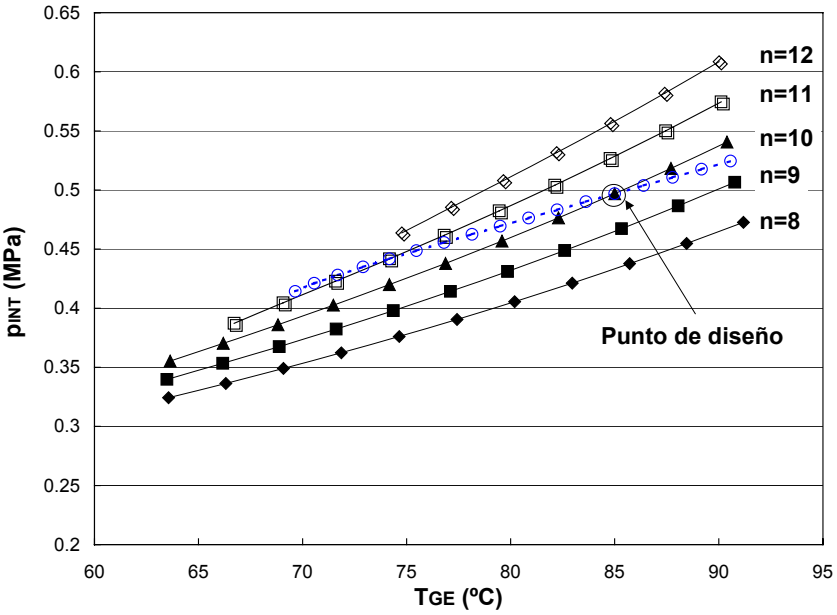


Fig. 4.36 Presión del enfriador intermedio p_{INT} contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

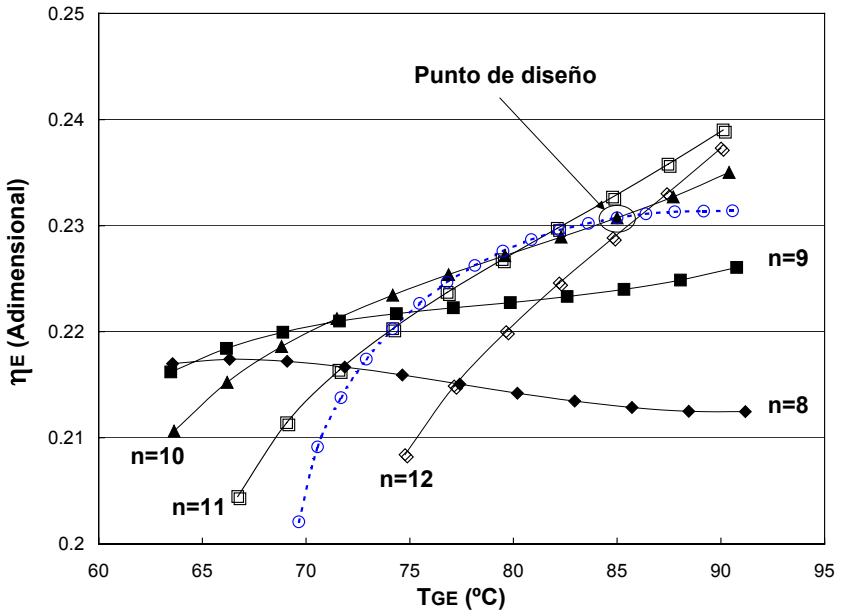


Fig. 4.37 Eficiencia del eyector contra T_{GE} para los mayores valores de n y distintas T_{CO}, con $\phi = 4.64$ y el fluido de trabajo es R134a.

Conducción de la operación del SIRHEC

El modo de operación del SIRHEC también considera mayores valores de n a medida que T_{CO} desciende y emplea una relación lineal entre p_{INT} y T_{CO}, ocupando el punto de diseño y otro con n de 11 y T_{CO} de 28ºC, resultando también

$$p_{INT} = 0.006893\ T_{CO} + 0.248817 \qquad (4.43)$$

que es la Ec. (4.1). Al imponer la Ec. (4.43) en la operación del SIRECA se obtuvieron los resultados graficados con líneas punteadas en las Figs. 4.31 a 4.37, las cuales tienen la misma interpretación dada al SIRECA. La relación obtenida entre T_{GE} y T_{CO} es la dada por la Ec. (4.2), ya que la similitud de eyectores y condiciones de operación hacen que el eyector trabaje a la misma p_{GE}.

4.2.2 Operación del Subsistema de Calentamiento

La operación del subsistema de calentamiento como la de los intercambiadores de calor, generador y condensador, son las mismas a las del SIRECA.

4.2.3 Estudio Cuasi-dinámico del SIRSHEC

En la integración de los subsistemas del SIRSHEC, las características de la simulación y la simulación misma siguen un paralelismo total con los del SIRSECA y sus resultados se presentan a continuación.

Resultados de la simulación del SIRSHEC

Mediante una variación paramétrica de A_c y del Reva se obtienen los resultados de la simulación del SIRHEC. Su punto de diseño considera una T_{GE} de 85°C, una T_{CO} de 36°C y una p_{INT} de 0.497 MPa, resultado de considerar un valor n de 10. La temperatura de evaporación T_{EV} es de -10°C y la potencia de refrigeración $\dot{Q}_{EV}$ es de 2 kW. El eyector tiene la geometría indicada en la Tabla 4.15 y opera en régimen de transición. La operación conducida del SIRECA considera un comportamiento lineal entre p_{INT} y T_{CO} y está dado por la Ec. (4.43).

Resultados mensuales para un Reva de 0.04

Para ver el efecto de la variación de A_c y del mes del año sobre los parámetros importantes en el estudio del comportamiento del SIRSHEC, se presentan las Tablas 4.16 a 4.20 para un Reva de 0.04 cuya interpretación coincide con la del SIRECA.

Tabla 4.16. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	Tai (°C)	Ta_{arr} (°C)	Ta_{1arr} (°C)	$\overline{T}a_1$ (°C)	$\overline{T}a$ (°C)
6	4	75.8	96.7	89.3	95.7	87.3
	8	71.3	93.3	86.2	90.7	82.3
	12	69.1	87.9	82.5	87.8	79.4
14	4	80.4	93.8	88.3	95.3	98.2
	8	75.1	93.0	85.8	90.6	94.1
	12	74.9	89.2	82.1	87.6	90.6
20	4	105.4	105.4	85.0	93.8	116.0
	8	96.3	96.3	82.6	89.3	104.4
	12	100.5	100.5	79.9	86.5	108.4

Tabla 4.17. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	tcu (h)	tcs (h)	tca (h)
6	4	10.2	8.0	7.6
	8	10.0	7.6	7.2
	12	9.2	7.2	7.0
14	4	10.0	8.2	2.2
	8	10.0	7.8	1.6
	12	8.8	7.2	1.4
20	4	9.2	9.2	0.0
	8	9.2	9.2	0.0
	12	8.0	8.0	0.01

Tabla 4.18. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	E_U (MJ)	E_{CS} (MJ)	E_{CA} (MJ)	E_{GE} (MJ)
6	4	82.3	78.0	106.5	184.5
	8	73.6	69.5	94.2	163.7
	12	67.9	63.7	84.9	148.6
14	4	180.5	172.2	15.9	188.1
	8	159.9	152.0	15.7	167.7
	12	146.7	138.6	9.5	148.1
20	4	225.0	207.0	0.0	207.0
	8	207.3	194.0	0.0	194.0
	12	178.1	161.8	0.0	161.8

Tabla 4.19. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	E_c (MJ)	E_{EV} (MJ)	m_h (kg)
6	4	128.7	57.3	171.1
	8	117.2	56.0	167.2
	12	106.5	53.7	160.3
14	4	298.9	58.8	175.7
	8	273.4	57.5	171.7
	12	246.9	53.7	160.4
20	4	415.5	66.5	198.6
	8	380.1	68.2	203.5
	12	337.7	59.8	178.6

Tabla 4.20. Eficiencias del SIRSHEC para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.04.

A_c (m^2)	Mes	f_s (Adim.)	η_{col} (Adim.)	$COP_{tér}$ (Adim.)	$COP_{tér\text{-}sol}$ (Adim.)
6	4	0.42	0.64	0.31	0.73
	8	0.42	0.63	0.35	0.81
	12	0.43	0.64	0.36	0.84
14	4	0.92	0.60	0.31	0.34
	8	0.91	0.59	0.35	0.38
	12	0.94	0.59	0.36	0.39
20	4	1.0	0.54	0.32	0.32
	8	1.0	0.55	0.35	0.35
	12	1.0	0.53	0.37	0.37

Resultados mensuales para un Reva de 0.08

Las Tablas 4.21 a 4.25 presentan los correspondientes resultados cuando se incrementa el valor del Reva hasta 0.08. Su interpretación coincide con la del SIRSECA.

Tabla 4.21. Ta Característica para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	Tai (°C)	Ta_{arr} (°C)	Ta_{1arr} (°C)	$\overline{T}a_1$ (°C)	$\overline{T}a$ (°C)
6	4	77.7	96.6	91.3	96.3	88.3
	8	73.1	94.4	88.0	91.3	83.6
	12	71.0	89.8	84.6	88.5	80.8
14	4	84.3	95.8	89.8	95.8	98.7
	8	78.9	92.9	86.9	91.0	94.0
	12	79.4	87.7	82.5	87.8	88.9
20	4	99.1	99.1	84.5	93.7	104.9
	8	93.7	93.7	82.3	89.2	97.1
	12	92.0	92.3	79.9	86.6	98.1

Tabla 4.22. Duración de los Calentamientos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	tcu (h)	tcs (h)	tca (h)
6	4	10.2	7.2	6.8
	8	10.0	6.6	6.0
	12	9.0	6.2	5.8
14	4	10.0	7.6	1.4
	8	10.0	7.2	1.4
	12	8.8	7.0	1.6
20	4	9.6	9.6	0.0
	8	9.6	9.6	0.0
	12	8.4	8.2	0.0

Tabla 4.23. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	E_U (MJ)	E_{CS} (MJ)	E_{CA} (MJ)	E_{GE} (MJ)
6	4	81.9	74.9	92.8	167.8
	8	73.1	66.4	77.2	143.6
	12	67.1	60.4	69.2	129.6
14	4	180.1	166.3	9.2	175.6
	8	160.2	146.7	9.0	155.6
	12	147.8	137.0	7.3	144.3
20	4	242.8	215.6	0.0	215.6
	8	218.9	202.1	0.0	202.1
	12	194.3	166.1	0.0	166.1

Tabla 4.24. Suministros Térmicos para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	E_c (MJ)	E_{EV} (MJ)	m_h (kg)
6	4	128.7	51.3	153.3
	8	117.2	48.6	145.1
	12	106.7	46.2	138.1
14	4	298.9	54.4	162.4
	8	273.4	53.0	158.2
	12	246.9	52.2	155.9
20	4	421.7	69.5	207.3
	8	385.8	71.1	212.4
	12	345.7	61.3	183.1

Tabla 4.25. Eficiencias del SIRSHEC para Tres Meses, Tres A_c y un Reva de 0.08.

A_c (m^2)	Mes	f_s (Adim.)	η_{col} (Adim.)	$COP_{tér}$ (Adim.)	$COP_{tér\text{-}sol}$ (Adim.)
6	4	0.45	0.64	0.31	0.68
	8	0.46	0.62	0.34	0.73
	12	0.47	0.63	0.36	0.76
14	4	0.95	0.60	0.31	0.32
	8	0.94	0.59	0.34	0.36
	12	0.95	0.60	0.36	0.38
20	4	1.0	0.58	0.32	0.32
	8	1.0	0.57	0.35	0.35
	12	1.0	0.56	0.37	0.37

Resultados anuales del SIRSHEC

En las Figs. 4.38 y 4.39 se muestran las gráficas de los parámetros térmicos más importantes en el estudio del SIRHSEC.

En la gráfica de la Fig. 4.38 se aprecia de nueva cuenta como la eficiencia térmica es ligeramente sensible solo a las mayores A_c. El $COP_{tér\text{-}sol}$ muestra una gran disminución con el aumento de A_c, sobre todo entre los 6 y 14 m^2, y en mucho menor grado con el aumento de Reva. Para la producción de hielo, hay un fuerte aumento de ésta con la mayor A_c y el mayor Reva, de forma tal que las menores producciones se dan para las áreas menores a los 14 m^2 y los mayores valores de Reva. En la gráfica de la Fig. 4.39, la fracción solar sigue variando fuertemente con A_c y el aumento de Reva ayuda al crecimiento de la fracción solar en menor proporción. Finalmente, la eficiencia de los colectores tiende a disminuir mayormente con A_c que con Reva para A_c iguales o menores a los 14 m^2, mientras que para A_c mayores el aumento de Reva permite que la eficiencia no caiga tan fuertemente. Todas estas tendencias encuentran su justificación en la sección 4.1.3.

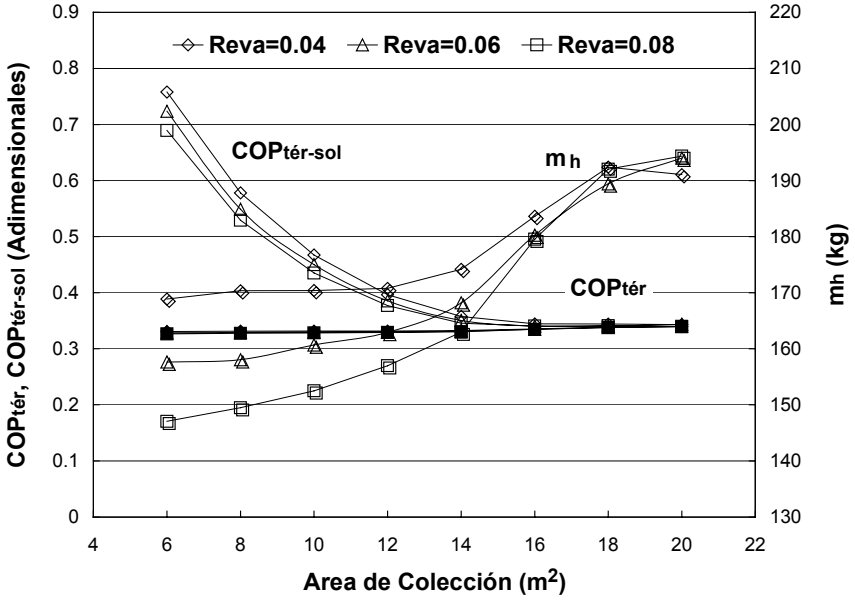


Fig. 4.38 Valores anuales de las eficiencias térmica, térmico-solar y producción de hielo contra A_c del SIRSHEC para distintos Reva.

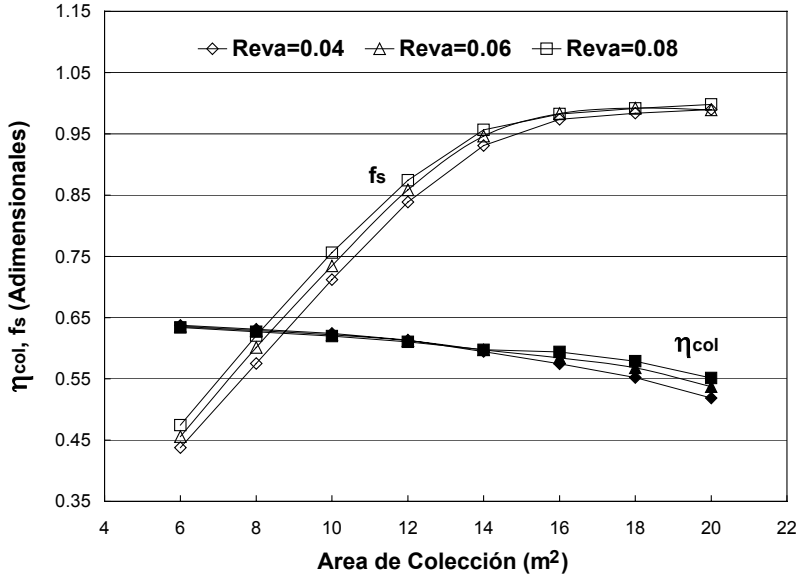


Fig. 4.39 Valores anuales de la eficiencia de los colectores y la fracción solar contra A_c del SIRSHEC para distintos Reva.

