



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO HÍBRIDO DE
REFRIGERACIÓN SOLAR-ELÉCTRICO POR ABSORCIÓN,
UTILIZANDO TECNOLOGÍA LOCAL”

AUTORES:

- FLORES ALVARADO WALTER EFRAÍN
- RIVERA FLORES JONATHAN AUGUSTO
- ROJAS TOLEDO PEDRO ANTONIO

TESIS DE GRADO PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

DIRECTOR:

ING. DARWÍN GIOVANNY TAPIA PERALTA

LOJA- ECUADOR

2011

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta

**DOCENTE DE UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA DEL ÁREA DE LA
ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS NAURALES NO RENOVABLES Y
DIRECTOR DE TESIS:**

CERTIFICA:

Que el presente trabajo investigativo titulado “Diseño y construcción de un modelo híbrido de refrigeración solar-eléctrico por absorción utilizando tecnología local”. Presentado por los egresados, Walter Efraín Flores Alvarado, Jonathan Augusto Rivera Flores y Pedro Antonio Rojas Toledo, previo a optar el Grado de Ingenieros Electromecánicos, ha sido realizado bajo mi dirección cumpliendo los requerimientos establecidos por la Universidad Nacional de Loja para su desarrollo, y luego de su revisión autorizo su presentación ante el respectivo Tribunal de grado.

Loja, Noviembre del 2010

.....
Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta

DIRECTOR DE TESIS.

AUTORÍA

Las ideas, diseños, procedimientos, conclusiones y recomendaciones, que contiene el presente trabajo de tesis son de exclusiva responsabilidad de los autores.

LOS AUTORES

.....
Walter Efraín Flores Alvarado
CI: 1104172281

.....
Jonathan Augusto Rivera Flores
CI: 0704359538

.....
Pedro Antonio Rojas Toledo
CI: 1103812051

DEDICATORIA

Dedicamos el presente trabajo a Dios por ser nuestra fortaleza, a nuestros padres con sus sabios consejos y su apoyo incondicional para concluir con éxito el presente trabajo.

LOS AUTORES

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a nuestros padres por su ayuda económica para el desarrollo de nuestro trabajo de investigación y experimentación. Además a todos los docentes del Área de la Energía por los conocimientos impartidos en la trayectoria de la carrera, en especial al Ing. Thuesman Montaña y al Ing. Darwin Tapia por su guía en el desarrollo del trabajo investigativo.

LOS AUTORES

ÍNDICE

ÍNDICE	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	x
SIMBOLOGÍA	xii
1. RESUMEN	1
2. INTRODUCCIÓN	3
3. REVISIÓN DE LITERATURA	5
3.1 EL SOL COMO FUENTE ENERGÉTICA	5
3.1.1 El Sol	5
3.1.2 La Constante Solar	5
3.1.3 Atenuación de la Radiación Directa	6
3.1.4 Geometría Sol-Tierra.....	7
3.1.5 Concentración de la Radiación Solar.....	13
3.1.6 Materiales Reflectivos	19
3.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	19
3.2.1 Ciclos de refrigeración	19
3.2.2 Técnicas y Sistemas de producción de frío	20
3.2.3 Clasificación de los Sistemas de Refrigeración.....	21
3.2.4 Fluidos Refrigerantes	32
3.3 METODOLOGÍA	33
3.3.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	33
3.3.1.1 Concepto de Trabajo en Sistemas Termodinámicos.....	33
3.3.2 Primer Principio de la Termodinámica	33
3.3.2.1 Procesos adiabáticos.....	34
3.3.2.3 Procesos no adiabáticos.....	35
3.3.2.4 Trabajo, calor y energía.....	35
3.3.2.5 La energía interna.....	37
3.3.2.6 El calor	37
3.3.3 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	38
3.3.3.1 Transmisión de calor por conducción en régimen estacionario y flujo unidireccional.....	39
3.3.3.2 Pared plana	40
3.3.3.3 Paredes planas en serie	41
3.3.3.4 Analogía eléctrica de la conducción	41
3.3.3.5 Paredes en paralelo	42
3.3.3.6 Resistencia de Contacto.....	43
3.3.3.7 Conductividad térmica	44
3.3.3.8 Transmisión de Calor por Convección	45
3.3.3.9 Transmisión de Calor por Radiación	50
3.3.3.10 Balance de Energía en Sistemas Cerrados.....	51
3.3.3.11 Máquinas Térmicas	52
3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS E INTERCAMBIADORES DE CALOR	52
3.4.1.1 Correlaciones Analíticas para la Convección Natural en Placa Plana Vertical	53
3.4.1.2 Cálculo de Número de Aletas.....	54
3.4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR	56
3.4.2.1 Análisis Térmico de un Intercambiador de Calor.....	57

3.4.2.2	Coeficiente Global de Transferencia de Calor.....	57
3.4.2.3	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	59
3.4.2.4	Correlaciones para la Convección Natural en Tubos.....	59
3.4.3	CÁLCULOS SOLARES.....	60
3.4.3.1	Las Coordenadas Celestes Horizontales.....	60
3.4.3.2	Cálculo de la Posición Solar. Ecuaciones Aproximadas	61
3.4.3.3	Posición del Sol Relativa a una Superficie Plana	63
3.4.3.4	Cálculo de la Radiación Directa sobre una Superficie Horizontal	65
3.4.3.5	Estimación de la Radiación en un Día Despejado	66
3.4.3.6	Geometría del Concentrador Parabólico.....	69
3.4.3.7	Conducción en un Cilindro.....	83
3.4.4	SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	86
3.4.4.1	Efecto Refrigerante.....	86
3.4.4.2	Balance de Masa del Refrigerador.....	86
3.4.4.3	Análisis Termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco – agua, balance de materia y energía	87
3.4.5	DISEÑO CAMARAS DE REFRIGERACIÓN	90
3.4.5.1	Cálculo de Cámaras Frigoríficas	90
3.4.5.2	Cálculo de Cargas en Refrigeración	92
3.4.5.3	Pérdidas por Transmisión.....	92
3.4.5.4	Enfriamiento y/o congelación de productos	93
3.4.5.5	Conservación de Productos	94
3.4.5.6	Pérdidas por renovación de aire	94
3.4.5.7	Otras Cargas Térmicas	95
3.4.5.8	Carga total	96
4.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	97
4.1	Cálculos Solares	97
4.1.1	Cálculo de la Declinación Solar	98
4.1.2	Cálculo del Ángulo Horario	98
4.1.3	Cálculo de la Altura Solar	99
4.1.4	Cálculo del Ángulo Cenital Solar.....	99
4.1.5	Cálculo del Ángulo Horario Solar.....	99
4.1.6	Cálculo del Acimut del Sol.....	99
4.1.7	Cálculo de la Declinación Solar	99
4.1.8	Cálculo de horas diarias del Sol	100
4.1.9	Cálculo de la Irradiancia Solar	100
4.1.10	Cálculo de la Estimación de la Radiación en un Día.....	100
4.1.11	Cálculo de la Transmitancia Atmosférica	101
4.1.12	Cálculo de la Irradiancia Directa	101
4.1.13	Cálculo de la Transmitancia a la Radiación Directa.....	101
4.1.14	Cálculo de la Transmitancia a la Radiación Difusa.....	101
4.1.15	Cálculo de la Radiación Total	102
4.1.16	Cálculo de la Energía Incidente.....	102
4.2	Geometría del Concentrador Parabólico	102
4.2.1	Cálculo de los puntos para obtener la curva de la parábola.....	102
4.2.2	Cálculo del Diámetro de Abertura de la parábola	103
4.2.3	Cálculo de la Cuerda Focal.....	103
4.2.4	Cálculo del Ángulo Máximo	103
4.2.5	Cálculo de las Coordenadas polares de la Parábola.....	104
4.2.6	Cálculo de la Superficie de Abertura.....	104
4.2.7	Cálculo de la Superficie Reflectante	104
4.2.8	Cálculo del Diámetro de la Imagen del Disco Solar.....	104

4.2.9	Cálculo del Área del Receptor.....	104
4.2.10	Cálculo de la Razón de Concentración Geométrica	105
4.2.11	Cálculo de la Energía Incidente sobre el Receptor.....	105
4.2.12	Cálculo de la Superficie Elemental de la Elipse.....	106
4.2.13	Cálculo de la Superficie de la Elipse	106
4.2.14	Cálculo de la Intensidad Focal	106
4.2.15	Cálculo del Factor de Concentración.....	106
4.2.16	Cálculo del Rendimiento Óptico de un Colector	107
4.2.17	Cálculo de la Densidad de Energía en el Receptor.....	107
4.2.18	Cálculo del Coeficiente Normal de Distribución de Flujo	107
4.2.19	Cálculo de la Función de Error de Gauss	107
4.2.20	Determinación del Factor de Interceptación. Fj.	107
4.2.21	Cálculo del Rendimiento Óptico del Colector.....	107
4.2.22	Cálculo de la Temperatura Teórica del Receptor	107
4.2.23	Cálculo del Rendimiento Térmico de un Colector Cilíndrico Parabólico	108
4.2.24	Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación.....	108
4.2.25	Cálculo del Coeficiente Global de Pérdidas al Exterior	108
4.2.26	Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor	108
4.2.27	Cálculo del Factor de Eficiencia del Colector	109
4.2.28	Pérdidas en un Colector Cilíndrico Parabólico.....	109
4.2.30	Cálculo del Área del Colector que se Pierde por Sombras	109
4.2.31	Cálculo de la longitud del receptor que se pierde debido a la declinación solar	109
4.2.32	Cálculo de la Ganancia Útil.....	110
4.2.33	Cálculo de las Pérdidas Energéticas	110
4.2.34	Cálculo de la Potencia útil en el receptor	110
4.2.35	Cálculo del Rendimiento Térmico.....	110
4.2.36	Cálculo de la Temperatura del Fluido	110
4.3	Cálculo Pérdidas en el generador Resistencia eléctrica	111
4.3.1	Conducción de Calor en el generador (Cilindro).....	111
4.3.2	Correlación para convección natural (interno y externo) para tubos	111
4.3.3	Cálculo del Área del aislamiento en el generador	111
4.3.4	Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor en la resistencia eléctrica.....	112
4.3.5	Cálculo de las Pérdidas en el generador de resistencia eléctrica	112
4.3.6	Cálculo de la Potencia útil en el generador de resistencia eléctrica	112
4.3.7	Cálculo de la Energía útil en el generador de resistencia eléctrica.....	112
4.4	Cálculo de la Cámara de Refrigeración	112
4.4.1	DATOS:	112
4.4.2	Cálculo de la Cantidad de Calor a Extraer al Agua	113
4.4.3	Modelo Cámara de Refrigeración.....	113
4.4.4	Cálculo del Espesor del Aislamiento.....	114
4.4.5	Cálculo del Coeficiente global de transmisión de la pared 1	114
4.4.6	SIMPLIFICACION: Pared 1-2.....	114
4.4.7	SIMPLIFICACION: Pared 3-4.....	114
4.4.8	SIMPLIFICACION: Pared 5-6.....	115
4.4.9	Cálculo de la Transmisión de calor total de la cámara	115
4.4.10	Cálculo de la Calor de infiltración.....	115
4.4.11	Cálculo de las Necesidades por servicio por apertura de puerta.....	115
4.4.12	Cálculo de la Potencia total frigorífica del evaporador	115
4.4.13	Cálculo de la Energía frigorífica del evaporador por segundo	115
4.5	Balance De Masas, Amoniaco Y Energías.....	116
4.5.1	Datos:	116
4.5.2	Configuración Esquemática del Sistema de Refrigeración.....	116
4.5.3	Cálculo del Efecto Refrigerante	117
4.5.4	Cálculo de la Cantidad de Amoniaco en el Evaporador	117

4.5.5	Cálculo del Coeficiente de Funcionamiento (COP)	117
4.5.6	Concentraciones y Entalpías.....	117
4.5.7	Bomba De Burbujeo: Puntos (1, 2, 3)	118
4.5.8	SEPARADOR: PUNTOS (4, 5 ,7).....	119
4.5.9	RECTIFICADOR: PUNTOS (4,7 Y 8).....	120
4.5.10	CONDENSADOR: PUNTOS (7 y 8).....	124
4.5.11	Cálculos del Número de Aletas para el Condensador.....	128
4.5.12	INTERCAMBIADOR DE GASES: PUNTOS (11,12, 15 y 16).....	131
4.5.13	EVAPORADOR: PUNTOS (10,11 y 16).....	133
4.5.14	ABSORBEDOR: PUNTOS (6,12 y 13).....	137
4.6	IMPLEMENTACIÓN REFRIGERADOR SOLAR-ELÉCTRICO CON CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO	145
4.6.1	Diseño, Construcción del Colector Solar	145
4.6.1.1	Soporte	145
4.6.1.2	Eje de la Parábola.....	146
4.6.1.3	Seguidor solar.....	146
4.6.1.4	Parábola Reflectante.....	147
4.6.2	Sistema de refrigeración.....	148
4.6.2.1	Diseño de los equipos del sistema de refrigeración.....	148
4.6.2.1.1	Evaporador	148
4.6.2.1.2	Absorbedor	149
4.6.2.1.3	Tanque recibidor	149
4.6.2.1.4	Generador	150
4.6.2.1.5	Rectificador	150
4.6.2.1.6	Condensador.....	151
4.6.2.1.7	Intercambiador de calor.....	151
4.6.2.2	Cámara de refrigeración	152
4.6.2.3	Carga de refrigerante (NH ₄ OH) y gas inerte.....	152
5.	RESULTADOS.....	154
5.1	Resultados de cálculos de diseño.....	154
5.1.1	Resultados del diseño de la Cámara de refrigerador	154
5.1.2	Resultados de pruebas de la Cámara del refrigerador.....	154
5.1.3	Diseño del Colector Cilíndrico Parabólico.....	156
5.1.4	Resultados de las pruebas de campo del colector	157
5.1.5	Resultados de diseño del sistema de refrigeración	158
5.2	Experimentación con el Prototipo de Refrigeración Solar	158
5.2.1	Resultados del experimento del refrigerador por Absorción	159
5.2.2	Grafica de la presión-tiempo durante el experimento del refrigerador por Absorción	161
5.3	Resultados del experimento del refrigerador por Compresión	161
5.4	Comparación del sistema de compresión con el sistema de absorción	162
5.4.1	Tabla de consumo eléctrico en el sistema de absorción	162
5.4.2	Determinación del coeficiente de operación del sistema de absorción.....	163
5.4.3	Tabla de consumo eléctrico en el sistema de compresión	163
5.4.4	Determinación del coeficiente de operación del sistema por compresión	164
6.	AVALUACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	165
6.1	EVALUACIÓN ECONÓMICA	165
6.1.1	Materiales Utilizados.....	165
6.2	CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.....	167

6.3	MANTENCIÓN DEL EQUIPO.....	168
6.3.1	Reflector	168
6.3.2	Sistema de seguimiento	168
6.4	IMPACTO AMBIENTAL	169
6.4.1	Natural	169
6.4.2	Social	169
6.4.3	Cultural.....	169
6.4.4	Contaminación	170
6.5	Amoniaco como contaminante	170
6.5.1	Medidas de Reutilización	170
7.	DISCUSIÓN.....	172
8.	CONCLUSIONES.....	175
9.	RECOMENDACIONES	178
10.	BIBLIOGRAFÍA	180
	Libros electrónicos:	180
19.	ANEXOS	182

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Coordenadas geográficas.	8
Figura 2. Coordenadas celestes horizontales.	9
Figura 3. Las coordenadas celestes horarias de un astro.....	11
Figura 4. Temperatura Óptima de Operación.	14
Figura 5. Colector Cilíndrico Parabólico.	15
Figura 6. Esquema de un tubo absorbente típico de un Colector Cilindro Parabólico. ..	17
Figura 7. Seguimiento solar típico de un CCP.....	18
Figura 8. CCP modelo EUROTROUGH.	18
Figura 9. Sistema Servel-Electrolux.	23
Figura 10. Funcionamiento del frigorífico Servel-Electrolux.....	25
Figura 11. Configuración Esquemática de una Nevera por Absorción – Difusión.....	27
Figura 12. Curvas de equilibrio de un sistema de refrigeración por absorción – difusión.	28
Figura 13. Diagrama bloques del modelo termodinámico.	30
Figura 14. Diagrama de Presión vs temperatura en la refrigeración por absorción.	32
Figura 15. Experimento desarrollado por Joule para enunciar el Primer Principio.	34
Figura 16. Criterio de signos para el calor y el trabajo.	38

Figura 17. Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción.....	39
Figura 18. Muro plano.	41
Figura 19. Pared compuesta.	41
Figura 20. Transmisión de calor a través de una pared con dos secciones en paralelo. .	42
Figura 21. Circuito térmico en serie-paralelo-serie.....	43
Figura 22. Distribución de la temperatura y la velocidad sobre una placa plana en convección forzada.....	46
Figura 23. Distribución de la temperatura y la velocidad.	46
Figura 24. Analogía eléctrica correspondiente a la transmisión de calor a través de una pared plana con convección en sus dos caras.....	49
Figura 25. Coeficiente global de transferencia de calor para un tubo.....	58
Figura 26. Intercambiador de calor de doble tubo, el cual opera en flujo paralelo.....	59
Figura 27. Triángulo esférico formado por el polo (Norte en el hemisferio Norte y Sur en el hemisferio Sur), el Cénit y el astro.	60
Figura 28. Ángulo de incidencia de los rayos solares sobre una superficie.....	64
Figura 29. Parábola	69
Figura 30. Imágenes producidas en un concentrador parabólico.	70
Figura 31. Cálculo de la concentración producida por el concentrador cilíndrico parabólico.....	71
Figura 32. Imagen reflejada teórica del Sol en un colector cilíndrico parabólico.	73
Figura 33. Relaciones entre el nivel de concentración y temperaturas de funcionamiento del receptor.	76
Figura 34. Energía interceptada por el receptor.	77
Figura 35. Energía radiante que impacta un cuerpo.....	78
Figura 36. Corte longitudinal de un CCP.....	79
Figura 37. Condiciones en los límites.	84
Figura 38. Tubería aislada, distribución de temperaturas y circuito térmico.....	85
Figura 39. Mezcla zeotrópica de amoníaco – agua (Raber).....	87
Figura 40. Diagrama esquemático de un ciclo simple de absorción con NH ₃ -H ₂ O.	88

SIMBOLOGÍA

En este apartado, se presenta una lista de símbolos que son usados en este trabajo. Si bien, cada símbolo ha sido definido localmente, la siguiente lista de símbolos permite una referencia rápida en caso de confusión sobre su significado.

Bs: ángulo acimutal del Sol.	F ϕ : Fracción de energía reflejada que es interferida por el receptor.
Θ s: ángulo cenital solar.	Uc: Pérdidas térmicas por unidad de superficie del receptor hacia el exterior.
δ : declinación solar.	Tr: Temperatura media del receptor.
τ : ángulo horario.	Ta: Temperatura del medio exterior.
λ : Latitud.	I: Densidad del flujo de radiación.
L: Longitud del lugar.	Imáx: Densidad de flujo máximo en la línea central.
Io: Constante solar.	H: Coeficiente normal de distribución de flujo.
f: Distancia focal.	a: Longitud característica del receptor (anchura).
μ : Diámetro de la imagen del disco solar.	W: Longitud característica del concentrador.
Go: Irradiancia solar.	hr: Coeficiente de radiación.
Gcd: irradiancia difusa.	Uc: Coeficiente global de pérdidas al exterior.
τ d: transmitancia a la radiación difusa.	ϵ r: Emitancia del receptor.
q: Giro sobre un eje horizontal.	U: Coeficiente global de transmisión de calor.
Is: Energía incidente.	Tr: Temperatura del receptor.
Φ a: Ángulo de abertura del espejo.	F: U/Uc El factor de eficiencia del colector.
D: Diámetro de abertura.	η : Rendimiento térmico.
Lc: Longitud del colector.	Fj: Factor de interceptación.
ϵ s: Diámetro aparente del Sol.	Ir: Densidad de energía en el receptor.
z: Día contado a partir del 1 de Enero.	
Vs: La velocidad aparente del Sol.	
Aa: Superficie de abertura del colector, sin sombras.	
Ar: La superficie del receptor.	
C: Factor de concentración.	
ρ : Reflectancia especular de la superficie reflectora.	

h: Coeficiente normal de distribución de flujo.

u: Imagen de Gauss.

qF: Energía transmitida al fluido motor a la temperatura T_e .

qc: Densidad de flujo térmico por conducción-convección.

qr: Densidad de flujo de calor por radiación.

hcF: Coeficiente convectivo de transmisión de calor.

σ : Constante de Stefan-Boltzman.

ϵ_{pe} : Coeficiente de ósmisiel receptor.

Qr: Energía disponible por el receptor.

Fm: Distancia media entre la superficie de la parábola.

SE: Área del colector que se pierde por sombra.

COP: Coeficiente de efecto frigorífico

ER: Efecto refrigerante.

Qu: Ganancia útil de energía por unidad de longitud.

Tf: Temperatura del fluido.

Pr: Potencia útil en el receptor.

Er: Energía útil en el receptor.

fe: Factor de Eficiencia del Colector.

hc: Coeficientes de convección.

Ag: Área del aislamiento en el generador.

Qpg: Pérdidas en el generador de resistencia eléctrica.

Pg: Potencia útil en el generador de resistencia eléctrica.

Eg: Energía útil en el generador de resistencia eléctrica.

Gr: Número de Grashoff.

Ui: Velocidad media del flujo interno.

Nu: Número de Nusselt.

Ra: Número de Rayleigh.

Re: Número de Reynolds.

Rt: Resistencia Térmica.

η_f : Eficiencia de la aleta anular.

Af: Superficie de las aletas.

Ab: Superficie de la base expuesta.

At: Superficie total.

η_o : Rendimiento en función del rendimiento de una sola aleta.

qb: Calor real transferido por la base expuesta de la aleta.

qf: Calor real transferido por una aleta

qt: Transferencia total de calor.

Q: Cantidad de calor diferencial

A: Área de intercambio.

ΔT : Diferencia de temperatura entre las dos corrientes responsable de la transferencia de calor.

mh: Flujo másico del fluido caliente.

ch: Calor específico del fluido caliente.

Th, i: Temperatura de entrada del fluido caliente.

Th,0: Temperatura de salida del fluido caliente.

mc: Flujo másico del fluido frío.

mf: Flujo másico en el colector solar.

cc: Calor específico del fluido frío.
Tc i,: Temperatura de entrada del fluido frío.
Tc,0: Temperatura de salida del fluido frío.
k: Conductividad térmica del material.
T1: Temperatura de entrada.
T2: Temperatura de conservación.
Tc: Temperatura de congelación del producto.
Ls: Calor latente de congelación, fusión o solidificación (J/kg).
cp: Calor específico del producto.
Ai, Ae: Área de la superficie de intercambio térmico.
Qr: Potencia del receptor
hk: Calor latente de fusión agua.
Cp1: Calor específico del agua.
Cp2: Calor específico del hielo.
Tin: Temperatura interna de diseño en la cámara de refrigeración.
Tex: Temperatura externa de la cámara de refrigeración.
Ta: Temperatura ambiente.
Qe: Energía frigorífica del evaporador.
QGR: Energía útil en el generador de resistencia eléctrica.
QCG: Energía útil en el colector.
Ps: Presión del Sistema en reposo, de carga del gas inerte.
hi: Coeficiente de solución líquida.
he: Coeficiente de agua de enfriamiento.
Qg: Calor añadido en el generador.

m: Masa.
xl: Concentración líquido.
h: Entalpía
vi: Viscosidad cinemática amoniaco.
ve: Viscosidad cinemática aire.
 μ e: Viscosidad promedio aire.
X: Espesor del tubo.
De, Di: Diámetros de la tubería.

Subíndices

in: interno.
ex: externo.
trans: transmisión.
s: solar.
e: evaporador.
c: colector.
g: generador.
i: incidencia.
t: total.
a: abertura.
m: máximo.
r: receptor.
n: norma.
ef: eficiencia.
u: útil.
f: fluido.
y: yeso.
c: neto.
 α : Ambiente.
p: plomo.
tr: térmica.
r: rectificador.
s: solar.

b: base.

u: útil.

f: efectiva.

t: transferencia.

tot: total.

c: condensador:

a: absorbedor.

e: evaporador.

i: intercambio.

int: intercambiador.

ig: intercambiador de gases.

il: intercambiador de líquidos.

ml: media logarítmica.

1. RESUMEN

En este trabajo se evalúa diseñar y construir un prototipo de refrigerador por absorción híbrido, solar eléctrico eficiente de ciclo Amoníaco–Agua con un colector cilíndrico parabólico.

Para el desarrollo del trabajo se inicia con una recopilación bibliográfica sobre refrigeración solar por absorción y sistemas de concentración solar. Cuya fuente energética es principalmente la energía solar.

Experimentando¹ se observó los parámetros de funcionamiento del refrigerador como: régimen de trabajo, rango de temperaturas en los componentes del ciclo. Utilizando esto se diseñó y construyó un primer prototipo, del cual no se obtuvo buenos resultados recurriendo a construir un segundo prototipo perfeccionado.

Se obtienen resultados aceptables del refrigerador operado con electricidad y energía solar lo que permite determinar su eficiencia.

Se plantean las principales causas de error y se proponen las recomendaciones para mejorar el proceso.

¹ En maquina refrigeradora accionada por la combustión de Keroseno

ABSTRACT

In this work there was evaluated a prototype of refrigerator designed and to construct for absorption hybrid, electrical efficient lot of cycle Ammonia - water with a cylindrical parabolic collector.

For the development of the work I initiate with a bibliographical summary on solar refrigeration for absorption and systems of solar concentration. Whose energetic source is principally the solar power.

With the experimentation there were obtained the such parameters of functioning of the refrigerator as: power demanded by the equipment, the range of temperatures of work of all the components of the cycle.

There appear the results obtained with two experiments of the refrigerator produced with electricity and with solar power.

The principal reasons of mistake appear and they propose the recommendations to improve the process.

2. INTRODUCCIÓN

En la actualidad los costos de la energía empleada por los sistemas de refrigeración convencionales representan un gasto significativo para las empresas y consumidores en general, y ha dejado de ser una actividad de escaso interés, para pasar a ser uno de los principales puntos de estudio por el concepto de aprovechamiento y ahorro de la energía.

La aplicación de equipos de absorción es una alternativa muy interesante para disminuir el consumo de energía eléctrica, estos se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoniaco y el agua, respectivamente.

El ciclo de refrigeración por absorción es similar al ciclo de compresión, la principal diferencia es el elemento que proporciona el diferencial de presión necesario entre los procesos evaporación y condensación. El compresor empleado en un ciclo de compresión es reemplazado en el ciclo de absorción por un absorbedor y un generador.

Los sistemas de refrigeración por absorción, entre sus principales ventajas destacan: ausencia de ruidos y vibraciones (ausencia de compresor), protección del medio ambiente (uso de refrigerantes inocuos), menor necesidad de potencia eléctrica, bajo mantenimiento y fiabilidad.

De lo antes descrito nace la idea de estudiar el comportamiento de los sistemas de absorción para conocer sus características de funcionamiento, poder realizar optimizaciones en estos sistemas y proponerlos en alguna aplicación correcta para el ahorro de energía.

La experiencia existente en esta tecnología, su simpleza, y la necesidad de impulsar el uso de la energía solar para la preservación de productos justifica el desarrollo de sistemas basados en este ciclo frigorífico. Tanto por razones económicas (próxima escasez de hidrocarburos) como ecológicas (alteración de la atmósfera y el suelo), es

imperativo el desarrollo de nuevas alternativas energéticas, que sean menos agresivas contra el ambiente.

El objeto del presente estudio fue el de obtener experiencia en el diseño, construcción y operación de un sistema de refrigeración por absorción-difusión de amoníaco en agua, utilizando tecnología local (Recursos disponibles en la ciudad de Loja).

Los resultados obtenidos alentaran nuevas investigaciones que permitirán diseños de sistemas más eficientes que a futuro puedan ser competitivos con sistemas convencionales utilizados actualmente.

3. REVISIÓN DE LITERATURA

3.1 EL SOL COMO FUENTE ENERGÉTICA

3.1.1 El Sol

La radiación electromagnética procedente del Sol es la fuente de energía más abundante limpia de que disponemos los seres vivos que habitamos en el planeta Tierra. Sin embargo, su dispersión y discontinuidad dificultan notablemente su aprovechamiento, lo que la sitúa en desventaja en relación a otros tipos de fuentes energéticas.

De manera simple, se puede considerar al Sol como una esfera no homogénea compuesta por diversos elementos y cuyas características principales son las que aparecen en anexos (Tabla.1).

A efectos prácticos, desde la Tierra, el Sol puede ser considerado como un foco térmico a 5777 K y que nos hace llegar 1367 W/m² en forma de radiación electromagnética.

La Tierra, en su movimiento alrededor del Sol, describe una órbita elíptica, de escasa excentricidad, de forma que la distancia entre el Sol y la Tierra varía aproximadamente un $\pm 3\%$. La distancia media Tierra-Sol es, $d = 149$ millones de Km.

En el solsticio de verano, la Tierra está alejada una distancia del Sol máxima, $d_{\text{máx}} = 1,017d$ En el solsticio de invierno, la Tierra se halla a la distancia mínima del Sol, $d_{\text{mín}} = 0,983 d$.

Con estos datos, un observador terrestre situado sobre un círculo en el cual el Sol ocupase el centro, vería a éste bajo un ángulo de 32 minutos.

3.1.2 La Constante Solar

La radiación emitida por el Sol y las relaciones espaciales con la Tierra, conducen al concepto de intensidad de radiación en el límite exterior de la atmósfera; su valor es prácticamente constante y se conoce como constante solar, (Tabla 2), definiéndose como la energía solar por unidad de tiempo recibida sobre una superficie perpendicular a la radiación, de área unidad. Esta radiación al atravesar la atmósfera, es parcialmente absorbida y difundida por ciertos componentes de la misma.

La radiación, que es emitida por el Sol en todas las direcciones, es interceptada en parte por la Tierra; A la irradiancia solar sobre una superficie plana normal al vector de

posición del Sol ubicada en el límite superior de la atmósfera terrestre se le denomina constante solar (I_{cs}).

Esta *constante tiene un valor medio anual de 1,353 W/m²* que varía estacionalmente en un $\pm 3,3$ debido a la excentricidad de la órbita terrestre.

3.1.3 Atenuación de la Radiación Directa

Difusión.- Existen tres formas básicas de difusión en la atmósfera de la radiación solar:

- Por moléculas de aire.
- Por partículas de polvo.
- Por el vapor de agua.

Absorción.- La absorción de la radiación solar a su paso por la atmósfera terrestre es debida fundamentalmente:

- Al ozono en el ultravioleta ($\lambda < 0,3 \mu\text{m}$) y un poco para el visible ($0,5 < \lambda < 0,6 \mu\text{m}$).
- Al vapor de agua confinado en las capas bajas de la atmósfera en el infrarrojo ($\lambda > 0,7$).

Esta distribución de la energía hace posible el balance energético en la Tierra.

A su paso por la atmósfera, la radiación solar sufre diversos procesos de atenuación y dispersión como resultado de su interacción con los distintos componentes atmosféricos: aerosoles, nubes y moléculas de ozono, anhídrido carbónico, oxígeno, agua, etc.

Los efectos más apreciables de dicha interacción son:

- La disminución de la energía radiante total disponible al nivel del suelo respecto de la disponible en el límite superior de la atmósfera.
- Modificación de las características espectrales de la radiación.
- La modificación de la distribución espacial de ésta.

La absorción de radiación solar en la atmósfera la ocasiona esencialmente el ozono y el vapor de agua; la banda de absorción más importante del ozono está localizada en el ultravioleta. El vapor de agua absorbe fundamentalmente en el infrarrojo: sus bandas más importantes de absorción están centradas en 1,0, 1,4 y 1,8 μm . A partir de 2,3 μm la transmisión de la atmósfera a la radiación solar se hace prácticamente nula debido a la absorción por parte del agua y el anhídrido carbónico.

A nivel del suelo podemos descomponer la radiación solar en dos tipos o componentes: radiación solar directa, aquella que se recibe del Sol sin haber sufrido ningún cambio de dirección por reflexión o difusión, y radiación solar difusa, la que se recibe del Sol después de haber sufrido cambios de dirección al atravesar la atmósfera.

La radiación incidente normal recibida del Sol, sobre la superficie terrestre, está sujeta a variaciones debidas fundamentalmente a:

- Variaciones de la distancia Tierra-Sol.
- Variaciones de la difusión, debidas a las moléculas de aire, vapor de agua y polvo.
- Variaciones en la absorción atmosférica por el O₃, H₂O y el CO₂

3.1.4 Geometría Sol-Tierra

3.1.4.1 Movimiento de la Tierra

El movimiento de la Tierra alrededor del Sol se llama traslación y lo hace describiendo una órbita elíptica de muy poca excentricidad llamada Eclíptica, estando el Sol situado en uno de sus focos. La duración del recorrido es de 365 días, 5 horas y 48 minutos a una velocidad de 108.000 Km. /hora, aproximadamente. Esta órbita está inclinada con respecto al plano del Ecuador un ángulo de 23°45' y ello hace que sobre un punto determinado de la Tierra los rayos del Sol caigan unas veces más perpendicularmente que en otros y, por lo tanto, que la radiación incidente I_0 sobre la misma sea diferente.

Por otra parte, la Tierra tiene un movimiento de rotación alrededor de su eje en el que emplea 24 horas. Ahora bien, debido a la inclinación del eje de rotación y del movimiento orbital de la Tierra, la duración del día y de la noche varía según la latitud λ del lugar.

Así, en el Ecuador terrestre el día y la noche son iguales, doce horas, pero esa igualdad se va perdiendo a medida que se pasa del Ecuador hacia los Polos, ya que progresivamente van apareciendo inviernos de noches más largas en contraposición con veranos de noches más cortas; en las regiones polares duran medio año cada uno.

3.1.4.2 Posición de un Observador sobre la Superficie Terrestre

La forma real de la superficie de la Tierra se asemeja, con bastante aproximación, a un elipsoide de revolución de dos ejes, denominado elipsoide de referencia (de radio ecuatorial 6.378,16 km y radio polar 6.356,77 km), con centro en el de gravedad de la Tierra y con el eje menor de la elipse generatriz coincidente con el eje de rotación de la Tierra. Dicho eje corta al elipsoide en dos puntos, denominados polo Norte y polo Sur figura 1.