Considerando los resultados del capítulo anterior, se encontró que entre un SIRECA y un SIRHEC operando en las mismas condiciones de trabajo, el último resultaba más conveniente porque tiene un mejor balance entre las potencias de compresión del fluido secundario, Rwc es mayor, y por lo tanto la demanda de energía eléctrica del compresor disminuye. Además, como los suministros $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{W}b_r$ son propiamente iguales para ambos sistemas, el menor trabajo del compresor hace que $\dot{Q}_{CO}$ disminuya para el SIRHEC.

Por lo que respecta a este capítulo, se encuentra que la sensibilidad de los parámetros adimensionales importantes del SIRSECA y SIRSHEC al incrementarse A_c y Reva es

- f_s aumenta mayormente con A_c que con Reva
- η_c decrece con el aumento de A_c y se recupera ligeramente con el aumento de Reva solo para la A_c de 20 m^2
- $COP_{tér}$ no varía con Reva ni con A_c entre 6 y 14 m^2 y aumenta ligeramente con A_c de 20 m^2
- $COP_{tér\text{-}sol}$ disminuye fuertemente con A_c y en menor grado con Reva

De esta forma, todos los resultados anteriores indican que el mejor de los dos sistemas de eyecto-compresión mejorada considerados, es el SIRSHEC. Al considerar un f_s del orden de 0.75, como indica la experiencia, un subsistema de calentamiento con una A_c de 10 m^2 y un Reva de 0.04 es una opción que da una producción de hielo de 170 kg al día.

CAPÍTULO 5

COMPARACIÓN DE RESULTADOS ENTRE EL SIRSECA Y EL SIRSHEC

En este capítulo se efectúa la comparación entre los resultados de la operación del SIRECA y SIRHEC y del comportamiento del SIRSECA y SIRSHEC, para deducir un criterio de diseño y operación eficientes de estos sistemas térmicos de refrigeración.

5.1 RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DEL SIRECA Y SIRHEC

La operación conducida del SIRECA y SIRHEC que se ha propuesto considera una dependencia lineal entre la temperatura de condensación y la presión de descarga del compresor. El eyector operando en régimen de transición y teniendo fijas las presiones de descarga y succión se fuerza a trabajar a una determinada temperatura de generación. La primera de estas presiones está dada por la temperatura de condensación en la saturación y la segunda por la presión de descarga del compresor. De esta forma, la temperatura de condensación fija las presiones de descarga del compresor y del eyector al igual que la temperatura de generación, quedando definido así el comportamiento del subsistema de refrigeración. En cuanto al subsistema de calentamiento, el uso de los colectores solares y la inclusión de una válvula mezcladora junto con el empleo de un calentador auxiliar aseguran que el generador tenga la temperatura exigida por el régimen en que trabaja el eyector.

Los parámetros relevantes de la simulación numéricamente del comportamiento del SIRECA y del SIRHEC se presentan a continuación. En la Tabla 5.1 se muestran las temperaturas de condensación y generación, en donde la coincidencia de ésta última es causada porque ambos sistemas trabajan a las mismas temperaturas de evaporación y condensación e igual presión de descarga del compresor, como muestra la Tabla 5.2, además de que sus respectivos eyectores tienen geometrías propiamente iguales y en consecuencia tienen el mismo comportamiento como constatan las eficiencias, tasas de arrastre y flujos másicos que se muestran en las Tablas 5.3 y 5.4. En cuanto a las eficiencias ideal, energética y exergética del SIRECA y del SIRHEC, éstas siguen siendo similares y todo parecería indicar que el comportamiento de estos sistemas no tiene mayor diferencia, como especifican los valores mostrados en las Tablas 5.5 y 5.6. Sin embargo, al analizar las potencias térmicas y mecánicas de las Tablas 5.7 y 5.8 se encuentra que $\dot{Q}_{GE}$, $\dot{Q}_{CO}$ y $\dot{Q}_{EV}$ son ligeramente menores para el SIRHEC y la mayor de las diferencias se presenta en los trabajos de compresión, donde el SIRECA muestra desventajas al requerir por un lado de un mayor trabajo del compresor y por el otro efectuando el eyector un menor trabajo de compresión. Al considerar los flujos másicos que circulan por el evaporador, $\dot{m}_2$ para el SIRECA y $\dot{m}_9$ para el SIRHEC, la inferioridad del último de estos flujos ocasiona que el trabajo del compresor disminuya y el del eyector aumente al comprimir un vapor saturado y no como en el SIRECA, donde el vapor sobrecalentado del compresor es descargado directamente al eyector. La disminución de $\dot{m}_9$ obedece a la segunda expansión que experimenta el líquido y permite que la mezcla saturada que entra al evaporador tenga una menor calidad.

Por lo expuesto anteriormente, el SIRECA y el SIRHEC no tienen mayor diferencia al considerar las potencias térmicas que hay que aportar mediante $\dot{Q}_{GE}$ y $\dot{Q}_{EV}$ ni la que se extrae a través de $\dot{Q}_{CO}$. La diferencia aparece en los trabajos de compresión del vapor, donde el SIRHEC requiere en promedio de una menor potencia mecánica del 16% en el compresor y realiza un mayor trabajo de compresión en el eyector del 14%. Todo parece indicar que la adición del enfriador intermedio permite un trabajo más suave del compresor y exige más del eyector, mientras que las potencias térmicas son prácticamente las mismas. Sin embargo, hay que considerar que la inclusión de este dispositivo tiene un costo extra al igual que la segunda válvula de expansión y los correspondientes dispositivos de control.

Tabla 5.1. Temperaturas del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA	SIRHEC
	T_{GE} (°C)	T_{GE} (°C)
24	69.65	69.65
26	71.69	71.69
28	74.18	74.18
30	76.80	76.80
32	79.50	79.50
34	82.24	82.24
36	85.00	85.00
38	87.78	87.78
40	90.56	90.56

Tabla 5.2. Presiones de descarga del compresor para el SIRECA y el SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA		SIRHEC	
	p_{DES} (MPa)	T_{DES} (°C)	p_{INT} (MPa)	T_{INT} (°C)
24	0.41	10.0	0.41	10.0
26	0.43	11.0	0.43	11.0
28	0.44	11.9	0.44	11.9
30	0.46	12.9	0.46	12.9
32	0.47	13.8	0.47	13.8
34	0.48	14.7	0.48	14.7
36	0.50	15.5	0.50	15.5
38	0.51	16.4	0.51	16.4
40	0.52	17.2	0.52	17.2

Tabla 5.3. Eficiencias del eyector y tasas de arrastre del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA		SIRHEC	
	η_E (Adim.)	U (Adim.)	η_E (Adim.)	U (Adim.)
24	0.20	0.53	0.20	0.53
26	0.22	0.51	0.21	0.52
28	0.22	0.50	0.22	0.50
30	0.23	0.48	0.22	0.48
32	0.23	0.45	0.23	0.46
34	0.23	0.43	0.23	0.44
36	0.23	0.41	0.23	0.41
38	0.23	0.39	0.23	0.39
40	0.23	0.37	0.23	0.37

Tabla 5.4. Flujos másicos del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA		SIRHEC		
	$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	$\dot{m}_9$ (kg/s)
24	0.025	0.013	0.025	0.013	0.012
26	0.026	0.013	0.026	0.014	0.012
28	0.028	0.014	0.028	0.014	0.012
30	0.029	0.014	0.029	0.014	0.012
32	0.031	0.014	0.031	0.014	0.012
34	0.032	0.014	0.032	0.014	0.012
36	0.034	0.014	0.034	0.014	0.012
38	0.036	0.014	0.036	0.014	0.012
40	0.038	0.014	0.038	0.014	0.011

Tabla 5.5. Eficiencias del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA		SIRHEC	
	η_s (Adim.)	COP_s (Adim.)	η_s (Adim.)	COP_s (Adim.)
24	2.10	0.40	2.10	0.40
26	1.96	0.39	1.96	0.39
28	1.84	0.37	1.84	0.37
30	1.74	0.35	1.74	0.35
32	1.65	0.33	1.65	0.34
34	1.57	0.32	1.57	0.32
36	1.50	0.30	1.50	0.30
38	1.44	0.28	1.44	0.29
40	1.38	0.27	1.38	0.27

Tabla 5.6. Eficiencia exergética y relación de energía del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA		SIRHEC	
	ε_s (Adim.)	Er (Adim.)	ε_s (Adim.)	Er (Adim.)
24	0.27	0.04	0.27	0.04
26	0.28	0.05	0.28	0.04
28	0.28	0.05	0.29	0.04
30	0.28	0.05	0.29	0.04
32	0.28	0.05	0.29	0.04
34	0.28	0.05	0.29	0.04
36	0.28	0.05	0.29	0.04
38	0.27	0.05	0.29	0.04
40	0.27	0.05	0.28	0.04

Tabla 5.7. Potencias térmicas del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA			SIRHEC		
	$\dot{Q}_{GE}$ (kW)	$\dot{Q}_{CO}$ (kW)	$\dot{Q}_{EV}$ (kW)	$\dot{Q}_{GE}$ (kW)	$\dot{Q}_{CO}$ (kW)	$\dot{Q}_{EV}$ (kW)
24	5.07	7.40	2.10	5.06	7.35	2.09
26	5.22	7.58	2.11	5.21	7.53	2.10
28	5.43	7.79	2.10	5.42	7.74	2.10
30	5.66	8.02	2.09	5.64	7.97	2.08
32	5.89	8.24	2.06	5.88	8.19	2.06
34	6.13	8.47	2.03	6.11	8.41	2.03
36	6.36	8.69	2.00	6.35	8.63	2.00
38	6.60	8.90	1.96	6.59	8.84	1.96
40	6.83	9.10	1.92	6.82	9.04	1.92

Tabla 5.8. Potencias de compresión del SIRECA y del SIRHEC.

T_{CO} (°C)	SIRECA			SIRHEC		
	$\dot{W}b_r$ (kW)	$\dot{W}c_r$ (kW)	$\dot{W}_E$ (kW)	$\dot{W}b_r$ (kW)	$\dot{W}c_r$ (kW)	$\dot{W}_E$ (kW)
24	0.03	0.20	0.25	0.03	0.17	0.28
26	0.03	0.21	0.25	0.03	0.18	0.28
28	0.04	0.22	0.26	0.04	0.19	0.29
30	0.04	0.23	0.26	0.04	0.20	0.30
32	0.05	0.24	0.27	0.05	0.21	0.30
34	0.05	0.25	0.27	0.05	0.21	0.31
36	0.06	0.26	0.27	0.06	0.22	0.31
38	0.07	0.27	0.26	0.07	0.22	0.31
40	0.08	0.28	0.26	0.08	0.22	0.30

5.2 RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DEL SIRSECA Y SIRSHEC

Como evidencian las Figs. 4.26 y 4.27 junto con las Figs. 4.38 y 4.39, el comportamiento anual del SIRSECA y del SIRSHEC es completamente análogo y solo queda por seleccionarse la más adecuada de las áreas de colección y el respectivo volumen del tanque de almacenamiento. La Fig. 5.1 muestra una gráfica tridimensional de la producción diaria de hielo contra A_c y Reva. También se muestran 3 líneas de volumen constante para el tanque de almacenamiento de aceite. La primera línea es para un volumen de 0.48 m^3 y se observa que su mayor producción de hielo es para el menor valor de Reva de 0.04 y una A_c de 12 m^2. Al incrementarse el volumen del tanque hasta 0.64 m^3 y 0.72 m^3, se observa de nueva cuenta el mismo comportamiento, es decir, las mayores producciones de hielo se tienen para el menor valor de Reva. Así, a la primera de estas líneas le corresponde un A_c de 16 m^2 y a la segunda de 18m^2. Corroborando estos valores de producción de hielo en la Fig. 4.38, se observa que para este Reva hay dos zonas donde la producción de hielo tiene pendientes constantes, una de 6 a 12 m^2 y otra de 18 a 20 m^2, correspondiéndole la transición a las áreas intermedias entre 14 y 16 m^2. Si se quiere trabajar en la primera de estas zonas, es suficiente un volumen del tanque de 0.48 m^3 y una área de 12 m^2. Si se quiere trabajar en la segunda zona se requiere de un tanque de 0.72 m^3 y una A_c de 18 m^2. Al compararse estos dos valores se observa que el incremento en la producción de hielo es del 13% y la de la área es del 50%, lo cual resulta incosteable. Si ahora se compara la eficiencia a que estarán operando los colectores, ésta es superior para el A_c de 12 m^2 y su correspondiente fracción solar es de alrededor de 0.85, como muestra la Fig. 4.39. Con respecto a los $COP_{tér}$ y $COP_{tér\text{-}sol}$, se observa que solo la segunda puede ser de utilidad y tiene la siguiente la interpretación. A la primera zona de producción de hielo le corresponde una E_{EV} propiamente constante y la disminución que sufre este $COP_{tér\text{-}sol}$ es por el mayor suministro de E_{CS}, por lo que esta eficiencia alcanza menores valores a medida que A_c aumenta. Así, el menor de ellos le corresponde a una A_c de 12 m^2. Todo lo anterior evidencia que esta A_c de 12 m^2 con un volumen del tanque de almacenamiento de 0.48 m^3 tiene una producción promedio anual de los 170 kg de hielo al día con una fracción solar mayor a la usual de 0.75.

Al realizar una comparación de los resultados anteriores del SIRSECA con la simulación de Dorantes *et al* (1996) para un SIRSECA operando también en la localidad de Temixco, Morelos, se encontró que la producción diaria de hielo de la simulación de este trabajo es superior por un 25%, con una área de colección 33.3% menor y un tanque de almacenamiento un 55.5% menor. Por otro lado, la producción de hielo de un sistema intermitente de absorción, que comercialmente se le conoce como Isaac, es de 75 kg diarios con una área de colección de 11.8 m^2, Dorantes *et al* (1996). Con estos valores, la actual simulación tiene una mayor producción de hielo en un 126.6% y una área de colección mayor en un 1.7%, sin dejar de considerar que es la comparación entre el comportamiento de un sistema en operación y el teórico un sistema en el que hay que mejorar la simulación de algunos de sus elementos como son los intercambiadores de calor, bomba y compresores.