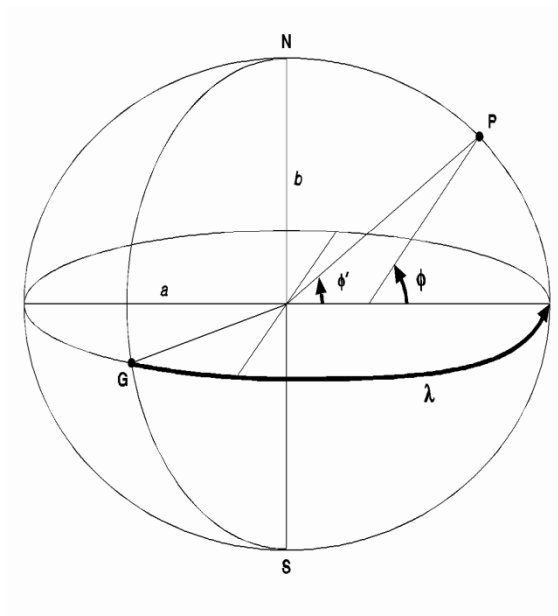


Figura 1. Coordenadas geográficas.

A efectos prácticos se puede tomar la Tierra como una esfera cuyo plano perpendicular al eje determina una circunferencia llamada ecuador terrestre. Los planos que pasan por los polos y que, por consiguiente, son normales al plano del ecuador, se denominan planos meridianos y determinan sobre la esfera terrestre unas circunferencias conocidas como meridianos terrestres. Finalmente, los planos paralelos al ecuador cortan a la esfera terrestre formando circunferencias denominadas paralelos.

Un punto cualquiera sobre la superficie terrestre queda determinado por sus coordenadas geográficas, que son:

- La **longitud**, λ , definida como el ángulo diedro entre el plano meridiano cero y el plano meridiano que pasa por dicho punto. Se cuenta de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Este y negativamente hacia el Oeste.

- La **latitud**, φ , que se define como el ángulo formado por la normal a la esfera terrestre por dicho punto con el plano del ecuador. Se cuenta de 0° a $\pm 90^\circ$, a partir del ecuador, positivamente hacia el Norte y negativamente hacia el Sur.

La inclinación del eje de rotación de la Tierra respecto al plano de la eclíptica determina sobre el elipsoide unos paralelos denominados trópicos y círculos polares. En el solsticio de verano, durante el mediodía, los rayos solares caen verticalmente sobre los lugares situados en el **trópico de Cáncer**, mientras que en el **círculo polar antártico** el Sol está en el horizonte. Otro tanto sucede, en el solsticio de invierno, con el **trópico de Capricornio** y el **círculo polar ártico**.

3.1.4.3 La Esfera Celeste. Sistemas de Referencia

En astronomía, la posición de un astro se determina de ordinario mediante coordenadas esféricas. Sin embargo, la distancia a los astros es generalmente desconocida en principio, por lo que se considera su posición proyectada sobre una esfera de radio unidad (o si se prefiere de radio infinitamente grande) y centro arbitrario (casi siempre se piensa en el centro de la Tierra), denominada **esfera celeste**.

Para determinar la posición de un astro sobre la esfera celeste, dada por una pareja de ángulos denominados coordenadas celestes, es necesario establecer previamente algún sistema de referencia.²

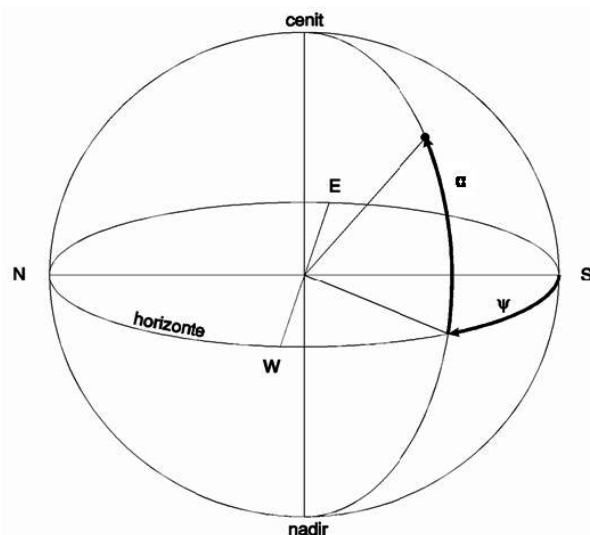


Figura 2. Coordenadas celestes horizontales.

² RUÍZ Valeriano, SILVA Manuel A. Radiación Solar, p 7.

El primer sistema de referencia a considerar es el sistema de coordenadas celestes horizontales, que representa geoméricamente el aspecto del cielo visto por un observador situado en un lugar determinado de la superficie terrestre. Utiliza como plano fundamental el horizonte, definido como el plano tangente a la esfera terrestre en el lugar de observación.

También puede ser entendido como el plano normal a la vertical de observador (línea que une a este con el centro de la Tierra) y que, para un observador en un punto cualquiera de nuestro planeta, viene determinado por la línea que marca la plomada.

Este plano determina sobre la esfera celeste un círculo máximo denominado horizonte celeste y la recta normal al mismo (vertical del lugar o del observador), trazada por el centro de la esfera, corta a esta en dos puntos: el cenit, sobre el observador, y el nadir, oculto por la Tierra, bajo el observador. Los círculos máximos que pasan por el cenit y el nadir se denominan círculos verticales y son, por consiguiente, normales al horizonte.

Las coordenadas celestes horizontales de un astro (véase Figura 2) son:

- El **acimut**, ψ , arco de horizonte celeste comprendido entre el punto cardinal Sur el punto donde el círculo vertical que pasa por el astro corta al horizonte. Se cuenta a partir del Sur, de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Oeste y negativamente hacia el Este.
- La **altura**, α , arco de dicho círculo vertical comprendido entre el astro y el horizonte. Se mide a partir del horizonte de 0° a 90° , positivamente hacia el cenit y negativamente hacia el nadir.

En lugar de la altura α se emplea frecuentemente el ángulo cenital, θ_z , que es el arco de círculo vertical entre el cenit y el astro. Se cuenta a partir del cenit, de 0° a 180° , con lo que la relación entre la altura solar y el ángulo cenital viene dada por:

$$\theta_z = 90^\circ - \alpha$$

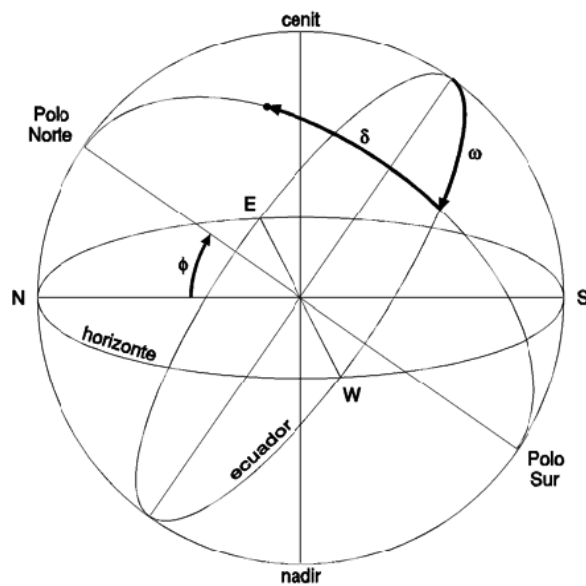


Figura 3. Las coordenadas celestes horarias de un astro.

Otro sistema de referencia que se puede utilizar para la esfera celeste, es el denominado sistema de **coordenadas celestes horarias**, basado en el movimiento de rotación de la Tierra. Como eje fundamental se adopta el eje de rotación, que define sobre dicha esfera los polos celestes, Norte y Sur, y el ecuador celeste, normal al mismo, como círculo máximo fundamental. Se llaman círculos horarios o meridianos celestes los círculos máximos secundarios que pasan por los polos y paralelos celestes los círculos menores paralelos al ecuador. El semicírculo horario que partiendo del polo Norte celeste, pasa por el cenit, corta al horizonte en el punto cardinal Sur y finalmente, pasa por el polo Sur celeste, recibe el nombre de meridiano superior del lugar.

Las coordenadas celestes horarias de un astro son, como puede verse en la figura 3:

- El **ángulo horario**, ω , que es, por definición, el arco del ecuador celeste (o el ángulo diedro correspondiente) comprendido entre el meridiano superior del lugar y el círculo horario que pasa por el astro. Se mide sobre el ecuador a partir del punto de intersección entre el meridiano superior del lugar y aquel, de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Oeste y negativamente hacia el Este.
- La **declinación**, δ , es, por definición, el arco del círculo horario que pasa por el astro, comprendido entre el ecuador y éste. Se cuenta a partir del ecuador de 0° a $\pm 90^\circ$, positivamente hacia el polo Norte y negativamente hacia el polo sur.

El ángulo que forman los planos del horizonte y del ecuador depende de la latitud geográfica del observador. En efecto, la altura del polo Norte celeste sobre el horizonte es igual a la latitud geográfica del observador, afirmación que sigue siendo válida en el hemisferio Sur, donde el polo Norte está por debajo del horizonte y la latitud es negativa. Así pues, el ángulo formado por horizonte y ecuador es el complemento de la latitud geográfica del observador.

Los dos sistemas de coordenadas enumerados, horizontales y horarios, dependen del lugar en que esté situado el observador sobre la superficie terrestre, por lo que se denominan por este motivo **coordenadas celestes locales**. En efecto, las coordenadas horizontales, acimut y altura, de un mismo astro, en un determinado instante, son diferentes para dos observadores situados en distintos lugares de la Tierra. Otro tanto ocurre con el ángulo horario del astro, salvo que ambos observadores estén situados sobre el mismo meridiano. Por el contrario, todos los observadores de la Tierra, cualquiera que sea su lugar de observación, miden la misma declinación de un determinado astro.

3.1.4.4 Movimiento Aparente del Sol sobre el Horizonte

Las coordenadas horizontales de un astro varían continuamente con el tiempo. Como consecuencia del movimiento de rotación de la Tierra, los astros describen sobre la esfera celeste círculos paralelos al ecuador que recorren diariamente en sentido retrógrado (de Este a Oeste) y sobre el que pueden destacarse algunos puntos singulares. Se denomina **orto** de un astro el momento de su cruce con el horizonte haciéndose visible por el Este, y **ocaso** el momento en que cruza el horizonte por el Oeste ocultándose. Asimismo, el instante de paso de un astro por el meridiano superior del lugar ($\omega = 0^\circ$), en el que alcanza su **altura máxima** sobre el horizonte, se conoce como **culminación superior** del astro.

Para un astro carente de movimiento aparente propio (por ejemplo, una estrella lejana), este movimiento diario se realiza exactamente por un paralelo celeste por lo que, como el movimiento de rotación de la Tierra es uniforme, se tiene que el intervalo de tiempo transcurrido entre dos culminaciones superiores consecutivas de tal astro, que coincide con el período de rotación de la Tierra es constante y se denomina **día sidéreo** y constituye una unidad fundamental de tiempo en astronomía. Su duración es de 23 h 56

min 4,091 s.

Sin embargo, el Sol, debido al movimiento orbital de la Tierra, está animado de un movimiento propio aparente con respecto a las estrellas fijas, que realiza en sentido directo (de Oeste a Este). Este movimiento se realiza sobre la eclíptica, que está inclinada un ángulo $\varepsilon = 23^\circ 27'$ sobre el ecuador. Por tanto, la declinación solar varía a lo largo del año, para el hemisferio Norte, entre un máximo de $\delta = +\varepsilon$, en el solsticio de verano y un mínimo de $\delta = -\varepsilon$, en el solsticio de invierno, y al revés para el Sur, siendo $\delta = 0$ durante los equinoccios en ambos casos.

3.1.5 Concentración de la Radiación Solar

Los sistemas termosolares de concentración se caracterizan por el uso de dispositivos que re direccionan la radiación solar incidente sobre una determinada superficie de captación, **AC**, y la concentran sobre una superficie de menor tamaño superficie absorbadora, **A.abs** o, simplemente, absorbedor. El cociente de las áreas de estas dos superficies se denomina razón de concentración geométrica, **Cg**.

El Segundo Principio de la Termodinámica nos indica que el rendimiento de la máquina térmica asociada al sistema termosolar será tanto más alto cuanto mayor sea la temperatura de operación, **Top**, que a su vez está directamente relacionada con la temperatura del receptor o temperatura de captación (por simplicidad, se considerará que son iguales).

Sin embargo, las pérdidas por radiación en el receptor son proporcionales a la cuarta potencia de la diferencia de temperatura entre éste y sus alrededores, por lo que su rendimiento disminuirá con ésta. Estas pérdidas son, además, proporcionales al área de la superficie absorbadora, que puede reducirse si se aumenta la razón de concentración.

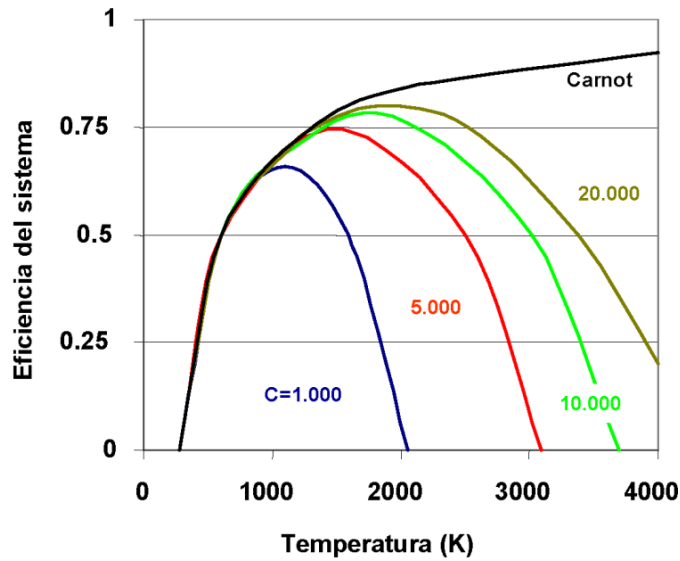


Figura 4. Temperatura Óptima de Operación.

Por ello, para una misma temperatura de operación, el rendimiento será mayor cuanto mayor sea la razón de concentración. El rendimiento del sistema en su conjunto será igual al producto de los rendimientos de la máquina térmica y el receptor, por lo que, dada una máquina térmica, para cada razón de concentración existirá una temperatura óptima de operación. A medida que se aumenta la razón de concentración, mayor es la temperatura óptima de operación (Figura 4).

La razón de concentración máxima que puede obtenerse depende de la distribución angular de la radiación. En el caso de un haz de rayos perfectamente paralelos, no existe límite a la razón de concentración teórica, ya que si el eje óptico del concentrador (un paraboloide de revolución) es paralelo a la dirección del haz, todos los rayos reflejados pasarán por su punto focal, con lo que el área del receptor puede hacerse tan pequeña como se desee. En el otro extremo, no es posible concentrar la radiación isótropa.

La radiación solar es un caso intermedio, ya que el Sol no es una fuente luminosa puntual.

3.1.5.1 Sistemas Termosolares de Concentración

Los Sistemas Termosolares de Concentración (STCS) son, de forma general, sistemas de aprovechamiento de la energía solar en media y alta temperatura mediante la concentración de la radiación directa. La aplicación más común hoy por hoy de los

STCS es la generación de electricidad a partir de la energía solar. Estos sistemas de generación se denominan Centrales Energéticas Termosolares (**CETS**).

Conceptualmente, una **CETS** se compone de un sistema colector, un sistema receptor y un sistema de conversión de potencia, pudiendo además incluir un sistema de almacenamiento térmico y un sistema de combustible fósil.

Desde el punto de vista tecnológico, y atendiendo a las características de la parte solar, existen diversas opciones de CETS, entre las que las principales son:

- Sistemas de colectores cilindro parabólicos.
- Discos parabólicos o, más propiamente, paraboloides de revolución.
- Sistemas de receptor central, a veces impropriadamente denominados centrales de torre.

Los primeros concentran la radiación solar en dos dimensiones, mientras que los dos últimos lo hacen en tres dimensiones, pudiendo alcanzar por ello mayores relaciones de concentración.

3.1.5.2 Sistemas de Colectores Cilíndricos Parabólicos

El colector cilindro parabólico (**CCP**), está compuesto básicamente por un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola.

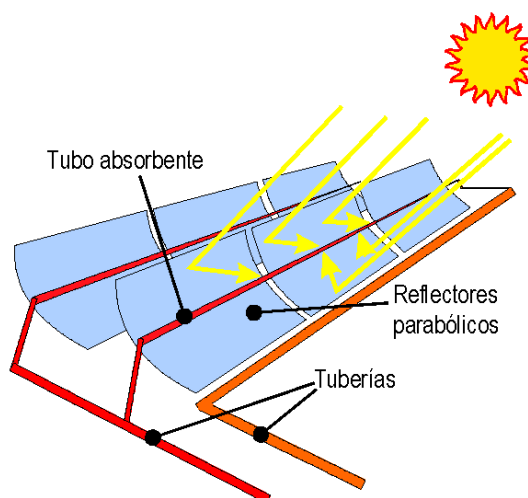


Figura 5. Colector Cilíndrico Parabólico.

La radiación solar concentrada produce el calentamiento (aumento de energía termodinámica) del fluido que circula por el interior del tubo receptor. La Figura 5, muestra un esquema de un CCP e ilustra su modo de funcionamiento.

Los CCP son, pues, colectores solares de concentración con foco lineal, que pueden operar eficientemente hasta temperaturas del orden de 450 °C.

3.1.5.3 Componentes Principales de un CCP

Los elementos principales de un CCP son:

3.1.5.3.1 El Reflector Cilindro Parabólico

La misión del reflector cilindro parabólico es reflejar y concentrar sobre el tubo absorbente la radiación solar directa que incide sobre su superficie. Se trata en definitiva de un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano de apertura.

La superficie especular se consigue a base de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. En la actualidad se utilizan diferentes medios soportes para la película reflectante:

- **Chapa metálica.** Se suelen usar chapas de aluminio pulido de alta reflectividad especular (en torno al 80%) en las que el material soporte actúa a la vez de elemento reflexivo. La principal ventaja de esta opción es su bajo coste, pero su durabilidad es baja, ya que la superficie del aluminio se deteriora con cierta rapidez, disminuyendo la reflectividad, cuando está expuesto a la intemperie, por lo que los reflectores de chapa de aluminio no suelen usarse para aplicaciones industriales de larga duración.
- **Vidrio.** Cuando el medio soporte es vidrio de bajo contenido en hierro, sobre su cara posterior se deposita una fina película de plata protegida mediante una película de cobre y otra de pintura epoxi. El resultado final es un espejo similar al que se usa en cualquier cuarto de baño.
- **Plástico.** En este caso el reflector consiste en una lámina de material plástico sobre la que se deposita una película de plata o aluminio, de modo que al final lo que se tiene es una fina lámina de plástico reflectante que puede pegarse sobre cualquier sustrato. Como en el caso de los espejos de vidrio delgados, la forma

parabólica tiene que ser aportada por un soporte más resistente, sobre el que se pegará la lámina reflectante.

3.1.5.3.2 El Tubo Absorbente

El tubo absorbente (Figura 6) es uno de los elementos fundamentales de todo CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del colector. El tubo absorbente de un CCP puede constar de un tubo o, más frecuentemente, de dos tubos concéntricos.

En este último caso, el tubo interior, por el que circula el fluido que se calienta, es metálico y el exterior de cristal. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad ($>90\%$) y una baja emisividad en el espectro infrarrojo ($<30\%$), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico. El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene la doble misión de reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y de proteger de las inclemencias meteorológicas su recubrimiento selectivo.

El tubo de cristal suele llevar también un tratamiento anti reflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmisividad a la radiación solar y, consiguientemente, el rendimiento óptico del colector.

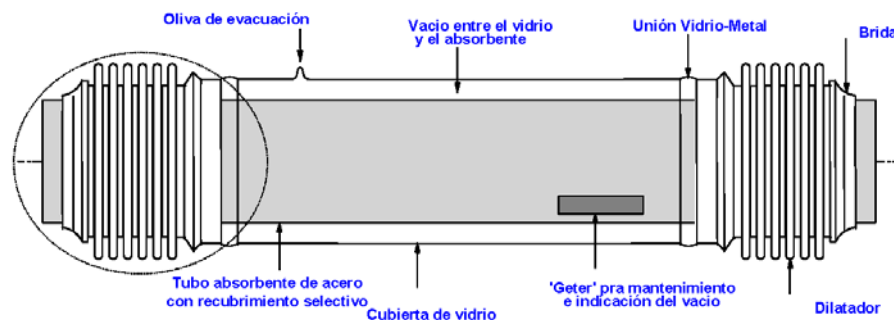


Figura 6. Esquema de un tubo absorbente típico de un Colector Cilindro Parabólico.

3.1.5.3.3 El Sistema de Seguimiento del Sol

Un CCP, como cualquier sistema solar de concentración, solo puede aprovechar la radiación solar directa y esto exige que el colector vaya provisto de un mecanismo de seguimiento solar que lo mueva a lo largo del día conforme el sol describe su trayectoria diaria en el cielo. El sistema de seguimiento solar más común consiste en un dispositivo

que gira los reflectores cilindro parabólicos del colector alrededor de un eje. La Figura 7 muestra esquemáticamente este tipo de seguimiento solar.

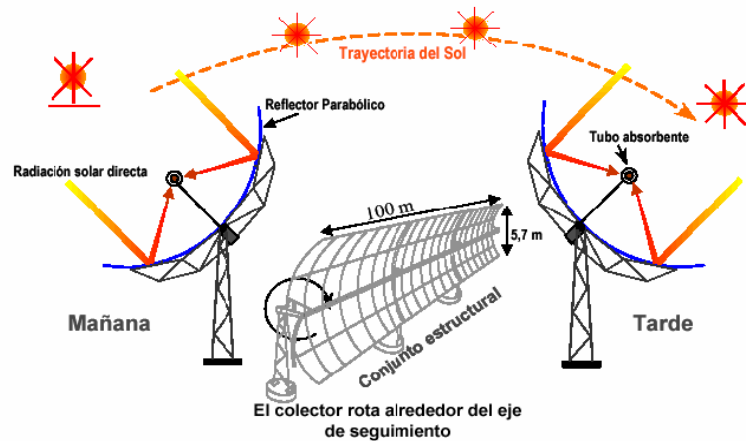


Figura 7. Seguimiento solar típico de un CCP

3.1.5.3.4 La Estructura Metálica

La misión de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que actúa de interface con la cimentación del colector.

Todos los colectores CCP actuales usan estructuras metálicas, que en algunos casos son del tipo espacial, como la del CCP modelo EUROTROUGH (Figura 8) y en otros casos están fabricadas con perfiles llenos.



Figura 8. CCP modelo EUROTROUGH.

3.1.6 Materiales Reflectivos

Los concentradores solares dependen de la superficie reflectiva para concentrar los rayos solares en una pequeña área. La calidad de la reflectancia de la superficie, es una medida de su especularidad, donde la reflectancia es la relación en porcentaje del rayo incidente contra el rayo reflejado y la especularidad es la medida de la propiedad de una superficie reflejante de no dispersar el ángulo en comparación al ángulo de incidencia; así, una superficie ideal refleja todos los rayos en un ángulo igual al ángulo de incidencia.

Generalmente estas superficies son de plata o aluminio pulido. Donde la plata pulida tiene una alta reflectancia (98%) para el espectro de energía solar (Granquist (1991)).

Actualmente las superficies reflectivas usadas son hojas de aluminio las cuales son relativamente baratas. Sin embargo, sus desventajas son una moderada reflectancia especular (85% cuando son nuevas) y baja tolerancia al medio ambiente. Estas superficies pueden ser protegidas de la corrosión atmosférica por material transparente a lo que se le denomina espejo de segunda superficie (Kreith y Kreider (1978)).

3.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

3.2.1 Ciclos de refrigeración

La utilización del frío es un proceso conocido antiguamente; en el siglo XII los chinos utilizaban mezclas de salitre con el fin de enfriar agua; los árabes en el siglo XIII utilizaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas; en los siglos XVI y XVII, investigadores y autores como Boyle, Faraday (con sus experimentos sobre la vaporización del amoníaco) etc., hacen los primeros intentos prácticos de producción de frío.

En 1834, Perkins desarrolla su patente de máquina frigorífica de compresión de éter y en 1835 Thilorier fabrica nieve carbónica por expansión; Tellier construyó la primera máquina de compresión con fines comerciales, Pictet desarrolla una máquina de compresión de anhídrido sulfuroso, Linde otra de amoníaco, Linde y Windhausen la de anhídrido carbónico, Vincent la de cloruro de metilo, etc. Un capítulo aparte merece Carré, propulsor de la máquina frigorífica de absorción y Le Blanc-Cullen-Leslie la de eyección.

3.2.2 Técnicas y Sistemas de producción de frío

Hablar de producción de frío es tanto como hablar de extracción de calor; existen diversos procedimientos que permiten su obtención, basados en el hecho de que si entre dos cuerpos existe una diferencia de temperaturas, la transmisión de calor de uno a otro se puede efectuar por conducción y radiación.

Procedimientos químicos.-Están basados en el uso de determinadas mezclas y disoluciones que absorben calor del medio que las rodea; se trata de procesos no continuos, de nulo interés y aplicación prácticos, sólo aptos para determinados trabajos de laboratorio.

Procedimientos físicos.-Se puede conseguir un descenso de temperatura mediante procesos físicos, como la expansión de un fluido en expansores y en válvulas de estrangulamiento, fundamento de las actuales máquinas industriales de producción de frío.

Sistemas basados en el cambio de estado de una sustancia.- En estos sistemas interviene el calor latente del cambio de estado y se puede hacer la siguiente subdivisión.

- **Por fusión**, en que la producción de frío, o lo que es lo mismo, la sustracción de calor a la carga a refrigerar, se utiliza para pasar a una sustancia del estado sólido al de líquido; está muy extendida la fusión del hielo, o de mezclas eutécticas, que al cambiar de estado captan calor del entorno.
- **Por sublimación**, en que el paso se efectúa de sólido a gas mediante la adición de calor, siendo el ejemplo más representativo el anhídrido carbónico, para la producción de nieve carbónica.
- **Por vaporización**, en donde se engloban todos los procesos en los que un líquido pasa a fase de vapor al suministrársele una cierta cantidad de calor, pudiéndose distinguir dos casos.

- **Circuito abierto (vaporización directa)**, en donde el fluido capta el calor de la carga a enfriar y una vez ha modificado su estado ya no se vuelve a utilizar; este es el caso de algunos transportes que utilizan nitrógeno como medio de producción de frío.
- **Circuito cerrado**, en que a diferencia del anterior, el fluido se recupera con vistas a ser utilizado en un proceso cíclico.

Como característica general de estos métodos, hay que hacer un aporte de energía al sistema y utilizar fluidos que vaporicen a baja presión.

3.2.3 Clasificación de los Sistemas de Refrigeración

Las máquinas frigoríficas se pueden clasificar, según el sistema utilizado para la recogida de vapores, en la siguiente forma:

Máquinas de adsorción, en las que los vapores son captados mediante un absorbente sólido.

Máquinas de absorción, en las que los vapores que se forman añadiendo calor al sistema, son absorbidos y recuperados mediante un absorbente líquido.

Máquinas de compresión, en las que los vapores son aspirados y comprimidos mediante un compresor y licuados en un condensador; los compresores pueden ser de émbolo o rotativos, con o sin refrigeración intermedia. Los equipos frigoríficos a base de compresores de émbolos y funcionamiento automático, son los que se utilizan casi exclusivamente en los frigoríficos industriales.

Máquinas de eyección, en las que los vapores son arrastradas por el efecto Venturi que genera el paso de otro fluido a gran velocidad.

Sistemas basados en la expansión adiabática de un fluido gaseoso.

En estos sistemas se consigue el enfriamiento del mismo, mediante dos tipos de máquinas:

- a) Para la producción de aire líquido, (efecto Joule-Thomson).
- b) Las máquinas refrigeradoras de aire, en las que el aire comprimido al expansionarse en un expansor (turbina o cilindro de trabajo), se enfría, realizando al mismo tiempo un trabajo, que puede ser aprovechado para la compresión del aire.

3.2.3.1 Refrigeración Solar por Absorción

Estudios realizados con energía solar en una serie de enfriadores de amoníaco-agua, que utilizan colectores de placa plana, sin almacenamiento, determinaron que el rango de temperaturas para el suministro del agua al generador tenía que estar comprendido entre 60°C y 90°C, no especificándose la temperatura del agua del condensador. Las concentraciones del amoníaco en el absorbedor y en el generador están comprendidas entre el 58% y el 39%, con funcionamiento continuo y ritmo variable según el suministro de energía.

El enfriamiento por absorción de forma intermitente constituye una alternativa a los sistemas continuos; los trabajos realizados sobre estos ciclos, se han dirigido principalmente a la refrigeración para la conservación de alimentos más que a los sistemas de climatización.

Este sistema presenta buenas propiedades termodinámicas para ciclos destinados a la fabricación de hielo, según se han desarrollado experiencias de máquinas intermitentes funcionando con (NH₃-H₂O) en las que el aporte energético se realizaba mediante colectores de placa plana, y en las que el absorbedor y el generador estaban separados.

El generador forma parte del colector de placa plana; el fluido que circula por los tubos es una solución del refrigerante-absorbente mediante una combinación de termosifón y de bomba de burbujas.

En las etapas de regeneración y de refrigeración se emplea un tiempo del orden de 5 a 6 horas cada una; los coeficientes globales de rendimiento son del orden de un 6% para una temperatura del generador de unos 99°C sobre la del medio ambiente, y con temperaturas del evaporador por debajo de 0°C.

3.2.3.2 Frigorífico Servel - Electrolux

Fue inventado por los ingenieros suecos Carl Munters y A. von Platen, cuando eran aún estudiantes en el Real Instituto de Tecnología de Estocolmo.

La característica más destacada de este ciclo de refrigeración es el proceso de estrangulamiento, en el cual la sustancia refrigerante pasa de una región de elevada presión, a otra de menor presión, experimentando así un descenso de unos 40°C a 50°C.

Para usos domésticos la caída de presión es de unas 10 atm, diferencia de presión que se mantiene generalmente mediante una bomba o compresor accionado por un motor eléctrico, lo cual implica la existencia de partes móviles con problemas de ruido,

vibraciones, lubricación, etc.; además, para mantener la temperatura constante precisa de un termostato que pone en marcha el motor cuando la temperatura se eleva por encima de un límite fijado, o lo detiene cuando desciende por debajo de otro valor asimismo prefijado.

El sistema Servel-Electrolux introduce una modificación muy interesante, y es que la sustancia refrigerante describe un ciclo sin emplear maquinaria que tenga partes móviles, figura 9, funcionando continuamente; esta sustancia refrigerante es gas amoniaco liberado de una disolución acuosa y transportado de una parte a otra mediante una atmósfera de hidrógeno.

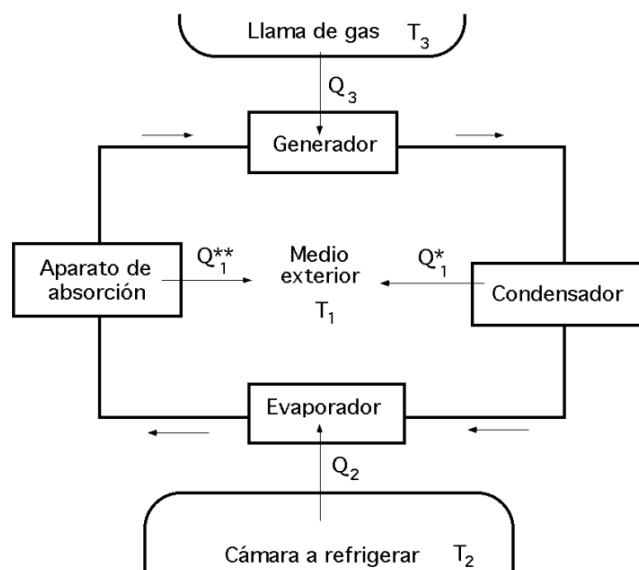


Figura 9. Sistema Servel-Electrolux.

La presión total, suma de las presiones parciales del amoniaco y del hidrógeno es constante en todos los puntos del sistema y por lo tanto no hay necesidad de ningún tipo de válvulas.

Durante un ciclo completo no hay cambio de energía, ni se realiza trabajo externo, por lo que:

$$Q_2 + Q_3 = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

Dado que Q_2 representa el beneficio obtenido y Q_3 lo aportado, la eficiencia es de la forma:

$$\frac{Q_2}{Q_3} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{Q_3} - 1$$

El papel de la válvula viene desempeñado por el hidrógeno que existe en el evaporador a presión suficiente para que el amoníaco disminuya su presión parcial por debajo de la de saturación y pueda evaporarse rápidamente, por ser grande la superficie, pero sin llegar a la ebullición.

Al mezclarse el hidrógeno (gas) y el amoníaco (líquido), como la presión es constante a lo largo del circuito, resulta que la presión parcial del amoníaco disminuye, por lo que se evapora rápidamente. El funcionamiento del frigorífico Servel-Electrolux, Figura 10, se comprende mejor observando que hay tres circuitos completos distintos, los cuales funcionan simultáneamente.

3.2.3.2.1 Circuito del amoníaco

Por el tubo elevador de líquido ascienden gotitas de agua que llevan disuelto amoníaco y están separadas por pequeñas cantidades de vapor de esta última sustancia. Desde el separador de líquido y vapor, el vapor de amoníaco sube hasta el condensador, enfriado con ayuda de aletas, donde licúa.

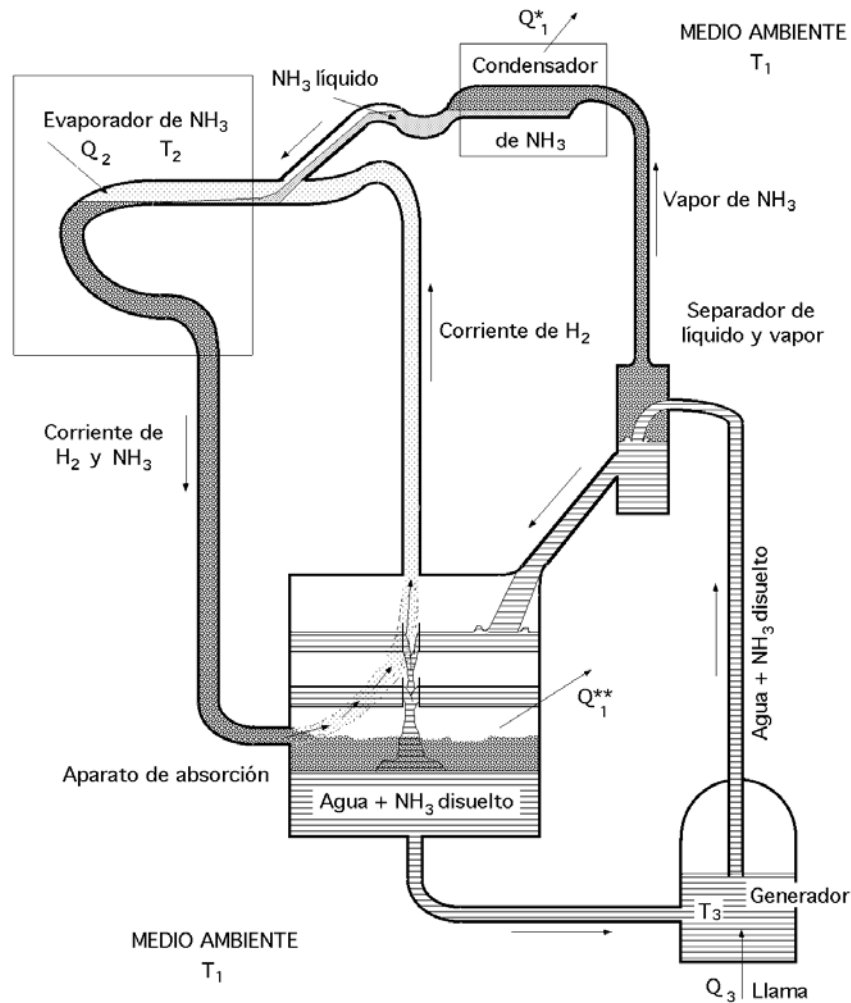


Figura 10. Funcionamiento del frigorífico Servel-Electrolux.

Se encuentra entonces con una corriente de hidrógeno y vaporiza en ella durante su paso por el evaporador, tomando así calor de la cámara a refrigerar. La mezcla de vapor de amoníaco e hidrógeno entra entonces en contacto con agua en el aparato de absorción, disolviéndose el amoníaco en el agua y continuando el hidrógeno su circuito.

El amoníaco disuelto vuelve después al generador.

Circuito del agua.- Desde el separador de líquido y vapor, el agua baja hacia el aparato de absorción, donde disuelve el vapor de amoníaco.

Circuito del hidrógeno.- El hidrógeno, no soluble en agua, abandona el aparato de absorción y penetra en el evaporador, donde facilita la vaporización del amoníaco líquido.

El hidrógeno, mezclado con vapor de amoníaco, vuelve al aparato de absorción, donde se disuelve el amoníaco y queda libre de nuevo el hidrógeno.

3.2.3.2.2 Descripción del Ciclo

El equipo de refrigeración por absorción, mostrado esquemáticamente en la figura 11, será analizado desde el punto de vista termodinámico con el fin de evaluar las características de funcionamiento a diferentes condiciones de operación.³

El gas refrigerante en estado líquido, se evapora en el evaporador, captando una cantidad de calor del interior de la nevera. Este vapor es absorbido posteriormente por la solución que sale del generador, produciéndose así una solución rica en absorbedor. Esta será separada en refrigerante gaseoso y solución pobre, en el conjunto generador – bomba de burbujeo, que es reciclada al absorbedor mientras que el vapor en el condensador pasa a estado líquido y retorna al evaporador.

Con el objeto de mejorar el rendimiento del ciclo, se introducen dos intercambiadores de calor: el de líquidos en los circuitos de solución rica – solución pobre y el de gases, más complejo, en las corrientes entrante y saliente del evaporador cuyo cometido es subenfriar el refrigerante líquido y los gases que ascienden del evaporador.

³ ISAZA R. César A., Integración de un Refrigerador por Absorción domestico a un sistema de energía solar, Instituto de Energía y Termodinámica Universidad Pontificia Bolivariana.

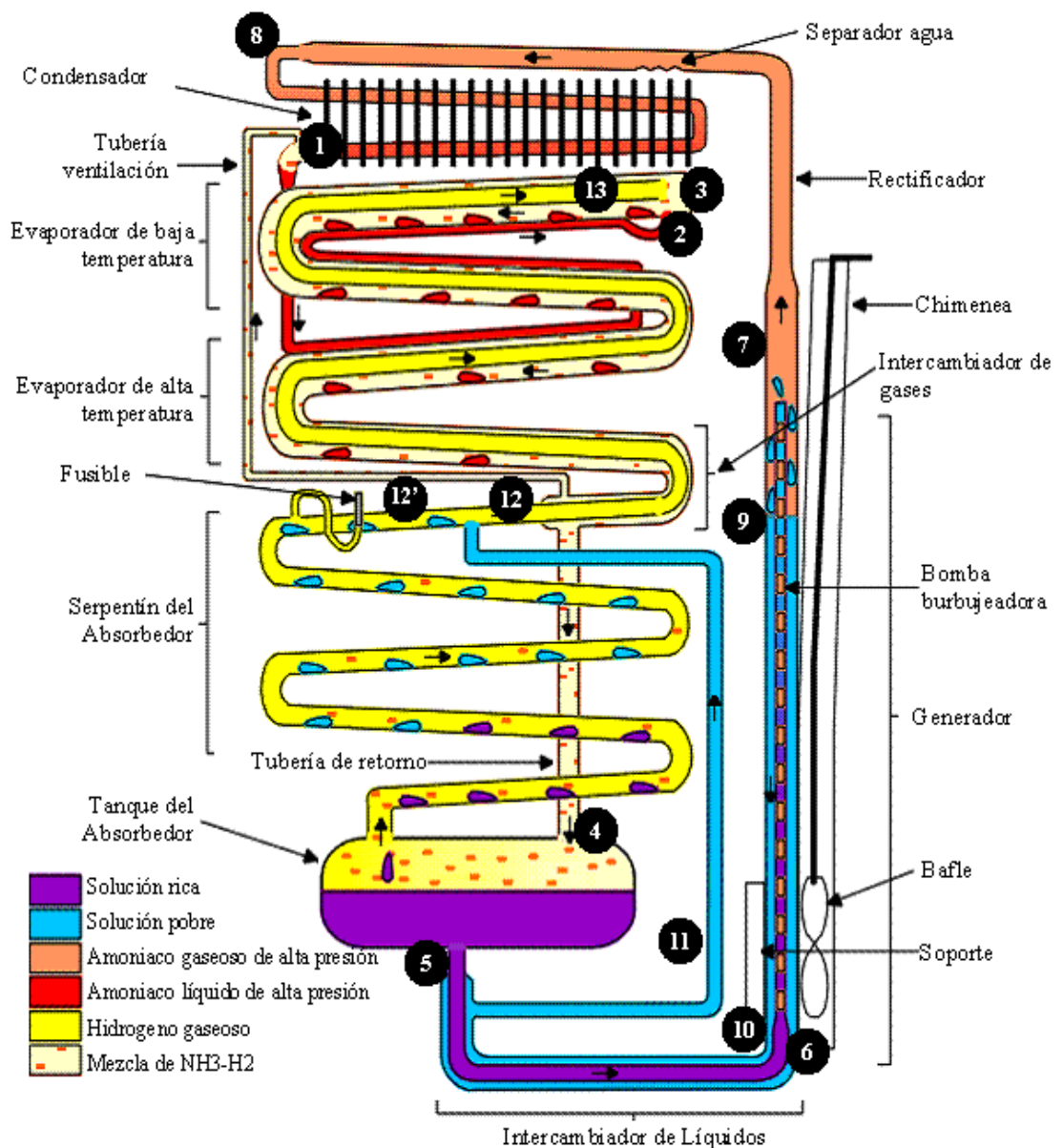


Figura 11. Configuración Esquemática de una Nevera por Absorción – Difusión.

La circulación del gas entre el evaporador y el absorbedor implica la utilización de un gas inerte más ligero que el vapor de refrigerante. Así, el gas rico en refrigerante cae por gravedad hacia el absorbedor, en el cual el refrigerante es absorbido por la solución pobre mientras que el gas pobre, más ligero, retorna al evaporador.

De este modo, la evaporación comienza a una temperatura inicial de evaporación, bajo una presión parcial, que crece a medida que la evaporación del refrigerante va teniendo lugar y se acaba a la temperatura final de evaporación. En el absorbedor, la solución

circula por gravedad, mientras que en el generador es impulsada por una bomba de burbujeo. El generador tiene, por tanto, una doble misión: bombeo de la solución por una parte y producción de vapores de refrigerantes y solución por otra.

El intercambiador de gases es un intercambio de calor regenerativo entre las corrientes que circulan entre el evaporador y el absorbedor. El gas inerte continuamente está circulando entre el evaporador y el absorbedor. Si no existiera este intercambiador, el calor adicional que requiere este gas para abandonar el absorbedor reduciría la capacidad de evaporación en una cantidad inutilizable.

Debido a la transferencia de calor entre las dos corrientes de gas inerte, el efecto indeseado del gas inerte en la capacidad de evaporación es minimizado.

En la figura 12, se presenta un diagrama del ciclo de refrigeración por absorción difusión, donde se muestran las temperaturas típicas de operación, las concentraciones y las presiones parciales en la mayoría de los componentes.

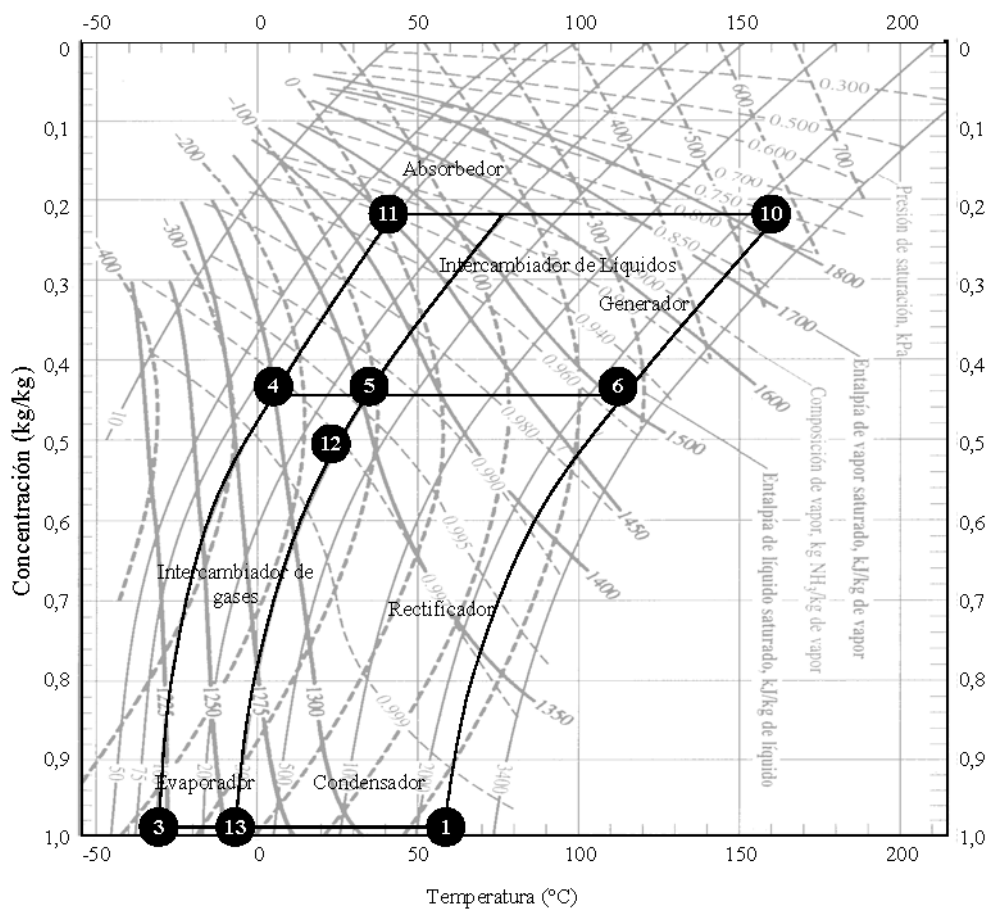


Figura 12. Curvas de equilibrio de un sistema de refrigeración por absorción – difusión.

3.2.3.2.3 Condiciones de Operación

Las condiciones de operación determinan la cantidad de carga de gas inerte que debe ser suministrado al sistema, específicamente las condiciones ambientales, son las que determinan la temperatura mínima de condensación y esta a su vez, la presión total del sistema.

Cuando la nevera arranca a la temperatura circundante, el flujo interno es nulo y el fluido de trabajo se encuentra como una mezcla de dos fases compuesto por el NH₃, H₂O y el H₂.

Inicialmente, la fase de vapor es en su mayoría compuesta por el gas inerte con una pequeña presión parcial de NH₃ y casi nada de H₂O. Cuando se suministra calor directamente a la bomba de burbujeo (generador), algo de líquido se vaporiza y las burbujas comienzan a ascender a través de una tubería de un diámetro muy pequeño y de esta forma el líquido es bombeado hasta la parte superior del absorbedor. Cuando la presión de vapor del líquido en el generador supere la presión total del circuito, una porción del vapor producido en generador se mezclará con el gas inerte. En estas condiciones, el proceso de condensación es controlado por el gas inerte a través de la difusión. Cuando la presión de vapor exceda la presión total del sistema, comenzará a circular refrigerante, el cual desplazará una porción del gas inerte fuera del condensador. En la parte final del proceso de condensación se presenta un balance dinámico del gas inerte difundándose dentro del condensador y al mismo tiempo otra parte de este gas comienza a salir a la misma cantidad.

Cálculos termodinámicos indican que en el condensador es esencialmente solo hay presencia de amoníaco. De tal manera que la temperatura a la cual comienza la condensación es determinada por la carga del gas inerte. Si el sistema es cargado a 25 bares y asumiendo que el proceso de rectificación ha retirado todo rastro de agua, la temperatura del líquido a la salida del condensador deberá corresponder a la temperatura de saturación de NH₃ puro a 25 bares (58 °C).

Esta característica de operación, tiene implicaciones en el funcionamiento del equipo. Si la carga del gas inerte es muy alta, esto hará que la temperatura de condensación sea elevada y la eficiencia se verá reducida. Si la carga de gas inerte es muy baja, el sistema podría no operar en ambientes con temperatura muy elevada. Esto sucedería cuando la

presión de saturación del NH₃, correspondiente a la temperatura ambiente, es mayor que la presión del sistema. En este caso la bomba de burbujeo fallaría y el sistema no operaría.

Esta alta presión permite al equipo operar en un ambiente extremo pero sacrificando el potencial de obtener altos rendimiento a bajas temperaturas ambientales. La concentración de la mezcla líquida Amoniaco – Agua es un importante parámetro para la optimización del rendimiento de la nevera. Una concentración alta de amoniaco en la carga tenderá a entregar un alto COP debido a la baja temperatura de desorción, así como la alta temperatura de enfriamiento como consecuencia de la alta concentración de amoniaco en la solución absorbente fuerte.

3.2.3.2.4 Modelo Teórico del Balance de Energía

Se ha desarrollado un modelo para analizar el flujo de energía en cada uno de los componentes de la nevera de absorción. Este modelo usa datos de entrada experimentales y valúa el volumen de control en cada uno de los componentes realizando los respectivos balances de masa y energía. Las variables de entrada del modelo son la potencia térmica, presión del sistema, temperatura ambiente y las temperaturas de entrada y salida de cada componente del experimento, además, el modelo determina los flujos de transferencia de calor de cada uno de los componentes. En la figura 13 se presentan un diagrama esquemático de la nevera que muestra la convención usada.

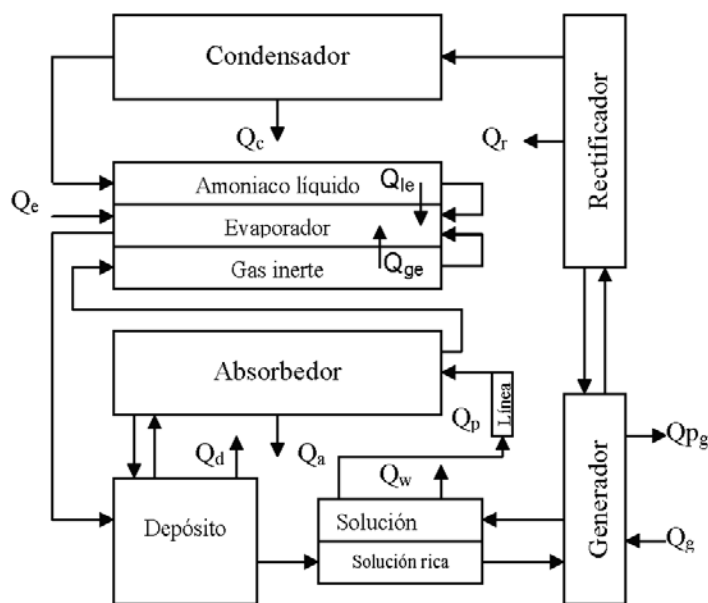


Figura 13. Diagrama bloques del modelo termodinámico.

Se ha planteado la solución de un modelo de gas ideal incompresible. Este modelo usa las ecuaciones de estado correspondientes para determinar las propiedades de una sustancia pura y la Ley de Raoult para mezclas homogéneas de las sustancias estudiadas. Se determinará el rendimiento del ciclo completo en términos del mínimo número de propiedades de las sustancias (tales como el calor específico, masa, temperatura crítica, etc.). Usando este modelo, se ha llevado a cabo una optimización de las propiedades buscando optimizar un fluido hipotético que maximice la eficiencia. Cambiando la configuración física del ciclo se puede además mejorar la eficiencia.

Un análisis de la segunda ley para cada componente del ciclo puede revelar las fuentes de generación de entropía. La generación de entropía degrada la eficiencia global de ciclo y esta puede ser minimizada. La generación de entropía en cada componente ha sido examinada y se han implementados las mejoras apropiadas. Adicionalmente, en la bomba de burbujeo han sido analizadas algunas variables tales como la relación de diámetro, relación de inmersión, el flujo másico y el calor de entrada; implicando además, variaciones en su geometría física con el fin de maximizar su rendimiento.

Para un ciclo de refrigeración por absorción, compuesto por sus cuatro etapas, generación, condensación, evaporación y absorción, se indica como la solución aumenta su presión y temperatura durante la generación (BC); en la condensación se disminuye levemente su presión, mientras que baja su temperatura (CD); la evaporación se da para el amoníaco puro, es por esto que esta etapa se presenta según la gráfica de presión vs temperatura del amoníaco puro (DA); en la absorción se da un aumento en la temperatura sin cambios importantes en la presión (AB), (ver la figura 14).⁴

⁴ GALLO Beatriz, Escuela de Ingeniería Departamento de Ingeniería mecánica 2003, p 24.

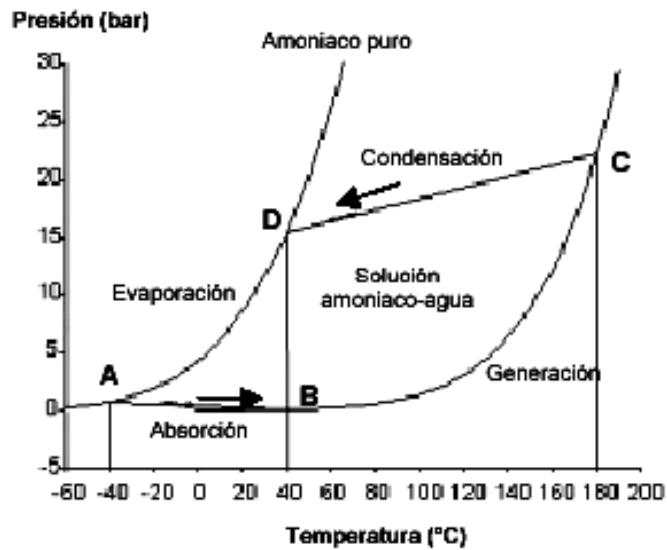


Figura 14. Diagrama de Presión vs temperatura en la refrigeración por absorción. (Rocky Research, 1995).

3.2.4 Fluidos Refrigerantes

3.2.4.1 Propiedades Termo-Físicas de la Mezcla de Trabajo

Los fluidos refrigerantes deben de cumplir ciertas características para que puedan ser utilizados como tales. A continuación se da una lista de las más importantes:

- Bajo punto de ebullición normal. Con esto se evita que el sistema tenga que operar al vacío con la posibilidad de que le entre aire.
- Presión de condensación no excesiva. Para no tener que utilizar instalaciones extrafuertes.
- Temperatura crítica alta. Esto permite que el refrigerante sea condensable en las condiciones de operación del sistema. Se recomiendan Temperaturas críticas arriba de los 100 grados centígrados.
- Calor latente de vaporización alto. Entre más alto sea este valor, menos flujo de refrigerante, se necesita circular por unidad de tiempo para tener la misma capacidad.
- Calor específico del líquido bajo. De alguna manera el líquido tiene que ser enfriado antes de evaporarse. Esto es a expensas de la vaporización del mismo.
- No corrosivo.
- Estable químicamente.
- No inflamable y no explosivo.

- No tóxico. Tanto para pulmones, ojos y en general a la salud.
- Indicador de fugas. Que el refrigerante sea tal que una fuga se pueda detectar fácilmente.
- No afecte a los lubricantes utilizados.
- Transferencia de calor satisfactoria.
- Punto de congelación bajo. Abajo de la temperatura a la cual va a trabajar el evaporador.
- Disponibilidad, bajo costo y fácil de manejar.

No todos los refrigerantes tienen todas las características mencionadas, pero deberá tener las máximas posibles.

3.3 METODOLOGÍA

3.3.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La Ingeniería Térmica trata de los procesos de transferencia de calor y la metodología para calcular la velocidad temporal con que éstos se producen y así poder diseñar los componentes y sistemas en los que son de aplicación. La transferencia de calor abarca una amplia gama de fenómenos físicos que hay que comprender antes de proceder a desarrollar la metodología que conduzca al diseño térmico de los sistemas correspondientes.

3.3.1.1 Concepto de Trabajo en Sistemas Termodinámicos

La termodinámica define el trabajo de la siguiente manera: *Trabajo* es una interacción entre dos sistemas tal que cualquier cambio en cada sistema y su entorno podría haberse producido, exactamente, con el único efecto externo a ese sistema, del cambio en la altura de una masa en un campo gravitatorio.

Es decir, un sistema realiza trabajo sobre su entorno si los efectos de la interacción pueden reducirse exclusivamente al levantamiento o reducción de altura de un peso.

El trabajo es, por definición, una interacción; por tanto, requiere al menos de dos sistemas. En consecuencia, no hay trabajo si sólo se considera un sistema (sistema aislado). No todas las interacciones son en forma de trabajo.

3.3.2 Primer Principio de la Termodinámica

El Primer Principio de la Termodinámica coincide esencialmente con el principio de conservación de energía. Sin embargo, no presupone los conceptos de energía, trabajo y calor, sino solamente el de trabajo; a partir de él, se deducen los conceptos de energía y de calor.

3.3.2.1 Procesos adiabáticos

Un proceso adiabático es aquél en el que sólo hay interacciones entre el sistema y el entorno en forma de trabajo. Hay procesos en que ni siquiera hay interacciones en forma de trabajo (sistema aislado); pero lo que define un proceso adiabático es que, si hay interacciones, sólo pueden ser en forma de trabajo.

Pared adiabática es aquella a través de la cual sólo puede haber interacciones de trabajo. Si las paredes de un sistema son adiabáticas, sólo puede experimentar procesos adiabáticos.

3.3.2.2 El primer principio para procesos adiabáticos

Un determinado cambio de estado en un sistema se puede conseguir con procesos muy distintos, en los que –en principio– el trabajo tendrá distinto valor según sea el camino recorrido en cada proceso. Por ejemplo, en la Figura 15, se puede conseguir el mismo cambio de estado (aumento de la temperatura empírica del baño) tanto con una resistencia eléctrica como con la agitación violenta de un sistema de agitación mecánica.

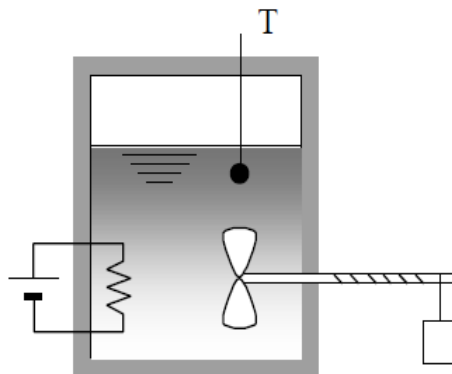


Figura 15. Experimento desarrollado por Joule para enunciar el Primer Principio.

Sin embargo, si el proceso es adiabático, se observa que el trabajo aportado (es decir, el cambio de altura de un peso en el entorno) es siempre el mismo, con independencia de

cómo sea el proceso. Esta observación experimental constituye el Primer Principio de la Termodinámica.

El trabajo de un sistema para cualquier proceso adiabático, entre dos estados dados, depende solamente de los estados inicial y final, y no del camino recorrido.

Luego si en sistemas adiabáticos el trabajo depende sólo del estado inicial y final y no de los detalles del proceso, se puede emplear para definir una propiedad. De este modo, el trabajo adiabático se emplea para definir una propiedad llamada energía. Más formalmente:

La energía, E , es una propiedad cuya variación se mide por el trabajo adiabático entre dos estados dados.

El cambio de energía en un ciclo es cero, como para cualquier propiedad. Existe un convenio de que la energía de un sistema aumenta cuando el trabajo es negativo, es decir, el entorno realiza trabajo sobre el sistema:

$$E_2 - E_1 = \Delta E = -W_{adiab} \quad (\text{Ec.1})$$

Por tanto, puede decirse que un sistema rodeado de paredes adiabáticas es un sistema conservativo.

3.3.2.3 Procesos no adiabáticos

En procesos no adiabáticos la variación de energía, ΔE , no tiene porqué coincidir con la entrada de trabajo ($-W$), y es necesario corregir la (Ec.1) para tener en cuenta otras posibles interacciones que no son trabajo. Estas interacciones se denominan calor, Q . De este modo, el aumento de energía de un sistema en un proceso es igual a la suma de entradas de calor y trabajo al sistema:

$$E_2 - E_1 = Q + (-W) \text{ o bien } \Delta E = Q - W \quad (\text{Ec.2})$$

La (Ec. 2) es el principio de conservación de la energía para un sistema que experimenta interacciones con su entorno.

3.3.2.4 Trabajo, calor y energía

Trabajo, calor y energía tienen las mismas dimensiones y la misma unidad de medida. La unidad básica de energía es el julio (J), que es el trabajo necesario para elevar un

peso de 1 newton una altura de 1 metro. Otras unidades son el kJ, Btu (British thermal unit), kWh (kilovatio-hora).

La energía describe una propiedad cuyo valor es distinto para cada estado. Por otro lado, calor y trabajo son interacciones y no propiedades; por tanto, es imposible asignar un valor al trabajo o calor de un estado. Sólo se pueden medir en un cambio de estado. La notación empleada para describir estas magnitudes refleja estos conceptos.

El cambio elemental de energía entre dos estados adyacentes se denota como dE , que es una diferencial exacta desde el punto de vista matemático. Por tanto, un cambio finito entre dos estados es:

$$DE = \int dE = E - E \quad (\text{Ec.3})$$

Y

$$\int dE = 0 \quad (\text{Ec.4})$$

Es posible integrar la (Ec. 3) incluso aunque no se conozca el proceso exacto entre los estados 1 y 2. Las cantidades diferenciales de trabajo y calor durante un proceso que conecta dos estados adyacentes se denotan como dW y dQ , respectivamente. Los resultados de la integración entre dos estados son:

$$\int_1^2 dQ = Q_{12} \quad (\text{Ec.5})$$

Y

$$\int_1^2 dW = W_{12} \quad (\text{Ec.6})$$

El símbolo d indica una cantidad pequeña que no es una diferencial exacta, sino una forma diferencial. La integración requiere conocer el proceso, y no describe el cambio de ninguna propiedad entre los estados 1 y 2. La diferencia de notación entre las (Ec. 5)-(Ec. 6) y la (Ec. 4) tienen en cuenta este hecho. Aunque tanto calor como trabajo son interacciones que se manifiestan en la frontera de un sistema, ambas difieren entre sí. El trabajo es una interacción que pasa el test de equivalencia de levantamiento de un peso. El calor, no.

Prácticamente todas las aplicaciones ingenieriles de la Primera Ley se reducen a dos categorías: (1) para unas interacciones en la frontera de un sistema dadas o conocidas, ¿cuáles son los cambios correspondientes en las propiedades del sistema?; y (2) para unos cambios dados en las propiedades, ¿qué interacciones pueden ocurrir en la frontera?

En los dos apartados siguientes se desarrolla el significado físico de la energía y el calor.

3.3.2.5 La energía interna

La energía de un sistema se puede dividir en dos términos: unos que dependen de toda la masa del sistema respecto a unas coordenadas externas (es decir, la energía cinética y la energía potencial) y el resto de la energía, llamada energía interna, U.

$$E2 - E1 = (EC2 - EC1) + (EP2 - EP1) + (U2 - U1) [J] \quad (\text{Ec.7})$$

Por unidad de masa,

$$e1 - e2 = (ec2 - ec1) + (ep2 - ep1) + (u2 - u1) \\ = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z2 - z1) + (u2 - u1) \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (\text{Ec.8})$$

El significado físico de la energía interna es la suma de las siguientes contribuciones:

- **Energía cinética** de traslación de las moléculas. Esta es la forma dominante en los gases.
- **Energía cinética** de rotación de las moléculas. Dominante en líquidos.
- **Energía cinética** de vibración de los átomos en la estructura cristalina. Dominante en sólidos.
- **Energía química** de enlace entre átomos, energía de enlace entre núcleo y electrones. Sólo se manifiestan cuando hay reacciones químicas.
- **Otras contribuciones:** energía de enlace entre partículas del núcleo (se manifiesta en reacciones nucleares), energía de enlace entre las partículas subatómicas, etc.

De lo dicho se deduce que no existe un nivel cero absoluto de energía interna.

3.3.2.6 El calor

El calor es una interacción entre dos sistemas que no es en forma de trabajo, y que modifica la energía del sistema. Por experiencia se conoce que la causa de un flujo de calor es una diferencia de temperatura entre dos sistemas.

3.3.2.6.1 Convenio de signos y notación

El criterio de signos es contrario al que hemos establecido para el trabajo: calor comunicado al sistema, positivo.

- $Q > 0$: calor comunicado al sistema desde el entorno.
- $Q < 0$: calor retirado del sistema desde el entorno.

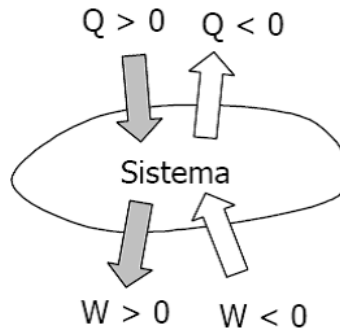


Figura 16. Criterio de signos para el calor y el trabajo.

Lo mismo que el trabajo, el calor es una función de línea, no una función de estado. Su valor depende del camino recorrido.

La velocidad de transferencia de calor es el calor por unidad de tiempo, es:

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{dt}$$
$$\dot{Q} = \int_{t1}^{t2} \dot{Q} dt \quad \left[\frac{J}{s} \equiv W \right]$$

(Ec.9)

El flujo de calor es el calor transmitido por unidad de área, es:

$$\dot{q} = \frac{\delta \dot{Q}}{dA}$$
$$\dot{Q} = \int_{t1} \dot{q} dA \quad [Js^{-1}m^{-2} \equiv Wm^{-2}]$$

(Ec.10)

3.3.3 MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen dos mecanismos básicos de transmisión del calor, que son la conducción y la radiación térmica. Además, se pueden obtener relaciones empíricas para calcular

transferencias de energía que incluyan ciertos modos combinados, tales como la convección.

En todos los casos, lo que se mide es la velocidad instantánea de transferencia de calor; y ésta depende de la diferencia de temperaturas entre los dos sistemas y de las características de la pared (aislante o conductora). En todo caso, a la vista de (Ec. 9), puede decirse que un proceso rápido tenderá a ser adiabático.

3.3.3.1 Transmisión de calor por conducción en régimen estacionario y flujo unidireccional

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos; cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción Q_k , proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , y a la superficie A , a través de la cual se transfiere, Figura 17, es decir:

$$Q_K \cong A \frac{dT}{dx} \quad (\text{Ec.11})$$

En donde T es la temperatura y x la dirección del flujo de calor.

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_K = kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{Ec.12})$$

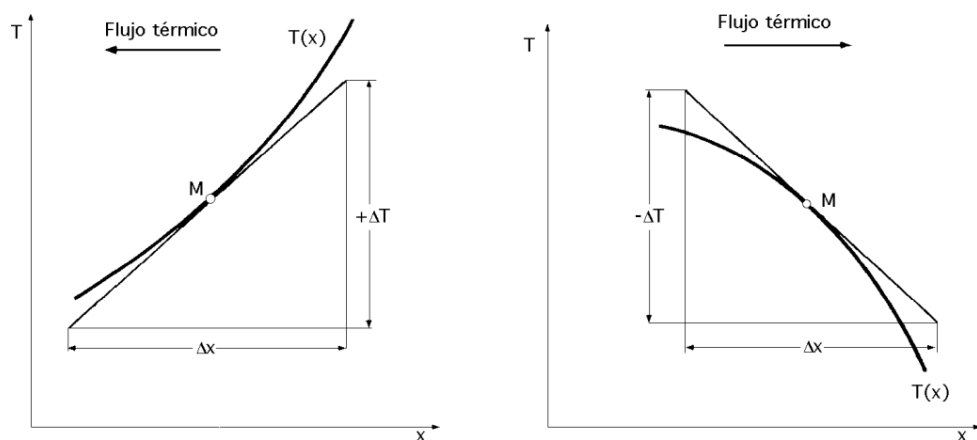


Figura 17. Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción.