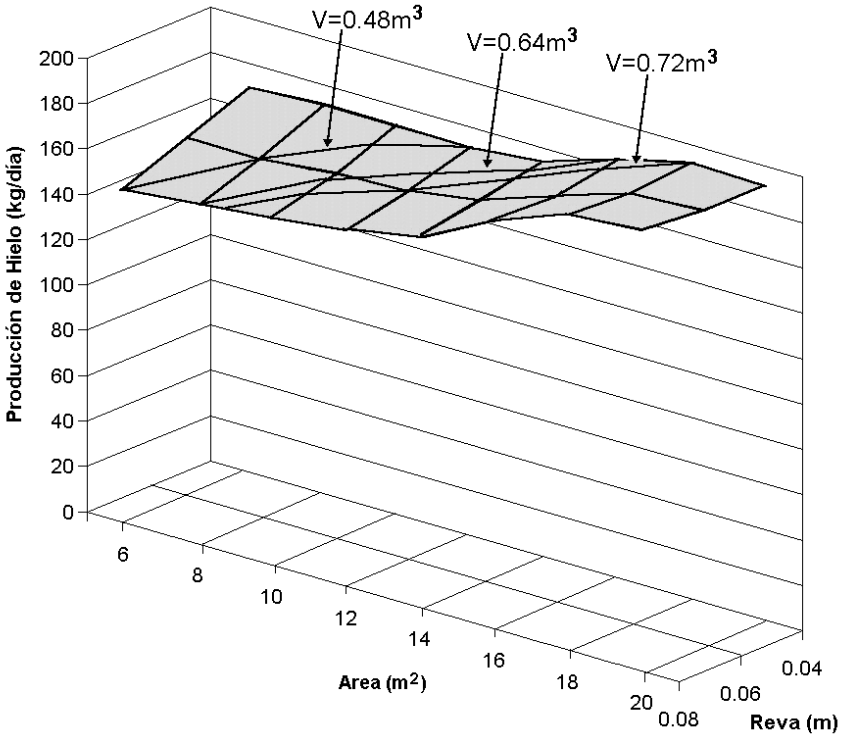


Fig. 5.1 Producción diaria de hielo contra Ac y Reva para el SIRSECA.

5.3 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO Y OPERACIÓN DEL SIRSECA Y SIRSHEC.

De acuerdo a los resultados anteriores es posible deducir un procedimiento de diseño y operación de los sistemas de eyecto-compresión mejorada denominados SIRSECA y SIRSHEC, cuando su subsistema de calentamiento considera un tanque de almacenamiento con dos circuitos. Uno de ellos se encarga únicamente del calentamiento solar del fluido térmico del tanque, el cual es aceite térmico. El segundo de los circuitos incluye un calentador auxiliar a gas y una válvula mezcladora, los cuales permiten tener un control total sobre la temperatura del aceite antes de ingresar al subsistema de refrigeración térmica.

5.3.1 Procedimiento para Definir el Punto de Diseño del SIRSECA y SIRSHEC

Una vez que se ha seleccionado el fluido de trabajo, el cual demostró una superioridad termodinámica, ecológica y económica, el procedimiento de selección de la condición de diseño considera las siguientes etapas:

1. Definir la temperatura de evaporación
2. Definir la temperatura de condensación con los datos climáticos
3. Seleccionar una temperatura de condensación de diseño menor a la máxima del año
4. Definir la máxima temperatura de generación de acuerdo a la fuente térmica
5. Definir la temperatura de generación de diseño, la cual debe ser lo más cercana a la máxima y considerar un cierto sobrecalentamiento

6. Seleccionar una potencia de refrigeración unitaria al igual que un modelo del eyector operando en régimen de transición y variar paramétricamente la presión de descarga del compresor. Con la información resultante, seleccionar una presión de descarga del compresor que tenga una eficiencia del eyector, relación del trabajo de compresión del eyector y compresor, eficiencias energética, exergética y relación de energía del sistema adecuadas
7. Definir la geometría del eyector con los datos anteriores y la potencia real de refrigeración

Con las etapas anteriores están definidos los siguientes parámetros de diseño:

- Temperaturas de generación, condensación y evaporación
- Presión de descarga del compresor
- Parámetros geométricos del eyector, como ϕ y A^*
- Eficiencia del eyector
- Eficiencias energética y exergética
- Relación de trabajos de compresión
- Relación de energía

5.3.2 Procedimiento para Definir la Operación del SIRSECA y SIRSHEC

La operación del SIRSECA y SIRSHEC considera dos etapas. La primera corresponde a la conducción de la operación del eyector del SIRECA o SIRHEC y la segunda a la operación del SIRSECA o SIRSHEC, es decir a la integración del subsistema de calentamiento y refrigeración.

La conducción de la operación del eyector incluye las siguientes fases:

1. Determinar el mapa de comportamiento del eyector variando paramétricamente la presión de descarga del compresor y las temperaturas de condensación y generación
2. Seleccionar un modo de operación del eyector en el que se favorezca la relación de trabajo mecánico de compresión entre el eyector y compresor, una mayor capacidad de refrigeración, producción de hielo, en los meses de menor temperatura de condensación
3. Encontrar la relación entre la temperatura de condensación, presión de descarga del compresor y temperatura de generación, como resultado del punto anterior

El procedimiento para la operación del SIRSECA o SIRSHEC considera las siguientes fases:

1. Efectuar el estudio cuasi-dinámico del sistema, previa definición del intervalo de tiempo, el cual incluye la variación paramétrica del volumen del tanque de almacenamiento de aceite y de la relación del volumen del tanque de almacenamiento al área de colección. El estudio proporciona los valores de los parámetros importantes del subsistema de calentamiento, del eyector y del subsistema de refrigeración
2. Definir las características del subsistema de calentamiento que propicien el mejor comportamiento del sistema en general

Con los procedimientos anteriores se han establecidos los criterios globales que permiten una operación energética adecuada de los sistemas de eyecto-compresión mejorada considerados.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se resume el objetivo de la presente tesis doctoral. En función de los resultados obtenidos y las limitaciones del estudio, se presentan las conclusiones y las reco-mendaciones de las actividades futuras que puedan realizarse en torno al estudio teórico y experimental para determinar la factibilidad y viabilidad de estos sistemas.

CONCLUSIONES

Este estudio realizó el análisis teórico comparativo del comportamiento termodinámico cuasi-dinámico de los sistemas de refrigeración solar de eyecto-compresión mejorada, bajo las configuraciones denominadas SIstemas de Refrigeración Solar de Eyector con Com-presor Auxiliar -SIRSECA- e Híbrido de Eyector y Compresor -SIRSHEC-, para definir un procedimiento de diseño y operación energéticamente adecuado. Se emplearon los dos mejores refrigerantes ecológicos para este sistema, el R134a y el R142b, y se fijó una temperatura de evaporación de -10°C para producir 100 kg de hielo diarios en la localidad de Temixco, Morelos, México.
Este trabajo tiene las siguientes características:

El estudio de los sistemas de refrigeración solar de eyecto-compresión mejorada dividió al SIRSECA y SIRSHEC en los subsistemas de calentamiento y refrigeración. El pri-mer subsistema consideró un mezclado para temperaturas altas del aceite térmico y un calentamiento auxiliar para sus valores bajos. El segundo subsistema centró su atención en el estudio del eyector y el comportamiento general del subsistema. Finalmente, se in-tegraron ambos subsistemas y se estudió su comportamiento cuasi-dinámico.
Este trabajo es la primera etapa del estudio termodinámico formal e integral de estos sistemas. Por tal motivo, se ha considerado un comportamiento realista de los elemen-tos críticos en la operación del subsistema de refrigeración, es decir, el eyector y de for-ma más general el generador y condensador. La bomba y el compresor tienen un com-portamiento iséntrópico.

Las conclusiones de este trabajo son:

Al seleccionar el modelo matemático del eyector propuesto por Lu e incluir su eficien-cia se pudo determinar su comportamiento termodinámico y obtener sus parámetros geométricos de mayor importancia como lo son la relación de áreas □ y el área de la cámara de mezcla cuando se opera en el régimen de transición.
Con el estudio termodinámico del SIRECA y SIRHEC se definieron sus eficiencias ideales y se interpretó de forma integral a estas máquinas térmicas 4T. En función de estas eficiencias se determinaron las temperaturas que les permitieron alcanzar su mejor desempeño. En base a lo anterior, se realizó el análisis termodinámico en estado permanente de estos sistemas empleando el modelo del eyector de Lu y los fluidos de trabajo R134a y R142b, los cuales se seleccionaron considerando sus características ter-modinámicas, que fueran asequibles comercialmente y tuvieran ventajas ecológicas. De acuerdo a las eficiencias ideal, energética y exergética de estos sistemas así como a sus relaciones de energía y de trabajo de compresión, se encontró que el mejor refrigerante fue el R134a. Además, que existe una presión de descarga del compresor para la cual los trabajos de compresión del eyector y del compresor tienen valores análogos y sus correspondientes eficiencias, sin ser las mayores, tienen valores aceptables en com-paración con otros sistemas térmicos de refrigeración.
El estudio del subsistema de calentamiento considerando una válvula mezcladora y el calentamiento auxiliar, permitió tener un sistema que garantizó una temperatura del aceite adecuada para la evaporación de refrigerante en el generador.
A partir de los mapas de comportamiento del eyector se determinó el modo de opera-ción del SIRECA y SIRHEC que permitió conducir su operación eficiente garantizando un balance entre los suministros de energía térmica y mecánica y entre los trabajos de compresión del eyector y del propio compresor. Además, permitió definir la presión de descarga del compresor y la temperatura de generación a partir de la temperatura de condensación. Se encontró una gran similitud en el comportamiento del SIRECA y del SIRHEC y solo hay una diferencia apreciable entre los trabajos de compresión del eyec-tor y del compresor, resultando que al SIRHEC le corresponde el mayor trabajo de compresión del eyector y el menor del

compresor.
Se integraron los subsistemas de calentamiento solar y refrigeración para conformar al SIRSECA y SIRSHEC. Se realizó su estudio cuasi-dinámico y los resultados evidencia-ron la existencia de zonas de trabajo ventajosas a las que le corresponden las mayores producciones de hielo, un promedio anual de 170 kg al día, con áreas de colección intermedias, de 12 m2, y volúmenes del tanque de almacenamiento bajos, de 0.48 m3.
Con los resultados anteriores, se dedujeron procedimientos de diseño y de operación que aseguran el funcionamiento eficiente del SIRSECA y del SIRSHEC.

RECOMENDACIONES

Continuando con el estudio anterior, se vislumbran las siguientes actividades teóricas encaminadas a la optimización de estos sistemas:

Terminar de realizar el estudio termodinámico, teórico y cuasi-dinámico del SIRSECA y SIRSHEC incluyendo modelos más realistas de sus elementos.
Realizar la optimización de estos sistemas.
Fundamentar con mayor detalle las características termodinámicas del refrigerante más adecuado para estos sistemas.
Estudiar estos sistemas con diferentes refrigerantes en los subsistemas de eyector y compresor.
Optimizar la operación de los sistemas anteriores para determinar su mejor diseño y procedimiento de operación.

Mediante la construcción de un banco de pruebas para los sistemas de eyecto-compresión, también se pueden realizar las siguientes actividades que complementarán la investigación teórica y permitirán confirmar la viabilidad tecnológica de estos sistemas:

Corroborar experimentalmente el factor de fricción del eyector para los tres regímenes.
Comparar el comportamiento experimental de un eyector comercial denominado de alta eficiencia con uno diseñado mediante el modelo de Lu.
Determinar el tipo de compresor más adecuado para estos sistemas.
Ampliar el estudio a sistemas con diferentes refrigerantes en los subsistemas de eyector y compresor.
Comprobar la viabilidad tecnológica de los Sistemas de Eyecto-compresión integrando los resultados teóricos y experimentales.

FUENTES DE CONSULTA

Addy A. L. (1972), The analysis of supersonic ejector system, In: Supersonic Ejectors (ed. Ginoux), AGARD-AG-163, pp. 31-101, AGARD, Neuillysur-Seine.

Addy A. L., Dutton J. C. y Mikkelsen C. D. (1981), Supersonic ejector-diffuser theory and experiments, Report No. UILU-ENG-82-4001, Dept. Mech. and Ind. Eng., University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, Illinois USA, August.

Aidoun Z. y Ouzzane M. (2005), The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration, *International Journal of Refrigeration,* 27, (8), 974-984.

Al-Khalidi N. (1998), An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, *Int. J. Refrig.*, **21(8)**, pp. 617-625.

Alexis G. K. (2004), Estimation of ejector's main cross sections in steam-ejector refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 24, (17-18), 2657-2663.

Aphornratana S., Chungpaibulpatana S. y Srikhirin P. (2001), Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance, *Int. J. of Energy Res.* 25, 397-411.

Bagster D. F. y Munday J. T (1976), The choking phenomenon in ejectors with particular reference to steam jet refrigeration, *Thermal Fluids Conference Inst. Eng. Australia*, Hobart, Dec., 84-88.

Bartosiewicz Y., Aidoun Z. y Mercadier Y. (2005), Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD, *Applied Thermal Engineering,* Corrected Proof.

Bauer B. (1966), Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten für kompressible Strömungsmittel (Strahlverdichter), *VDI Forschungsheft 514*. VDI-Verlag, Düsseldorf.

Bevilacqua P. (1991), Mechanical refrigeration using an ejector-injector to transfer the working fluid from the evaporator to the condenser, *Rev. Int. Froid*, 14, 137-139.

Boissonnet F. y Pilatowsky I. (1983), Production de glace grace a une machine a ejecto-compression alimentee par l'energie solaire, Solar energy for refrigeration and air conditioning, International Institute of Refrigeration, Commissions E1-E2, Jerusalem (Israel), 163-168.

Bounfarat L. y Llalemand A. (1999), Performances d'une machine tritherme à éjecteur utilisant des mélanges de fluides frigorigènes, *Int.J.Refrig.* 22, 580-589.

Bowrey R. G., Dang V. B. y Sergeant G. D. (1986), An energy model to minimise energy consumption in a low-temperature operation, steam ejector-cooling system, *J. Inst. Energy,* **45,** pp. 45-48.

Caldwell H. B.,(1932), Application of vacuum cooling to continuous crystallizers, *Chemical & Metallurgical Engineering*, **39(3)**, March, pp. 133-135.

Cizungu, K., Mani A. y Groll M. (2001), Performance comparison of vapour refrigeration system with environment friendly working fluids, *Appl. Therm. Eng.* 21, 585-598.

Chai V. W. and Lansing F. L. (1980), Solar-powered jet refrigerator, *Mechanical Engineering,* **102(4)**, pp. 64-65.

Charters W. W. S. (1994), Solar energy: A viable pathway towards ecollogically sustainable development, *Solar Energy,* **53(4)**, pp. 311-314.

Chen F., Liu C. F. y Yang J. Y. (1994), Supersonic flow in the second-throat ejector-diffuser system, *J. Spacecraft and Rockets,* **31(1)**, pp. 123-129.

Chen F. C. y Hsu C. (1987), Performance of ejector heat pumps, *Energy Research*, 11, 289-300.

Chen L-T (1978), A heat driven mobile refrigeration cycle analysis, *Energy Conversion*, 18(1), 25-29.

Chen S.-L., Yen J.-J. y Huang M.-C. (1998), An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants, *ASHRAE Trans. Research*, 4193, pp. 153-160.

Chunnanond, K. y Aphornratana, S. (2004), Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8, (2), 129–155.

Decker L. O. (1993), Consider the cold facts about steam-jet vacuum cooling, *Chem. Eng. Progr.,* **89(1)**, pp. 74-77.

DeFrate L. A. y Hoerl A. E. (1959), Optimum design of ejectors using digital computers. *Computer Techniques,* Chem. Eng. Progress Symp. Series, **5(21)**, pp. 43-51.

Desevaux P., Prenel J. P. y Hostache G. (1994a), An optical analysis of an induced flow ejector using light polarisation properties, *Experiments in Fluids,* **16(3/4)**, pp. 165-170.

Desevaux P., Hostache G. y Jacquet P. (1994b), Static pressure measurement along the centreline of an induced flow ejector. *Experiments in Fluids,* **16,** pp. 289-291.

Disawas S. y Wongwises S. (2004), Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, *International Journal of Refrigeration*, 27, (6), 587-594.

Dorantes R. y Lallemand A. (1995), Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto-compresseur, *Rev. Int. Froid*, 18, 21-30.

Dorantes R., Estrada C. A. y Pilatowsky I. (1996), Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system, *Applied Thermal Eng.*, 16(8/9), 669-675.

Dotterweich F. H. And Mooney C. V. (1955), How to design and operate gas jet compressors. *Petroleum Refiner*, **34(10)**, pp. 104-109.

Duffie J. A. y Beckman W. A. (1974), Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley Interscience, New York, Estados Unidos de América.

Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley Interscience, New York, Estados Unidos de América.

Dutton J. C., Mikkelsen C. D. y Addy A. L. (1982), A theoretical and experimental investigation of the constant area, supersonic-supersonic ejector, *AIAA J.,* **20(10)**, pp. 1392-1400.

Elrod H. G. (1945), The theory of ejectors, *ASME Journal of Applied Mechanics*, 12(3), A170-A174.

Emanuel G. (1976), Optimum performance for a single-stage gaseous ejector, *AIAA J*, **14(9)**, pp. 1292-1296.

Emanuel G. (1982), Comparison of one-dimensional solutions with Fabri theory for ejectors, *Acta-Mechanica*, **44**, pp 187-200.

Everitt P. y Riffat S. B. (1999), Steam jet ejector system for air vehicle air conditioning, *International Journal of Ambient Energy*, **20(1)**, pp. 14-20.

Fabri J. y Siestrunck R. (1958), Supersonic air ejectors In: Advances in Applied Mechanics (eds. Von Meiss and Von Karman), Academic Press, New York USA, **V**, pp. 1-34.

Faithfull D. C. (1984), A combined Rankine and vapour compression cycle heat pump for teaching purposes, *Proc. Int. Conf. on Directly Fired Heat Pumps-For use in Domestic and Commercial Premises*, P. W. Fitt y R. T. Moses (Eds.), University of Bristol, U. K., September, Paper No. 3.1,(3.1)1-7.

Flügel G. (1939), Berechnung von Strahlapparaten. *VDI Forschungsheit* 395, Suppl. to *Forschung auf dem Gebiete des Ingeniurwesens,* Ausgabe B, 10. pp 1-21, March-April, VDI-Verlag, Berlin.

Francis W. E. Hoggarth M. L. y Templeman J. (1972), The design of jet pumps and ejectors for gas distribution and combustion purposes. Proc. Symp. on Jet Pumps and Ejectors. BHRA Fluid Eng. Cranfield, Bedford UK. Paper No. 6, pp. 81 -97, November.

Gilbert G. B. y Hill P. G. (1975), Analysis and testing of two-dimensional slot nozzle ejectors with variable area mixing sections. Proc. 2nd Symp. on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques (ed. Coles). BHRA Fluid Eng., Cranfield, Bedford UK, Paper No. D3, pp. (D3) 45-64, March.

Goff J. A. y Coogan C. H. (1942), Some two dimensional aspects of the ejector problem. *J. Applied Mechanics*, Trans. ASME, **9(4)**, pp. A151-A154.

Göktun S. (2000), Optimization of irreversible solar assisted ejector-vapor compression cascade systems, *Energy Conv. & Manag.* 41, 625-631.

Grazzini G. y Mariani Alessio (1998), A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles, *Energy Convers. Mgmt.*, 39(16-18), pp. 1827-1834.

Hamner R. M. (1980), An alternate source of cooling: The ejector-compression heat pump, *ASHRAE Journal*, July, 62-66.

Hedges K. R. y Hill P. G. (1974), Compressible flow ejectors. Part I Development of a finite-difference flow model, *J Fluids Eng.,* Trans. ASME, **96**, pp. 272-281.

Hess F. (1972),The efficiency of motive nozzles in steam jet-jet pumps. Proc. Symp. on Jet Pumps and Ejectors. BHRA Fluid Eng. Cranfield, Bedford UK, Paper No.8, pp 121-144, November.

Heymann M. and Resnick W. (1964), Optimum ejector design for ejector operated refrigeration cycles. *Israel J. Technol.,* **2**, pp. 242-247.

Hickman K. E., Hill P. G. y Giilbert G. B. (1972), Analysis and testing of compressible flow ejectors with variable area mixing tubes. *J. Basic Eng.*, Trans ASME, **94**, pp. 407-416.

Hill P. G. (1967), Incompressible jet mixing in converging-diverging axisymmetric ducts. *J. Basic Eng.*, Trans. ASME, **89(1)**, pp. 210-220.

Hoggarth M. L. (1970-71), The design and performance of high-pressure injectors as gas jet boosters. *Proc. lnst. Mech. Eng.*, **185(56/71)**, pp 755-766.

Holton W. C. (1951), Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejectors. Trans. ASME, **73(10)**, pp. 905-910.

Hougen O. A., Watson K. M. y Ragatz R. A. (1959), Chemical Process Principles. Vol. 2 (2nd edn.), Wiley New York.

Huang B. J., Jiang C. B., y Hu F. L. (1985), Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107, 792-802.

Huang B. J., Chang J. M., Petrenko V. A. y Zhuk K. B. (1998), A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, *Solar Energy*, **64 (4-6)**, pp. 223-226.

Huang B. J., Petrenko V. A., Samofatov I. YA. y Shchetinina N. A. (2001), Collector selection for solar ejector cooling system, *Solar Energy* 71 (4), 269-274.

IRC (1961), Water-vapor refrigeration with steam-jet coolers, Ingerson-Rand Company, New Jersey.

Jackson D. H. (1936), Vacuum Refrigeration, *Ind. and Eng. Chem.*, 28(5),522-526.

Kakabaev A. y Davletov A. (1966), A Freon ejector solar cooler. *Geolioteknika,* **2(5)**, pp. 42-48.

Kalustian P. (1934), Analysis or the ejector cycle, *Refrig. Eng.*, 28, 188-193.

Keenan J. H. y Neumann E. P. (1942), A simple air ejector, *ASME Journal of Applied Mechanics*, 64, A75-A78.

Keenan J. H., Neumann E. P. y Lustwerk F. (1950), An investigation of ejector design by analysis and experiment, *ASME Journal of Applied Mechanics*, Sept., 299-309.

Khoury F. Heyman M. y Resnick W. (1967), Performance characteristics of self-entrainment ejectors, *Ind. Eng. Chem. Process Res. Dev.*, **6(3)**, pp. 293-302.

Kurtz E. F. Jr. (1975), Compound choking and compound supersonic flow in steam ejectors. Proc. 2nd Symp. on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques (ed. Coles). BHRA Fluid Eng., Cranfield, Bedford UY, Paper No.E1, pp. (E1) 1-13, March.

Kurtz E. F. Jr. (1976), Theoretical model for predicting steam ejector-performance. *J. Eng. for Industry,* Trans. ASME, **98**, pp. 645-651.

Lan T.-H. y Kou H.-S. (1981), Non-uniform velocity effect in a constant area ejector without a diffuser. *Applied Energy*, **38**, pp. 181-198.

Lu L.-T. (1986), Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme a ejecteur de fluide frigorigène, Tesis doctoral del Institut National Polytechnique de Grenoble, Francia.

Lu K.-T., Kou H-S. y Lan T-H. (1993), Geometrically and thermally non-optimum ejector heat pump analysis, *Energy Convers. Mgmt.*, 34(12), 1287-1297.

Martynowsky, W. (1954), Use of waste heat for refrigeration, *Refrigeration Engineering*, **62**, pp. 51-61.

Matsuo K., Sasaguchi K., Tasaki K. y Mochizuki H. (1981), Investigation of supersonic air ejectors, Part 1: Performance in the case of zero-secondary flow, *Bull. JSME*, **24(198)**, pp. 2090-2097.

Matsuo K., Sasaguchi K., Kiyotoki Y. y Mochizuki H. (1982), Investigation of supersonic air ejectors, Part 2: Effects of throat-area-ratio on ejector performance, *Bull. JSME,* **25(210)**. pp. 1898-1904.

Mikhail S. (1960), Mixing of coaxial streams inside a closed conduit, *J. Mech. Eng. Sci.*, **2(1)**, pp. 59-68.

Mizrahi J., Solomansky M, Zisner T. y Resnick W. (1957), Ejector refrigeration from low temperature energy sources, *Bull. Res. Counc. of Israel*, Vol. 6C, 1-8.

Mooney D. A. (1955), Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., Estados Unidos de América.

Mumford A. R. y Markens A. A. (1938), Application and economics of steam jet-refrigeration, *ASHVE Trans.*, **44**.

Munday J. T. y Bagster D. F. (1974), Design and performance of a steam jet refrigeration system, *Conference on Thermal Fluids Inst. Eng. Australia*, Sept., 57-61.

Munday J. T. y Bagster D. F. (1977), A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev.*, 16(4), 442-449.

Nahdi E., Champoussin J. C. Hostache G. y Chéron J. (1993), Les paramètres géométriques optima d'un éjecto-compresseur frigorifique, *Int. J. Refrig.*, 16(1), 67-72.

Neve R. S. (1993), Computational fluid dynamics analysis of diffuser performance in gas-powered jet pumps. *Int. J. Heat and Fluid Flow,* **14(4)**, pp. 401-407.

Nguyen, V. M., Riffat S. B. y Doherty P. S. (2001), Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 21, 157-168.

Nicklas M. (1993), Energy Politics: Can we achieve a sustainable energy path?, *Solar Energy,* **50(4)**, pp. 287-296.

Nilavalagan S., Ravindran M. y Radhakrishna H. C. (1988), Analysis of mixing characteristics of flow in a jet pump using a finite-difference method. *Chem. Eng. J.*, **39**, pp. 97-109.

Owen I. (1983), Investigation of air- driven ejectors at elevated temperatures Proc. Inst. Mech. Eng., **197C**, pp. 167-172.

Rao S. P. R. y Singh R. P. (1988), Performance characteristics of single stage steam jet ejectors using two simple models. *Chem. Eng. Comm.*, **66**, pp. 207-219.

Razinsky E. y Brighton J. A. (1972), A theoretical model for non-separated mixing of a confined jet. *J. Basic Eng.,* Trans ASME, **94**, pp. 551-558.

Rice P. y Dandachi J. (1991), An equation for the prediction of steam flowrate required in the design of ejectors. Trans, I. Chem. E., **69A**, pp. 332-334.

Riffat S. B. y Omer S. A. (2001), CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *Int. J. of Energy Res.* 25, 115-128.

Rogdakis E. D. y Alexis G. K. (2000a), Investigation of ejector design at optimum operating condition, *Energy Conv. & Manag.* 41, 1841-1849.

Rogdakis E. D. y Alexis G. K. (2000b), Design and parametric investigation of an ejector in an air conditioning system, *Appl. Therm. Eng.* 20, 213-226.

Selvaraju A. y Mani A. (2004), Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, 24(5-6), 827-838.

Shchetinina N. A., Zhadan S. Z. y Petrenko V. A. (1987a), Experimental investigation of a solar-ejector freon refrigerating machine, *Geolitekhnika*, 23(3), 66-69.

Shchetinina N. A., Zhadan S. Z. y Petrenko V. A. (1987b), Comparison of the efficiency of various ways of heating the generator of a solar-ejector freon refrigerating machine, *Geolitekhnika*, 23(4), 71-74.

Sherif S. A., Goswami D. Y., Mathur G. D. , Iyer S. V., Davanagere B. S., Natarajan S. y Colacino F. (1998), A feasibility study of steam-jet refrigeration, *International Journal of Energy Research*, **22**, 1323-1336.

Sklar S. (1993), Institutional and financing changes that need to be implemented to bring solar and renewable energy into significant worldwide markets, *Solar Energy,* **50(2)**, pp. 101-103.

Sokolov M. y Hershgal D. (1989), Compression enhanced ejector refrigeration cycle for low grade heat utilization, *IEEE*, CH2781-3/89, 2543-2548.

Sokolov M. y Hershgal D. (1990a), Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat - Part 1: System characterisation, *Int. J. Refrig.*, 13 (November), 351-356.

Sokolov M. y Hershgal D. (1990b), Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat - Part 2: Design procedures, *Int. J. Refrig*., 13 (November), 357-363.

Sokolov y Hershgal (1991), Operational envelope and performance curves for a compression-enhanced ejector refrigeration system, *ASHRAE Trans.*, 97(part2), 394-402.

Sokolov M., Pilatowsky I. y Estrada C. (1992), Diseño de un refrigerador de 100 kg de hielo utilizando un ciclo de eyecto-compresión, Memorias de la II Conferencia Internacional de Refrigeración, Climatización y Energía No Convencional, RECLIEN 92, La Habana, Cuba, 93-106.

Sokolov M. y Hershgal D. (1993a), Optimal coupling and feasibility of a solar-powered year-round ejector air conditioner, *Solar Energy*, 50(6), 507-516.

Sokolov M. y Hershgal D. (1993b), Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner, *Solar Energy*, 51(3), 183-194.

Sparks N. R. y DiIlio C. C. (1959), Mechanical Refrigeration, McGraw Hill.

Spencer E. (1961), New development in steam vacuum refrigeration, *ASHRAE Trans.*, **67**, pp. 339-361.

Stevens R. H. (1940), Characteristics of the Steam Jet System, *Refrigerating Eng.*, September, 149-151.

Stinson L. T. (1943), Steam-jet vacuum cooling units, *Refrigeration Engng.*, **46**, pp. 316-319.

Stoecker W. F. (1958), Refrigeration and Air Conditioning, McGraw Hill.

Sun D-W. (1995), Recent developments in the design theories and applications of ejectors-a review, *Journal of the Institute of Energy*, June, **68**, pp. 65-79.

Sun D-W. (1996), Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, **21**, pp. 919-929.

Sun D-W. y Eames I. W. (1996), Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, *International Journal of Energy Research*, 20, 871-885.

Sun D-W. (1997), Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration, *Energy Convers. Mgmt.*, 38(5), 479-491.

Sun D-W (1998), Evaluation of a combined ejector-vapour-compression refrigeration system, *International Journal of Energy Research*, **22**, 333-342.

Talpallikar M. V., Smith C. E., Lai M. C. y Holdeman J. D. (1992), CFD analysis of jet mixing in low NO_x, flametube combustor. *J. Eng. Gas Turbines and Power,* Trans. ASME, **114**, pp. 416-424.

Tyagi K. P. y Murty K. N. (1985), Ejector-compression systems for cooling: utilizing low grade waste heat, *Heat Recovery Systems*, 5(6), 545-550.

Van Wylen G.J. y Sonntag R. E. (1985), Fundamentals of classical Thermodynamics, John Wiley & Sons, Estados Unidos de América.

Vyas B. D. y Kar S. (1975), Study of entrainment and mixing process for an air to air jet ejector. Proc. 2nd Symp. of Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques (ed. Coles), BHRA Fluid Eng., Cranfield, Bedford UK., Paper No. C2, pp. (C2)15-25, March.