En la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2 , la temperatura en grados Kelvin, la distancia x en metros y la transmisión del calor en W , las unidades de k serán $W/m^\circ K$.

El signo (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja. El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de x , por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo.⁵

3.3.3.2 Pared plana

Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana, figura 18. Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies.

Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de la ecuación anterior proporciona:

$$Q_k = -\frac{kA}{L}(T_2 - T_1) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{kA}} \quad (\text{Ec.13})$$

En la que L es el espesor de la pared, T_1 es la temperatura de la superficie de la izquierda $x = 0$, y T_2 es la temperatura de la superficie de la derecha $x = L$.

⁵ FERNÁNDEZ DÍEZ Pedro, Principios básicos de transferencia de calor.

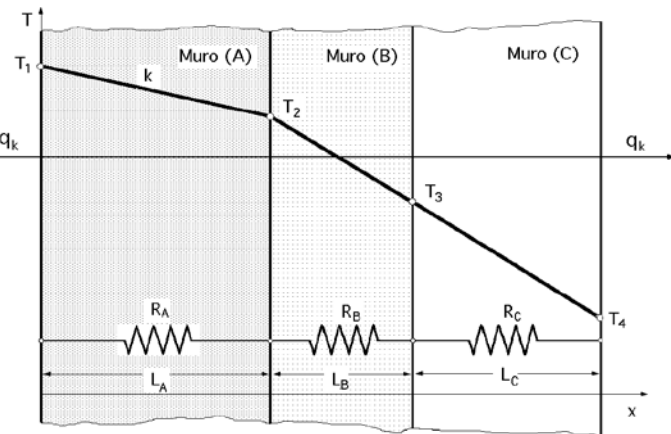
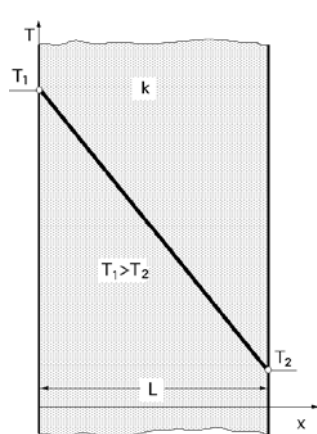


Figura 18. Muro plano.

Figura 19. Pared compuesta.

3.3.3.3 Paredes planas en serie

Si el calor se propaga a través de varias paredes en buen contacto térmico, capas múltiples, el análisis del flujo de calor en estado estacionario a través de todas las secciones tiene que ser el mismo. Sin embargo y tal como se indica en la figura 19 en un sistema de tres capas, los gradientes de temperatura en éstas son distintos. El calor transmitido se puede expresar para cada sección y como es el mismo para todas las secciones, se puede poner:

$$Q_K = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L}{kA}\right)_B} = \frac{T_3 - T_4}{\left(\frac{L}{kA}\right)_C} = \frac{T_1 - T_4}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A + \left(\frac{L}{kA}\right)_B + \left(\frac{L}{kA}\right)_C} \quad (\text{Ec.14})$$

Si se considera un conjunto de n capas en perfecto contacto térmico el flujo de calor es:

$$Q_K = \frac{T_1 - T_{i+1}}{\left(\frac{L}{kA}\right)_i} = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{L}{kA}\right)_i} \quad (\text{Ec.15})$$

En la que T_1 y T_{n+1} son la temperatura superficial de la capa 1 y la temperatura superficial de la capa n , respectivamente.

3.3.3.4 Analogía eléctrica de la conducción

La analogía entre el flujo de calor y la electricidad, permite ampliar el problema de la transmisión del calor por conducción a sistemas más complejos, utilizando conceptos

desarrollados en la teoría de circuitos eléctricos. Si la transmisión de calor se considera análoga al flujo de electricidad, la expresión (L/kA) equivale a una resistencia y la diferencia de temperaturas a una diferencia de potencial, por lo que la ecuación anterior se puede escribir en forma semejante a la ley de Ohm:

$$Q_k = \frac{\Delta T}{R_k}, \text{ siendo:}$$

$$\text{Potencia térmica, } \Delta T = T_1 - T_2$$

$$\text{Resistencia térmica, } R_k = \frac{L}{kA}$$

(Ec.16)

La inversa de la resistencia térmica es la conductividad térmica (k/L) W/m^2K , o conductancia térmica unitaria del flujo de calor por conducción.

3.3.3.5 Paredes en paralelo

Las ecuaciones anteriores se pueden utilizar en la resolución de problemas más complejos, en los que la conducción tiene lugar en paredes dispuestas en paralelo. La Figura 20, muestra un bloque formado por dos materiales de áreas A_1 y A_2 en paralelo; para su resolución hay que tener en cuenta que para una determinada diferencia de temperaturas a través del bloque, cada capa del conjunto se puede analizar por separado, teniendo presentes las condiciones impuestas para el flujo unidimensional a través de cada una de las dos secciones.

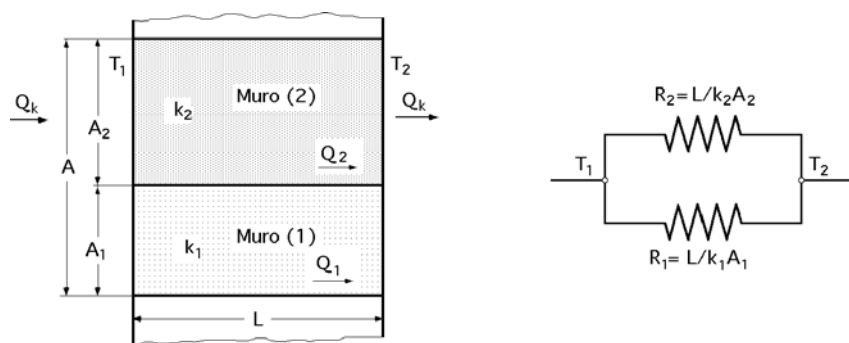


Figura 20. Transmisión de calor a través de una pared con dos secciones en paralelo.

Si la diferencia de temperaturas entre los materiales en contacto es pequeña, el flujo de calor paralelo a las capas dominará sobre cualquier otro flujo normal a éstas, por lo que el problema se puede tratar como unidireccional sin pérdida importante de exactitud.

$$Q_k = Q_1 + Q_2 = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{L}{kA}\right)_1} + \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{L}{kA}\right)_2} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (\text{Ec.17})$$

En la que el área total de transmisión del calor es la suma de las dos áreas individuales y la inversa de la resistencia total es igual a la suma de las inversas de todas las resistencias individuales.

Una aplicación más compleja del enfoque del circuito térmico sería la indicada en la figura 21, en la que el calor se transfiere a través de una estructura formada por una resistencia térmica en serie, otra en paralelo y una tercera en serie; para este sistema, el flujo térmico por unidad de superficie es:

$$Q_k = \frac{\Delta T_{global}}{\sum_{i=1}^n R_i} = \frac{\Delta T_{global}}{R_A + R_2 + R_D} = \left| \frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_C}; R_2 = \frac{R_B R_C}{R_B + R_C} \right|$$

$$= \frac{\Delta T_{global}}{R_A + \frac{R_B R_C}{R_B + R_C} + R_D} \quad (\text{Ec.18})$$

En la que **n** es el número de capas en serie, **R_i** es la resistencia térmica de la capa **i**, y ΔT global es la diferencia de temperaturas entre las dos superficies exteriores.

El análisis del circuito precedente supone flujo unidimensional. Si las resistencias RB y RC son muy diferentes, los efectos bidimensionales pueden ser importantes.

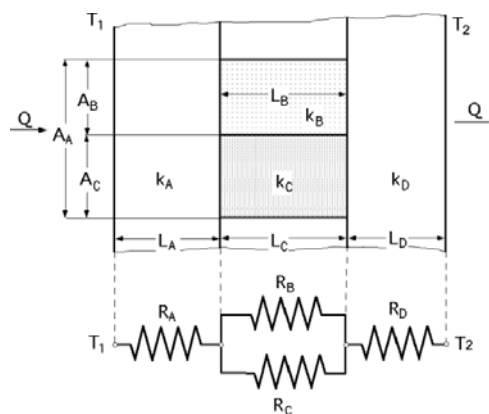


Figura 21. Circuito térmico en serie-paralelo-serie.

3.3.3.6 Resistencia de Contacto

Cuando superficies a distintas temperaturas se ponen en contacto, aparece una resistencia térmica en la interfase de los sólidos, que se conoce como **resistencia de**

contacto, y que se desarrolla cuando los dos materiales no ajustan exactamente, por lo que entre ambos puede quedar atrapada una delgada capa de fluido. Una vista ampliada del contacto entre las dos superficies mostraría que los sólidos se tocan sólo en picos superficiales, mientras que los huecos estarían ocupados por un fluido, o el vacío.

La resistencia de la interfase depende de:

-*La rugosidad superficial.*

-*La presión que mantiene en contacto las dos superficies.*

-*Del fluido de la interfase.*

-*De su temperatura.*

Cuando las dos superficies están en contacto térmico perfecto, la diferencia de temperaturas a través de la interfase es nula, por lo que su resistencia térmica es cero; un contacto térmico imperfecto tiene lugar cuando existe una diferencia de temperaturas en la interfase.

La resistencia por contacto depende de la presión con que se mantiene el contacto, y muestra un descenso notable cuando se alcanza el límite elástico de alguno de los materiales.

3.3.3.7 Conductividad térmica

La conductividad térmica k es una propiedad de los materiales que, excepto en el caso de los gases a bajas temperaturas, no es posible predecir analíticamente; la información disponible está basada en medidas experimentales. En general, la conductividad térmica de un material varía con la temperatura, pero en muchas situaciones prácticas se puede considerar con un valor medio constante, si el sistema tiene una temperatura media, lo que proporciona resultados bastante satisfactorios.

En los **materiales conductores** el mecanismo de la transmisión de calor por conducción está asociado a las vibraciones de la **estructura reticular** y al movimiento de los electrones libres, (metales y aleaciones), al igual que en los conductores eléctricos, por lo que materiales buenos conductores de la electricidad son también, en general, buenos conductores del calor, (cobre, plata, aluminio, etc.).

Los *aislantes térmicos* (vidrio, plásticos, etc.) que requieren de una *estructura porosa* y un gas atrapado en la misma, son también buenos aislantes eléctricos; en estos materiales, la transferencia de calor puede tener lugar de diversas formas:

- a) Conducción a través de la estructura sólida porosa o fibrosa.
- b) Conducción y/o convección a través del aire atrapado en los espacios vacíos.
- c) Radiación entre porciones de la estructura sólida, lo cual es especialmente importante a temperaturas elevadas o en recintos vacíos.

3.3.3.8 Transmisión de Calor por Convección

Cuando un fluido a TF se pone en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta T_pF , el proceso de intercambio de energía térmica se denomina *convección*.

Existen dos tipos de convección:

- Convección libre o natural.
- Convección forzada.

3.3.3.8.1 Convección Natural

La fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a unas fuerzas ascensionales; el fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior; ejemplos típicos son la transmisión de calor al exterior desde la pared o el tejado de una casa en un día soleado sin viento, la convección en un tanque que contiene un líquido en reposo en el que se encuentra sumergida una bobina de calefacción, el calor transferido desde la superficie de un colector solar en un día en calma, etc.

3.3.3.8.2 Convección Forzada

Tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido con una velocidad u_F sobre una superficie que se encuentra a una temperatura T_pF , mayor o menor que la del fluido TF. Como la velocidad del fluido en la convección forzada u_F es mayor que en la convección natural, se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura. Independientemente de que la convección sea natural o forzada, la cantidad de calor transmitida Q_c , se puede escribir (ley de Newton).

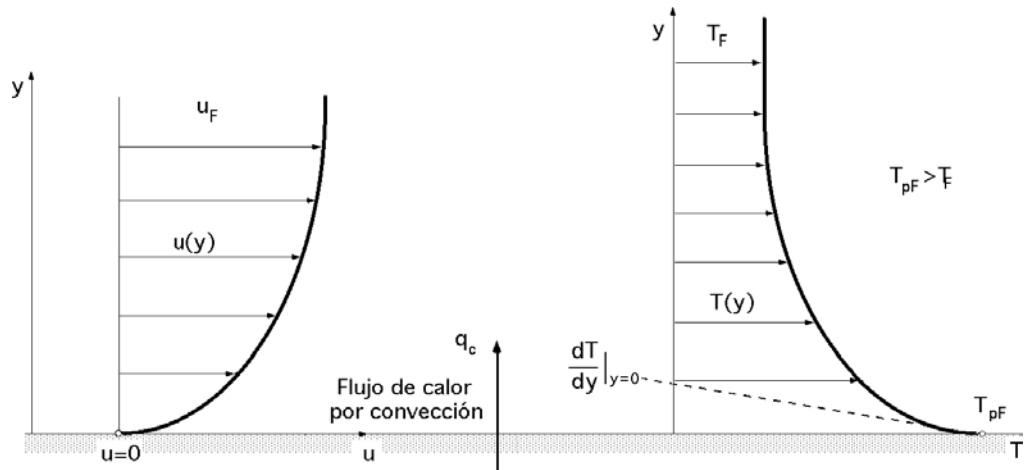


Figura 22. Distribución de la temperatura y la velocidad sobre una placa plana en convección forzada.

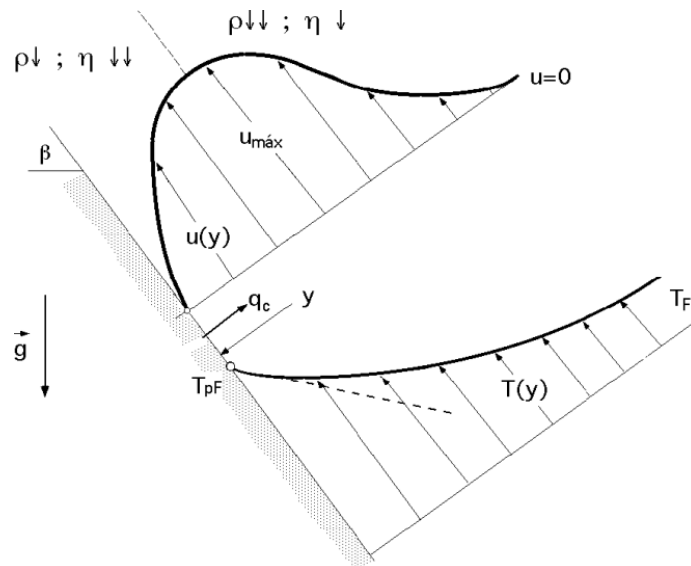


Figura 23. Distribución de la temperatura y la velocidad.

La ecuación anterior sirve como definición del coeficiente convección natural sobre una placa plana inclinada que determinar analítica o experimentalmente.

$$Q_c = h_{cF} A (T_{pF} - T_F)$$

(Ec.19)

En la que:

- h_{cF} es la conductancia convectiva térmica unitaria o coeficiente de transmisión del calor por convección en la interface líquido-sólido, en $W/m^2\text{°K}$.

- A es el área superficial en contacto con el fluido, en m².
- T_{pF} es la temperatura de la superficie.
- T_F es la temperatura del fluido no perturbado.

En la Tabla 3.1, se relacionan algunos valores aproximados de los coeficientes de transmisión de calor por convección, incluyendo la vaporización (ebullición) y la condensación, consideradas usualmente como una parte del área de la convección.

La relación entre el calor transmitido a un fluido por convección y el flujo del fluido, se puede obtener a partir de la Figura 22, que muestra una placa plana caliente que se enfría mediante una corriente de aire que fluye sobre aquella, (convección forzada), y las distribuciones de la velocidad y temperatura.

Tipo de convección y fluido	h_c (W/m ² °K)
Convección natural, aire	5-25
Convección natural, agua	20-100
Convección forzada, aire	10-200
Convección forzada agua	50-10.000
Agua en ebullición	3.000-100.000
Vapor de agua en condensación	5.000-100.000

Tabla 3.1 Valores aproximados de coeficientes de transmisión de calor por convección.

Se observa que la velocidad $u = u(y)$ decrece en la dirección y hacia la superficie como resultado de la fuerza de rozamiento (viscosidad). Como la velocidad de la capa de fluido adyacente a la pared es $u = 0$, la transmisión de calor por unidad de área entre la superficie y esta capa de fluido se puede considerar debida exclusivamente a la conducción:

$$\frac{Q_c}{A} = -k_F \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = h_c (T_{pF} - T_F) \quad (\text{Ec.20})$$

Este punto de vista sugiere que el proceso pudiera ser eminentemente conductivo, pero como el gradiente de temperaturas en la superficie viene determinado por la velocidad con que el fluido situado lejos de la pared puede transportar la energía a la corriente principal, (el gradiente de temperaturas sobre la pared depende del campo de

velocidades del fluido), resulta que a mayor velocidad se produce un mayor gradiente de temperaturas y una transferencia de calor superior, por lo que el proceso es prácticamente convectivo, sin despreciar la conductividad térmica que tiene igualmente un papel importante.

La situación es muy similar en la convección natural, Figura 23; la diferencia principal consiste en que en la convección forzada la velocidad lejos de la superficie se aproxima al valor de la corriente libre impuesta por una fuerza externa, mientras que en la convección natural la velocidad depende de las propiedades del fluido, que se indican a continuación:

- ***En los gases, un aumento de la temperatura implica que la densidad disminuya y la viscosidad aumente.***
- ***En los líquidos, un aumento de la temperatura implica que la densidad y la viscosidad disminuyan.***

La distribución de temperaturas en la convección natural y en la forzada tiene una forma similar; en ambos casos, el mecanismo de la transmisión del calor en la interfase (fluido/sólido) corresponde a la conducción.

El coeficiente de transmisión de calor por convección forzada depende, en general, de la densidad, de la viscosidad y de la velocidad del fluido, así como de sus propiedades térmicas (conductividad térmica y calor específico), es decir:

$$hcF = f(\rho, \eta, uF, k, cp) \quad (\text{Ec.21})$$

En la convección forzada la velocidad viene impuesta al sistema por una bomba, ventilador, etc., y se puede medir directamente, $uF = Q/\Omega$

En la convección natural, la velocidad es de la forma: $uF = f(\Delta T, \beta, g)$, es decir, depende de:

- La diferencia de temperaturas ΔT entre la superficie y el fluido.

- Del coeficiente de dilatación térmica del fluido β que determina el cambio de densidad por unidad de diferencia de temperatura.
- Del campo de fuerzas exteriores que, en general, es la gravedad.
- El número a dimensional que caracteriza la convección natural es el número de Grashoff, que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad.
- El número a dimensional que caracteriza la convección forzada es el número de Reynolds, que es el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad.
- El número a dimensional que define al fluido es el n° de Prandtl, clasificándoles, en primera aproximación, en cuatro grandes grupos:

Gases: $Pr \approx 1$

Líquidos (agua, aceites calientes, etc.): $Pr > 1$

Aceites a bajas temperaturas: $Pr > 1000$

Metales líquidos: $Pr \ll 1$

La transmisión de calor por convección se puede tratar también dentro de la estructura de una red de resistencias térmicas, en la forma:

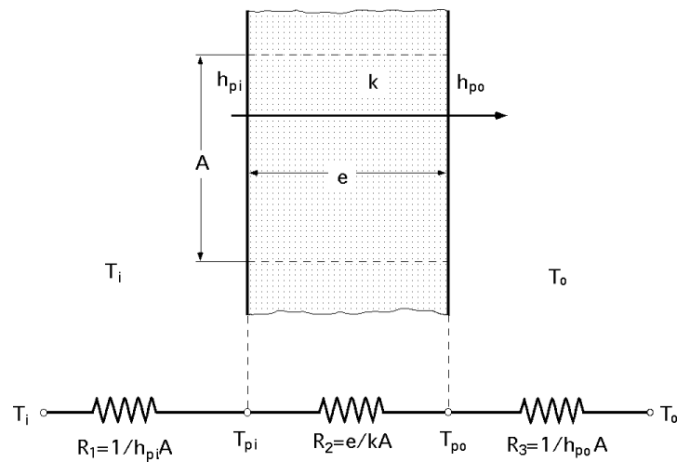


Figura 24. Analogía eléctrica correspondiente a la transmisión de calor a través de una pared plana con convección en sus dos caras.

$$R_c = \frac{1}{h_c A}$$

(Ec.22)

Y esta resistencia, en una interface superficie-fluido, se puede incorporar fácilmente a una red térmica en la que participen otras formas de transmisión de calor. El calor transmitido en el ejemplo de la Figura 24, entre dos fluidos separados por una pared plana viene dado por:

$$Q = \frac{T_i - T_0}{\sum_{i=1}^{i=3} R_1} = \frac{T_i - T_0}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_i - T_0}{\frac{1}{h_{ci}A} + \frac{e}{kA} + \frac{1}{h_{c0}A}}$$

(Ec.23)

3.3.3.9 Transmisión de Calor por Radiación

Mientras que la conducción y la convección térmicas tienen lugar sólo a través de un medio material, la radiación térmica puede transportar el calor a través de un fluido o del vacío, en forma de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz. Existen muchos fenómenos diferentes de radiación electromagnética pero en Ingeniería Térmica sólo consideraremos la radiación térmica, es decir, aquella que transporta energía en forma de calor.

La energía que abandona una superficie en forma de calor radiante depende de la temperatura absoluta a que se encuentre y de la naturaleza de la superficie.

Un radiador perfecto o cuerpo negro emite una cantidad de energía radiante de su superficie Q_r , dada por la ecuación:

$$Q_r = \sigma A T^4 = AE_b$$

(Ec.24)

En la que E_b es el poder emisor del radiador, viniendo expresado el calor radiante Q_r en W, la temperatura T de la superficie en °K, y la constante dimensional σ de Stefan-Boltzman en unidades SI, en la forma:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^8 \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

La ecuación anterior dice que toda superficie negra irradia calor proporcionalmente a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Aunque la emisión es independiente de las condiciones de los alrededores, la evaluación de una transferencia neta de energía radiante requiere una diferencia en la temperatura superficial de dos o más cuerpos entre los cuales tiene lugar el intercambio. Si un cuerpo negro a T_1 (°K) irradia calor a un

recinto que le rodea completamente y cuya superficie es también negra a T2 (°K), es decir, absorbe toda la energía radiante que incide sobre él, la transferencia de energía radiante viene dada por:

$$Q_r = \sigma A_1(T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{Ec.25})$$

Si los dos cuerpos negros tienen entre sí una determinada relación geométrica, que se determina mediante un factor de forma F, el calor radiante transferido entre ellos es:

$$Q_r = Q_{1 \leftrightarrow 2} = \sigma A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{Ec.26})$$

Los cuerpos reales no cumplen las especificaciones de un radiador ideal, sino que emiten radiación con un ritmo inferior al de los cuerpos negros. Si a una temperatura igual a la de un cuerpo negro emiten una fracción constante de la energía que emitirían considerados como cuerpo negro para cada longitud de onda, se llaman cuerpos grises.

Un **cuerpo gris** emite radiación según la expresión:

$$Q_r = \varepsilon A E_b = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (\text{Ec.27})$$

3.3.3.10 Balance de Energía en Sistemas Cerrados

Se dispone de una expresión del balance de energía en sistemas cerrados en movimiento:

$$\begin{aligned} \Delta EC + \Delta EP + \Delta U &= Q - W [J] \\ m \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) + (U_2 - U_1) &= Q_{12} - W_{12} \end{aligned} \quad (\text{Ec.28})$$

O por unidad de masa del sistema,

$$\begin{aligned} \Delta ec + \Delta ep + \Delta u &= q - w [J/kg] \quad (\text{Ec.29}) \\ \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + (u_2 - u_1) &= q_{12} - w_{12} \end{aligned} \quad (\text{Ec.30})$$

Donde 1 y 2 son el estado inicial y el final; c y z son la velocidad y la altura del centro de masas del sistema.

Estas ecuaciones expresan la idea de balance contable de la energía:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Cambio en la} \\ \text{cantidad de} \\ \text{energía contenida} \\ \text{dentro del sistema} \\ \text{durante un cierto} \\ \text{intervalo de} \\ \text{tiempo} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cantidad } \textit{neta} \text{ de} \\ \text{energía transferida } \textit{al} \\ \text{sistema a través de su} \\ \text{frontera por} \\ \text{transferencia de} \\ \textit{calor} \text{ durante dicho} \\ \text{intervalo de tiempo} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Cantidad } \textit{neta} \text{ de} \\ \text{energía transferida} \\ \textit{fuera} \text{ del sistema a} \\ \text{través de su frontera} \\ \text{por } \textit{trabajo} \text{ durante} \\ \text{dicho intervalo de} \\ \text{tiempo} \end{array} \right)$$

Obsérvese el criterio de signos.

Las cantidades de calor y trabajo son cantidades netas, es decir, suma de todas las entradas y salidas de Q y W, aunque sean de signo contrario. Es importante definir claramente la elección de la superficie de control para hacer el balance de energía.

3.3.3.11 Máquinas Térmicas

Máquinas térmicas son sistemas compuestos, formados por los subsistemas siguientes:

- 1) Máquina: un sistema cerrado a través del cual un fluido describe un proceso cíclico cuasi-estático.
- 2) Focos: sistemas cerrados de temperatura constante, que no se altera por una extracción o aportación continuada de calor. Esto puede lograrse debido a:
 - Su gran capacidad calorífica, que haga despreciable su variación de temperatura, a pesar del tráfico de calor (ej.: el mar, el ambiente).
 - Que sea una sustancia pura realizando un cambio de fase isobaro (ej.: agua o un fluido frigorífico en ebullición, mientras no se evapore o condense completamente).
 - Que en su seno se desarrolle una reacción química o nuclear en equilibrio estacionario, en la que la energía liberada en la reacción se iguale a la liberación de calor (ej.: sol, hogar de combustión).

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBOS E INTERCAMBIADORES DE CALOR

3.4.1.1 Correlaciones Analíticas para la Convección Natural en Placa Plana Vertical

Uno de los problemas más simples y comunes de convección natural acontece cuando una superficie vertical se somete a un enfriamiento o a un calentamiento mediante un fluido.

Por comodidad supondremos que las capas límite térmica e hidrodinámica coinciden $Pr = 1$; en principio, la capa límite es laminar, pero a una cierta distancia del borde, y dependiendo de las propiedades del fluido y del gradiente térmico, puede suceder la transición a régimen turbulento, lo cual sucede cuando $(Gr Pr) > 109$.

3.4.1.1.1 El Número de Grashoff

Es de la forma:

$$Gr = \frac{g \times \beta (\Delta T) D^3}{\nu^2} \quad (\text{Ec. 31})$$

Para un *gas ideal*:

$$\beta = T^{-2} \quad (\text{Ec. 32})$$

3.4.1.1.2 Velocidad media

Para encontrar la Velocidad media del flujo interno utilizamos la siguiente ecuación:

$$\mu = m / Ar \times \rho \quad (\text{Ec. 33})$$

3.4.1.1.3 Número de Nusselt

Es el coeficiente básico de la transferencia de calor por convección. Una expresión general que las engloba, válida tanto para régimen laminar como turbulento es:

$$\sqrt{Nu} = 0,825 + \frac{0,387 \times RaL^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \quad (\text{Ec. 34})$$

3.4.1.1.4 Número de Rayleigh

Se utiliza en problemas de convección libre.

$$Ra = Gr \times Pr \quad (\text{Ec. 35})$$

3.4.1.1.5 Número de Reynolds

El número adimensional que caracteriza la convección forzada es el número de Reynolds, que es el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad, de la forma:

$$Re = \frac{\mu_F \times L}{\nu} \quad (\text{Ec. 36})$$

Ante la duda de qué tipo de fenómeno prevalece, un criterio normalmente aplicado es que predomina la convección natural cuando se cumpla que:

$$Gr / Re^2 > 1 \quad (\text{Ec. 37})$$

3.4.1.1.6 Números de Nusselt y factores de fricción

(Tabla 4), para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal.

$$hi = Nui \times ki / Di \quad (\text{Ec. 38})$$

3.4.1.1.7 Resistencia Térmica

$$Rt = \Delta T / Qr \quad (\text{Ec. 39})$$

3.4.1.2 Cálculo de Número de Aletas

Las aletas son otro medio para aumentar la superficie de intercambio de calor, (Anexo Tabla 5). Estas pueden ser transversales o longitudinales, según que el plano de las aletas sea normal al eje central del tubo o pase por el mismo.

3.4.1.2.1 Dimensiones de la Aleta

Diferencia de temperatura en la base de la aleta.

$$\theta_b = T_b - T_\alpha \quad (\text{Ec. 40})$$

Eficiencia de la aleta anular, de acuerdo a las funciones de Bessel, (Tabla 5).

$$m = (2h / kt)^{1/2} \quad (\text{Ec. 41})$$

$$r_{2c} = r_2 + (t / 2) \quad (\text{Ec. 42})$$

$$mr_1 = ma \times r_1 \quad (\text{Ec. 43})$$

$$mr_{2c} = ma \times r_{2c} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) - K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (\text{Ec. 46})$$

Superficie de las aletas.

$$A_f = 2\pi (r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (\text{Ec. 47})$$

Superficie de la base expuesta.

$$A_b = (Lc - N \times t) \times \pi \times De \quad (\text{Ec. 48})$$

Superficie total.

$$A_t = NA_f + A_b \quad (\text{Ec. 49})$$

El rendimiento también se puede expresar en función del rendimiento de una sola aleta.

$$\eta_o = 1 - (NA_f/A_t) (1 - \eta_f) \quad (\text{Ec. 50})$$

Calor real transferido por la base expuesta de la aleta.

$$q_b = h_e \times A_b \times \theta_b$$

(Ec. 51)

Calor real transferido por una aleta.

$$qf = \eta f \times \theta b \times Af \times he$$

(Ec. 52)

Transferencia total de calor.⁶

$$qt = Nqf + qb$$

(Ec. 53)

3.4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Usualmente los pasos a seguir para el diseño de intercambiadores de calor son los siguientes:

- Se establecen las condiciones de proceso tales como: composición del fluido, caudal, temperaturas y presiones).
- Las propiedades de los fluidos en un rango determinado deberán ser determinadas.
- Estimación preliminar del área del intercambiador, verificando la pérdida de carga en el mismo y la cantidad de calor intercambiado.

La ecuación básica de diseño de intercambiadores de calores:

$$Q = A \times U \times \Delta T$$

(Ec. 54)

Donde:

Q = es la cantidad de calor diferencial para el dA.

A = es el área de intercambio.

ΔT = diferencia de temperatura entre las dos corrientes responsable de la transferencia de calor.

U = es el coeficiente global de transferencia de calor.

⁶ RAMOS GONZÁLES Juan Carlos, Universidad de Navarra Nafarroako Unibertsitatea, Fórmulas, Tablas y Figuras de Transferencia de Calor, Febrero de 2005.

3.4.2.1 Análisis Térmico de un Intercambiador de Calor

El objetivo de un análisis térmico de un intercambiador de calor es el de ser capaces de expresar la cantidad total de calor transferido, q , del fluido caliente al fluido frío, en términos del coeficiente global de transferencia de calor. El área de transferencia de calor A , y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Un balance de energía da como resultado:

[Energía perdida por el flujo caliente]= [Energía ganada por el flujo frío]

$$m_h c_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = m_c c_c (T_{c,i} - T_{c,o})$$

(Ec. 55)

Donde:

m_h : Flujo másico del fluido caliente.

c_h : Calor específico del fluido caliente.

$T_{h,i}$: Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{h,o}$: Temperatura de salida del fluido caliente.

m_c : Flujo másico del fluido frío.

c_c : Calor específico del fluido frío.

$T_{c,i}$: Temperatura de entrada del fluido frío.

$T_{c,o}$: Temperatura de salida del fluido frío.

3.4.2.2 Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El coeficiente global de transferencia de calor tiene en cuenta el fenómeno de transferencia por convección y conducción figura 25. El efecto de convección se presenta cuando existe una transferencia de calor por el contacto de un fluido con un sólido. La conducción se presenta cuando el calor es transmitido entre cuerpos sólidos en contacto.

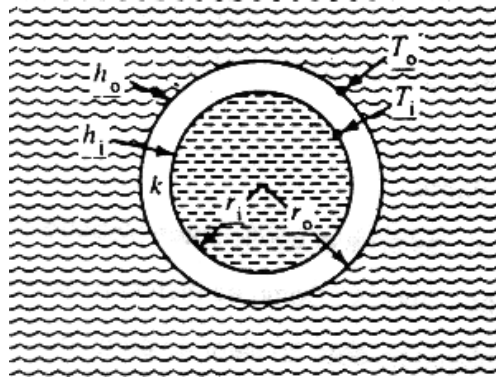


Figura 25. Coeficiente global de transferencia de calor para un tubo.

Este resulta de calcularse como:

$U = \text{efecto.de.la.convección} + \text{efecto.de.la.conducción} + \text{efecto.de.la.convección.}$

$$\frac{1}{U_0 A_0} = \frac{1}{U_t A_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_0 A_0} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_t A_t}}$$

(Ec. 56)

En los métodos numéricos de cálculo de intercambiadores de calor se considera de que U cambia a lo largo del intercambiador cuando varían las propiedades del fluido.

Esto se debe a que:

$$h_o = f(\mu, \rho, Re, \Delta T, Cp) \text{ Coeficiente de Transm. de calor } \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{hs}^\circ\text{C}} \right]$$

$$k = \text{es la conductividad térmica del material } \left[\frac{\text{kcal}}{\text{mhs}^\circ\text{C}} \right]$$

Por lo tanto debemos tener presente que lo que tenemos calculado es una aproximación del valor real.

3.4.2.3 Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

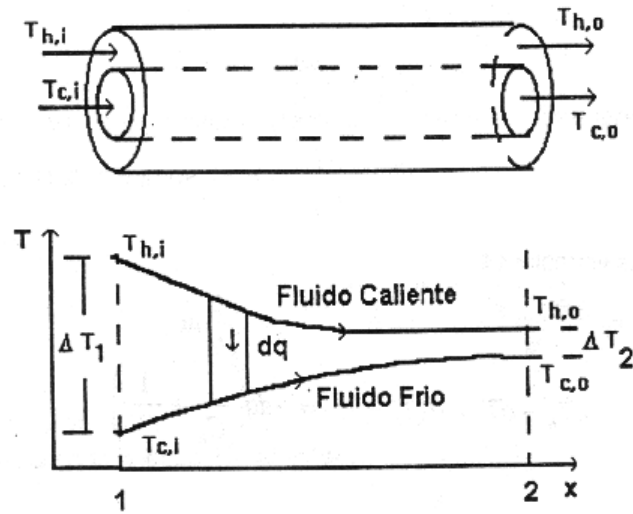


Figura 26. Intercambiador de calor de doble tubo, el cual opera en flujo paralelo.