Watanabe I. (1972), Experimental investigations concerning pneumatic ejectors, with special reference to the effect of dimensional parameters on performance

characteristics. Proc. Symp. on Jet Pumps and Ejectors. BHRA Fluid Eng., Cranfield Bedford UK. Paper No.7, pp. 97-120, November.
Work L. T. y Haedrich V. W. (1939), Performance of ejectors as a function of the molecular weights of vapours. *Ind. Eng. Chem.*, **31**, pp. 464-477.
Zeren F., Holmes R. E. y Jenkins P. E. (1978), Design of a freon jet pump for use in a solar cooling system, *ASME 78-WA/SOL*-15, 1-9.
Zeren F. y Holmes R. E. (1981), Performance evaluation for a jet pump solar cooling system, *ASME 81-WA/SOL-30*, 1-8.
Ziv A. y Wolfshtein M. (1980), Numerical solution of a supersonic ejector pump, *Israel J. of Tech.*, **18**, pp. 104-111.

www.nzifst.org.nz/unitoperations/matlenerg3.htm, (2004)
http://food.oregonstate.edu/learn/egg.htm, (2005)
www.turnkey.taiwantrade.com.tw, (2004)
www.energia.gob.mx, (2004)
www.ine.gob.mx/dgicorg/cclimatico/download/ela_inventarios.pdf, (2005)
www.mech.mcmaster.ca/undergraduate/courses/me3m02/pdf_files/me3m02_expt_h2.pdf, (2005)

ANEXO 1

RELACIONES BÁSICAS

A continuación se presentan los parámetros termodinámicos y geométricos del eyector, así como las funciones y relaciones más frecuentes en el álgebra de la dinámica de los gases con flujo isentrópico. De igual forma, se presentan las relaciones termodinámicas de este flujo así como las ecuaciones resultantes para el flujo másico y cantidad de movimiento.

A1.1 RELACIONES DEL EYECTOR

En esta sección se presentan los parámetros adimensionales termodinámicos y geométricos del eyector, así como las funciones y relaciones algebraicas más frecuentes en la termodinámica de la dinámica de los gases con flujo isentrópico.

A1.1.1 Definición de los Parámetros Adimensionales del Eyector

Los parámetros adimensionales termodinámicos y geométricos del eyector son la tasa de arrastre definida como

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{A1.1}$$

donde $\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$ son los flujos másicos primario y secundario, respectivamente. La relación de temperaturas es

$$\theta = \frac{T_o^{''}}{T_o^{'}} \tag{A1.2}$$

siendo $T_o^{'}$ y $T_o^{'}$ la temperatura de estancamiento del fluido primario y secundario. La relación de áreas para la cámara de mezcla está definida por

$$\phi = \frac{A_{III}}{A^*} \tag{A1.3}$$

donde A^* y A_{III} son respectivamente las áreas transversales de la garganta de la boquilla principal y de la cámara de mezcla. La relación de áreas del difusor es

$$\Omega = \frac{A_{IV}}{A_{III}} \tag{A1.4}$$

siendo A_{IV} el área de salida del difusor. La relación de máxima expansión del fluido primario está definida por

$$\Gamma = \frac{p_o^{'}}{p_o^{''}} \tag{A1.5}$$

donde $p_o^{'}$ y $p_o^{'}$ son las presiones de estancamiento para el fluido primario y secundario, respectivamente. La relación motriz es

$$\xi = \frac{p_o^{'}}{p_{IV}} \tag{A1.6}$$

siendo p_{IV} la presión estática a la descarga del difusor. La relación de compresión del fluido secundario es

$$r = \frac{p_{IV}}{p_o^{''}} \tag{A1.7}$$

siendo p_{IV} la presión estática a la descarga del difusor.

A1.1.2 Funciones de M^* y Relaciones Algebraicas del Flujo Isentrópico de un Gas

Las funciones del número de Mach M^*, el cual no está referido a la velocidad local del sonido dada por a(ρ, T), siendo ρ y T la densidad y temperatura, sino a la condición dada por $a^*(\rho^*, T^*)$ donde M=1. La primera función z es

$$z(M^*) = M^* + \frac{1}{M^*} \tag{A1.8}$$

la segunda función Π está definida por

$$\Pi(M^*) = \left[1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.9}$$

siendo k el cociente de calores específicos del gas. La última función Q es

$$Q(M^*) = M^*\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.10}$$

En cuanto a las relaciones algebraicas más usuales se encuentra el siguiente producto, en el cual al agregar y restar $2U\theta^{1/2}$ y agrupar los términos de binomios perfectos, se tiene

$$(1+U)(1+U\theta) = 1 + 2U\theta^{1/2} + U^2\theta + U(1 - 2\theta^{1/2} + \theta)$$

que en función de los binomios resulta

$$(1+U)(1+U\theta) = (1+U\theta^{1/2})^2 + U(1-\theta^{1/2})^2$$

Finalmente, considerando que $\theta \approx 1$ y obtener la raíz cuadrada de la relación anterior, se encuentra

$$\left[(1+U)(1+U\theta)\right]^{1/2} = 1 + U\theta^{1/2} \tag{A1.11}$$

Otra relación es el cociente siguiente, en el cual al agregarse y quitarse el término $k/(k-1)$, resulta

$$\frac{k+1}{2(k-1)} = \frac{k}{2(k-1)} + \frac{1}{2(k-1)} + \frac{k}{k-1} - \frac{k}{k-1}$$

Reagrupando términos se encuentra

$$\frac{k+1}{2(k-1)} = \frac{k}{k-1} - \frac{1}{2} \tag{A1.12}$$

la cual también puede expresarse como

$$\frac{k}{k-1} - \frac{k+1}{2(k-1)} = \frac{1}{2} \tag{A1.12a}$$

También la siguiente diferencia es una relación empleada con frecuencia, resultando

$$\frac{1}{2} - \frac{k+1}{2(k-1)} = -\frac{1}{k-1} \tag{A1.13}$$

Reordenando se encuentra

$$\frac{1}{2} + \frac{1}{k-1} = \frac{k+1}{2(k-1)} \tag{A1.13a}$$

Otra diferencia empleada con frecuencia es

$$\frac{k}{k-1} - 1 = \frac{1}{k-1} \tag{A1.14}$$

o su variante

$$\frac{1}{k-1} + 1 = \frac{k}{k-1} \tag{A1.14a}$$

A1.2 ECUACIONES BÁSICAS PARA EL FLUJO ISENTRÓPICO DE UN GAS PERFECTO

En esta sección se presentan las relaciones termodinámicas de un fluido compresible, el cual es considerado como un gas perfecto y el flujo es isentrópico. El número de Mach está definido como

$$M = \frac{V}{a} \tag{A1.15}$$

donde V y a son la velocidad del fluido y la velocidad del sonido en el gas a dicha condición, siendo ésta última velocidad definida como

$$a = \left[kRT\right]^{1/2} \tag{A1.16}$$

siendo R la constante del gas.

Las relaciones de la temperatura con respecto a su condición de estancamiento, de la presión y densidad del gas son

$$\frac{T}{T_o} = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \tag{A1.17}$$

$$\frac{p}{p_o} = \left[\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.18}$$

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \left[\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.19}$$

Al sustituir las Ecs. (A1.19) y (A1.15) en la ecuación de flujo másico resulta

$$\dot{m} = \rho_o \left[\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{\frac{1}{k-1}} aMA$$

donde A es el área transversal al flujo del gas. Incorporando la Ec. (A1.16) y ocupando la ecuación de un gas perfecto para ρ_o en la relación anterior, se encuentra

$$\dot{m} = \frac{p_o}{RT_o} \left[\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{\frac{1}{k-1}} [kRT]^{1/2} MA$$

Agrupando los términos en T y R al igual que empleando las Ecs. (A1.13a) y (A1.17) en la relación anterior, se obtiene

$$\dot{m} = \left[\frac{k}{R} \right]^{1/2} \frac{p_o}{T_o^{1/2}} \frac{M}{\left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} A \tag{A1.20}$$

Al considerar la ecuación de la cantidad de movimiento y manipular el término de la presión, se tiene

$$\dot{m}V + pA = \dot{m}V + pA \frac{\rho V}{\rho V}$$

en el cual al factorizar el flujo másico y ocupar la ecuación de estado de un gas perfecto, se encuentra

$$\dot{m}V + pA = \dot{m} \left[V + \frac{RT}{V} \right]$$

Al incorporar en la relación anterior la velocidad sónica a y completar el término que permite aplicar su definición, se obtiene

$$\dot{m}V + pA = \dot{m} \left[V \frac{a}{a} + \frac{RT}{V} \frac{k}{k} \right]$$

Empleando las Ecs. (A1.15) y (A1.16) en el resultado anterior, se encuentra

$$\dot{m}V + pA = \dot{m}\left[aM + \frac{a^2}{kV}\right]$$

Al factorizar y emplear la definición de M, se obtiene

$$\dot{m}V + pA = \dot{m}a\left[M + \frac{1}{kM}\right] \tag{A1.21}$$

Empleando las Ecs. (A1.16) y (A1.17) en la relación anterior, resulta

$$\dot{m}V + pA = \dot{m}\left[kRT_o\right]^{1/2} \frac{1 + kM^2}{kM\left[1 + \frac{k-1}{2}M^2\right]^{1/2}}$$

Sustituyendo las Ecs. (A1.20) y (A1.13) en la relación anterior, se encuentra

$$\dot{m}V + pA = p_o \frac{1 + kM^2}{\left[1 + \frac{k-1}{2}M^2\right]^{\frac{k}{k-1}}} A \tag{A1.21a}$$

Cuando las variables consideradas en las Ecs. (A1.16) a (A1.21) corresponden a un M unitario, se obtiene

$$V^* = a^* = \left[RkT^*\right]^{1/2} \tag{A1.22}$$

$$\frac{T^*}{T_o} = \frac{2}{k+1} \tag{A1.23}$$

$$\frac{p^*}{p_o} = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.24}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_o} = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.25}$$

$$\dot{m} = \left[\frac{k}{R}\right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{p_o}{T_o^{1/2}} A^* \tag{A1.26}$$

$$\dot{m}V^* + p^*A^* = \dot{m}a^*\left[\frac{k+1}{k}\right] \tag{A1.27}$$

$$\dot{m}V^* + p^*A^* = p_o \frac{1 + k}{\left[\frac{k+1}{2}\right]^{\frac{k}{k-1}}} A^* \tag{A1.27a}$$

Realizando el cociente de las Ecs. (A1.16) a (A1.21) entre las Ecs. (A1.22) a (A1.27) se encuentra para las relaciones termodinámicas y de flujo la correspondencia entre la condición actual del gas y la de M unitaria, resultando

$$\frac{a}{a^*} = \left[\frac{T}{T^*}\right]^{1/2} \tag{A1.28}$$

$$\frac{T}{T^*} = \frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2} \tag{A1.29}$$

$$\frac{p}{p^*} = \left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.30}$$

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.31}$$

$$1 = M\left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{A}{A^*} \tag{A1.32}$$

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{a}{a^*}\frac{\left(\frac{1+kM^2}{kM}\right)}{\left(\frac{1+k}{k}\right)} \tag{A1.33}$$

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{1+kM^2}{k+1}\left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}\right]^{\frac{k}{k+1}} \frac{A}{A^*} \tag{A1.33a}$$

De la Ec.(A1.32) se encuentra

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\frac{1+\frac{k-1}{2}M^2}{\frac{k+1}{2}}\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \tag{A1.32a}$$

Al emplear en la Ec. (A1.33a) la relación anterior junto con la Ec. (A1.12a) se obtiene

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{1 + kM^2}{(k+1)M}\left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{A1.33b}$$

Ahora, al encontrar la relación de la velocidad actual con respecto a a^*, cuando M=1, resulta

$$M^* = \frac{V}{a^*} \tag{A1.34}$$

Para expresar las Ecs. (A1.17) a (A1.21) en función de M^*, se encuentra la relación entre M^* y M al multiplicar y dividir la relación anterior por a y sustituir las Ecs. (A1.15), (A1.28) y (A1.29), obteniéndose

$$M^* = M\left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}\right]^{1/2} \tag{A1.35}$$

Elevando la relación anterior al cuadrado, agrupando términos en M y despejándolo, se encuentra

$$M^2 = \frac{(M^*)^2}{\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2}(M^*)^2}$$

Dividiendo este resultado entre (k+1)/2, se obtiene

$$M^2 = \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)(M^*)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2} \tag{A1.36}$$

Al sustituir la Ec. (A1.36) en el término común de M de las Ecs. (A1.17) a (A1.21), resulta

$$1 + \frac{k-1}{2}M^2 = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)(M^*)^2}{\left[1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]}$$

agrupando términos y sacando denominador común, se tiene

$$1 + \frac{k-1}{2}M^2 = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2} \tag{A1.37}$$

Al sustituir la relación anterior en las Ecs. (A1.17) a (A1.21) y las Ecs. (A1.13) y (A1.14) alternadamente en las dos últimas de éstas, se obtiene

$$\frac{T}{T_o} = 1 - \frac{k-1}{k+1}(M^*)^2 \tag{A1.38}$$

$$\frac{p}{p_o}=\left[1-\frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.39}$$

$$\frac{\rho}{\rho_o}=\left[1-\frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.40}$$

$$\dot{m}=\left[\frac{k}{R}\right]^{\frac{1}{2}}\left[\frac{2}{(k+1)}\right]^{\frac{1}{2}}\frac{p_o}{T_o^{1/2}}M^*\left[1-\frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}A \tag{A1.41}$$

$$\dot{m}V+pA=\dot{m}a\left[\frac{k+1}{2}\right]^{\frac{1}{2}}\frac{1}{k}\left[M^*+\frac{1}{M^*}\right]\left[1-\frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{-\frac{1}{2}} \tag{A1.42}$$

Mediante la sustitución de las Ecs. (A1.28), (A1.44) puede dejarse expresada la relación anterior en función de a^*, resultando

$$\dot{m}V+pA=\dot{m}a^*\left[\frac{k+1}{2k}\right]\left[M^*+\frac{1}{M^*}\right] \tag{A1.42a}$$

$$\dot{m}V+pA=p_o\left[1-\frac{k-1}{k+1}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}A \tag{A1.42b}$$

Empleando la Ec.(A1.36) en las Ecs. (A1.29) a (A1.33), donde aparece el término común de M, se obtiene

$$\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}=\frac{\frac{k+1}{2}}{\frac{1}{1-\frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2}}$$

agrupando términos y desarrollando productos se encuentra

$$\frac{\frac{k+1}{2}}{1+\frac{k-1}{2}M^2}=\frac{k+1}{2}-\frac{k-1}{2}\left(M^*\right)^2 \tag{A1.43}$$

Al sustituir la Ec. (A1.43) en las Ecs. (A1.29) a (A1.33) y en las dos últimas de éstas también la Ec. (A1.36) y alternadamente las Ecs. (A1.13a) y (A1.13b), se obtiene

$$\frac{T}{T^*}=\frac{k+1}{2}-\frac{k-1}{2}\left(M^*\right)^2 \tag{A1.44}$$

$$\frac{p}{p^*}=\left[\frac{k+1}{2}-\frac{k-1}{2}\left(M^*\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A1.45}$$

$$\frac{\rho}{\rho^*}=\left[\frac{k+1}{2}-\frac{k-1}{2}\left(M^*\right)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A1.46}$$

$$1 = M^*\left[\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \frac{A}{A^*} \tag{A1.47}$$

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{a}{a^*}\frac{1}{2}\left(M^* + \frac{1}{M^*}\right)\left[\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2}(M^*)^2\right]^{-\frac{1}{2}} \tag{A1.48}$$

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{1+(M^*)^2}{2}\left[\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \frac{A}{A^*} \tag{A1.48a}$$

De la Ec.(A1.46) se encuentra

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M^*\left[\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2}(M^*)^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \tag{A1.47a}$$

Al emplear en la Ec. (A1.47a) la relación anterior, se obtiene

$$\frac{\dot{m}V + pA}{\dot{m}V^* + p^*A^*} = \frac{1+(M^*)^2}{2M^*} \tag{A1.48b}$$

ANEXO 2

EL MODELO DEL EYECTOR DE LU

A2.1 MODELO MATEMÁTICO DEL EYECTOR PROPUESTO POR LU

Se han identificado tres regímenes de escurrimiento en el eyector: el mixto, el de transición y el supersónico, los cuales están ligados al cociente de la presión de estancamiento del fluido primario y de descarga del condensador, como se muestra en la Fig. A2.1, el cual se expresa como

$$\Gamma = \frac{p_o^{'}}{p_{IV}}$$

El régimen supersónico corresponde a los valores relativamente altos de Γ y se caracteriza por la presencia de una "garganta sónica" para el fluido secundario dentro de la cámara de mezcla. En este régimen, la presión aguas abajo no tiene ninguna influencia en U. Para los valores relativamente bajos de Γ se tiene el régimen mixto, en el cual el fluido secundario es subsónico. Para valores bajos de Γ, el flujo en la boquilla principal puede afectarse y cambiar a flujo subsónico. El régimen de transición, llamado también régimen supersónico saturado, se caracteriza por una velocidad sónica a la entrada de la cámara de mezcla.