Otro efecto a tener presente en estos equipos es el cálculo del ΔT , el cual resulta de considerar las ecuaciones diferenciales de transferencia de calor en un equipo figura 26, de la cual resulta la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (\text{Ec. 57})$$

Esta expresión resulta debido a que la diferencia de temperatura varía punto a punto en un equipo.

3.4.2.4 Correlaciones para la Convección Natural en Tubos

En convección natural para el caso particular del aire y gases, para tubos horizontales y verticales calientes, se puede aplicar la formulación:

$$\text{Flujo laminar} = h_c = 1.18 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{d}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right] \Delta T \text{ en } ^\circ C, \text{ y } d \text{ en metros.}$$

$$\text{Flujo turbulento} = h_c = 1.65 \sqrt[3]{\Delta T} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

(Ec. 58)

Las áreas de las superficies interior y exterior de intercambio térmico son:

$$A_i = 2\pi r_i L \quad A_e = 2\pi r_e L \quad (\text{Ec. 59})$$

3.4.3 CÁLCULOS SOLARES

3.4.3.1 Las Coordenadas Celestes Horizontales

Las coordenadas celestes horizontales de un astro vienen dadas, en función de sus coordenadas celestes horarias y de la latitud del observador, ϕ por las siguientes relaciones trigonométricas, obtenidas de las relaciones de Bessel del triángulo esférico formado por el polo (Norte en el hemisferio Norte y Sur en el hemisferio Sur), el Cenit y el astro (Figura 27).

Los ángulos cenital γ , acimutal ψ de la radiación solar directa, que definen la posición del Sol, son:

$$\sin \gamma = \sin \delta \sin \phi + \cos \omega \cos \phi \cos \delta = \cos \theta_z \quad (\text{Ec.60})$$

Y

$$\cos \psi = \frac{-\sin \delta \sin \phi + \cos \omega \cos \phi \cos \delta}{\cos \gamma} \quad (\text{Ec.61})$$

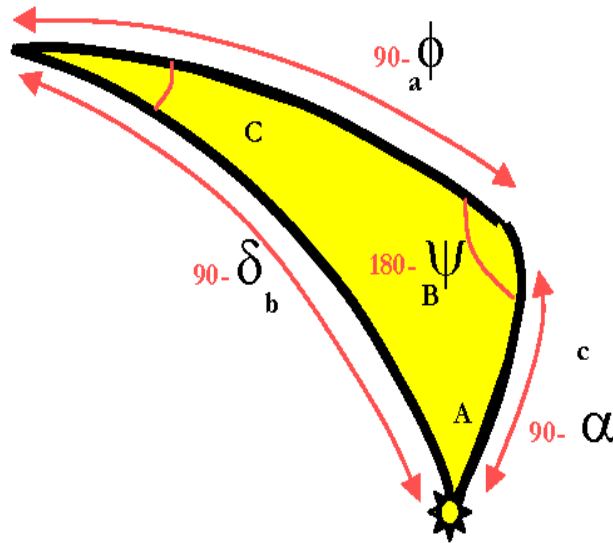


Figura 27. Triángulo esférico formado por el polo (Norte en el hemisferio Norte y Sur en el hemisferio Sur), el Cémit y el astro.

Otra expresión más simple usada frecuentemente para calcular el acimut es:

$$\cos \Psi = \frac{\sin \gamma \sin \varnothing - \sin \delta}{\cos \gamma \cos \varnothing}$$

(Ec.62)

En estas dos últimas relaciones, el signo del acimut queda indeterminado, ambigüedad que desaparece si tenemos en cuenta que, con el convenio de signos adoptado, acimut y ángulo horario han de tener el mismo signo. Finalmente, cabe citar una tercera expresión, aún más simple, que determina el acimut y su signo, pero que debe manejarse con cuidado ya que sólo es válida para ángulos comprendidos en el intervalo $-90^\circ < \psi < 90^\circ$. Esta expresión es:

$$\text{sen } \Psi = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \gamma}$$

(Ec.63)

3.4.3.2 Cálculo de la Posición Solar. Ecuaciones Aproximadas

La duración del año trópico es de 365,24219 días y no de un número entero de días. Para obviar este inconveniente sin producir un corrimiento secular apreciable de las estaciones a lo largo del año, el calendario gregoriano, de uso casi universal en la actualidad, y en el que son bisiestos los años múltiplos de cuatro, excepto los múltiplos de cien que no son divisibles por cuatrocientos como 1700, 1800, 1900, 2100, etc., utiliza años de duración desigual. Por consiguiente, los instantes de paso del Sol por equinoccios, solsticios, perihelio y afelio, así como las variables utilizadas para determinar la distancia y posición del Sol en un instante determinado (distancia Tierra-Sol, declinación solar, ecuación del tiempo, etc.) varían ligeramente de un año a otro.

La utilización del calendario gregoriano, tanto en el cálculo de la posición y distancia solar como en el análisis estadístico de los datos de radiación solar, resulta poco adecuada, por lo que en su lugar suelen emplearse otros métodos.

Un método habitual consiste en utilizar únicamente años de 365 días, prescindiendo del día 29 de febrero de los años bisiestos, que es ignorado. Este método conlleva un pequeño error, que sin embargo es aceptable en la mayoría de las aplicaciones, y tiene la ventaja de considerar todos los años idénticos, en lo que a posición y distancia solar se refiere, simplificando en gran medida los cálculos necesarios. Cada día de este año se

identifica mediante un número denominado **día del año**, z o n , que varía entre 1 para el día 1 de enero y 365 para el día 31 de diciembre.

El **tiempo solar verdadero**, TSV, en un lugar dado es, por definición, el ángulo horario del centro del Sol expresado en horas. Cada hora equivale a $360^\circ/24=15^\circ$, luego:

$$TSV = \omega / 15$$

Por tanto, el día solar verdadero está dividido en 24 horas de tiempo solar verdadero, que empieza a contarse a partir del mediodía.

El **tiempo local aparente**, TLA, es, por definición, el tiempo solar verdadero aumentado en 12 horas, por lo que empieza a contarse a partir de medianoche.

$$TLA = 12 + TSV$$

Suponiendo que durante un determinado día del año la declinación solar es constante (la máxima variación en un día ocurre durante los equinoccios y es menor de 30'), se tendría que la trayectoria recorrida por el Sol ese día es exactamente un arco de paralelo celeste. La posición solar en un instante determinado vendrá dada, en coordenadas horarias, por el ángulo horario ω y la declinación δ del centro del Sol. El ángulo horario (expresado en grados sexagesimales) es:

$$\omega = t \cdot 15^\circ \tag{Ec.64}$$

Donde t está expresada en horas de tiempo solar verdadero. La declinación solar puede calcularse con un error máximo de $\pm 1.5^\circ$ mediante la expresión aproximada de Cooper:

$$\delta = 23.35 \sin \left[\frac{360}{365} (d_n + 284) \right] \tag{Ec.65}$$

Aunque para el cálculo mediante ordenador puede resultar más apropiada y precisa la siguiente aproximación trigonométrica, propuesta por Bourges, que adaptada para un año tipo promedio en el período 1961-2000 (se puede seguir utilizando sin variación apreciable del error) ofrece un error máximo de $\pm 12'$,

$$\delta = 0.3723 + 23.2567 \sin \omega t - 0.7580 \cos \omega t + 0.1149 \sin \omega t + 0.3656 \cos \omega t - 0.1712 \sin \omega t + 0.0201 \cos \omega t \tag{Ec.66}$$

Donde δ está expresado en grados así como ωt que puede calcularse mediante:

$$\omega t = \frac{360}{365}(n - 79,436) \quad (\text{Ec.67})$$

El **ángulo horario del ocaso solar**, ω_s , se obtiene haciendo la altura solar igual a cero en la siguiente ecuación:

$$\sin \gamma = 0 = \sin \varnothing \sin \delta + \cos \varnothing \cos \delta \cos \omega \quad (\text{Ec.68})$$

Es decir,

$$\omega_s = \text{arc cos}(-\tan \delta \tan \varnothing) \quad (\text{Ec.69})$$

Y que siempre es positivo, de acuerdo con el convenio de signos adoptado. Suponiendo que la declinación solar no varía a lo largo del día, el ángulo horario del orto solar es igual a $-\omega_s$, y por consiguiente, la **duración del día** natural de luz, en horas puede calcularse como:

$$S_{od} = \frac{2\omega_s}{15} \quad (\text{Ec.70})$$

Nótese que el cálculo de ω_s mediante la expresión (4.10) puede conducir a valores matemáticamente incorrectos de $\cos \omega_s > +1$, lo que significaría que el Sol está todo el día sobre el horizonte (como ocurre, por ejemplo, en el casquete polar ártico durante el verano) o también a $\cos \omega_s < -1$, cuando el Sol está todo el día bajo el horizonte. El introducir el parámetro ω_s permite calcular la altura solar de otra forma distinta.

$$\sin \gamma = \cos \varnothing \cos \delta (\cos \omega - \cos \omega_s) \quad (\text{Ec.71})$$

Los cálculos realizados anteriormente se refieren al centro del disco solar, que tiene un diámetro aparente de unos 32', y no tienen en cuenta el efecto de la atmósfera terrestre.

3.4.3.3 Posición del Sol Relativa a una Superficie Plana

La posición relativa del Sol con respecto a una superficie se establece en función de la posición solar en la esfera celeste y de la posición de la superficie sobre el plano del horizonte, la cual viene caracterizada por dos ángulos, como puede verse en la figura 28:

- **El ángulo acimutal, α** , también llamado orientación, que forma la proyección de la normal a la superficie sobre el plano horizontal con el plano meridiano del lugar. Se cuenta a partir del punto cardinal Sur, de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Este y negativamente hacia el Oeste.
- **La pendiente o inclinación, β** , de la superficie, que es el ángulo formado por dicha superficie con el plano horizontal. Se mide de 0° a 180° . Si $\beta > 90^\circ$ la superficie estaría enfrentada al suelo.

La irradiación solar recibida por una superficie está influenciada por el ángulo de incidencia, i , que forman los rayos del Sol con la normal a la superficie. Este ángulo, para una superficie arbitrariamente orientada e inclinada, viene dado en función de las coordenadas horizontales del Sol, por:

$$\cos i = n \cdot u = \sin \beta \sin \gamma \cos \alpha \sin \Psi + \sin \beta \cos \gamma \cos \alpha \cos \Psi + \cos \beta \sin \alpha \quad (\text{Ec.72})$$

Otra expresión más compleja, pero que determina directamente el ángulo de incidencia en función de las coordenadas horarias del Sol y de la latitud geográfica, es:

$$\begin{aligned} \cos i = & \sin \beta \sin \gamma \cos \delta \sin \omega + \sin \beta \cos \gamma \cos \delta \sin \phi \cos \omega \\ & - \sin \beta \cos \gamma \sin \delta \cos \phi + \cos \beta \sin \delta \sin \phi + \cos \beta \cos \delta \cos \phi \cos \omega \end{aligned} \quad (\text{Ec.73})$$

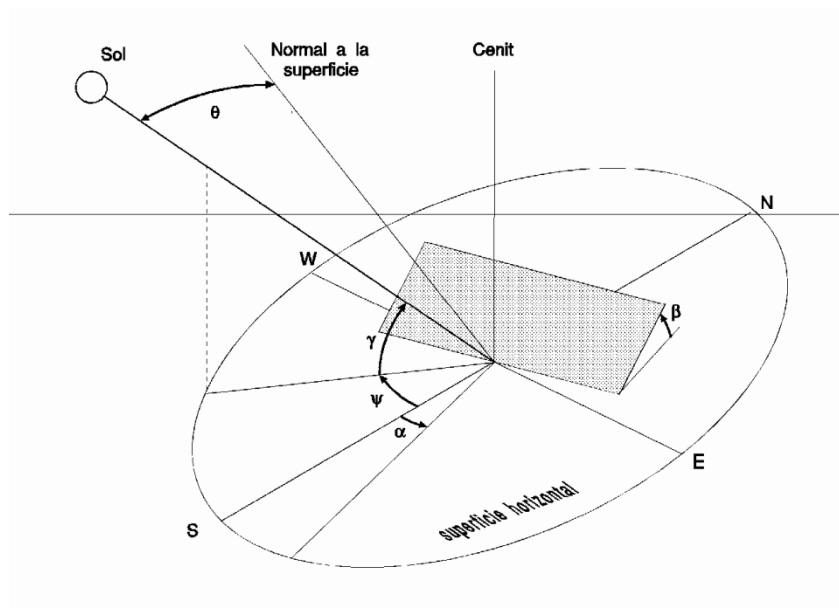


Figura 28. Ángulo de incidencia de los rayos solares sobre una superficie.

En particular, si la superficie está orientada hacia el Sur ($\beta = 0$) la expresión anterior queda:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\phi - \beta) + \cos \delta \cos(\phi - \beta) \cos \omega \quad (\text{Ec.74})$$

Finalmente, si la superficie es horizontal ($\beta = 0$), el ángulo de incidencia sería el ángulo cenital, por lo se tiene:

$$\cos \theta = \sin \gamma = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (\text{Ec.75})$$

El ángulo θ tiene una gran importancia en colectores, por tanto de él depende el valor de I_s que es la energía incidente por unidad de superficie sobre el concentrador reflector, de valor:

$$I_s = I_0 \cos \theta \quad (\text{Ec. 76})$$

3.4.3.4 Cálculo de la Radiación Directa sobre una Superficie Horizontal

Un caso particularmente interesante, para el cálculo de la radiación directa (irradiancia e irradiación), es el que se refiere a una superficie horizontal. La irradiancia directa, sobre un plano horizontal es:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \cos \theta_z \quad (\text{Ec. 77})$$

Donde G_{sc} es la constante solar, n es el número de día del año y θ_z es el ángulo cenital. Combinando esta expresión con la del coseno del ángulo cenital, se obtiene la ecuación para la irradiancia directa sobre un plano horizontal, en cualquier fecha (n), cualquier lugar (ϕ) y cualquier hora (ω):

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega) \quad (\text{Ec. 78})$$

Integrando esta ecuación, desde la salida hasta la puesta del Sol, se obtiene la irradiación a lo largo de un día, H_o . Sólo es necesario calcular previamente el ángulo horario a la puesta del Sol, ω_s .

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_z + \frac{2\pi \omega_z}{365\omega} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (\text{Ec. 79})$$

En esta ecuación, la irradiación H_0 está dada en $J m^{-2}$. Por último, una expresión para calcular la irradiación incidente en un plano horizontal, I_0 , desde un tiempo inicial hasta un tiempo final, con ángulos horarios ω_1 y ω_2 , respectivamente, en $J m^{-2}$, es:

$$I_0 = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \quad (\text{Ec. 80})$$

$$x \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (\text{Ec. 81})$$

3.4.3.5 Estimación de la Radiación en un Día Despejado

Hasta ahora sólo hemos calculado la radiación extraterrestre. La atmósfera ejerce un efecto de redistribución de la radiación que recibe del Sol. Por ejemplo, en un día muy despejado, una parte relativamente pequeña se convierte en radiación difusa, mientras que la mayor parte permanece como directa. La radiación difusa, en un día despejado, es la que proviene del cielo azul. En cambio, en un día nublado, la redistribución de la radiación es mucho más notable.

Las nubes densas tienen un albedo (fracción de energía reflejada) muy alto, lo cual hace que, en un día densamente nublado, una gran parte de la radiación solar se refleje al espacio exterior. Además, la energía que logra pasar a través de las nubes, es únicamente radiación difusa.

Es muy difícil desarrollar modelos para predecir con precisión la presencia de nubes (posición, densidad, etc.).

Básicamente, estos modelos para estimar la radiación solar para días despejados aplican un factor de transmitancia a la radiación extraterrestre. Así, las ecuaciones para la irradiancia e irradiación en períodos cortos, quedan de la siguiente forma. Para la irradiancia directa (sub b), normal a la superficie de interés (sub n), en una atmósfera clara (sub c), se tiene G_{cnb} :

$$G_{cnb} = \tau_b G_{on} \quad (\text{Ec. 82})$$

Por otro lado, para estimar la irradiancia directa sobre una superficie horizontal en una atmósfera clara, se usa G_{cb} , dado por la ecuación:

$$G_{cb} = \tau_b G_{on} \cos \theta_z = \tau_b G_o \quad (\text{Ec. 83})$$

Para períodos de una hora (pero no para todo el día), es posible también usar el mismo factor de transmitancia para estimar la irradiación en un día despejado:

$$I_{cb} = \tau_b I_{on} \cos \theta_z \quad (\text{Ec. 84})$$

Como puede suponerse ahora, el problema consiste en el cálculo o la estimación de la transmitancia atmosférica para la radiación directa, $\hat{o}b$ y para la difusa, $\hat{o}d$. Existen varios modelos para ello. En este curso utilizaremos el que se conoce como "modelo de Hottel" (1976). Este modelo expresa la transmitancia atmosférica, en función del ángulo cenital (mayor transmitancia en dirección vertical, menor hacia el horizonte), de la altura sobre el nivel del mar (mayor transmitancia a mayor altura) y del tipo de clima.

El modelo de Hottel es de la forma:

$$\tau_b = a_o + a_1 e^{\frac{-k}{\cos \theta_z}} \quad (\text{Ec. 85})$$

En donde a_o , a_1 y k son parámetros ajustados empíricamente. Para el cálculo de estas cantidades, que viene siendo la corrección por altura y tipo de clima, se usan las ecuaciones:

$$\begin{aligned} a_o &= r_o [0.4237 - 0.00821(6 - A)^2] \\ a_1 &= r_1 [0.5037 - 0.00595(6.5 - A)^2] \\ k &= r_k [0.2711 - 0.01858(2.5 - A)^2] \end{aligned} \quad (\text{Ec. 86})$$

Donde A es la altura sobre el nivel del mar, en kilómetros. Los valores de las diversas r están dados en los anexos (Tabla 6), para diversos tipos de clima.

Entonces, el procedimiento para la utilización de este modelo atmosférico sería: dadas la latitud geográfica, la fecha y la hora, se calcula el coseno del ángulo cenital, según lo expuesto anteriormente.

Entonces:

- 1) Escoger un tipo de clima de la tabla 6.
- 2) Sabiendo la altura sobre el nivel del mar, sustituir estos valores en la ecuación para a_0 , a_1 y k .
- 3) Calcular la transmitancia atmosférica a la radiación directa, según el $\cos \theta_z$ calculado.
- 4) Aplicar este valor a la irradiancia directa, o a la irradiación directa en el período de una hora.

Faltaría entonces estimar la irradiación (o irradiancia en una hora) difusa, para tener el modelo atmosférico completo. La radiación difusa es más difícil de modelar con precisión, pero afortunadamente es menor, desde el punto de vista energético. Generalmente se supone que la radiación difusa proviene homogéneamente de todo el cielo, esto es, no tiene una dirección preferencial. Para una superficie horizontal, la transmitancia a la radiación difusa está dada por:

$$\tau_d = 0.2710 - 0.2939\tau_b \quad (\text{Ec. 87})$$

Entonces, la transmitancia a la radiación directa, obtenida anteriormente, se substituye en ésta, para obtener τ_d . La irradiancia difusa estará dada por la ecuación:

$$G_{cb} = \tau_b G_{on} \cos \theta_z \quad (\text{Ec. 88})$$

O, para un intervalo de una hora,

$$I_{cb} = \tau_b I_{on} \cos \theta_z = \tau_b I_o \quad (\text{Ec. 89})$$

Y la irradiación e irradiancia total estarán dadas por las ecuaciones:

$$\begin{aligned} G_c &= G_{cb} + G_{cd} \\ &\text{y} \\ I_c &= I_{cb} + I_{cd} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 90})$$

3.4.3.6 Geometría del Concentrador Parabólico

A continuación vamos a exponer algunas propiedades de esta curva, de aplicación en concentradores de energía solar.

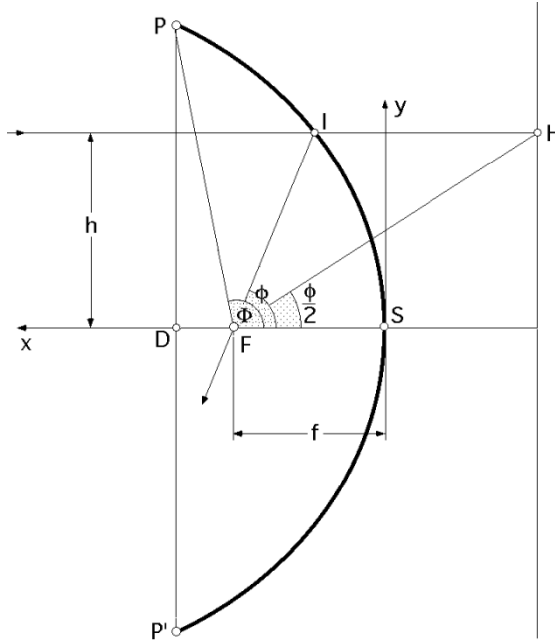


Figura 29. Parábola

Una parábola es el conjunto de puntos situados a igual distancia de una recta fija llamada directriz y de un punto fijo F llamado foco, Figura 29. La intersección de la parábola y su eje es el vértice S; si se elige este vértice como origen de coordenadas, la ecuación de la parábola es:

$$y^2 = 4 f x$$

(Ec.91)

En la que **f** es la distancia focal (**SF**).

En coordenadas polares de polo F, la ecuación de la parábola es:

$$\rho = \frac{f}{\cos^2 \frac{\Phi}{2}}$$

en la que, $\Phi = 2 \arctan \frac{h}{2f}$ (Ec. 92)

El diámetro **D** de abertura de la parábola y el ángulo máximo o de abertura ϕ que le define, vienen relacionados por:

$$\phi = 2 \arctan \frac{D}{2f} \rightarrow D = 4f \tan \frac{\phi}{2}$$

(Ec. 93)

La propiedad fundamental de un espejo parabólico es la de ser estigmático para el punto del ∞ . El diámetro d de la imagen del disco solar es:

$$d = f\epsilon \cong 0.01f$$

(Ec. 94)

Es decir, el número que marca la distancia focal en metros es el mismo que marca la imagen solar en cm. Se obtiene una imagen nítida del Sol si, $D/f < 0.1$

3.4.3.6.1 Razón de Concentración en el Concentrador Cilíndrico Parabólico

Cálculo de la concentración.- Si en el punto **I** del paraboloide se refleja un haz cónico de rayos solares, Figura 30 y si llamamos $(\mathbf{IF}) = \mathbf{p}$, en el plano focal se obtiene una elipse cuyos ejes son:

$$\text{Eje menor, } 2b = (CB) = \rho\epsilon$$

$$\text{Eje mayor, } 2a = (CG) = \frac{\rho\epsilon}{\cos \phi} \quad (\text{Ec. 95})$$

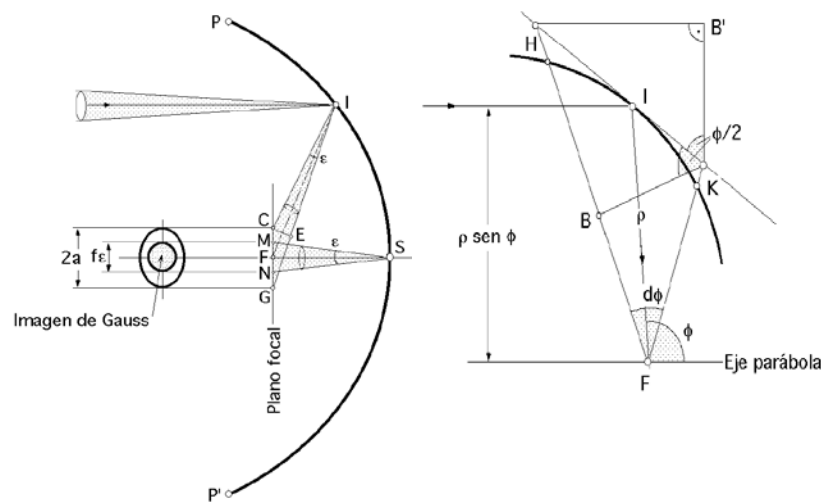


Figura 30. Imágenes producidas en un concentrador parabólico.

El área del círculo imagen de Gauss de diámetro (MN) es A_1 y el área de la elipse correspondiente es A_2 .

$$A_1 = \frac{\pi f^2 \epsilon^2}{4}$$

$$A_2 = \pi ab = \frac{\pi f^2 \epsilon^2}{4 \cos \phi}$$

$$\xi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{f^2 \cos \phi}{\rho^2}$$

(Ec. 96)

3.4.3.6.2 Consideraciones Geométricas sobre los Colectores Cilíndricos Parabólicos

La superficie de abertura (Aa) del concentrador, es el área del mismo proyectada sobre un plano normal al plano de simetría. Para un colector cilíndrico parabólico es un rectángulo de dimensiones la anchura y longitud de la superficie reflectante.

$$Aa = Ic \times D$$

(Ec. 97)

Si se considera un haz de rayos luminosos de abertura e incidente en el punto **I** del cilindro, el haz reflejado corta al plano normal en el eje de la parábola básica que define el perfil del cilindro, según una elipse de eje mayor (**AB**). En primera aproximación se puede admitir que el foco F de la parábola que pasa por el punto **I** es el centro de ésta elipse.

Si ahora se considera un haz incidente de ángulo e cuyo eje pasa por el vértice de la parábola **I'**, que coincide con el haz reflejado, $r_n = r_s$, la imagen sobre el plano focal será un círculo de Gauss. Si el punto de incidencia **I'** sobre el reflector se mueve a lo largo de la línea (**I'I''**), el círculo de Gauss se traslada a lo largo de un rectángulo de longitud **H** y anchura ($f e$), limitado por dos semicírculos de radio ($f e/2$), siendo f la distancia focal de la parábola.

Si ($f e$) es pequeño con relación a **H**, se puede admitir que la superficie del rectángulo es (**H f e**), Figura 31. Los lados de este rectángulo cortan a la elipse en los puntos **C, D, E, F** y al eje **Ox** en **A' y B'**.

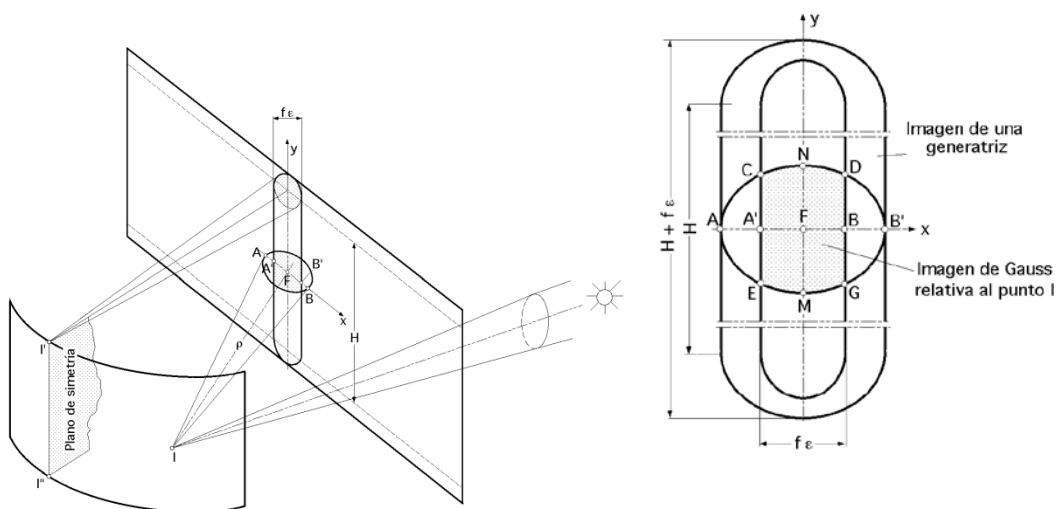


Figura 31. Cálculo de la concentración producida por el concentrador cilíndrico parabólico.

Para calcular el área de la parte sombreada (**ECDGE**), los ejes mayor (**AB**) y menor (**MN**) de la elipse son:

$$(AB) = 2a = \frac{\rho \varepsilon}{\cos \phi} \quad (MN) = 2b = \rho \varepsilon$$

La superficie elemental sombreada A_1 vale, aproximadamente:

$$A_1 = f \varepsilon \times \rho \varepsilon = f \pi \varepsilon^2 \quad (\text{Ec.98})$$

Y la superficie de la elipse (**ACDBGE**) es:

$$A_2 = \frac{\pi f^2 \varepsilon^2}{4 \cos \phi} \quad (\text{Ec.99})$$

Con:

$$\xi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{f \rho \varepsilon^2}{\pi \rho^2 \varepsilon^2} = \frac{4f \cos \phi}{\pi \rho} \quad (\text{Ec.100})$$

Para el ángulo $d\Phi$, la imagen total elemental reflejada es:

$$dA_1 = H \rho d\phi \quad (\text{Ec.101})$$

Y la imagen de Gauss:

$$dA_2 = H \rho \xi d\phi \quad (\text{Ec.102})$$

Y si I_0 es la constante solar, la energía que incide sobre un espejo de ángulo de apertura F es:

$$I_{focal} \Phi = 2I_0 H \int_0^\phi \rho \xi d\phi = 2I_0 H \int_0^\phi \rho \frac{4f \cos \phi}{\pi \rho} d\phi = \frac{8I_0 H f}{\pi} \int_0^\phi \cos \phi d\phi = \frac{8I_0 H f \sin \phi}{\pi} \quad (\text{Ec. 103})$$

El factor de concentración es:

$$C = \frac{\text{Energía en la superficie de Gauss}}{\text{Energía en la elipse de Gauss}} = \frac{8I_0 H f \sin \phi}{I_0 \pi H f \varepsilon} = \frac{8 \sin \phi}{\pi \varepsilon} \quad (\text{Ec. 104})$$

Que nos da una idea del orden de magnitud disponible.

La concentración máxima se obtiene para, $F = 90^\circ$ y vale:

$$\frac{8}{\pi \epsilon} = \frac{8}{\pi \times \frac{32 \times 3}{10000}} = 265$$

(Ec. 105)

La temperatura máxima que se puede obtener sobre un cuerpo negro situado en la línea focal del espejo sería del orden de 1200°C .

Otra forma de obtener las dimensiones de las imágenes solares reflejadas sobre el plano focal, consiste en suponer que el concentrador, Figura 32, refleja sobre un receptor plano y normal al eje del concentrador, de longitud L ; el diámetro de la imagen solar sobre el receptor (ab) que se ve desde el punto P, viene dada por:

$$(ab) = 2\rho \tan 16'$$

(Ec. 106)

siendo la longitud:

$$L = \frac{(ab)}{\cos \phi} = \frac{2\rho \tan 16'}{\cos \phi}$$

(Ec. 107)

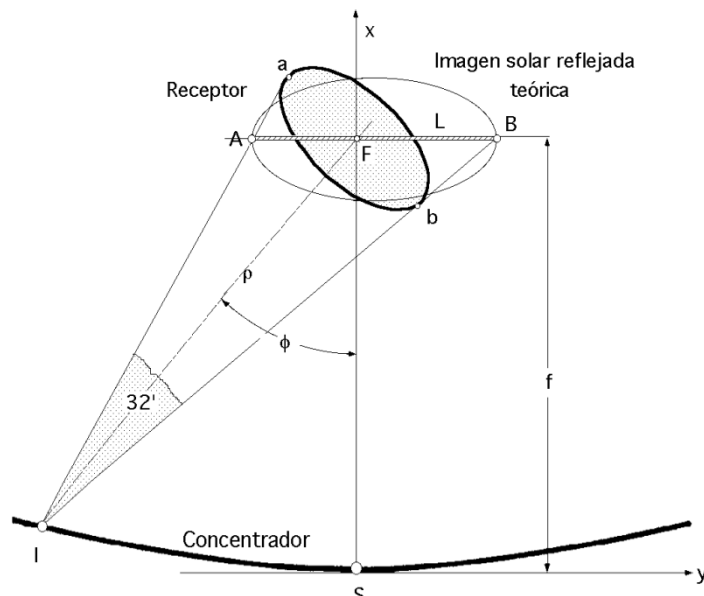


Figura 32. Imagen reflejada teórica del Sol en un colector cilíndrico parabólico.

Mediante la distancia focal f se determina el tamaño de la imagen solar reflejada y mediante la superficie de abertura Aa la energía total que puede concentrar, por lo que el flujo de energía en el foco receptor será función de la relación (Aa/f) .

3.4.3.6.3 Rendimiento Térmico de un Colector Cilíndrico Parabólico

Vamos a considerar un concentrador cilíndrico parabólico y un receptor circular sin cubierta ($\tau = 1$), alrededor del cual no existen gradientes de temperatura.

El coeficiente de transmisión de calor entre el tubo a T_r y el fluido a T_F que circula por su interior es h_{cF} y el coeficiente global de pérdidas al exterior U_c , de la forma:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{viento}} + \frac{1}{h_r} \quad (\text{Ec. 108})$$

Siendo h_r el coeficiente de radiación, igual a:

$$h_r = 4\sigma\epsilon_r T^3 \quad (\text{Ec. 109})$$

es la emitancia del receptor y T la temperatura media de la radiación.