A2.1.1 Modelo para el Régimen Mixto

El flujo de este régimen se muestra en la Fig. A2.1 y se caracteriza porque ambos fluidos igualan sus presiones en la sección i, la cual es cercana al inicio de la cámara de mezcla, el fluido secundario tiene un flujo subsónico y el mezclado es completo a la salida de la cámara de mezcla. Las anteriores consideraciones se expresan matemáticamente de la siguiente forma,

$$p_i^{'} = p_i^{''}$$

siendo $p_i^{'}$ y $p_i^{''}$ las presiones estáticas en la sección de los fluidos primario y secundario, respectivamente.

$$L_1 = L$$

donde L_1 es la distancia las secciones i y III y L corresponde a la longitud de la cámara de mezcla.

$$\rho V^2 = \rho_{III} V_{III}^2$$

siendo ρ la densidad y V la velocidad.

Las ecuaciones de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento para un volumen de control entre las secciones i y III, considerándose que en III se tiene $\dot{m}_3$, son

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \qquad \text{(A2.1)}$$

$$\dot{m}_1 c_p T_o^{'} + \dot{m}_2 c_p T_o^{''} = \dot{m}_3 c_p T_{o\,III} \qquad \text{(A2.2)}$$

$$\dot{m}_1 V_i' + p_i' A_i' + \dot{m}_2 V_i'' + p_i'' A_i'' = \dot{m}_3 V_{III} + p_{III} A_{III} + \Delta p A_{III} \qquad \text{(A2.3)}$$

La caída de presión ocasionada por el efecto viscoso del fluido es Δp y está dada por

$$\Delta p = F \frac{L_1}{D} \frac{\rho V^2}{2}$$

siendo F el coeficiente de fricción y D su diámetro. Al sustituir en la relación anterior las expresiones algebraicas de las dos últimas suposiciones, resulta

$$\Delta p = F \frac{L}{D} \frac{\rho_{III} V_{III}^2}{2}$$

Al sustituir el resultado anterior en la Ec. (A2.3) se obtiene

$$\dot{m}_3 V_{III} + p_{III} A_{III} + F \frac{L}{D} \frac{\rho_{III} V_{III}^{\ 2}}{2} A_{III} = \dot{m}_1 V_i' + p_i' A_i' + \dot{m}_2 V_i'' + p_i'' A_i''$$

Al ocupar la definición de flujo másico en la sección III se encuentra

$$\dot{m}_3 V_{III} + p_{III} A_{III} + F \frac{L}{D} \frac{\dot{m}_3 V_{III}}{2} = \dot{m}_1 V_i' + p_i' A_i' + \dot{m}_2 V_i'' + p_i'' A_i'' \qquad \text{(A2.3a)}$$

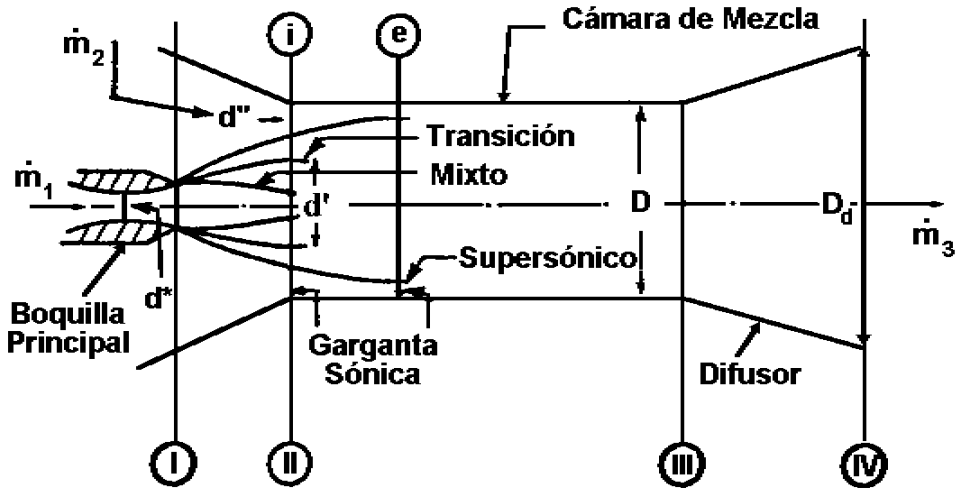


Fig. A2.1 Regímenes de escurrimiento y nomenclatura del eyector.

Retomando las Ecs. (A1.34), (A1.8) y (A1.42a), expresadas como

$$M^* = \frac{V}{a^*} \qquad \text{(A2.4)}$$

$$z(M^*) = M^* + \frac{1}{M^*} \qquad \text{(A2.5)}$$

$$\dot{m}V + pA = \frac{k+1}{2k}\dot{m}a^*\left(M^* + \frac{1}{M^*}\right) \tag{A2.6}$$

y sustituir la Ec. (A2.5) en la Ec. (A2.6) se obtiene

$$\dot{m}V + pA = \frac{k+1}{2k}\dot{m}a^* z\left(M^*\right) \tag{A2.6a}$$

Al emplear la Ec. (A2.6a) en la (A2.3a) se encuentra

$$\frac{k+1}{2k}\dot{m}_3 a^*_{III} z\left(M^*_{III}\right) + F\frac{L}{D}\frac{\dot{m}_3 V_{III}}{2} = \frac{k+1}{2k}\dot{m}_1 a^{*'}_i z\left(M^{*'}_i\right) + \frac{k+1}{2k}\dot{m}_2 a^{*''}_i z\left(M^{*''}_i\right)$$

dividiendo la relación anterior entre $\left[(k+1)/2k\right]a^{*'}_i\dot{m}_1$, resulta

$$\frac{\dot{m}_3 a^*_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^*_{III}) + \frac{k}{k+1}F\frac{L}{D}\frac{\dot{m}_3 V_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} = z(M^{*'}_i) + \frac{\dot{m}_2 a^{*''}_i}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^{*''}_i)$$

Definiendo

$$x = \frac{k}{k+1}F\frac{L}{D}$$

e incorporándola en la relación que le precede, se obtiene

$$\frac{\dot{m}_3 a^*_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^*_{III}) + x\frac{\dot{m}_3 V_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} = z(M^{*'}_i) + \frac{\dot{m}_2 a^{*''}_i}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^{*''}_i)$$

al multiplicar y dividir el segundo término del miembro izquierdo de la relación anterior resulta

$$\frac{\dot{m}_3 a^*_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^*_{III}) + x\frac{\dot{m}_3 V_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i}\frac{a^*_{III}}{a^*_{III}} = z(M^{*'}_i) + \frac{\dot{m}_2 a^{*''}_i}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^{*''}_i)$$

y factorizándolo, después de emplear la Ec. (A2.4) en la sección III, se tiene

$$\frac{\dot{m}_3 a^*_{III}}{\dot{m}_1 a^{*'}_i}\left[z(M^*_{III}) + xM^*_{III}\right] = z(M^{*'}_i) + \frac{\dot{m}_2 a^{*''}_i}{\dot{m}_1 a^{*'}_i} z(M^{*''}_i) \tag{A2.7}$$

Las relaciones para la velocidad sónica y temperatura dadas por las Ecs. (A1.22) y (A1.23), cuando M=1, son

$$a^* = (RkT^*)^{1/2} \tag{A2.8}$$

$$\frac{T^*}{T_o} = \frac{2}{k+1} \tag{A2.9}$$

resultando al sustituir la segunda en la primera

$$a^* = \left(\frac{2kR}{k+1}T_o\right)^{1/2}$$

Los cocientes de las velocidades sónicas de la Ec. (A2.7) en función de la relación anterior resultan

$$\frac{a^{*}_{III}}{a^{*'}_{i}} = \left(\frac{T_{o\,III}}{T^{'}_{o}}\right)^{1/2}$$

$$\frac{a^{*''}_{i}}{a^{*'}_{i}} = \left(\frac{T^{''}_{o}}{T^{'}_{o}}\right)^{1/2}$$

Retomando las Ecs. (A1.31) y (A1.32), las cuales se expresan como

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{A2.10}$$

$$\theta = \frac{T^{''}_{o}}{T^{'}_{o}} \tag{A2.11}$$

Al sustituir la Ec. (A2.10) en la (A2.1) se encuentra

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 + U \tag{A2.1a}$$

Sustituyendo las Ecs. (A2.10), (A2.11) y (A2.1a) en la Ec. (A2.2) resulta

$$1 + U\theta = (1 + U)\frac{T_{o\,III}}{T^{'}_{o}} \tag{A2.2a}$$

Al sustituir el cociente de temperaturas de la Ec. (A2.2a) en la primera relación para los cocientes de las velocidades sónicas, se obtiene

$$\frac{a^{*}_{III}}{a^{*}_{1}} = \left(\frac{1 + U\theta}{1 + U}\right)^{1/2} \tag{A2.12a}$$

Sustituyendo la Ec. (A2.11) en la segunda relación para los cocientes de las velocidades sónicas, se tiene

$$\frac{a^{*}_{2}}{a^{*}_{1}} = \theta^{1/2} \tag{A2.12b}$$

Al sustituir las Ecs. (A2.1a), (A2.2a) y las dos relaciones anteriores en la Ec. (A2.7), se encuentra

$$(1 + U)\left(\frac{1 + U\theta}{1 + U}\right)^{1/2}\left[z\left(M^{*}_{III}\right) + xM^{*}_{III}\right] = z\left(M^{*'}_{i}\right) + U\theta^{1/2} z\left(M^{*''}_{i}\right)$$

reduciendo a su mínima expresión los términos en U, resulta

$$\left[(1 + U)(1 + U\theta)\right]^{1/2}\left[z\left(M^{*}_{III}\right) + xM^{*}_{III}\right] = z\left(M^{*'}_{i}\right) + U\theta^{1/2} z\left(M^{*''}_{i}\right)$$

La Ec. (A1.11), obtenida considerando $\theta \approx 1$, se expresa como

$$\left[(1 + U)(1 + U\theta)\right]^{1/2} = 1 + U\theta^{1/2} \tag{A2.13}$$

por lo que al sustituir la relación anterior en la que le precede, resulta

$$(1 + U\theta)^{1/2}\left[z\left(M^{*}_{III}\right) + xM^{*}_{III}\right] = z\left(M^{*'}_{i}\right) + U\theta^{1/2} z\left(M^{*''}_{i}\right) \tag{A2.14}$$

El cálculo de la presión de estancamiento en la sección III, parte de la Ec. (A1.16) que expresa el flujo másico en la sección del flujo donde M=1, teniéndose

$$\dot{m} = \left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{p_o}{T_o^{1/2}} A^* \tag{A2.15}$$

y al aplicar la relación anterior en el fluido primario de la garganta de la boquilla principal resulta

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{p_{o1}}{T_{o1}^{1/2}} A^*$$

La Ec. (A1.12) esta expresada como

$$\frac{k+1}{2(k-1)} = \frac{k}{k-1} - \frac{1}{2}$$

Incorporando el resultado anterior en el exponente de la relación que le precede, se encuentra

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{-\frac{1}{2}} \frac{p_{o1}}{T_{o1}^{1/2}} A^*$$

reagrupando resulta

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{p_o'}{T_o'^{1/2}} A^* \tag{A2.16}$$

Al aplicar la Ec. (A2.16) a la sección III tomando en cuenta que a $\dot{m}_{III} = \dot{m}_3$, se obtiene

$$\dot{m}_3 = \left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{p_{oIII}}{T_{oIII}^{1/2}} A_{III}^* \tag{A2.17}$$

Considerando la Ec.(A1.47a), cuyo recíproco se expresa como

$$\frac{A^*}{A} = M^* \left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A2.18}$$

Al aplicar la relación anterior en la sección III, se encuentra

$$\frac{A_{III}^*}{A_{III}} = M_{III}^* \left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\left(M_{III}^*\right)^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A2.19}$$

Empleando la Ec. (A1.10), expresada como

$$Q\left(M^*\right) = M^* \left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \tag{A2.20}$$

e igualarla a la Ec. (A2.18) se obtiene

$$\frac{A^*}{A} = Q\left(M^*\right) \tag{A2.21}$$

Al considerar la relación anterior en la sección III resulta

$$\frac{A^*_{III}}{A_{III}} = Q\left(M^*_{III}\right)$$

El cociente de la Ec. (A2.17) entre la (A2.16) es

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{p_{o\,III}}{p'_o}\left(\frac{T'_o}{T_{o\,III}}\right)^{1/2} \frac{A^*_{III}}{A^*}$$

al sustituir en la relación anterior la que le precede, se obtiene

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{p_{o\,III}}{p'_o}\left(\frac{T'_o}{T_{o\,III}}\right)^{1/2} \frac{A_{III}}{A^*} Q\left(M^*_{III}\right) \tag{A2.22}$$

de donde el cociente de las presiones es

$$\frac{p_{o\,III}}{p'_o} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}\left(\frac{T_{o\,III}}{T'_o}\right)^{1/2} \frac{A^*}{A_{III}} \frac{1}{Q\left(M^*_{III}\right)}$$

Empleando la Ec. (A1.3), expresada como

$$\phi = \frac{A_{III}}{A^*} \tag{A2.23}$$

y al sustituirla en la relación que le precede junto con las Ecs. (A2.1a) y (A2.2a), se encuentra

$$\frac{p_{o\,III}}{p'_o} = \left(1+U\right)\left(\frac{1+U\theta}{1+U}\right)^{1/2} \frac{1}{\phi Q\left(M^*_{III}\right)}$$

reduciéndola a su mínima expresión, se tiene

$$\frac{p_{o\,III}}{p'_o} = \left[\left(1+U\right)\left(1+U\theta\right)\right]^{1/2} \frac{1}{Q\left(M^*_{III}\right)}$$

y al emplear la Ec. (A2.13) queda

$$\frac{p_{o\,III}}{p'_o} = \frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi Q\left(M^*_{III}\right)} \tag{A2.24}$$