Como el flujo de calor es elevado, hay que tener en cuenta el coeficiente de transferencia de calor por conducción k , desde la superficie exterior del tubo receptor, a la interior, por lo que el coeficiente global de transmisión de calor U basado en el diámetro exterior de del tubo, desde la superficie exterior al fluido, es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + \frac{de}{h_{cF}di} + \frac{de}{2k} \ln \frac{de}{di} \quad (\text{Ec. 110})$$

La ganancia útil de energía por unidad de longitud L del receptor, en función de T_r y T_a , y la temperatura del receptor T_r son:

$$Q_u = \frac{A_a}{L} I_s \rho F_\varphi(\tau\alpha) - U_c \frac{A_r}{L} (T_r - T_a) \quad (\text{Ec. 111})$$

$$T_r = T_a - \frac{Q_u L - A_a S}{U_c A_r} \quad (\text{Ec. 112})$$

$$A_a = 2WL \quad A_r = \pi deL \quad S = I_s \rho F_\varphi(\tau\alpha) \quad (\text{Ec. 113})$$

Si se pone la ganancia útil de energía, por unidad de longitud L , en función de los términos de transferencia de energía al fluido, entre T_r y T_F , se obtiene:

$$Q_u = \frac{\pi di(T_r - T_F)}{\frac{de}{h_{cF} di} + \frac{de}{2k} \ln \frac{de}{di}} = \frac{\pi di(T_r - T_F)}{\frac{1}{U} - \frac{1}{U_c}} = \frac{\frac{A_r}{L}(T_r - T_F)}{\frac{1}{U} - \frac{1}{U_c}} \quad (\text{Ec. 114})$$

$$T_r = T_F + \frac{Q_u L}{A_r} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{U_c} \right) \quad (\text{Ec. 115})$$

Igualando las expresiones de Tr se obtiene:

$$T_r = T_a - \frac{Q_u L - A_a S}{U_c A_r} = T_F + \frac{Q_u L}{A_r} \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{U_c} \right) \quad (\text{Ec. 116})$$

Despejando Qu resulta una expresión que depende de TF y Ta:

$$F \frac{A_a}{L} \left\{ S - U_c \frac{A_r}{A_a} (T_F - T_a) \right\} \quad (\text{Ec. 117})$$

Siendo F= U/Uc, el factor de eficiencia del colector.

La expresión anterior se puede poner en función de la temperatura TF1 del fluido a la entrada y en función de un factor de evacuación de calor FR del receptor al fluido, que se define como:

$$F_R = \frac{\text{Ganancia energética útil}}{\text{Ganancia energética útil si la superficie del receptor está a } T_{F1}} \quad (\text{Ec. 118})$$

Siendo G el flujo másico, resultando:

$$Q_u = A_a F_R \left\{ S - \frac{A_r U_c}{A_a} (T_{F1} - T_a) \right\} \quad (\text{Ec. 119})$$

Si el receptor estuviese recubierto, habría que tener en cuenta el producto transmitancia, absortancia ($\tau \alpha$) y evaluar de nuevo Uc, por cuanto aparecen resistencias adicionales de transmisión de calor.

Si el receptor funciona como caldera (vaporizador), resulta que F es igual a FR por cuanto no hay gradientes de temperatura en la dirección del flujo; si una parte del receptor funciona como caldera (vaporizador) y el resto como calentador de líquido, cada tramo correspondiente a un efecto hay que tratarlo por separado.

El rendimiento térmico η se define en la forma:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_s A_a} = \frac{Q_u}{I_s \cos \theta A_a}$$

(Ec. 120)

3.4.3.6.4 Pérdidas ópticas.

La reflectancia especular ρ se define como la fracción de energía solar directa incidente que se refleja hacia el receptor según las leyes de la reflexión, de forma que el ángulo de incidencia y el reflejado, ambos respecto a la normal en un punto cualquiera de la superficie reflectora, sean iguales; las pérdidas por reflexión son de la forma, $1 - \rho$.

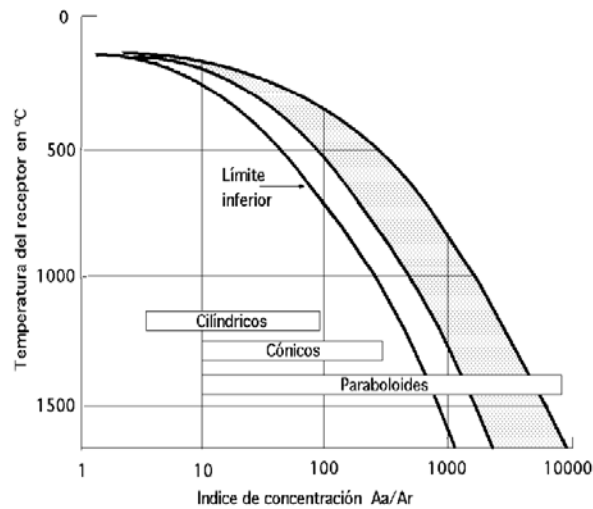


Figura 33. Relaciones entre el nivel de concentración y temperaturas de funcionamiento del receptor.

Se consigue una reflectancia elevada utilizando depósitos metálicos o pinturas sobre sustratos metálicos o sobre cristal. En colectores cilíndricos parabólicos (CCP) se suelen utilizar láminas de aluminio anodizado, o también películas de plástico metalizadas en vacío, como películas de poliéster aluminizado, que permiten obtener unos valores altos de la reflectividad durante grandes períodos de funcionamiento del colector.

La transmitancia τ y la absortancia α tienen el mismo significado que en los colectores de placa plana, aunque sus valores difieren, dado que las condiciones de diseño también son diferentes pudiendo considerar las siguientes:

- a) Los concentradores no tienen cubiertas y τ no influye en el balance energético, $\tau = 1$
- b) Si el receptor es de cavidad, el valor de α tiende a la unidad, con una emitancia elevada.
- c) τ y α dependen del ángulo medio de incidencia; para un diseño concreto, tiene que ser inferior a 60° .
- d) El factor de interceptación F_φ representa la fracción de energía reflejada en el concentrador, que es interceptada a su vez por el receptor de energía; éste factor F_φ es una propiedad del concentrador y de su sistema de orientación al producir la imagen solar y del receptor y de su posición en el colector, al interceptar una parte de dicha imagen solar.

Las pérdidas correspondientes son de la forma, $1 - F_\varphi$.

La distribución del flujo solar se puede considerar como una función de la posición dentro del área A_r del receptor, Figura 34. El área bajo la curva de distribución es la energía reflejada en el plano focal. Si el receptor tiene una anchura, $(AB) = 2a$, la energía interceptada viene dada por el área sombreada entre A y B, pudiéndose poner el valor de F_φ como:

$$F_\varphi = \frac{\int_{-a}^{+a} I(a) da}{\int_{-\alpha}^{+\alpha} I(a) da}$$

El rendimiento óptimo de un colector se obtiene con un factor F_φ determinado menor que la unidad; la optimización del tamaño del receptor proporciona una ganancia máxima de energía útil, reduciéndose al máximo las pérdidas ópticas y aumentando las pérdidas térmicas, mientras que, para un receptor pequeño, implica pérdidas térmicas bajas y pérdidas ópticas altas.

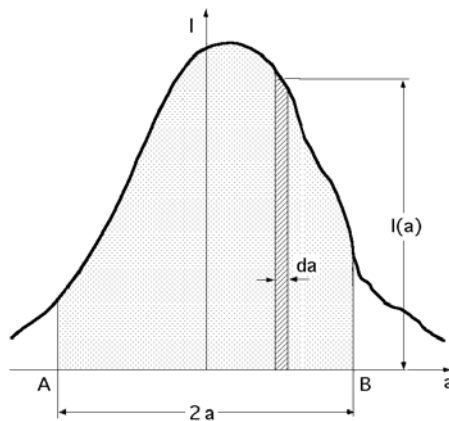


Figura 34. Energía interceptada por el receptor.

La distribución del flujo solar teórico reflejado por un receptor parabólico, sobre una superficie tangente al receptor, de forma que la normal a esta superficie coincida con el eje del haz reflejado; la distorsión de la distribución real frente a la ideal, puede ser debida a los siguientes factores:

- a) *Irregularidades en la superficie del reflector que provocan una dispersión y difuminación de la imagen solar sobre el receptor.*
- b) *Errores en la orientación del colector, que amplifican y desplazan la imagen solar sobre el receptor.*
- c) *Errores de tipo constructivo que originan una posición incorrecta de la imagen solar sobre el receptor.*

La **eficiencia óptica del colector** se define como:

$$\eta_{opt} = \rho F \phi (\tau \alpha)$$

(Ec. 121)

Hay que considerar que la energía radiante G , impacta sobre una superficie de un cuerpo como se ilustra en la Figura 35.

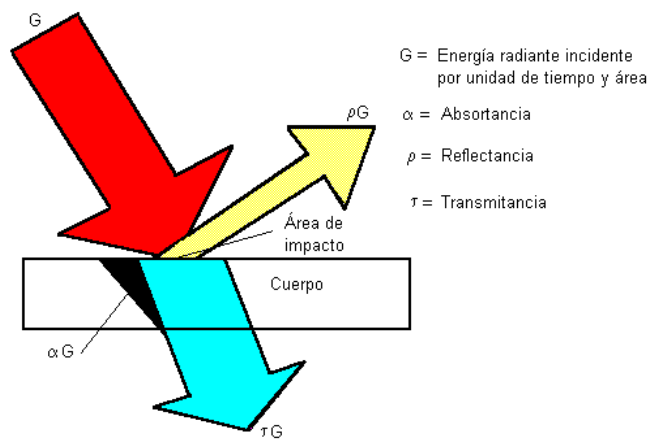


Figura 35. Energía radiante que impacta un cuerpo.

Se define la absortancia α , como la fracción de la radiación incidente absorbida por el material; la reflectancia ρ , como la fracción de la energía incidente reflejada por el material y la transmitancia τ , como la fracción de la radiación incidente transmitida a través del material. Al auxiliarse de un balance de energía, se deduce una relación entre estas propiedades (Modest (1993)):

$$G\alpha + G\rho + G\tau = 1$$

.En general, la absorptancia, reflectancia y transmitancia de un cuerpo dependen de la naturaleza de la fuente de radiación (p. ej. su longitud de onda) y de la naturaleza de la superficie.

3.4.3.6.5 Pérdidas energéticas debidas a la geometría de la parábola

Si definimos la eficiencia del espejo como la relación entre la energía del círculo imagen de Gauss y la energía incidente recibida por la superficie de abertura normal a los rayos solares:

$$\eta = \frac{I_0 \pi f^2 \sin^2 \phi}{I_0 \pi 4 f^2 \tan^2 \frac{\phi}{2}} = \cos^4 \frac{\phi}{2}$$

(Ec. 122)

Las pérdidas geométricas están causadas por el hecho de que estos colectores están provistos de un sistema de seguimiento solar en un solo eje y, por lo tanto, solo pueden girar alrededor de este eje, lo que da lugar a la existencia del llamado *ángulo de incidencia*, ϕ , que es el ángulo formado por la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del colector y la normal a dicho plano de apertura. Este ángulo de incidencia depende de la hora y el día del año, ya que es función de las coordenadas del sol con respecto a un sistema cartesiano con origen en el colector, y provoca que en los extremos del colector haya una pérdida de superficie reflexiva útil.

La Figura 36 muestra un corte longitudinal de un CCP. Nótese que la radiación reflejada por el tramo de superficie reflexiva de longitud L_E no puede interceptar el tubo absorbente.

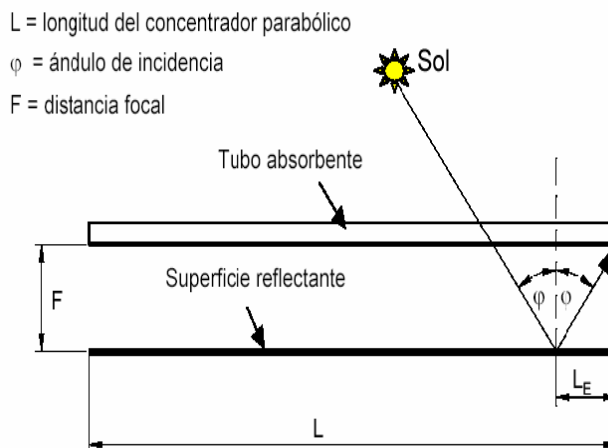


Figura 36. Corte longitudinal de un CCP

El área de colector que se pierde por este hecho, **SE**, viene dado por las siguientes ecuaciones:

$$S_E = AL_E = AF_m \tan(\varphi) \quad (\text{Ec.123})$$

$$F_m = F + \left(\frac{FA^2}{48F^2} \right) \quad (\text{Ec. 124})$$

donde **A** es el ancho del concentrador cilindro parabólico, **L** la longitud del concentrador cilindro parabólico, **F** la distancia focal de la parábola, **Fm** la distancia media entre la superficie de la parábola y el absorbente dentro de una misma sección transversal del colector, y φ el ángulo de incidencia de la radiación solar directa.

La existencia de un ángulo de incidencia no solo reduce el área efectiva de captación que tiene el colector, sino que también afecta a los valores de la reflectividad, absorptividad y transmisividad, ya que estos parámetros presentan un valor máximo cuando el ángulo de incidencia es 0°. El efecto del ángulo de incidencia en el rendimiento del colector se cuantifica mediante un parámetro que se denomina modificador por ángulo de incidencia, **K**, explicado más adelante.

3.4.3.6 Distribución del Flujo Normal en el Receptor en Concentradores Cilíndricos

La distribución del flujo teórico normal, se puede poner en la forma:

$$I = I_{m\acute{a}x} e^{-h^2 \left(\frac{a}{W}\right)^2} = \left| I_{m\acute{a}x} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} = \frac{h}{W\sqrt{\pi}} \right| = \frac{h}{W\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \left(\frac{a}{W}\right)^2} \quad (\text{Ec. 125})$$

En la que:

- *I*, es la densidad del flujo de radiación.
- *I*_{máx}, es la densidad de flujo máximo en la línea central.
- *h*, es el coeficiente normal de distribución de flujo.
- *2a*, es la longitud característica del receptor (anchura).
- *W*, es la longitud característica del concentrador, es decir, la anchura del plano de abertura del mismo.
- σ , es la desviación estándar de la curva de distribución normal.

Para una distribución simétrica el factor F_ϕ de interceptación viene dado por:

$$F_\phi = \frac{\int_0^{\frac{ha}{W}} e^{\left(\frac{ha}{W}\right)^2} d\left(\frac{ha}{W}\right)}{\int_0^{+\infty} e^{\left(\frac{ha}{W}\right)^2} d\left(\frac{ha}{W}\right)} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{ha}{W}} e^{\left(\frac{ha}{W}\right)^2} d\left(\frac{ha}{W}\right) \quad (\text{Ec. 126})$$

Los valores de F_ϕ se obtienen mediante la Tabla de valores de la función de error de Gauss, (Tabla 3), definida en la forma:

$$G(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du = F_\phi, \text{ en la que, } u = \left(\frac{ha}{W}\right) \quad (\text{Ec. 127})$$

3.4.3.6.7 Energía útil sobre el receptor

Vamos a considerar un concentrador cilíndrico parabólico (CCP); un balance energético del mismo, en la posición x permitirá determinar la ganancia útil que del colector por unidad de superficie de abertura:

$$q_u = I_s \rho F_j (\tau \alpha) - U_C (T_{r,x} - T_a) \frac{A_r}{A_a} \quad (\text{Ec. 128})$$

Y si todo el receptor está a una temperatura uniforme T_r la ganancia útil total será:

$$Q_u = q_u A_a = A_a I_s \rho F_j (\tau \alpha) - U_C (T_r - T_a) \quad (\text{Ec. 129})$$

Siendo:

- A_a la superficie de abertura del colector, sin sombras.
- A_r la superficie del receptor.
- $C = A_a / A_r$ es el factor de concentración que permite obtener flujos de energía comparables a los de cualquier intercambiador industrial convencional.
- ρ es la reflectancia especular de la superficie reflectora.
- F_ϕ es la fracción de energía reflejada que es interceptada por el receptor y que constituye el factor de interceptación.
- I_s es la radiación solar directa normal al plano de abertura del concentrador.
- $U_C (T_r - T_a)$, son las pérdidas térmicas por unidad de superficie del receptor hacia el exterior; T_r es la temperatura media del receptor y T_a es la temperatura del medio exterior; estas pérdidas se reducen al aumentar el factor de concentración C .

3.4.3.6.8 Pérdidas Térmicas en el Receptor

De toda la energía que incide sobre el receptor procedente del concentrador, una parte se perderá a la atmósfera por conducción-convección, y otra por radiación, de forma que tan solo una parte de la radiación incidente será absorbida y transmitida al fluido motor. Puesto que los dos tipos de transmisión de calor tienen lugar en paralelo, la energía recibida por unidad de tiempo y superficie se igualará con las pérdidas totales de calor, en el supuesto de que los alrededores se comporten como cuerpo transparente, es decir:

$$q_i = q_c + q_r + q_F - h_{cF}(T_{pe} - T_0) + \sigma \epsilon_{pe} T_e^4 + q_F \quad (\text{Ec. 130})$$

En la que:

- q_F es la energía transmitida al fluido motor a la temperatura T_e .
- q_c es la densidad de flujo térmico por conducción-convección.
- q_r es la densidad de flujo de calor por radiación.
- h_{cF} es el coeficiente convectivo de transmisión de calor.
- σ es la constante de Stefan-Boltzman.
- ϵ_{pe} es el coeficiente de emisión del receptor, que dependerá de su geometría y del material de que está construido, y que supondremos aproximadamente 0,1.

Considerando:

$$q = \sigma \epsilon_{pe} (T_{pe}^4 - T_0^4) \quad (\text{Ec. 131})$$

Con T_0 temperatura ambiental, el error que se comete es del orden del 0,2%, por lo que lo se puede despreciar.

De acuerdo con estos supuestos, se puede admitir que el receptor se comporta como un cuerpo gris, por emitir a la atmósfera parte de la radiación que recibe, mientras que ésta se comportará como un cuerpo transparente, por cuanto la energía que reciba del receptor no la volverá a emitir, ya que algunos de los gases que contiene, capaces de irradiar energía, como el CO₂ y el vapor de agua, están en muy pequeña proporción.

Podemos considerar que la pérdida de energía que experimenta el receptor por convección natural al aire, más la pérdida por convección forzada del fluido motor, es igual a la diferencia de energía radiante $A_R (T_{pe}^4 - \epsilon T_{pe}^4)$ que resulta de contemplar al receptor como cuerpo negro y cuerpo gris, de superficie A_R .

A partir de la ecuación anterior se pueden obtener las temperaturas medias T_{pe} que adquiriría la superficie del receptor, para las distintas relaciones de concentración que lleguen a él, admitiendo que $\epsilon_{pe} = 0,1$ que supone una energía disponible del 90% de la incidente, en todos los casos.

Para las posiciones aparentes más bajas del Sol, no sólo se reflejaría menos energía, sino que también el porcentaje de pérdidas sería mayor.

Teniendo en cuenta todas estas pérdidas, podemos considerar al receptor como un cuerpo negro, de temperatura:

$$T_{pe} = \sqrt[4]{\frac{Q_r}{\sigma A_R} + T_0^4}$$

(Ec. 132)

En donde T_0 es la temperatura ambiente y Q_r representa la energía disponible por el receptor, o sea:

$$Q_r = A_R \{(\sigma T_e^4 - \sigma \epsilon T_e^4) - h_{ce} (T_e - T_0)\}$$

(Ec. 133)

3.4.3.7 Conducción en un Cilindro

Para estudiar la conducción de calor en un cilindro, conviene utilizar la ecuación de coordenadas cilíndricas, que en ausencia de fuentes y sumideros ($E = 0$), y régimen estacionario, es de la forma:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = 0 ; \quad \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0$$

$$r \frac{\partial T}{\partial r} = C_1 ; \quad \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{C_1}{r} \rightarrow T(r) = C_1 \ln r + C_2$$

(Ec. 134)

Suponiendo que para un punto a la distancia r_i la temperatura es T_i y que para el radio exterior r_e la temperatura es T_{pe} , las condiciones en los límites son, Figura 37:

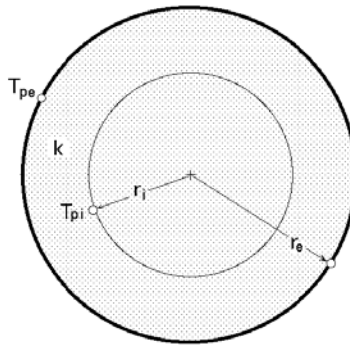


Figura 37. Condiciones en los límites.

Para:

$$\begin{aligned} r = r_i & ; \quad T_i = C_1 \ln r_i + C_2 \\ r = r_e & ; \quad T_{pe} = C_1 \ln r_e + C_2 \end{aligned}$$

(Ec. 135)

Deduciéndose de las mismas las constantes C_1 y C_2 :

$$C_1 = \frac{T_{pe} - T_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} ; \quad C_2 = T_i - \frac{T_{pe} - T_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \ln r_i$$

(Ec. 136)

La distribución de temperaturas $T(r)$ es de la forma:

$$\frac{T(r) - T_i}{T_{pe} - T_i} = \frac{\ln \frac{r}{r_i}}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \Rightarrow T(r) = T_i + (T_{pe} - T_i) \frac{\ln \frac{r}{r_i}}{\ln \frac{r_e}{r_i}}$$

(Ec. 137)

$$Q(r) = -2\pi r L k \frac{dT(r)}{dr} = -2\pi r L k \frac{C_1}{r} = -2\pi L k \frac{T_{pe} - T_i}{\ln \left(\frac{r_e}{r_i}\right)} = \frac{T_i - T_{pe}}{\frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L k}}$$

(Ec. 138)

Cuando:

$$r_e = r_i + e, \text{ con: } \frac{e}{r_i} \gg 1,$$

(Ec. 139)

La resistencia térmica se reduce a la resistencia de una placa:

$$\frac{e}{2\pi r_i k L} = \frac{e}{k A}$$

(Ec. 140)

El valor de Q es independiente de la posición radial r en la que T_{p0} y T_i son temperaturas del cilindro, y L es la longitud del mismo. Este estudio se puede ampliar a un tubo, en el que su temperatura interior sea $T_{pF} = T_i$ resultando la siguiente distribución de temperaturas:

$$\frac{T - T_{pF}}{T_{pe} - T_{pF}} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_i}\right)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$$

(Ec. 141)

El calor transmitido es de la forma:

$$Q = 2\pi kL \frac{T_{pF} - T_{p0}}{\ln\frac{r_e}{r_i}}$$

(Ec. 142)

Si k es variable, función de la temperatura, $k = k(T)$, el flujo de calor es:

$$Q = \frac{2\pi L}{\ln\frac{r_e}{r_i}} \int_{T_{pF}}^{T_{p0}} k(T) dT$$

(Ec. 143)

Para el caso de cilindros de capas múltiples con convección y radiación al medio exterior, Figura 38, se puede poner:

$$Q = UA(T_{pF} - T_{p0}) = \frac{T_{pF} - T_{p0}}{\frac{1}{UA}}$$

(Ec. 144)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_{ci}} + \frac{\ln\frac{r_A}{r_1}}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln\frac{r_2}{r_A}}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{2\pi r_2 L (h_{cf} + h_{rf})}$$

(Ec. 145)

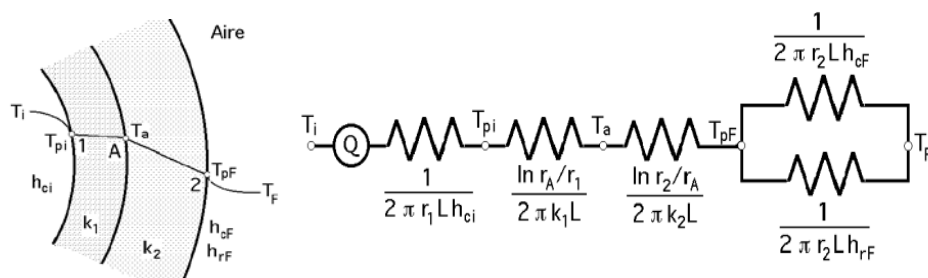


Figura 38. Tubería aislada, distribución de temperaturas y circuito térmico.

3.4.4 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

3.4.4.1 Efecto Refrigerante

Es el cambio de entalpía del amoníaco durante la evaporación (Stoecker, 1982, 198p), la cual se da desde una temperatura de 30°C hasta -100°C , en esta etapa el amoníaco está casi puro.

$$ER = hg - h1 \quad (\text{Ec. 146})$$

En el proceso de refrigeración, el calor absorbido por el refrigerante es igual a su masa por su entalpía durante la evaporación.

$$Q_{\text{refrigerante}} = m_{\text{refrigerante}} \times h_{\text{evaporación}} \quad (\text{Ec. 147})$$

Mediante esta expresión se puede conocer la cantidad de amoníaco necesaria para congelar agua.

$$mr = Qe/ER \quad (\text{Ec. 148})$$

3.4.4.2 Balance de Masa del Refrigerador

Debido a la intermitencia del sistema, los flujos másicos no son uniformes y lo más conveniente es analizar los puntos iniciales y finales de cada etapa. Para efectuarlo es necesario conocer las características de la mezcla amoníaco – agua.

Diagrama temperatura vs composición para una mezcla binaria. La mezcla amoníaco – agua es zeotrópica, también conocida como no azeotrópica, esto quiere decir, que las concentraciones de las fases líquido – vapor nunca son iguales; lo que crea una diferencia de temperaturas durante el cambio de estado, en el cual las calidades cambian continuamente (Atkinson, 1997). En la mezcla, para una temperatura y presión dadas, las dos sustancias tienen diferentes puntos de ebullición (figura 39).

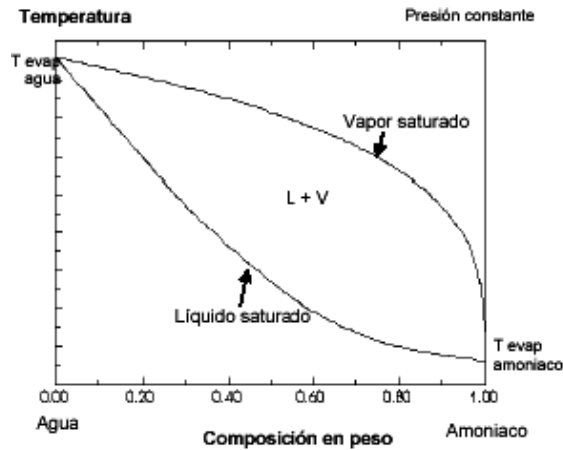


Figura 39. Mezcla zeotrópica de amoníaco – agua (Raber).

Concentración inicial de la mezcla. Se seleccionó un valor inicial de 0,5, porque con esta concentración la mezcla se encuentra en su estado de saturación, teniendo en cuenta las condiciones iniciales y finales de generación y la tabla de saturación para la mezcla amoníaco agua (Montoya, 1985, 36p).

Determinación de la concentración en cada etapa. Para cada etapa, se calculó en los puntos finales las entalpías y concentraciones, teniendo en cuenta que al final de la condensación la mezcla está toda líquida, al final de la evaporación está toda gaseosa y que:

$$\begin{aligned} \underline{\text{Concentración NH}_3 \text{ líquido} + \text{concentración H}_2\text{O líquida} = 1} \\ \underline{\text{Concentración NH}_3 \text{ gaseoso} + \text{concentración H}_2\text{O gaseosa} = 1} \end{aligned}$$

3.4.4.3 Análisis Termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco – agua, balance de materia y energía

El funcionamiento del ciclo de refrigeración que a continuación se describe, tiene la finalidad de determinar las condiciones de operación para equipos de producción de frío accionados con fuentes de calor a baja temperatura.

3.4.4.3.1 Balances de Materia

Las ecuaciones de los balances de materia y de energía en cada uno de los componentes del ciclo son las ecuaciones descritas a continuación. El caudal másico y la entalpía de cada una de las corrientes están representados por las variables m y h , respectivamente.

El número que aparece como subíndice corresponde a los estados de las corrientes según el esquema de la figura 40.

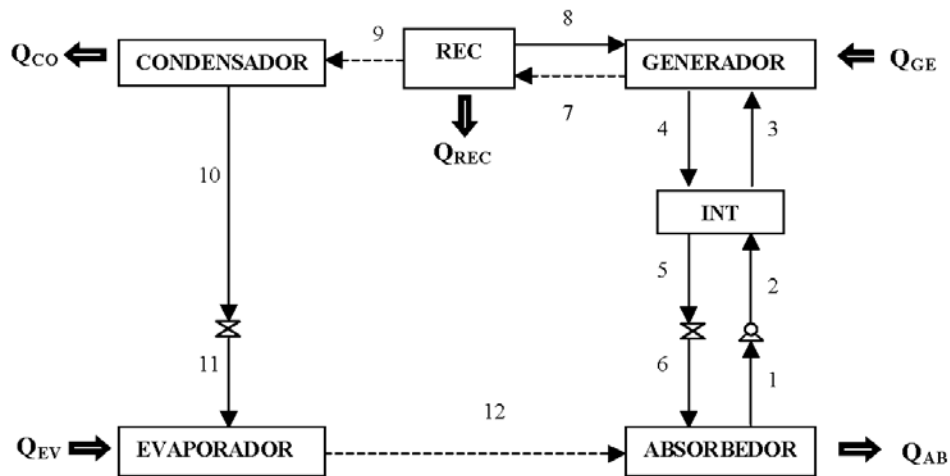


Figura 40. Diagrama esquemático de un ciclo simple de absorción con NH₃-H₂O.⁷

Absorbedor:

- Balance de masa: $m_1 = m_6 + m_{12}$ (Ec. 149)
- Balance de amoníaco: $m_1 x_1 = m_6 x_6 + m_{12} y_{12}$ (Ec. 150)
- Balance de agua: $m_2(1-x_2) + m_3(1-x_3) = m_1(1-x_1)$ (Ec. 151)
- Balance de energía: $Q_{AB} + m_1 h_1 = m_6 h_6 + m_{12} h_{12}$ (Ec. 152)

Generador:

- Balance de masa: $m_4 + m_7 = m_3 + m_8$
- Balance de amoníaco: $m_4 x_4 + m_7 y_7 = m_3 x_3 + m_8 x_8$
- Balance de energía: $m_4 h_4 + m_7 h_7 = Q_{GE} + m_3 h_3 + m_8 h_8$

Condensador:

- Balance de masa: $m_{10} = m_9$
- Balance de energía: $Q_{CO} + m_{10} h_{10} = m_9 h_9$

Evaporador:

- Balance de masa: $m_{12} = m_{11}$
- Balance de energía: $m_{12} h_{12} = m_{11} h_{11} + Q_{EV}$

⁷ CERESO ROMÁN JESÚS, Estudio del Proceso de Absorción con Amoníaco-Agua. Tarragona, Octubre 2006. Cap. 2.

Intercambiador de calor:

- Balance de masa: $m_3 + m_5 = m_4 + m_2$
- Balance de energía: $m_3 h_3 + m_5 h_5 = m_4 h_4 + m_2 h_2$

Rectificador:

- Balance de masa: $m_7 = m_8 + m_9$
- Balance de amoníaco: $m_7 y_7 = m_8 x_8 + m_9 y_9$
- Balance de energía: $m_7 h_7 = m_8 h_8 + m_9 h_9 + Q_{REC}$

3.4.4.3.2 Características del modelo termodinámico

Las variables independientes consideradas en el cálculo son las siguientes:

- Temperatura del vapor a la salida del evaporador, T12 (TE).
- Temperatura de la solución a la salida del generador, T4 (TG).
- Temperatura del líquido a la salida del condensador, T10 (TC).
- Temperatura de la solución a la salida del absorbedor, T1 (TA).
- Eficiencia térmica del intercambiador solución-solución.
- Composición de vapor de amoníaco a la salida del evaporador, y
- Potencia del evaporador, QEV.

La secuencia de cálculo para determinar el estado de las corrientes de salida de los componentes fundamentales del ciclo de absorción se describe a continuación:

Las presiones alta (P10) y baja (P12) se han determinado a partir de la temperatura, composición ($y_{12} = x_{10}$) y condiciones de saturación de las corrientes a la salida del condensador y el evaporador, respectivamente.

$$\text{Presión alta } P10 \rightarrow T10, x10$$

$$\text{Presión baja } P12 \rightarrow T12, y12$$

La concentración en amoníaco de la disolución a la salida del absorbedor y generador se ha calculado a partir de las presiones y temperaturas considerando condiciones de saturación.

$$\text{Concentración del generador } x_4 \rightarrow T_4, P_{10}$$

$$\text{Concentración del absorbedor } x_1 \rightarrow T_1, P_{12}$$

El estado de las corrientes de entrada y salida del rectificador, en condiciones de saturación, se ha determinado mediante las siguientes ecuaciones.

$$\begin{array}{ll} \text{Concentración de entrada del vapor} & y_7 \rightarrow T_7(x_1, P_{10}), \\ \text{Temperatura de salida del vapor} & T_9 \rightarrow y_{12}, P_{10} \\ \text{Temperatura del reflujo} & x_8 \rightarrow T_9, P_{10} \end{array}$$

3.4.4.3.3 Balance de Energía en el Sistema durante el Ciclo Completo

Suponiendo que el sistema se encuentra en estado estacionario, el balance de energía es:

$$Q_G + Q_E = Q_R + Q_C + Q_A \quad (\text{Ec. 153})$$

Aproximadamente la misma cantidad de energía que se necesita para que el amoníaco se separe del agua, sería la que se libera durante la absorción, pero para obtener un valor más aproximado se efectúa el balance de energía para todo el sistema.

$$Q_G + Q_R = Q_C + Q_A + Q_E \quad (\text{Ec. 154})$$

3.4.4.3.4 Cálculo del Coeficiente de Funcionamiento

El COP está definido como la relación entre el efecto de refrigeración y el calor adicionado al generador (Stoecker, 1982, 330p):

$$COP = q_e / q_g \quad (\text{Ec. 155})$$

3.4.5 DISEÑO CAMARAS DE REFRIGERACIÓN

3.4.5.1 Cálculo de Cámaras Frigoríficas

Además de los cálculos puramente constructivos, el proyecto de una cámara o un almacén frigorífico requiere:

1. Cálculo de las dimensiones en función de la capacidad de almacenamiento previsto y del tipo de producto a conservar.
2. Determinación del espesor de aislamiento necesario, en función de las temperaturas externa e interna, así como del material aislante elegido.

3. Cálculo de las necesidades frigoríficas, según sean las pérdidas y ganancias (cargas) de calor.
4. Elección del equipo más adecuado.

3.4.5.1.1 Dimensiones

El volumen que debe tener un almacén o cámara frigorífica dependerá de la cantidad y del tipo de producto que debe conservarse. Si es necesario, el espacio podrá dividirse en varias cámaras independientes.

3.4.5.1.2 Materiales Aislantes

Los materiales aislantes utilizados en la industria frigorífica suelen estar constituidos por multitud de celdillas o células que contienen en su interior aire u otros gases en reposo, dando lugar a una conductividad térmica muy pequeña.

La utilización de estos materiales es esencial en las instalaciones frigoríficas, limitando calor y reduciendo los costes de instalación y funcionamiento de las mismas.

3.4.5.1.3 Espesor de Aislamiento

El cálculo del espesor que tiene que tener la capa de aislante tiene una cierta importancia práctica. Así, si la cámara se aísla deficientemente será necesario invertir en mejores equipos frigoríficos y aumentarán los gastos energéticos. Por el contrario, si se aísla en exceso los equipos de refrigeración y el consumo serán menores, pero aumentará el coste del aislamiento. Es necesario, por tanto, establecer un cierto equilibrio entre ambos extremos.⁸

En principio, el espesor del aislante vendrá dado por el flujo de calor que exista, por la diferencia de temperaturas externa e interna, por la superficie a aislar, y por el tipo de aislante seleccionado. Este cálculo puede realizarse siempre que se conozcan todos los datos y suponiendo que el aislamiento se realice mediante una única capa de aislante.

En realidad, suele recomendarse que el aislamiento se realice en dos capas al menos.

En la práctica no suele conocerse el flujo de calor, por ello se recurre a ciertas reglas o normas prácticas. Así, por ejemplo, se suele estimar que el flujo de calor por unidad de superficie para un aislamiento de corcho en cámaras frigoríficas que deben ser mantenidas a 0 °C se sitúa entre 8 Kcal/ (h m²) y 12 Kcal/ (h m²).

⁸ Tema 7. Escuela de Ingenierías Agrarias. Termodinámica y Termotecnia

3.4.5.1.4 Transmisión de Calor

Según sea el material o materiales aislantes, puede calcularse la transmisión de calor entre el exterior y el interior de la cámara, a partir de la expresión ya conocida:

$$Q = \frac{Q}{t} = U A \Delta T$$

(Ec. 156)

Donde U es el coeficiente global de transmisión. En su cálculo suele despreciarse la contribución por convección a ambos lados, así como el aislamiento producido por los materiales de construcción externos a la cámara. La aportación de ambos al valor de U es pequeña y además la simplificación realizada permite realizar los cálculos con mayor margen de seguridad ya que suponemos una transmisión de calor mayor que la real.

3.4.5.2 Cálculo de Cargas en Refrigeración

Se denomina carga de enfriamiento o de refrigeración a la velocidad con la que es preciso retirar calor desde un recinto para bajar su temperatura hasta un valor deseado.

Dicha velocidad tendrá unidades de energía por unidad de tiempo, y suele expresarse en: kW, kJ/día, kcal/día, kcal/h, etc. También es frecuente denominar “frigoría” a la kilocaloría cuando el calor es extraído.

Precisamente, el punto de partida para el diseño de cámaras frigoríficas es evaluar sus necesidades o “cargas” de refrigeración, pudiendo así establecer cuál será el equipo frigorífico más adecuado para compensar dichas ganancias de calor (pérdidas frigoríficas). Evidentemente dicha carga puede ser variable a lo largo del tiempo, por ello se suele realizar una estimación de las necesidades máximas.

3.4.5.3 Pérdidas por Transmisión

Se incluyen aquí las pérdidas frigoríficas, es decir, las pérdidas de calor, que se producen por transmisión a través de las paredes de la cámara. Será necesario conocer la diferencia de temperaturas, la superficie de cada pared, el espesor del aislante en cada pared y el tiempo (generalmente se toma como base un día, es decir, 24 horas). Se utiliza entonces directamente la expresión para la transmisión del calor:

$$\dot{Q}_1 = k \left(\frac{A}{d} \right) \Delta T$$

(Ec. 157)

Donde, como ya se dijo, se desprecian las contribuciones por convección y las contribuciones del material de construcción. Este cálculo debe realizarse para cada pared, ya que la superficie, el espesor o la diferencia de temperaturas pueden ser diferentes. La pérdida total por transmisión será la suma de la pérdida a través de cada pared.

3.4.5.4 Enfriamiento y/o congelación de productos

El enfriamiento del producto suele ser la mayor de las cargas de refrigeración, ya que es el objetivo final del proceso. Para estimar esta carga hay que tener en cuenta:

- Plazo de tiempo del que se dispone para el enfriamiento y/o congelación.
- Cantidad de producto que hay que enfriar en dicho plazo.
- Temperatura a la que hay que enfriar el producto.
- Recipiente en el que se almacena el producto.

Los dos primeros factores se suelen reunir en el concepto de “recepción máxima diaria”, es decir, en la cantidad máxima de producto que la cámara recibirá al cabo del día, M_d . En algunos casos esta cantidad será muy inferior a la capacidad máxima de la cámara, mientras que en otros, como las cámaras de pre-enfriamiento de centrales hortofrutícolas, ambas cantidades coinciden.

Para calcular la cantidad de calor que debe extraerse de la cámara debemos conocer las temperaturas de entrada, de enfriamiento y, en caso necesario, de congelación del producto, así como su calor específico.

* Sólo enfriamiento:

$$\dot{Q}_e = M_d c_p (T_1 - T_2) \quad (\text{Ec. 158})$$

* Enfriamiento y congelación:

$$\dot{Q}_e = M_d c_p (T_1 - T_c) + \dot{Q}_e = M_d L_s + M_d c_c (T_c - T_2) \quad (\text{Ec. 159})$$

Donde:

Q_e = Carga de enfriamiento (J/día).

M_d = Recepción máxima diaria (kg/día).

T_1 = Temperatura de entrada.

T_2 = Temperatura de conservación.

T_c = Temperatura de congelación del producto.

L_s = Calor latente de congelación, fusión o solidificación (J/kg).

c_p = Calor específico del producto (J/ (kg °C)) c_c = Calor específico del producto congelado.

3.4.5.5 Conservación de Productos

Algunos productos refrigerados, especialmente productos hortofrutícolas, continúan desprendiendo cierta cantidad de calor una vez que han alcanzado su temperatura de conservación. Este calor se denomina calor de respiración, y debe ser extraído de la cámara para evitar aumentos de temperatura. La cantidad de calor de respiración producido cada día (en kcal/tonelada) por diversas frutas y verduras a varias temperaturas de referencia, se denomina q_r , el calor por necesidades de conservación por día será:

$$\dot{Q}_t = M_t q_r$$

(Ec. 160)

Donde M_t será la cantidad de producto total que se encuentra almacenado.

3.4.5.6 Pérdidas por renovación de aire

El aire de la cámara frigorífica debe ser renovado periódicamente con una frecuencia que depende del tipo de producto que se almacene. Por ejemplo, en el caso de carnes refrigeradas, quesos en maduración y huevos el número de renovaciones será de 2 a 4 cada día. En el caso de centrales hortofrutícolas el número puede ser menor, aunque dependerá del tipo de producto almacenado y de si se realiza, o no, algún tratamiento químico.

El aire que entra en la cámara se enfría y se seca, produciéndose por tanto dos cargas por renovación de aire. En el cálculo de las mismas resulta útil el conocimiento de las propiedades del aire.

En el enfriamiento intervendrá la diferencia de temperaturas entre el aire externo y el interno, mientras que la condensación del agua aporta un cierto calor latente. Ambas contribuciones se encuentran reunidas en la definición de entalpía del aire. La expresión a utilizar será, por tanto, la siguiente:

$$\dot{Q}_a = nm_a \Delta \dot{h} \quad (\text{Ec. 161})$$

Siendo:

n = Número de renovaciones de aire al día.

m_a = masa de aire que entra en la cámara ; $m_a = V/v^*$

V = Volumen interno de la cámara.

v^* = Volumen específico del aire que entra.

Δh^* = Diferencia de entalpías entre el aire externo y el interno.

Ya que la condensación del agua se produce en los evaporadores, será necesario descongelarlos periódicamente utilizando resistencias eléctricas, cortinas de agua o invirtiendo el sentido de circulación del gas refrigerante.

3.4.5.7 Otras Cargas Térmicas

Para completar el cálculo de cargas pueden estimarse otras cargas térmicas de menor importancia, entre las que destacamos:

- Calor desprendido por los ventiladores. Los ventiladores situados en los evaporadores generan una cierta cantidad de calor durante su funcionamiento. La determinación exacta de ésta contribución resulta difícil a priori, ya que inicialmente no se conoce cuál equipo se va a instalar, y por tanto cuál será la potencia de dichos ventiladores. Ya que la contribución al total de cargas es pequeña, se suele dar una cifra aproximada, q_v , de entre 10 y 50 kcal/m³ al día. Si se conoce o se estima la potencia, solamente habrá que multiplicarla por el tiempo que esté funcionando el ventilador.

En definitiva, la contribución por el calor desprendido por los ventiladores será:

$$\dot{Q}_v = Pt \quad \text{ó} \quad \dot{Q}_v = Vq_v \quad (\text{Ec. 162})$$

- Necesidades por servicio. Nos referimos aquí a las pérdidas frigoríficas debidas a la iluminación de la cámara, la circulación de personas, la apertura de puertas, condensaciones, descarche, enfriamiento de los recipientes donde se almacena el producto, etc. Suele estimarse que el total de pérdidas se sitúa entre el 10 y el 25% de las pérdidas por transmisión. Se suele estimar que todas estas pérdidas constituyen alrededor del 15% de las pérdidas por transmisión, enfriamiento y/o congelación y conservación:

$$\dot{Q}_s = 0.15(\dot{Q}_t + \dot{Q}_e + \dot{Q}_j) \quad (\text{Ec. 163})$$

3.4.5.8 Carga total

Llamaremos carga total ó carga total diaria a la suma de todas las cargas producidas en un día (24 horas):

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_t + \dot{Q}_e + \dot{Q}_j + \dot{Q}_a + \dot{Q}_v + \dot{Q}_s \text{ kJ/día} \quad (\text{Ec. 164})$$

Dividiendo esta cantidad entre el número de horas de funcionamiento de los equipos frigoríficos (H, entre 10 h y 24 h) obtendremos la carga térmica horaria:

$$\dot{Q}_h = \frac{\dot{Q}_t}{H} \text{ kJ/h} \quad (\text{Ec. 165})$$

Y dividiendo la carga térmica horaria entre 3600 s, obtendremos la potencia teórica de los equipos frigoríficos. En la práctica se suele añadir un margen de seguridad del 10%, entonces:

$$P = 1.1 \left(\frac{\dot{Q}_h}{3600} \right) \text{ kW ó W} \quad (\text{Ec. 166})$$

* Otros aspectos a tener en cuenta:

- Deben evaluarse las necesidades frigoríficas máximas en la etapa del llenado de la cámara. Si una vez cargada la mercancía permanece un cierto tiempo y no se añade más, las necesidades quedan fuertemente reducidas.
- Es prácticamente imprescindible la existencia de automatismos de arranque y parada de los equipos frigoríficos, de forma que no se consuma más energía que la necesaria.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

La investigación fue desarrollada mediante el Método Empírico.

Estudios exploratorios:

- Bibliografía e internet, lo cual nos ayudó a familiarizarnos con los tópicos desconocidos del presente tema.
- Experimentación con prototipo para determinación de parámetros.

Con estos estudios procedemos a diseñar el prototipo del colector cilíndrico parabólico el cual nos permitirá captar la energía solar que hará funcionar el sistema de refrigeración por absorción.

Para conocer una aproximación de la radiación incidente (Kw/hr día) en la ciudad de Loja donde fue desarrollado este proyecto, se realiza a continuación cálculos solares para el día Z (Día de pruebas).

4.1 Cálculos Solares

Datos:

Latitud de Loja:	$\lambda := -3.59\text{deg}$
Longitud de Loja:	$\iota := 79.48\text{deg}$
Día de prueba contado a partir del 1 de Enero. (Tabla.7)	$z := 211$
El ángulo acimutal, α_s , también llamado orientación.	$\alpha_s := 90\text{deg}$
Inclinación del colector respecto de la horizontal.	$\beta := 10\text{deg}$
Constante solar I_0 , intensidad efectiva de la radiación solar.	$I_0 := 1353 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
La velocidad aparente del Sol.	$V_s := 15 \frac{\text{deg}}{\text{hr}}$
El diámetro de abertura:	$D := 0.74\text{m}$
Altura focal del concentrador	$f := 0.20\text{m}$
La longitud del colector:	$l_c := 1.22\text{m} \quad H_c := l_c$

El diámetro aparente del Sol (constante) es de, $\epsilon_s = 32^\circ$	$\epsilon_s := 0.096 \text{rad}$
Transmitancia.	$\tau := 1$
Absortancia. (Tabla.8)	$\alpha := 0.45$
Reflectancia del acero inoxidable.	$\rho_s := 1.2$
Poder emisor del receptor, número no dimensional, que esta entre 0 y 1.	$\epsilon_r := 0.9$
Constante de radiación.	$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$
Temperatura ambiente.	$T_a := 25^\circ\text{C}$
Potencia eléctrica a 110 V.	$P := 500\text{W}$
Longitud de generador por resistencia eléctrica.	$L_g := 25\text{cm}$
Coeficientes de conductividad térmica k a 400 grados kelvin.	
Temperatura a la entrada del generador por resistencia eléctrica.	$T_{eg} := 80^\circ\text{C}$
Temperatura a la salida del generador por resistencia eléctrica.	$T_{sg} := 200^\circ\text{C}$
	$\Delta T_g := 120^\circ\text{C}$

4.1.1 Cálculo de la Declinación Solar

Para la declinación δ_s tomaremos el valor medio diario, al medio día, dado por la ecuación.

$$\delta_s := (23.45 \text{deg}) \sin \left[\left[\frac{360}{365} \cdot (z + 284) \right] \text{deg} \right] \quad (\text{Ec. 65})$$

$$\delta_s = 18.42 \cdot \text{deg}$$

$$\delta_s = 0.322 \cdot \text{rad}$$

4.1.2 Cálculo del Ángulo Horario

Conociendo la declinación solar procedemos a calcular el ángulo horario ω_s , del ocaso solar.

$$\omega_s := \text{acos}(-\tan(\lambda) \cdot \tan(\delta_s)) \quad (\text{Ec. 69})$$

$$\omega_s = 88.8 \cdot \text{deg}$$

4.1.3 Cálculo de la Altura Solar

La altura, γ_s , arco de dicho círculo vertical comprendido entre el astro y el horizonte. Se mide a partir del horizonte de 0 a 90 grados, positivamente hacia el cenit y negativamente hacia el nadir.

$$\begin{aligned}\cos(\theta_s) &:= \sin(\gamma_s) \\ \gamma_s &:= \text{asin}(\cos(\theta_s))\end{aligned}\quad (\text{Ec. 60})$$

$$\gamma_s := 49.12\text{deg}$$

Tomada del programa GeoClock

$$\gamma_s = 0.857 \cdot \text{rad}$$

4.1.4 Cálculo del Ángulo Cenital Solar

$$\cos(\theta_s) := (\sin(\delta_s) \cdot \sin(\lambda) + \cos(\delta_s) \cdot \cos(\lambda) \cdot \cos(\omega)) \quad (\text{Ec. 60})$$

$$\theta_s := \text{acos}(\sin(\gamma_s))$$

$$\theta_s := 90\text{deg} - \gamma_s$$

$$\theta_s = 40.88 \cdot \text{deg}$$

4.1.5 Cálculo del Ángulo Horario Solar

$$\omega := \text{acos}\left(\left(\frac{\sin(\gamma_s)}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\delta_s)} + \cos(\omega_s)\right)\right)$$

$$\omega = 34.98 \cdot \text{deg}$$

4.1.6 Cálculo del Acimut del Sol

Conociendo ω procedemos a calcular acimut del Sol ψ .

$$\psi := \text{acos}\left(\frac{-\sin(\delta_s) \cdot \cos(\lambda) + \cos(\delta_s) \cdot \sin(\lambda) \cdot \cos(\omega)}{\cos(\gamma_s)}\right) \quad (\text{Ec. 61})$$

$$\psi = 123.8 \cdot \text{deg}$$

4.1.7 Cálculo de la Declinación Solar

El ángulo de incidencia θ_i para, superficie inclinada en ángulo β y orientada respecto al sur con ángulo α , con ajuste continuo de la orientación.

$$\theta_i := \text{acos}(\sin(\beta) \cdot \sin(\gamma_s) \cdot \cos(\alpha_s) \cdot \sin(\psi) + \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma_s) \cdot \cos(\alpha_s) \cdot \cos(\psi) + \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha_s))$$

$$\theta_i = 10 \cdot \text{deg} \quad (\text{Ec. 73})$$

4.1.8 Cálculo de horas diarias del Sol

La duración del día natural de luz, en horas puede calcularse como:

$$\mathbf{Sod} := \frac{2\mathbf{hr} \omega s}{15} \quad (\text{Ec. 70})$$

$$\mathbf{Sod} = 11.84 \cdot ^\circ \cdot \mathbf{hr}$$

Los cálculos realizados anteriormente se refieren al centro del disco solar, que tiene un diámetro aparente de unos 32', y no tienen en cuenta el efecto de la atmósfera terrestre.

4.1.9 Cálculo de la Irradiancia Solar

Valor promedio Teórico de Irradiancia solar I_o diario para un día cualquiera del año para la ciudad de Loja.

$$\mathbf{Go} := \mathbf{Io} \cdot \left(1 + 0.033 \cdot \cos \left(\frac{360 \cdot \mathbf{z}}{365} \right) \right) \cdot (\sin(\lambda) \cdot \sin(\delta s) + \cos(\lambda) \cdot \cos(\delta s) \cdot \cos(\omega))$$

$$\mathbf{Go} = 1.05 \cdot \frac{\mathbf{kW}}{\mathbf{m}^2} \quad (\text{Ec. 78})$$

4.1.10 Cálculo de la Estimación de la Radiación en un Día

Donde a_0 , a_1 y k son parámetros ajustados empíricamente. Para el cálculo de estas cantidades, que viene siendo la corrección por altura y tipo de clima, se usan las ecuaciones donde A es la altura sobre el nivel del mar en Km y r_0 , r_1 , r_2 de la (Tabla.6):

$$\mathbf{r_0} := 0.95 \quad \mathbf{r_1} := 0.98 \quad \mathbf{r_k} := 1.02$$

$$\text{Altura SNM Loja} \quad \mathbf{Al} := 2.100$$

$$\mathbf{a_0} := \mathbf{r_0} \cdot \left[0.4237 - 0.00821 \cdot (6 - \mathbf{Al})^2 \right] \quad (\text{Ec. 86})$$

$$\mathbf{a_1} := \mathbf{r_1} \cdot \left[0.5055 - 0.00595 \cdot (6.5 - \mathbf{Al})^2 \right]$$

$$\mathbf{k} := \mathbf{r_k} \cdot \left[0.2711 - 0.01858 \cdot (2.5 - \mathbf{Al})^2 \right]$$

4.1.11 Cálculo de la Transmitancia Atmosférica

"Modelo de Hottel" (1976). Este modelo expresa la transmitancia atmosférica, en función del ángulo cenital (mayor transmitancia en dirección vertical, menor hacia el horizonte), de la altura sobre el nivel del mar (mayor transmitancia a mayor altura) y del tipo de clima. El modelo de Hottel es de la forma:

$$\tau_b := a_0 + a_1 \cdot e^{\left(\frac{-k}{\cos(\theta_s)}\right)} \quad (\text{Ec. 85})$$
$$\tau_b = 0.55$$

4.1.12 Cálculo de la Irradiancia Directa

Para estimar la irradiancia directa sobre una superficie horizontal en una atmósfera clara, se usa G_{cb} , dado por la ecuación:

$$G_{cb} := \tau_b \cdot G_o \quad (\text{Ec. 82})$$

$$G_{cb} = 0.576 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

4.1.13 Cálculo de la Transmitancia a la Radiación Directa

Para una superficie horizontal, la transmitancia a la radiación directa está dada por:

$$\tau_d := 0.2710 - 0.2939 \cdot \tau_b \quad (\text{Ec. 87})$$

$$\tau_d = 0.109$$

4.1.14 Cálculo de la Transmitancia a la Radiación Difusa

Entonces, la transmitancia a la radiación directa, obtenida anteriormente, se substituye en ésta, para obtener G_{cd} . La irradiancia difusa estará dada por la ecuación:

$$G_{cd} := \tau_d \cdot G_o \cdot \cos(\theta_s) \quad (\text{Ec. 88})$$

$$G_{cd} = 0.087 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

4.1.15 Cálculo de la Radiación Total

La irradiancia total estará dada por la ecuación:

$$G_t := G_{cb} + G_{cd} \quad (\text{Ec. 90})$$

$$G_t = 0.663 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

4.1.16 Cálculo de la Energía Incidente

I_s , es la energía incidente por unidad de superficie sobre el concentrador reflector, calculado a partir del Valor promedio Teórico de Irradiancia solar I_o , del Máximo de horas diarias de Sol y del ángulo de giro.

$$I_s := G_t \cdot \cos(\theta_i) \quad (\text{Ec. 76})$$

$$I_s = 0.65 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Conociendo un valor aproximado de energía incidente en la ciudad de Loja, procedemos a realizar el diseño de nuestro colector.

4.2 Geometría del Concentrador Parabólico

La intersección de la parábola y su eje es el vértice S; si se elige este vértice como origen de coordenadas, la ecuación de la parábola es:

$$y := \frac{x^2}{(4 \cdot f)}$$

4.2.1 Cálculo de los puntos para obtener la curva de la parábola

Ésta ecuación nos permitirá obtener la curva del espejo reflectante.

$$\mathbf{x} := \begin{pmatrix} -0.36 \\ -0.3 \\ -0.2 \\ -0.1 \\ 0 \\ 0.1 \\ 0.2 \\ 0.3 \\ 0.36 \end{pmatrix} \mathbf{m} \quad \mathbf{y} = \begin{pmatrix} 0.162 \\ 0.113 \\ 0.05 \\ 0.013 \\ 0 \\ 0.013 \\ 0.05 \\ 0.113 \\ 0.162 \end{pmatrix} \mathbf{m}$$

$$\mathbf{y} := \frac{\mathbf{x}^2}{(4 \cdot \mathbf{f})}$$

Para realizar los cálculos del colector sea seleccionado los siguientes parámetros de diseño.

Mediante la distancia focal f se puede determinar el tamaño de la imagen solar reflejada.

4.2.2 Cálculo del Diámetro de Abertura de la parábola

El Ángulo de abertura correspondiente a la parábola está directamente relacionado con el Diámetro de abertura con la distancia focal.

$$\Phi \mathbf{a} := \mathbf{atan} \left(\frac{\mathbf{D}}{2\mathbf{f}} \right)$$

$$\Phi \mathbf{a} = 60.945 \cdot \mathbf{deg}$$

4.2.3 Cálculo de la Cuerda Focal

$$\mathbf{h} := \mathbf{tan}(\Phi \mathbf{a}) \cdot \frac{\mathbf{f}}{2}$$

$$\mathbf{h} = 0.18 \mathbf{m}$$

4.2.4 Cálculo del Ángulo Máximo

$$\phi \mathbf{m} := 2 \mathbf{atan} \left(\frac{\mathbf{h}}{2\mathbf{f}} \right) \quad (\text{Ec. 92})$$

$$\phi \mathbf{m} = 48.455 \cdot \mathbf{deg}$$

4.2.5 Cálculo de las Coordenadas polares de la Parábola

En coordenadas polares de polo F, la ecuación de la parábola es: ρ

$$\rho := \frac{f}{\left(\cos\left(\frac{\Phi a}{2}\right)\right)^2} \quad (\text{Ec. 92})$$

$$\rho = 0.269 \text{ m}$$

4.2.6 Cálculo de la Superficie de Abertura

La Superficie de abertura A_a del concentrador es:

$$A_a := l_c \cdot D \quad (\text{Ec. 97})$$

$$A_a = 0.878 \text{ m}^2$$

Mediante la superficie de abertura A_a se puede determinar la energía que se puede concentrar.

4.2.7 Cálculo de la Superficie Reflectante

Superficie reflectante (acero inoxidable) del concentrador. $R_c := D$

$$A_\phi := \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot l_c$$

$$A_\phi = 1.38 \text{ m}^2$$

4.2.8 Cálculo del Diámetro de la Imagen del Disco Solar

El diámetro de la imagen del disco solar en el receptor es el que marca la imagen solar en cm. en el foco es:

$$r := \frac{de}{2} \quad ac := \frac{r}{2}$$

$$de := f \cdot \epsilon_s \quad (\text{Ec. 94})$$

$$de = 0.0192 \text{ m}$$

4.2.9 Cálculo del Área del Receptor

$$A_r := \pi \cdot de \cdot H_c \quad (\text{Ec. 113})$$

$$A_r = 0.07359 \text{ m}^2$$

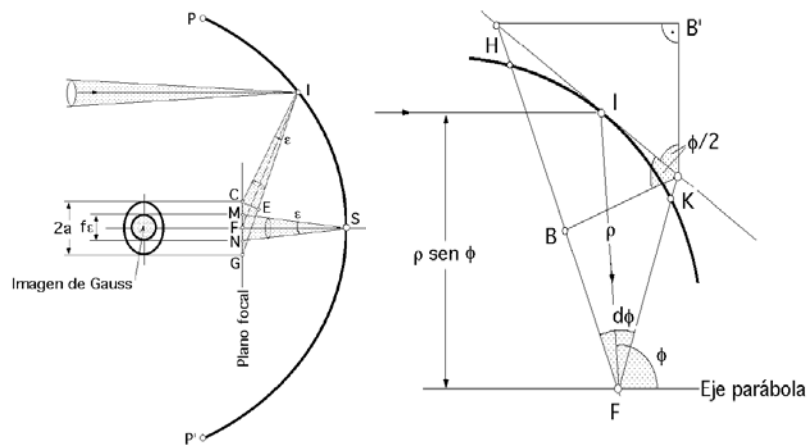
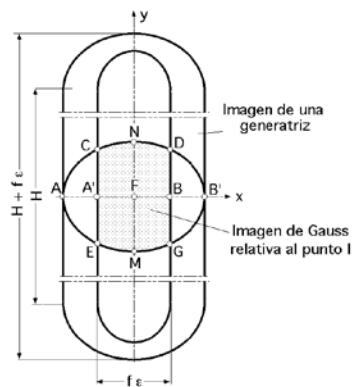
4.2.10 Cálculo de la Razón de Concentración Geométrica

La razón de concentración geométrica, que es la relación entre el área del colector y del concentrador.

$$C_c := \frac{A_a}{A_r}$$

$$C_c = 11.937$$

4.2.11 Cálculo de la Energía Incidente sobre el Receptor



Para calcular el área de la parte sombreada (ECDGE), los ejes mayor (AB) y menor (MN) de la elipse son:

$$(IF) := \rho$$

$$\text{Eje menor } b: \quad b := \frac{\rho \cdot \varepsilon S}{2} \quad b = 0.013 \text{ m}$$

$$\text{Eje mayor } a: \quad a := \frac{\rho \cdot \varepsilon S}{2 \cos(\phi_m)} \quad a = 0.019 \text{ m}$$

4.2.12 Cálculo de la Superficie Elemental de la Elipse

La superficie elemental sombreada A1 vale, aproximadamente:

$$A1 := f \rho \cdot (\varepsilon s)^2 \quad (\text{Ec. 98})$$

$$A1 = 0.000496 \text{ m}^2$$

4.2.13 Cálculo de la Superficie de la Elipse

Y la superficie de la elipse (ACDBGE) es:

$$A2 := \frac{\pi \cdot f^2 \cdot \varepsilon s^2}{4 \cdot \cos(\phi m)} \quad (\text{Ec. 99})$$

$$A2 = 0.00044 \text{ m}^2$$

Con:

$$\xi c := \frac{A1}{A2} \quad (\text{Ec. 100})$$

$$\xi c := \frac{4f \cdot \cos(\phi m)}{\pi \rho}$$

$$\xi c = 0.627$$

4.2.14 Cálculo de la Intensidad Focal

Si I_s es la energía incidente, la energía que incide sobre un espejo de ángulo de abertura F es:

$$I_{\text{focal}} := \frac{8I_s \cdot Hc \cdot f \cdot \sin(\Phi a)}{\pi} \quad (\text{Ec. 103})$$

$$I_{\text{focal}} = 354.6 \cdot W$$

4.2.15 Cálculo del Factor de Concentración

El factor de concentración es:

$$C_o := \frac{8 \cdot \sin(\Phi a)}{\pi \varepsilon s} \quad (\text{Ec. 104})$$

$$C_o = 23.188$$

4.2.16 Cálculo del Rendimiento Óptico de un Colector

El rendimiento óptico de un colector se obtiene con un factor F_j determinado menor que la unidad.

4.2.17 Cálculo de la Densidad de Energía en el Receptor

$$I_r := C_c \cdot A_r \cdot I_s$$

$$I_r = 0.57 \cdot \text{kW}$$

4.2.18 Cálculo del Coeficiente Normal de Distribución de Flujo

$$h_n := I_s \cdot R_c \cdot \sqrt{\pi} \quad (\text{Ec. 125})$$

$$h_n = 833.08 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

4.2.19 Cálculo de la Función de Error de Gauss

$$u_g := \frac{h_n \cdot a_c}{R_c} \quad (\text{Ec. 127})$$

$$u_g = 5.55 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

4.2.20 Determinación del Factor de Interceptación. F_j .

(Tabla 3)

$$F_j := 0.999$$

Obteniendo de Factor de Interceptación podemos encontrar el Rendimiento Óptico del Colector.

4.2.21 Cálculo del Rendimiento Óptico del Colector

$$\eta_{\text{opt}} := \rho_s \cdot \alpha \cdot \tau \cdot F_j \quad (\text{Ec. 121})$$

$$\eta_{\text{opt}} = 0.539$$

4.2.22 Cálculo de la Temperatura Teórica del Receptor

$$I_{\text{focal}} := \varepsilon_r \cdot \sigma \cdot A_r \cdot (T_r^4 - T_a^4)^{\frac{1}{4}}$$

$$\mathbf{Tr} := \sqrt[4]{\frac{\mathbf{Ifocal}}{\varepsilon_r \cdot \sigma \cdot \mathbf{Ar}} + \mathbf{Ta}^4}$$

$$\mathbf{Tr} = 565.6 \mathbf{K}$$

4.2.23 Cálculo del Rendimiento Térmico de un Colector Cilíndrico Parabólico

Datos: $h_e = \text{aire}$

$$h_e := 5 \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K}} \quad h_i := 3000 \cdot \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K}} \quad k_{fe} := 69 \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m} \cdot \mathbf{K}} \quad k_J := 1000 \mathbf{J}$$

$$t := 1 \text{hr} \quad \text{der} := 2r \quad \text{dir} := 2 \cdot (r - 2 \text{mm})$$

4.2.24 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por Radiación

$$\mathbf{Tm} := \frac{\mathbf{Tr} + \mathbf{Ta}}{2}$$

$$\mathbf{Hr} := 4\sigma \cdot \varepsilon_r \cdot (\mathbf{Tm})^3 \quad (\text{Ec. 109})$$

$$\mathbf{Hr} = 16.44 \cdot \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K}}$$

4.2.25 Cálculo del Coeficiente Global de Pérdidas al Exterior

$$\mathbf{Uc} := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{\mathbf{Hr}} \right)} \quad (\text{Ec. 108})$$

$$\mathbf{Uc} = 3.83 \cdot \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K}}$$

4.2.26 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El Coeficiente global de transmisión de calor U basado en el Diámetro exterior del tubo, desde la superficie exterior al fluido, es:

$$U := \frac{1}{\frac{1}{U_c} + \frac{\text{der}}{h_i \cdot \text{dir}} + \frac{\text{der}}{2 \cdot k_{fe}} \cdot \ln\left(\frac{\text{der}}{\text{dir}}\right)} \quad (\text{Ec. 110})$$

$$U = 3.8 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.27 Cálculo del Factor de Eficiencia del Colector

$$fe := \frac{U}{U_c}$$

$$fe = 0.99826$$

4.2.28 Pérdidas en un Colector Cilíndrico Parabólico

Estas pérdidas debido a la geometría de colector nos permiten conocer lo que se pierde de área efectiva de captación de energía que tiene el colector debido a la declinación solar.

4.2.29 Cálculo de la Distancia focal media

Distancia media entre la superficie de la parábola y el absorbente dentro de una misma sección transversal del colector.

$$Fm := f + \left(\frac{f \cdot D^2}{48 \cdot f^2} \right) \quad (\text{Ec. 124})$$

$$Fm = 0.254 \text{ m}$$

4.2.30 Cálculo del Área del Colector que se Pierde por Sombras

$$SE := D \cdot Fm \cdot \tan(\delta_s) \quad (\text{Ec. 123})$$

$$SE = 0.061 \text{ m}^2$$

4.2.31 Cálculo de la longitud del receptor que se pierde debido a la declinación solar

La longitud del receptor que se pierde debido a la declinación solar, es:

$$L_\varepsilon := Fm \cdot \tan(\delta_s) \quad (\text{Ec. 123})$$

$$L_\varepsilon = 0.085 \text{ m}$$

4.2.32 Cálculo de la Ganancia Útil

La ganancia útil de energía por unidad de longitud:

$$\mathbf{Q_u} := \frac{\mathbf{A_a}}{\mathbf{H_c} - \mathbf{L_\varepsilon}} \cdot \mathbf{I_s} \cdot \rho_s \cdot \mathbf{F_j} \cdot \tau \cdot \alpha - \mathbf{U_c} \cdot \frac{\mathbf{A_r}}{\mathbf{H_c}} \cdot (\mathbf{T_r} - \mathbf{T_a}) \quad (\text{Ec. 111})$$

$$\mathbf{Q_u} = 210.6 \cdot \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m}}$$

4.2.33 Cálculo de las Pérdidas Energéticas

Pérdidas Energéticas debido a la Geometría de la Parábola.

$$\eta_g := \left(\cos \left(\frac{\Phi_a}{2} \right) \right)^4 \quad (\text{Ec. 122})$$

$$\eta_g = 0.552$$

4.2.34 Cálculo de la Potencia útil en el receptor

$$\mathbf{P_u} := \mathbf{Q_u} \cdot \mathbf{H_c} \cdot \eta_g$$

$$\mathbf{P_u} = 141.77 \mathbf{W}$$

4.2.35 Cálculo del Rendimiento Térmico

$$\eta_t := \frac{\mathbf{P_u}}{\mathbf{I_s} \cdot \mathbf{A_a}} \quad (\text{Ec. 120})$$

$$\eta_t = 0.247$$

4.2.36 Cálculo de la Temperatura del Fluido

$$\mathbf{T_f} := \mathbf{T_r} - \frac{\mathbf{Q_u} \cdot (\mathbf{H_c})}{\mathbf{A_r}} \left(\frac{1}{\mathbf{U}} - \frac{1}{\mathbf{U_c}} \right) \quad (\text{Ec. 115})$$

$$\mathbf{T_f} = 563.99 \cdot \mathbf{K}$$

4.3 Cálculo Pérdidas en el generador Resistencia eléctrica

4.3.1 Conducción de Calor en el generador (Cilindro)

(Tablas 10, 11)

Espesor de cañería.

$$r_{ic} := 10\text{mm} \quad x_c := 2\text{mm} \quad r_{ec} := 15\text{mm} \quad k_c := 69.4 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Espesor del plomo.

$$r_{ip} := 15\text{mm} \quad x_p := 2\text{cm} \quad r_{ep} := 17\text{mm} \quad k_p := 33.8 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Espesor del yeso.

$$r_{iy} := 17\text{mm} \quad x_y := 3\text{cm} \quad r_{ey} := 47\text{mm} \quad k_y := 0.814 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Espesor del aislante (lana de vidrio).

$$r_{ia} := 47\text{mm} \quad x_a := 4\text{cm} \quad r_{ea} := 87\text{mm} \quad k_a := 0.04 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Para el caso de cilindros con capas múltiples de aislante.