Ahora para calcular la presión estática p_{IV} a la salida del difusor, se emplea la Ec. (A1.39) dada como

$$\frac{p}{p_o} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.25}$$

y la Ec. (A1.39) expresada como

$$\Pi\left(M^*\right)=\left[1-\frac{k-1}{k+1}\left(M^*\right)^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.26}$$

por lo que al sustituirla en relación que le precede resulta

$$\frac{p}{p_o}=\Pi\left(M^*\right) \tag{A2.27}$$

Al aplicar la relación anterior en la sección IV del eyector, da

$$p_{IV}=p_{o\,IV}\Pi\left(M^*_{IV}\right) \tag{A2.27a}$$

Por otro lado, la definición de eficiencia para un difusor es

$$\eta_D=\frac{p_{o\,IV}}{p_{o\,III}} \tag{A2.28}$$

de donde se obtiene

$$p_{o\,IV}=\eta_D p_{o\,III}$$

al sustituir la relación anterior en la Ec. (A2.27a), se tiene

$$p_{IV}=\eta_D p_{o\,III}\Pi\left(M^*_{IV}\right) \tag{A2.29}$$

Al incorporar la Ec. (A2.21) en la (A2.15) cuando se aplican en la sección IV y considerando que $\dot{m}_{IV}=\dot{m}_3$, se encuentra

$$\dot{m}_3=\left(\frac{k}{R}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\frac{p_{o\,IV}}{T_{o\,IV}{}^{1/2}}A_{IV}Q\left(M^*_{IV}\right)$$

El cociente de la relación anterior entre la Ec. (A2.17), resulta

$$1=\frac{p_{o\,IV}}{p_{o\,III}}\left(\frac{T_{o\,III}}{T_{o\,IV}}\right)^{1/2}\frac{A_{IV}Q\left(M^*_{IV}\right)}{A_{III}Q\left(M^*_{III}\right)} \tag{A2.30}$$

Al aplicar la ecuación de conservación de energía en el difusor, se obtiene

$$\dot{m}_3 c_p T_{o_{III}}=\dot{m}_4 c_p T_{o_{IV}}$$

resultando

$$T_{o_{III}}=T_{o_{IV}} \tag{A2.31}$$

La Ec. (A1.43) se expresa como

$$\Omega=\frac{A_{IV}}{A_{III}} \tag{A2.32}$$

Al sustituir las Ecs. (A2.28), (A2.31) y (A2.32) en (A2.30), se encuentra

$$1=\eta_D\Omega\frac{Q\left(M^*_{IV}\right)}{Q\left(M^*_{III}\right)}$$

de donde se obtiene

$$Q\left(M_{IV}^{*}\right)=\frac{Q\left(M_{III}^{*}\right)}{\eta_D \Omega} \tag{A2.33}$$

Sustituyendo la Ec. (A2.24) en la (A2.29) se tiene

$$p_{IV}=\eta_D p_{o1}\left(\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi Q\left(M_{III}^{*}\right)}\right)\left(M_{IV}^{*}\right)$$

al incorporar en la relación anterior la que le precede, resulta

$$p_{IV}=p_{o1}\left(\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi}\right)\frac{\Pi\left(M_{IV}^{*}\right)}{\Omega Q\left(M_{IV}^{*}\right)}$$

agrupando

$$\frac{Q\left(M_{IV}^{*}\right)}{\left(M_{IV}^{*}\right)}=\frac{p_{o1}}{p_{IV}}\frac{\left(1+U\theta^{1/2}\right)}{\phi\Omega} \tag{A2.34}$$

Expresando el cociente de flujos másicos de los fluidos secundario y primario de igual forma a la Ec. (A2.22), considerando la sección i para el fluido secundario y la garganta de la boquilla principal para el fluido primario, se tiene

$$U=\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}=\frac{p_o^{''}}{p_o^{'}}\left(\frac{T_o^{'}}{T_o^{''}}\right)^{1/2}\frac{A_i^{''}}{A^{*}}Q\left(M_i^{*''}\right) \tag{A2.35}$$

Las áreas en la sección i de la cámara de mezcla son

$$A_{III}=A_i^{'}+A_i^{''} \tag{A2.36}$$

por lo que el cociente de áreas con respecto a A^{*} resulta

$$\frac{A_{III}}{A^{*}}=\frac{A_i^{'}+A_i^{''}}{A^{*}}$$

desarrollando el miembro derecho se tiene

$$\frac{A_{III}}{A^{*}}=\frac{A_i^{'}}{A^{*}}+\frac{A_i^{''}}{A^{*}}$$

Al considerar la Ec. (A2.23) en la relación anterior se encuentra

$$\phi=\frac{A_i^{'}}{A^{*}}+\frac{A_i^{''}}{A^{*}} \tag{A2.37}$$

en la cual sustituyendo la Ec. (A2.21) para el fluido primario en la sección i, se obtiene

$$\frac{A_i^{''}}{A^{*}}=\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)} \tag{A2.37a}$$

Al sustituir la relación anterior y la Ec. (A2.11) en la Ec. (A2.35), resulta

$$U=\frac{p_o^{''}}{p_o^{'}}\frac{1}{\theta^{1/2}}\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]Q\left(M_i^{*''}\right)$$

obteniéndose

$$U\theta^{1/2} = \frac{p_o''}{p_o'}\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]Q\left(M_i^{*''}\right) \tag{A2.38}$$

Aplicando la Ec. (A2.27) al fluido principal en la sección i resulta

$$p_i' = p_o'\Pi\left(M_i^{*'}\right)$$

de igual forma para el fluido secundario

$$p_i'' = p_o''\Pi\left(M_i^{*''}\right)$$

el cociente de las dos relaciones anteriores es

$$\frac{p_i'}{p_i''} = \frac{p_o'\Pi\left(M_i^{*'}\right)}{p_o''\Pi\left(M_i^{*''}\right)}$$

Al considerar $p_i' = p_i''$ en la relación anterior, se encuentra

$$\frac{p_o''}{p_o'} = \frac{\Pi\left(M_i^{*'}\right)}{\Pi\left(M_i^{*''}\right)} \tag{A2.39}$$

sustituyendo la relación anterior en la Ec. (A2.38) se obtiene

$$U\theta^{1/2} = \frac{\Pi\left(M_i^{*'}\right)}{\Pi\left(M_i^{*''}\right)}\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]Q\left(M_i^{*''}\right)$$

y agrupando resulta

$$\frac{Q\left(M_i^{*''}\right)}{\Pi\left(M_i^{*''}\right)} = \frac{U\theta^{1/2}}{\Pi\left(M_i^{*'}\right)\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]} \tag{A2.40}$$

Como

$$p_{EV} = p_o''$$

$$p_{GE} = p_o'$$

$$p_{CO} = p_{IV}$$

y al considerarlas en las Ecs. (A1.5) y (A1.6) resulta

$$\Gamma = \frac{p_{GE}}{p_{EV}} = \frac{p_o'}{p_o''} \tag{A2.41a}$$

$$\xi = \frac{p_{GE}}{p_{CO}} = \frac{p_o'}{p_{IV}} \tag{A2.41b}$$

sustituyendo las Ecs. (A2.41) en las (A2.34) y (A2.38) se tiene

$$\frac{Q\left(M_{IV}^{*}\right)}{\Pi\left(M_{IV}^{*}\right)} = \xi\frac{1 + U\theta^{1/2}}{\phi\Omega} \tag{A2.34a}$$

$$U\theta^{1/2} = \frac{Q\left(M_i^{*''}\right)}{\Gamma}\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right] \tag{A2.38a}$$

Considerando que las secciones IV y 3 coinciden, el sistema de ecuaciones a resolver es

$$(1+U\theta)^{1/2}\left[z\left(M_{III}^{*}\right)+xM_{III}^{*}\right] = z\left(M_i^{*'}\right)+U\theta^{1/2}z\left(M_i^{*''}\right) \tag{A2.14}$$

$$Q\left(M_3^{*}\right) = \frac{Q\left(M_{III}^{*}\right)}{\eta_D\Omega} \tag{A2.33a}$$

$$\frac{Q\left(M_3^{*}\right)}{\Pi\left(M_3^{*}\right)} = \xi\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi\Omega} \tag{A2.34b}$$

$$U\theta^{1/2} = \frac{Q\left(M_i^{*''}\right)}{\Gamma}\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right] \tag{A2.38a}$$

$$\frac{Q\left(M_i^{*''}\right)}{\Pi\left(M_i^{*''}\right)} = \frac{U\theta^{1/2}}{\Pi\left(M_i^{*'}\right)\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]} \tag{A2.40}$$

A2.1.2 Modelo para el Régimen de Transición

El flujo para este régimen también se muestra en la Fig. A2.1, siendo

$$M_{II}^{*''} = 1$$

$$p_{II}^{'} = p_{II}^{''}$$

las suposición más importantes, por lo que al considerar que las secciones i y II coinciden, se obtiene

$$M_i^{*''} = 1$$

$$p_i^{'} = p_i^{''}$$

de lo cual se concluye que el régimen de transición es un caso particular del régimen mixto cuando $M_i^{*''} = 1$, debiendo ser evaluadas las funciones dadas por las Ecs. (A2.5), (A2.26) y (A2.20). Sustituyendo $M_i^{*''} = 1$ en la primera resulta

$$z\left(M_i^{*''}\right) = 1 + \frac{1}{1}$$

obteniéndose

$$z\left(M_i^{*''}\right) = 2 \tag{A2.42a}$$

Al sustituir $M_i^{*''} = 1$ en la segunda se encuentra

$$\Pi\left(M_i^{*''}\right) = \left[1 - \frac{k-1}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

resultando

$$\Pi\left(M_i^{*''}\right)=\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.42b}$$

Sustituyendo $M_i^{*''}=1$ en la tercera

$$Q\left(M_i^{*''}\right)=\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)\left(1-\frac{k-1}{k+1}\right)\right]^{\frac{1}{k-1}}$$

obteniéndose

$$Q\left(M_i^{*''}\right)=1 \tag{A2.42c}$$

Considerando el resultado de la Ec. (A2.42a) en la Ec. (A2.14), se encuentra

$$\left(1+U\theta\right)^{1/2}\left[z\left(M_{III}^{*}\right)+xM_{III}^{*}\right]=z\left(M_i^{*'}\right)+2U\theta^{1/2} \tag{A2.14a}$$

Al sustituir la Ec. (A2.42b) en la (A2.38a) se obtiene

$$U\theta^{1/2}=\frac{1}{\Gamma}\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]$$

resultando

$$\Gamma U\,\theta^{1/2}=\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)} \tag{A2.38b}$$

Sustituyendo la Ec. (A2.42c) en la (A2.40) se tiene

$$\frac{1}{\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}}}=\frac{U\theta^{1/2}}{\Pi\left(M_i^{*'}\right)\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]}$$

agrupando

$$\frac{1}{\Pi\left(M_i^{*'}\right)}\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}}=\frac{1}{U\theta^{1/2}}\left[\phi-\frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)}\right]$$

al sustituir la Ec. (A2.38b) en la relación anterior, se tiene

$$\Gamma\Pi\left(M_i^{*'}\right)=\left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.40a}$$

Resultando el siguiente sistema de ecuaciones a resolver

$$\left(1+U\theta\right)^{1/2}\left[z\left(M_{III}^{*}\right)+xM_{III}^{*}\right]=z\left(M_i^{*'}\right)+2U\theta^{1/2} \tag{A2.14a}$$

$$Q\left(M_3^{*}\right)=\frac{Q\left(M_{III}^{*}\right)}{\eta_D\Omega} \tag{A2.33a}$$

$$\frac{Q\left(M_3^{*}\right)}{\Pi\left(M_3^{*}\right)}=\xi\frac{1+U\theta^{1/2}}{\phi\Omega} \tag{A2.34b}$$

$$\Gamma U\,\theta^{1/2} = \phi - \frac{1}{Q\left(M_i^{*'}\right)} \tag{A2.38b}$$

$$\Gamma\Pi\left(M_i^{*'}\right) = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{A2.40a}$$

A2.1.3 Modelo para el Régimen Supersónico

El flujo de este régimen se muestra igualmente en la Fig. A2.1, siendo

$$M_e^{*''} = 1$$

la suposición más importante, encontrándose la sección e dentro de la cámara de mezcla como se indica en dicha Fig. A2.1.

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para un volumen de control entre las secciones II y e, resulta

$$\dot{m}_1 V_{II}^{'} + p_{II}^{'} A_{II}^{'} + \dot{m}_2 V_{II}^{''} + p_{II}^{''} A_{II}^{''} = \dot{m}_1 V_e^{'} + p_e^{'} A_e^{'} + \dot{m}_2 V_e^{''} + p_e^{''} A_e^{''} + \Delta p A_{II} \tag{A2.43}$$

donde Δp es la caída de presión ocasionada por los efectos viscosos del fluido y está dada por

$$\Delta p = F\frac{L_e}{D}\frac{\rho V^2}{2}$$

siendo F el coeficiente de fricción y L_e la distancia entre las secciones II y e de la cámara de mezcla y D su diámetro.

La velocidad media está impuesta por el fluido secundario, el cual estará en contacto con la pared de la cámara a partir de la sección II, resultando

$$\rho V^2 = \rho_{II}^{''}\left(V_{II}^{''}\right)^2$$

por lo que al sustituir la relación anterior en la que le precede se tiene

$$\Delta p = F\frac{L_e}{D}\frac{\rho_{II}^{''}\left(V_{II}^{''}\right)^2}{2}$$

la cual al ser rearreglada considerando la ecuación de continuidad para el fluido secundario en la sección II, resulta

$$\Delta p = F\frac{L_e}{D}\frac{\rho_{II}^{''} V_{II}^{''} A_{II}^{''}}{2}\frac{V_{II}^{''}}{A_{II}^{''}}$$

y al considerar el producto de la relación anterior por A_{II}, se obtiene

$$\Delta p A_{II} = F\frac{L_e}{D}\frac{\dot{m}_2 V_{II}^{''}}{2}\frac{A_{II}}{A_{II}^{''}} \tag{A2.44}$$

Las áreas en la sección II y e de la cámara de mezcla son

$$A_{II} = A_{II}^{'} + A_{II}^{''} \tag{A2.45a}$$

$$A_{II} = A_e^{'} + A_e^{''} \tag{A2.45b}$$

Considerando la Ec. (A2.21) aplicada al fluido primario en las secciones II y e, se encuentra

$$\frac{A^*}{A_{II}^{'}} = Q\left(M_{II}^{*'}\right) \tag{A2.46a}$$

$$\frac{A^*}{A_{e}^{'}} = Q\left(M_{e}^{*'}\right) \tag{A2.46b}$$

De igual forma para el fluido secundario, se tiene

$$\frac{A^{*''}}{A_{II}^{''}} = Q\left(M_{II}^{*''}\right) \tag{A2.47a}$$

$$\frac{A^{*''}}{A_{e}^{''}} = Q\left(M_{e}^{*''}\right) \tag{A2.47b}$$

Al despejar de la Ec. (A2.35a), se encuentra

$$A_{II}^{''} = A_{II} - A_{II}^{'}$$

y evaluar el cociente de áreas de la Ec. (A2.44) empleando la relación anterior, se tiene

$$\frac{A_{II}}{A_{II}^{''}} = \frac{A_{II}}{A_{II} - A_{II}^{'}}$$

al dividir el numerador y denominador del miembro derecho entre A^* resulta

$$\frac{A_{II}}{A_{II}^{''}} = \frac{\dfrac{A_{II}}{A^*}}{\dfrac{A_{II}}{A^*} - \dfrac{A_{II}^{'}}{A^*}}$$

y tomar en cuenta en la Ec. (A2.23) que $A_{III} = A_{II}$, resulta

$$\phi = \frac{A_{II}}{A^*} \tag{A2.23a}$$

Sustituyendo las dos relaciones anteriores en la que les precede se obtiene

$$\frac{A_{II}}{A_{II}^{''}} = \frac{\phi}{\phi - \dfrac{1}{Q\left(M_{II}^{*'}\right)}} \tag{A2.48}$$

Al sustituir la relación anterior en la Ec. (A2.44) se encuentra

$$\Delta pA_{II} = F\frac{L_e}{D}\frac{\dot{m}_2 V_{II}^{''}}{2}\frac{\phi}{\phi - \dfrac{1}{Q\left(M_{II}^{*''}\right)}} \tag{A2.44a}$$

Definiendo

$$x_o = F\frac{L_e}{D}\frac{k}{k+1}\frac{\phi}{\phi - \dfrac{1}{Q\left(M_{II}^{*"}\right)}}$$

reorganizando la Ec. (A2.44a) se tiene

$$\Delta pA_{II} = F\frac{L_e}{D}\frac{k}{k+1}\frac{\phi}{\phi - \dfrac{1}{Q\left(M_{II}^{*"}\right)}}\frac{k+1}{k}\frac{\dot{m}_2 V_{II}^{"}}{2}$$

y considerar x_o en la relación anterior resulta

$$\Delta pA_{II} = \frac{k+1}{2k}x_o \dot{m}_2 V_{II}^{"}$$

Sustituyendo la relación anterior junto con (A2.6a) en la Ec. (A2.43) se obtiene

$$\frac{k+1}{2k}a_{II}^{*'}\dot{m}_1 z\left(M_{II}^{*'}\right) + \frac{k+1}{2k}a_{II}^{*"}\dot{m}_2 z\left(M_{II}^{*"}\right) = \frac{k+1}{2k}a_e^{*'}\dot{m}_1 z\left(M_e^{*'}\right) + \frac{k+1}{2k}a_e^{*"}\dot{m}_2 z\left(M_e^{*"}\right) + \frac{k+1}{2k}x_o \dot{m}_2 V_{II}^{"}$$

y dividirla entre $[(k+1)/2k]a_1^{*}\dot{m}_1$, se encuentra

$$a_{II}^{*'}z\left(M_{II}^{*'}\right) + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}a_{II}^{*"}z\left(M_{II}^{*"}\right) = a_e^{*'}z\left(M_e^{*'}\right) + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}a_e^{*"}z\left(M_e^{*"}\right) + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}x_o V_{II}^{"}$$

Considerando que $M_e^{*"} = 1$ en las siguientes funciones, resulta

$$z\left(M_e^{*"}\right) = 2 \qquad \text{(A2.42a')}$$

$$Q\left(M_e^{*"}\right) = 1 \qquad \text{(A2.42c')}$$

la primera de las cuales al incluirse en la relación que le precede junto con la Ec. (A2.10), se obtiene

$$a_{II}^{*'}z\left(M_{II}^{*'}\right) - a_e^{*'}z\left(M_e^{*'}\right) + U\left[a_{II}^{*"}z\left(M_{II}^{*"}\right) - 2a_e^{*"} - x_o V_{II}^{"}\right] = 0$$

factorizando $a_{II}^{*"}$ en el tercer término de la relación anterior se tiene

$$a_{II}^{*'}z\left(M_{II}^{*'}\right) - a_e^{*'}z\left(M_e^{*'}\right) + Ua_{II}^{*"}\left[z\left(M_{II}^{*"}\right) - 2\frac{a_e^{*"}}{a_{II}^{*"}} - x_o\frac{V_{II}^{"}}{a_{II}^{*"}}\right] = 0$$

Como

$$a_{II}^{*'} = a_e^{*'} = a^{*'}$$

$$a_{II}^{*"} = a_e^{*"} = a^{*"}$$

y considerándolas en la relación que les precede, empleando la definición de $M_{II}^{*"}$ y dividiendo entre $a^{*'}$, resulta

$$z\left(M_{II}^{*'}\right) - z\left(M_e^{*'}\right) + U\frac{a^{*"}}{a^{*'}}\left[z\left(M_{II}^{*"}\right) - 2 - x_o M_{II}^{*"}\right] = 0$$

considerándose la Ec. (A2.12b) en la relación anterior se tiene

$$U\theta^{1/2} = \frac{z\left(M_e^{*'}\right) - z\left(M_{II}^{*'}\right)}{z\left(M_{II}^{*''}\right) - 2 - x_o M_{II}^{*''}} \tag{A2.49}$$

Al dividir la Ec. (A2.45a) entre $A_{II}^{''}$ y despejar, se encuentra

$$\frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{''}} = \frac{A_{II}}{A_{II}^{''}} - 1$$

Sustituyendo la Ec. (A2.48) en la relación anterior resulta

$$\frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{''}} = \frac{1}{\phi Q(M_2^{*'}) - 1} \tag{A2.50}$$

Igualando las Ecs. (A2.45) se encuentra

$$A_{II}^{'} + A_{II}^{''} = A_e^{'} + A_e^{''}$$

Dividiendo la relación anterior entre $A_{II}^{''}$ resulta

$$\frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{''}} + 1 = \frac{A_e^{'}}{A_{II}^{''}} + \frac{A_e^{''}}{A_{II}^{''}}$$

Multiplicando y dividiendo el primer término del miembro de la derecha por $A_{II}^{'}$, se obtiene

$$\frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{''}} + 1 = \frac{A_e^{'}}{A_{II}^{''}} \frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{'}} + \frac{A_e^{''}}{A_{II}^{''}}$$

Agrupando se encuentra

$$\frac{A_{II}^{'}}{A_{II}^{''}} \left(1 - \frac{A_e^{'}}{A_{II}^{'}} \right) = \frac{A_e^{''}}{A_{II}^{''}}$$

Eliminando la variable común de las Ecs. (A2.46), resulta

$$\frac{A_e^{'}}{A_{II}^{'}} = \frac{Q\left(M_{II}^{*'}\right)}{Q\left(M_e^{*'}\right)}$$

Haciendo lo mismo con las Ecs. (A2.47) y empleando la Ec. (A2.42c'), se obtiene

$$\frac{A_e^{''}}{A_{II}^{''}} = Q\left(M_{II}^{*''}\right)$$

$$\phi - \frac{1}{Q\left(M_e^{*'}\right)} = \left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_{II}^{*'}\right)} \right] Q\left(M_{II}^{*''}\right) \tag{A2.51}$$

Además, de forma experimental se encontró la siguiente relación

$$M_{a_0}^{*} = 2.2 - 0.88U\theta^{1/2} \tag{A2.52}$$

donde el $M_{a_0}^{*'}$ es el Mach para los resultados experimentales con un valor de ϕ_o de 5.76.

Para generalizar el valor de ϕ, se considera el siguiente cociente

$$\frac{A_{ao}^{*}/A_{o}^{*}}{A_{a}^{*}/A^{*}} = \frac{\phi_o}{\phi}$$

que de acuerdo a la Ec. (A2.21) y considerando que $\phi_o = 5.76$, resulta

$$Q(M_a^*) = \frac{5.76}{\phi} Q(M_{a_0}^*) \tag{A2.53}$$

Finalmente el sistema de ecuaciones a resolver, donde la Ec. (A2.38c) es la (A2.38a) con $M_i^{*''} = M_{II}^{*''}$, es

$$U\theta^{1/2} = \frac{Q\left(M_{II}^{*''}\right)}{\Gamma}\left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_{II}^{*'}\right)}\right] \tag{A2.38c}$$

$$U\theta^{1/2} = \frac{z\left(M_e^{*'}\right) - z\left(M_{II}^{*'}\right)}{z\left(M_{II}^{*''}\right) - 2 - x_o M_{II}^{*''}} \tag{A2.49}$$

$$\phi - \frac{1}{Q\left(M_e^{*'}\right)} = \left[\phi - \frac{1}{Q\left(M_{II}^{*'}\right)}\right] Q\left(M_{II}^{*''}\right) \tag{A2.51}$$

$$M_{a_0}^{*} = 2.2 - 0.88U\theta^{1/2} \tag{A2.52}$$

$$Q(M_a^*) = \frac{5.76}{\phi} Q(M_{a_0}^*) \tag{A2.53}$$

ANEXO 3

SELECCIÓN DE LOS REFRIGERANTES PARA EL SIRECA Y EL SIRHEC Y SU ESCALAMIENTO

A3.1 SELECCIÓN DE DOS REFRIGERANTES PARA EL SIRECA Y EL SIRHEC

La búsqueda de nuevos refrigerantes fue ocasionada por las consecuencias ambientales que provocaron los llamados CFC, por su composición química a base de Cloro, Flúor y Carbón. Inicialmente, el Protocolo de Montreal se centró en el daño que hacían a la capa de ozono. Posteriormente, el Protocolo de Kyoto se centró en el cambio climático, donde el efecto invernadero fue relevante. Por estos motivos, la selección actual del refrigerante de un sistema considera los potenciales de daño a la capa de ozono y al calentamiento global, así como sus características termodinámicas y económicas.

La gráfica de la Fig. A3.1 muestra los valores de estos potenciales para los refrigerantes denominados CFC; HCFC y HFC[1], donde H corresponde al hidrógeno. Considerando los potenciales de daño a la capa de ozono y las ventajas que han demostrado experimen-talmente los sistemas de eyecto-compresión y compresión mecánica, se seleccionaron como refrigerantes de los sistemas de eyecto-compresión mejorada al HCFC-142b y al HFC-134a.

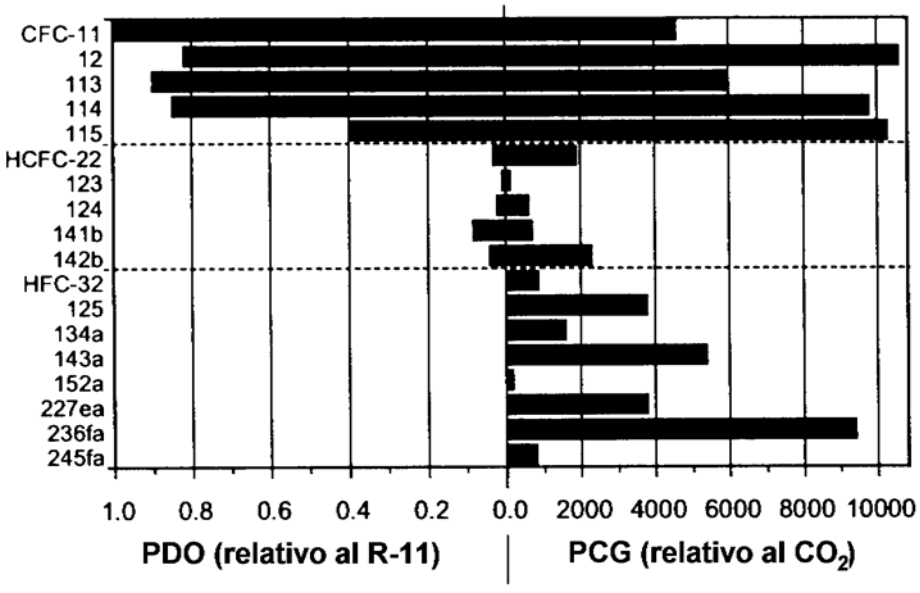


Fig. A3.1 Potenciales de daño a la capa de ozono y calentamiento global[1].

[1] Calm J. M. (2000), Options and Outlook for Chiller Refrigerants, Earth Technologies Forum, Washington D. C., Estados Unidos de América, del 30 de Octubre al 1º de Noviembre, 239-248.

Las propiedades termodinámicas de estos refrigerantes se evaluaron numéricamente, haciendo uso de las ecuaciones de estado de Beattie-Bridgeman para el R142b[2] y de la de energía libre de Helmholtz para el R134a[3].

A3.2 ESCALAMIENTO DEL SIRECA Y DEL SIRHEC

El estudio de los sistemas de eyecto-compresión mejorada considera una potencia de refrigeración de 1 kW. Para los casos en que se requiera otra capacidad, ya sea mayor o menor, es importante considerar los cambios que esto implicaría en los datos obtenidos.

A3.2.1 Escalamiento del SIRECA

Haciendo uso de las Ecs. (3.21), (3.22), (3.24) y (3.25) y encontrando las potencias del evaporador y compresor, de acuerdo al diagrama p-h de la Fig. 3.8, se obtiene

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_2 (h_7 - h_6) \tag{A3.1}$$

$$\dot{W}c_r = \dot{m}_2 (h_{2r} - h_7) \tag{A3.2}$$

Al dejar expresados a todos los flujos másicos en función de $\dot{m}_2$ y de la tasa de arrastre U, al aplicar la ecuación de conservación de masa en el eyector, se encuentra

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_2}{U} \tag{A3.3}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \left(\frac{1+U}{U} \right) \tag{A3.4}$$

Al sustituir las dos relaciones anteriores en las que les preceden y haciendo uso de la Ec. (A3.1), resulta

$$\dot{Q}_{GE} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{U} \frac{(h_1 - h_{5r})}{(h_7 - h_6)} \tag{A3.5}$$

$$\dot{Q}_{CO} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{U} (1+U) \frac{(h_3 - h_4)}{(h_7 - h_6)} \tag{A3.6}$$

$$\dot{W}c_E = \dot{Q}_{EV} \frac{(h_3 - h_2)}{(h_7 - h_6)} \tag{A3.7}$$

$$\dot{W}b_r = \frac{\dot{Q}_{EV}}{U} \frac{(h_{5r} - h_4)}{(h_7 - h_6)} \tag{A3.8}$$

$$\dot{W}c_r = \dot{Q}_{EV} \frac{(h_{2r} - h_7)}{(h_7 - h_6)} \tag{A3.9}$$

Como puede apreciarse en las relaciones anteriores, cada una de las potencias está determinada por los estados termodinámicos, los cuales no dependen del tamaño del sistema y si de las temperaturas de generación, condensación, evaporación y de la presión

[2] Ind. and Eng. Chem., Vol. 47, No. 7, 1955.
[3] J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994.

de descarga del compresor que hayan sido seleccionadas. De esta forma, las potencias anteriores dependerán solamente de U y de la potencia de refrigeración.

Por otro lado, el modelo del eyector operando en régimen de transición requiere conocer a los estados 1 y 2 junto con la presión de descarga, para determinar a U y al área de la garganta de la boquilla principal. De esta forma, las potencias anteriores dependerán solamente de la potencia de refrigeración, por lo que los datos obtenidos para la potencia unitaria son afectados linealmente por esta nueva potencia de refrigeración.

En cuanto al tamaño del eyector, se tiene que al depender el flujo másico del fluido secundario directamente de la potencia de refrigeración y tenerse una misma tasa de arrastre para cualquier tamaño de eyector, cuando se mantienen fijas las condiciones de operación, el nuevo flujo másico primario dependerá linealmente del flujo másico secundario. Además, al ingresar en la boquilla principal un fluido primario con el mismo estado 1 y al tenerse que alcanzar el mismo estado termodinámico para la condición sónica de la garganta, la ecuación de continuidad establece una relación directa entre el flujo másico primario y el área de la garganta de la boquilla principal. De esta forma, el flujo primario crece linealmente con la potencia de refrigeración y el área de la garganta también lo hará, por lo que el tamaño del eyector crecerá linealmente con la potencia de refrigeración.

Por estas razones, tanto el eyector como los elementos del sistema crecen o disminuyen linealmente con la potencia de refrigeración.

A3.2.2 Escalamiento del SIRHEC

Al seguir el procedimiento anterior y expresar el flujo másico del estado 9 en función del flujo másico secundario, con respecto a los estados señalados en el diagrama p-h de la Fig. 3.19, se encuentran relaciones similares a las del inciso anterior y por lo tanto el escalamiento de este sistema también es lineal con respecto al aumento o disminución de la potencia de refrigeración.