Tubería aislada, distribución de temperaturas.

4.3.2 Correlación para convección natural (interno y externo) para tubos

$$h_{ci} := 1.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\frac{\Delta T_g}{1 \text{ } ^\circ\text{C}}}{\left(\frac{2r_{ic}}{\text{m}}\right)}} \quad (\text{Ec. 58})$$

$$h_{ci} = 3.43 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$h_{ce} := 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

4.3.3 Cálculo del Área del aislamiento en el generador

$$A_g := 2 \cdot \pi \cdot r_{ea} \cdot L_g \quad (\text{Ec. 59})$$

$$A_g = 0.137 \text{m}^2$$

4.3.4 Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor en la resistencia eléctrica

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_{ci}} + \frac{\ln \frac{r_A}{r_1}}{2\pi r_1 L} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_A}}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{2\pi r_2 L (h_{cF} + h_{rF})}$$

(Ec. 145)

$$U_g := \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi \cdot ric \cdot L_g \cdot h_{ci}} + \frac{\ln\left(\frac{rec}{ric}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kc \cdot L_g} + \frac{\ln\left(\frac{rep}{rip}\right)}{2 \cdot \pi \cdot kp \cdot L_g} + \frac{\ln\left(\frac{rey}{riy}\right)}{2 \cdot \pi \cdot ky \cdot L_g} + \frac{\ln\left(\frac{rea}{ria}\right)}{2 \cdot \pi \cdot ka \cdot L_g} + \frac{1}{2\pi \cdot rea \cdot L_g \cdot h_{ce}} \right) \cdot Ag}$$

$$U_g = 0.249 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.3.5 Cálculo de las Pérdidas en el generador de resistencia eléctrica

$$T_{se} := 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{pg} := U_g \cdot (Ag) \cdot (T_{sg} - T_{se}) \quad (\text{Ec. 144})$$

$$Q_{pg} = 5.44 \cdot W$$

4.3.6 Cálculo de la Potencia útil en el generador de resistencia eléctrica

$$P_{ug} := P - Q_{pg}$$

$$P_{ug} = 494.56 \text{ W}$$

4.3.7 Cálculo de la Energía útil en el generador de resistencia eléctrica

$$E_g := P_{ug} \cdot t$$

$$E_g = 494.564 \cdot W \cdot hr$$

4.4 Cálculo de la Cámara de Refrigeración

4.4.1 DATOS:

Flujo másico en el colector solar:	$mf := 0.683 \frac{kg}{hr}$
Cantidad de amoniaco en el sistema:	0.5 kg de NH ₃ y 0.5 kg de agua
Concentración final necesaria de amoniaco en el evaporador:	$xf := 0.995$
Calor latente de fusión agua:	$hk := 335 \cdot \frac{kJ}{kg}$

Calor específico del agua: $C_{p1} := 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Calor específico del hielo: $C_{p2} := 4226 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Variación de temperatura en el agua líquida: $\Delta T1 := 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Variación de temperatura en el hielo: $\Delta T2 := 2 \text{ }^\circ\text{C}$

Cantidad de Masa agua a refrigerar: $m_r := 0.09 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

El calor latente de fusión del hielo es: 335 kJ/kg; k de hielo a cero grados centígrados: 2,22 W/mK.

4.4.2 Cálculo de la Cantidad de Calor a Extraer al Agua

La cantidad de calor Q, que se le debe extraer al agua para lograr el cambio de temperatura, produciendo hielo es:

$$Q_{\text{producto}} := m_r \cdot C_{p1} \cdot \Delta T1 + m_r \cdot h_k + m_r \cdot C_{p2} \cdot \Delta T2 \quad (\text{Ec. 159})$$

$$Q_{\text{producto}} = 68.6 \cdot W$$

4.4.3 Modelo Cámara de Refrigeración

Coeficiente de conductividad térmica de lana de vidrio: $k := 0.040 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Temperatura interna de diseño en la cámara de refrigeración: $T_{in} := 2 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura externa de la cámara de refrigeración: $T_{ex} := 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Variación de temperatura: $\Delta T := T_{ex} - T_{in}$

Temperatura ambiente: $T_a := 25 \text{ }^\circ\text{C}$

h_i = coeficiente de solución líquida: $h_i := 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

h_e = coeficiente de agua de enfriamiento: $h_e := 5 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

4.4.4 Cálculo del Espesor del Aislamiento

$$x := \frac{k \cdot (T_{\text{ex}} - T_{\text{in}})}{h_e \cdot (T_{\text{ex}} - T_a)}$$

$$x = 0.0448 \text{ m}$$

4.4.5 Cálculo del Coeficiente global de transmisión de la pared 1

$$U_1 := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_1 = 0.735 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.4.6 SIMPLIFICACION: Pared 1-2

Área de la pared 1 y pared 2: (Anexo. Plano de la cámara)

$$A_1 := 0.36\text{m} \cdot 0.51\text{m}$$

$$A_1 = 0.184 \cdot \text{m}^2$$

$$Q_1 := U_1 \cdot A_1 \cdot (\Delta T) \quad (\text{Ec. 156})$$

$$Q_1 = 3.78 \cdot W$$

$$Q_2 := Q_1$$

4.4.7 SIMPLIFICACION: Pared 3-4

$$U_3 := U_1$$

Área de la pared 3 y pared 4:

$$A_3 := 0.36\text{m} \cdot 0.56\text{m}$$

$$A_3 = 0.202 \cdot \text{m}^2$$

$$Q_3 := U_3 \cdot A_3 \cdot (\Delta T)$$

$$Q_3 = 4.151 \cdot W$$

$$Q_4 := Q_3$$

4.4.8 SIMPLIFICACION: Pared 5-6

$$U5 := U1$$

Área de la pared 5 y pared 6:

$$A5 := 0.56\text{m} \cdot 0.51\text{m}$$

$$A5 = 0.286 \cdot \text{m}^2$$

$$Q5 := U5 \cdot A5 \cdot (\Delta T)$$

$$Q5 = 5.88 \cdot \text{W}$$

$$Q6 := Q5$$

4.4.9 Cálculo de la Transmisión de calor total de la cámara

$$Q_{\text{trans}} := Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6$$

$$Q_{\text{trans}} = 27.621 \cdot \text{W}$$

4.4.10 Cálculo de la Calor de infiltración

$$Q_{\text{infiltracion}} := 10\% \cdot (Q_{\text{producto}} + Q_{\text{trans}})$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 9.624 \cdot \text{W}$$

4.4.11 Cálculo de las Necesidades por servicio por apertura de puerta

$$Q_s := 15\% \cdot (Q_{\text{trans}} + Q_{\text{producto}} + Q_{\text{infiltracion}}) \quad (\text{Ec. 163})$$

$$Q_s = 15.879 \text{ W}$$

4.4.12 Cálculo de la Potencia total frigorífica del evaporador

$$Q_E := Q_{\text{producto}} + Q_{\text{trans}} + Q_{\text{infiltracion}} + Q_s \quad (\text{Ec. 164})$$

$$Q_E = 121.74 \cdot \text{W}$$

4.4.13 Cálculo de la Energía frigorífica del evaporador por segundo

$$t := s$$

$$E_e := Q_E \cdot t$$

$$E_e = 121.74 \text{ J}$$

4.5 Balance De Masas, Amoniaco Y Energías

4.5.1 Datos:

Energía frigorífica del evaporador.

$$Q_E = 121.74 \cdot W$$

Energía útil en el generador de resistencia eléctrica.

$$Q_{GR} := \frac{494.564}{4} W$$

Energía útil en el colector.

$$Q_{CG} := 141.77 W$$

Presión del Sistema en reposo, de carga del gas inerte.

$$P_s := 1100 kPa$$

Calor añadido en el generador.

$$Q_g := Q_{GR} + Q_{CG}$$

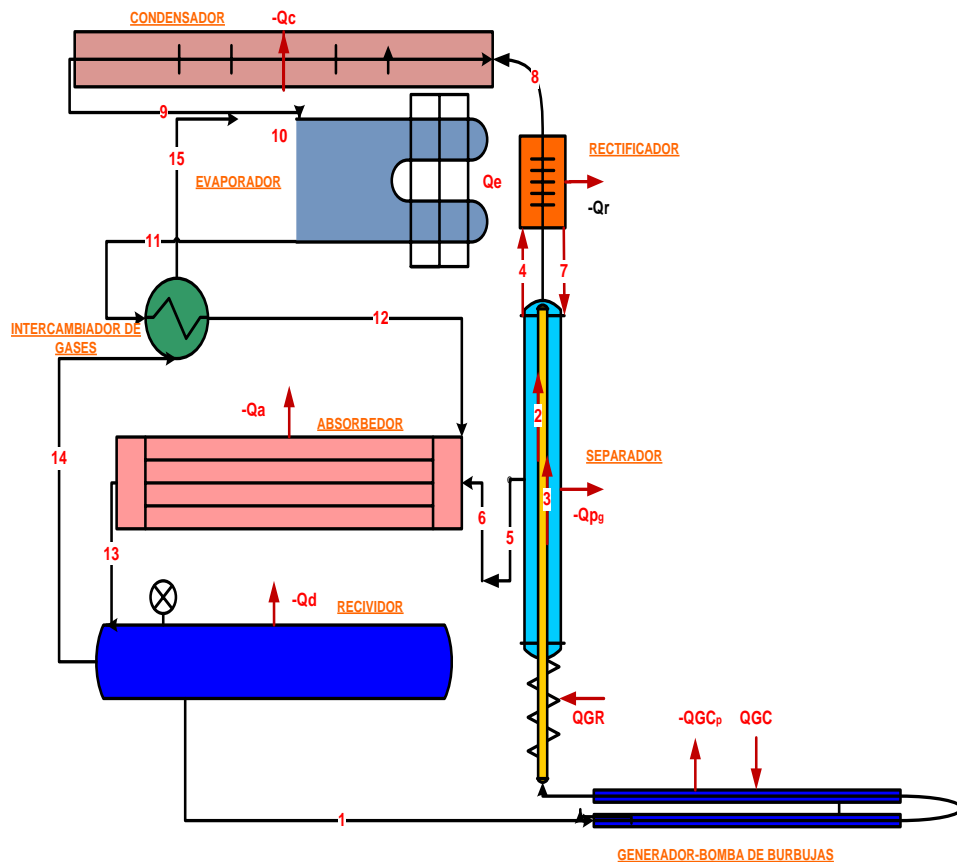
$$Q_g = 265.41 W$$

Entalpías en al Evaporador:

$$h_9 := 38.2 \frac{kcal}{kg}$$

$$h_{11} := 307 \frac{kcal}{kg}$$

4.5.2 Configuración Esquemática del Sistema de Refrigeración



4.5.3 Cálculo del Efecto Refrigerante

$$ER := h_{11} - h_9 \quad (\text{Ec.146})$$

$$ER = 1125.4 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.5.4 Cálculo de la Cantidad de Amoniaco en el Evaporador

$$m_r := \frac{Q_e}{ER} \quad (\text{Ec. 148})$$

$$m_r = 0.39 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.5 Cálculo del Coeficiente de Funcionamiento (COP)

$$\text{COP} := \frac{Q_e}{Q_g} \quad (\text{Ec. 155})$$

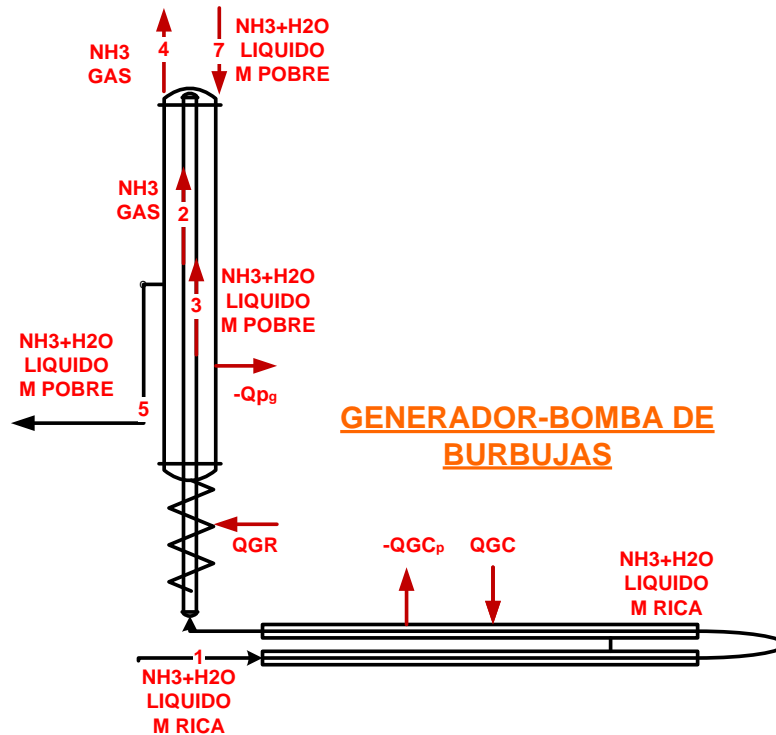
$$\text{COP} = 0.46$$

4.5.6 Concentraciones y Entalpías

(Tabla 12).

Puntos	T °C	Pabs(kg/cm ²)	hl(kCal/kg)	hg(kCal/kg)	xl(NH ₃)	xg(NH ₃)	xl(H ₂ O)	xg(H ₂ O)
1	69	14	17	*	0,554	*	0,446	*
2	130	14	*	412,17	*	0,825	*	0,175
3	130	14	104,67	*	0,24	*	0,76	*
4	69	14	*	334	*	0,993	*	0,007
5	98	7,5	65	*	0,25	*	0,75	*
6	70	3,5	26	*	0,262	*	0,738	*
7	55	14	15	*	0,68	*	0,32	*
8	45	14	*	313	*	0,999	*	0,001
9	38	14	38,2	*	0,98	*	0,02	*
10	-5	3,5	-8	*	0,98	*	0,02	*
11	10	3,5	*	3,7	*	0,999	*	0,001
12	15	3,5	*	312	0,6	0,999	0,4	0,001
13	42	7,5	-12	324	0,58	0,997	0,42	0,003

4.5.7 Bomba De Burbujeo: Puntos (1, 2, 3)



4.5.7.1 Cálculo del Balance de Masas en la bomba de burbujeo

$$m_1 := m_3 + m_2 \quad (\text{Ec. 149})$$

4.5.7.2 Cálculo del Balance de Amoniac en la bomba de burbujeo

$$m_2 \cdot x_{g2} + m_3 \cdot x_{l3} := m_1 \cdot x_{l1} \quad (\text{Ec. 150})$$

$$m_1 := \frac{m_2 \cdot x_{g2} + m_3 \cdot x_{l3}}{x_{l1}}$$

$$m_1 = 0.73 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.7.3 Cálculo del Balance de Agua en la bomba de burbujeo

$$m_2 \cdot (1 - x_{g2}) + m_3 \cdot (1 - x_{l3}) = m_1 \cdot (1 - x_{l1}) \quad (\text{Ec. 151})$$

$$m_1 := \frac{m_2 \cdot (1 - x_{g2}) + m_3 \cdot (1 - x_{l3})}{(1 - x_{l1})}$$

De donde:

$$m_3 := \frac{m_2 \cdot x_{l1} - m_2 \cdot x_{g2}}{x_{l3} - x_{l1}}$$

$$m_3 = 0.34 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.7.4 Cálculo del Balance de Energía en la bomba de burbujeo

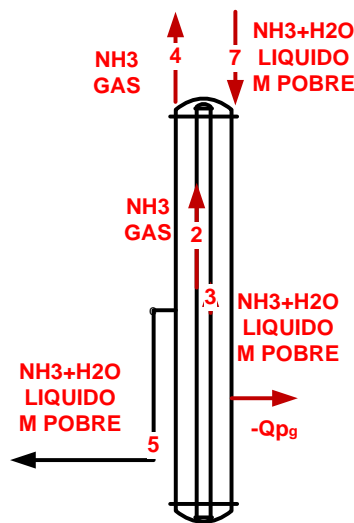
$$m_2 \cdot h_2 + m_3 \cdot h_3 - m_1 \cdot h_1 := Q_g \quad (\text{Ec. 152})$$

$$\left(\frac{m_3 \cdot x_{l1} - m_3 \cdot x_{l3}}{x_{l2} - x_{l1}} \right) \cdot h_2 + m_3 \cdot h_3 - \left(\frac{m_3 \cdot x_{l1} - m_3 \cdot x_{l3}}{x_{l2} - x_{l1}} + m_3 \right) \cdot h_1 := Q_g$$

$$m_2 := \frac{Q_g \cdot x_{l1} \cdot (x_{l3} - x_{l1})}{x_{l3} \cdot x_{l1} \cdot h_2 - x_{l1}^2 \cdot h_2 + x_{l1}^2 \cdot h_3 - x_{g2} \cdot x_{l1} \cdot h_3 - 2x_{g2} \cdot x_{l3} \cdot h_1 - x_{g2} \cdot x_{l1} \cdot h_1 + x_{l3} \cdot x_{l1} \cdot h_1}$$

$$m_2 = 0.39 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.8 SEPARADOR: PUNTOS (4, 5, 7)



4.5.8.1 Cálculo del Balance de masas en el Separador

$$m_4 := m_2$$

$$m_4 + m_5 := m_1 + m_7 \quad (\text{Ec. 149})$$

$$m_7 := m_4 \cdot (1 - x_{g4})$$

$$m_7 = 0.003 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.8.2 Cálculo del Balance de amoniaco en el Separador

$$m_5 \cdot x_{l5} + m_4 \cdot x_{g4} := m_3 \cdot x_{l3} + m_2 \cdot x_{g2} + m_7 \cdot x_{l7} \quad (\text{Ec. 150})$$

$$m_5 := \frac{(m_3 \cdot x_{l3} + m_7 \cdot x_{l7})}{x_{l5}}$$

$$m_5 = 0.34 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.8.3 Cálculo del Balance de Agua en el Separador

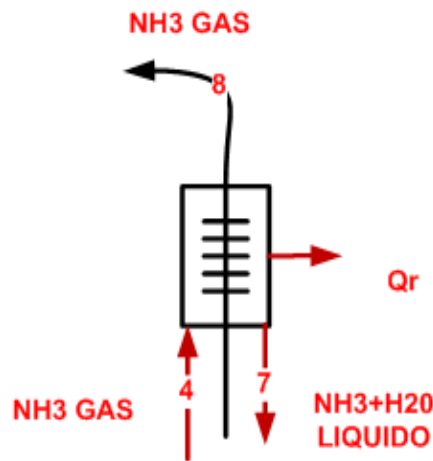
$$m_5 \cdot (1 - x_{l5}) + m_4 \cdot (1 - x_{g4}) := m_3 \cdot (1 - x_{l3}) + m_2 \cdot (1 - x_{g2}) + m_7 \cdot (1 - x_{l7}) \quad (\text{Ec. 151})$$

4.5.8.4 Cálculo del Balance de Energía en el Separador

$$Q_s := -m_5 \cdot h_5 + h_3 \cdot m_3 + m_7 \cdot h_7 - m_4 \cdot h_4 + m_2 \cdot h_2 \quad (\text{Ec. 152})$$

$$Q_s = 51.58 \text{ W}$$

4.5.9 RECTIFICADOR: PUNTOS (4,7 Y 8)



4.5.9.1 Cálculo del Balance de Masas en el Rectificador

Punto 8 a la salida del rectificador.

$$m_{88} := m_4 - m_7 \quad (\text{Ec. 149})$$

$$m_{88} = 0.396 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.9.2 Cálculo del Balance de Amoniaco en el Rectificador

$$m8 := m4 \cdot xg4 \quad (\text{Ec. 150})$$

$$m8 = 0.396 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.9.3 Cálculo del Balance de Energía en el Rectificador

$$Qr := -m8 \cdot h8 - m7 \cdot h7 + m4 \cdot h4 \quad (\text{Ec. 152})$$

$$Qr = 10.7 \text{ W}$$

4.5.9.4 Longitud de Tubería del Rectificador

4.5.9.4.1 Datos de la tubería seleccionada: (Tabla 13, 15)

Espesor del tubo. $X := 0.002\text{m}$

Diámetros de la tubería. $De := 0.022\text{m}$ $Di := 0.018\text{m}$

Densidad del amoniaco a 50 grados. $\rho := 564.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad cinemática amoniaco. $vi := (0.330) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Viscosidad cinemática aire a 77 grados. $ve := (20.76) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Velocidad promedio aire. $\mu e := 2.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Número Prandtl amoniaco a 50 grados. $Pri := 1.99$

Número Prandtl aire a 77 grados. $Pre := 0.697$

Coefficiente conductividad del amoniaco a 50 grados. $ki := 0.476 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Coefficiente conductividad del aire a 25 grados. $ke := 0.03 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Coefficiente de conductividad acero ch 40. $k := 54 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Temperatura ambiente $T\alpha := 298\text{K}$

Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. $\Delta T := (30)\text{K}$

Coefficiente de conductividad térmica de las aletas aluminio: $k_a := 240 \frac{W}{m \cdot K}$

Para un Gas Ideal

Las propiedades térmicas del fluido se toman a la temperatura media de la película, a excepción del coeficiente de dilatación térmica β que se evalúa a la temperatura del fluido TF.

Para el caso de un gas ideal el valor de β se puede aproximar por:

$$\beta_i := \frac{1}{30K} \quad (\text{Ec. 32})$$

β_i diferencia entre T de entrada y salida del rectificador

$$\beta_e := \frac{1}{15K}$$

β_e diferencia entre T de superficie del rectificador y exterior

Variación de temperaturas. -

$$\Delta T_{ri} \text{ diferencia entre T internas de entrada y salida del rectificador} \quad \Delta T_{ri} := 30K$$

$$\Delta T_{re} \text{ diferencia entre promedio de T internas del rectificador y exterior} \quad \Delta T_{re} := 30K$$

4.5.9.4.2 Cálculo del Número de Grashof para el Rectificador

$$G_{ri} := \frac{g \cdot \beta_i \cdot (\Delta T_{ri}) \cdot D_i^3}{v_i^2} \quad G_{re} := \frac{g \cdot \beta_e \cdot (\Delta T_{re}) \cdot D_e^3}{v_e^2} \quad (\text{Ec. 31})$$

$$G_{ri} = 525182578.51 \quad G_{re} = 484578.36$$

4.5.9.4.3 Cálculo de la Velocidad media del flujo interno en el Rectificador

$$A_{ri} := \frac{D_i^2 \cdot \pi}{4} \quad \mu_i := \frac{m^4}{A_{ri} \cdot \rho} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$A_{ri} = 0.00025 \text{ m}^2 \quad \mu_i = 0.0008 \frac{m}{s}$$

4.5.9.4.4 Cálculo del Número de Reynolds interno y externo en el Rectificador

$$Re_i := \frac{\mu_i \cdot D_i}{v_i} \quad Re_e := \frac{\mu_e \cdot D_e}{v_e} \quad (\text{Ec. 36})$$

$$Re_i = 41.39 \quad \text{laminar} \quad Re_e = 3105.01 \quad \text{laminar}$$

4.5.9.4.5 Determinación del tipo de convección en el Rectificador

$$\frac{Gri}{(Rei)^2} = 306530.0348 \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\frac{Gre}{(Ree)^2} = 0.0503$$

4.5.9.4.6 Cálculo del Número de Rayleigh interno y externo en el Rectificador

$$Rai := Gri \cdot Pri \quad Rae := Gre \cdot Pre \quad (\text{Ec. 35})$$

$$Rai = 1045113331.24 \quad Rae = 337751.12$$

4.5.9.4.7 Cálculo del Número de Nusselt interno y externo del Rectificador

para $(10^{-1} < Ra < 10^{12})$ (Ec. 34)

$$Nui := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (Rai)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pri} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad Nue := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (Rae)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pre} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$Nui = 140.55$$

$$Nue = 12.45$$

4.5.9.4.8 Cálculo de los coeficientes de convección para el Rectificador

$$hi := \frac{Nui \cdot ki}{Di} \quad he := \frac{Nue \cdot ke}{De} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$hi = 3716.796 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad he = 16.98 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.5.9.4.9 Cálculo de la Resistencia Térmica en el Rectificador

$$Rtr := \frac{\Delta T}{Qr} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$Rtr = 2.85 \cdot \frac{K}{W}$$

4.5.9.4.10 Cálculo de la temperatura de base en el Rectificador

$$R_{tr} := \frac{T_b - T_\alpha}{Q_r}$$

$$T_{br} := R_{tr} \cdot Q_r + T_\alpha$$

$$T_{br} = 328 \text{ K}$$

4.5.9.4.11 Cálculo de la longitud del Rectificador

$$R_t := \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L_c} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_c}$$

$$L_c := \frac{1}{R_{tr}} \left(\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e} \right)$$

Longitud del rectificador calculada: $L_c = 0.31 \text{ m}$

Longitud de tubería rectificador: $l_c := 0.30 \text{ m}$

4.5.9.4.12 Cálculo del Área de transferencia del rectificador calculada

$$A_c := D_e \cdot \pi \cdot L_c$$

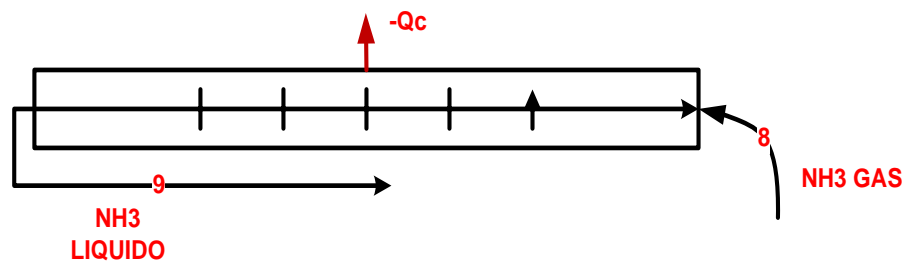
$$A_c = 0.02 \text{ m}^2$$

4.5.9.4.13 Cálculo del Área de la cañería del rectificador

$$A_{bt} := D_e \cdot \pi \cdot l_c$$

$$A_{bt} = 0.021 \text{ m}^2$$

4.5.10 CONDENSADOR: PUNTOS (7 y 8)



4.5.10.1 Cálculo del Balance de Masas en el Condensador

$$m_9 := m_8 \quad (\text{Ec. 149})$$

$$m_9 = 0.4 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.10.2 Cálculo del Balance de Energía en el Condensador

$$Q_c := m_8 \cdot h_8 - m_9 \cdot h_9 \quad (\text{Ec. 152})$$

$$Q_c = 126.42 \text{ W}$$

4.5.10.3 Longitud de Tubería del Condensador

Datos de la tubería seleccionada: (Tabla 13, 15)

Espesor del tubo. $X_c := 0.002 \text{ m}$

Diámetro de la tubería. $D_{ec} := 0.01 \text{ m}$ $D_{ic} := 0.006 \text{ m}$

Densidad del amoníaco a 40 grados. $\rho_c := 581 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad cinemática amoníaco. $\nu_{ic} := (0.340) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Viscosidad cinemática aire. $\nu_{ec} := (16.84) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Velocidad promedio aire. $\mu_{ec} := 2.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Número Prandtl amoníaco a 40 grados. $Pr_{ic} := 2$

Número Prandtl aire a 25 grados. $Pr_{ec} := 0.71$

Coeficiente conductividad del amoníaco a 40 grados. $k_{ic} := 0.493 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Coeficiente conductividad del aire a 25 grados. $k_{ec} := 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. $\Delta T_c := (13) \text{ K}$

Para un Gas ideal

$$\begin{aligned} \beta_{ic} &:= \frac{1}{39K} & (\text{Ec. 32}) \\ \beta_{ec} &:= \frac{1}{14K} \end{aligned}$$

Bi diferencia entre T de entrada y salida del condensador
Be diferencia entre T de superficie del rectificador y exterior

Variación de temperaturas.

$$\begin{aligned} \Delta T_{ri} &\text{ diferencia entre T internas de entrada y salida del condensador} & \Delta T_{ci} &:= 2K \\ \Delta T_{re} &\text{ diferencia entre promedio de T internas del condensador y exterior} \\ \Delta T_{ce} &:= 14K \end{aligned}$$

4.5.10.3.1 Cálculo del Número de Grashof para el Condensador

$$\begin{aligned} Gr_{ic} &:= \frac{g \cdot \beta_{i} \cdot (\Delta T_{ci}) \cdot Dic^3}{\nu_{ic}^2} & Gr_{ec} &:= \frac{g \cdot \beta_{e} \cdot (\Delta T_{ce}) \cdot Dec^3}{\nu_{ec}^2} & (\text{Ec. 31}) \\ Gr_{ic} &= 1221589.62 & Gr_{ec} &= 32275.52 \end{aligned}$$

4.5.10.3.2 Cálculo de la Velocidad media del flujo interno del Condensador

$$\begin{aligned} A_{ric} &:= \frac{Dic^2 \cdot \pi}{4} & \mu_{ic} &:= \frac{m^9}{A_{ric} \cdot \rho_c} & (\text{Ec. 33}) \\ A_{ric} &= 0.00003 \text{ m}^2 & \mu_{ic} &= 0.0066 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.5.10.3.3 Cálculo del Número de Reynolds del Condensador

$$\begin{aligned} Re_{ic} &:= \frac{\mu_{ic} \cdot Dic}{\nu_{ic}} & Re_{ec} &:= \frac{\mu_{ec} \cdot Dec}{\nu_{ec}} & (\text{Ec. 36}) \\ Re_{ic} &= 116.24 \text{ laminar} & Re_{ec} &= 3105.01 \text{ laminar} \end{aligned}$$

4.5.10.3.4 Determinación del tipo de convección del Condensador

$$\begin{aligned} \frac{Gr_{ic}}{(Re_{ic})^2} &= 90.4085 & (\text{Ec. 37}) \\ \frac{Gr_{ec}}{(Re_{ec})^2} &= 0.0107 \end{aligned}$$

4.5.10.3.5 Cálculo del Número de Rayleigh en el Condensador

$$\begin{aligned} \text{Raic} &:= \text{Gric} \cdot \text{Pric} & \text{Raec} &:= \text{Grec} \cdot \text{Prec} & (\text{Ec. 35}) \\ \text{Raic} &= 2443179.24 & \text{Raec} &= 337751.12 \end{aligned}$$

4.5.10.3.6 Cálculo del Número de Nusselt en el Condensador

para $(10^{-1} < \text{Ra} < 10^{12})$

$$\text{Nuic} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (\text{Raic})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pric}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad \text{Nuec} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (\text{Raec})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Prec}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$\text{Nuic} = 23.47$$

$$\text{Nuec} = 6.52$$

4.5.10.3.7 Cálculo de los coeficientes de convección del Condensador

$$\begin{aligned} \text{hic} &:= \frac{\text{Nuic} \cdot \text{kic}}{\text{Dic}} & \text{hec} &:= \frac{\text{Nuec} \cdot \text{kec}}{\text{Dec}} & (\text{Ec. 38}) \\ \text{hic} &= 1928.377 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} & \text{hec} &= 16.96 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

4.5.10.3.8 Cálculo de la Resistencia Térmica del Condensador

$$\begin{aligned} \text{Rtc} &:= \frac{\Delta \text{Tc}}{\text{Qc}} & (\text{Ec. 39}) \\ \text{Rtc} &= 0.1 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

4.5.10.3.9 Cálculo de la temperatura de base en el Condensador

$$\begin{aligned} \text{Rtr} &:= \frac{\text{Tb} - \text{T}\alpha}{\text{Qr}} \\ \text{Tbc} &:= \text{Rtc} \cdot \text{Qc} + \text{T}\alpha \\ \text{Tbc} &= 311 \text{ K} \end{aligned}$$

4.5.10.3.10 Cálculo de la longitud del Condensador

$$R_t := \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L_c} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_c}$$
$$L_{cc} := \frac{1}{R_{tc}} \left(\frac{1}{h_{ic} \cdot \pi \cdot D_{ic}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ec}}{D_{ic}}\right)}{2\pi \cdot k_c} + \frac{1}{h_{ec} \cdot \pi \cdot D_{ec}} \right)$$

Longitud de condensador calculada: $L_{cc} = 18.52 \text{ m}$

Longitud de tubería condensador: $l_{cc} := 3 \text{ m}$

4.5.10.3.11 Cálculo del Área de transferencia del Condensador calculada

$$A_{cc} := D_{ec} \cdot \pi \cdot L_{cc}$$

$$A_{cc} = 0.58 \text{ m}^2$$

4.5.10.3.12 Cálculo del Área de la cañería del Condensador

$$A_{btc} := D_e \cdot \pi \cdot l_{cc}$$

$$A_{btc} = 0.207 \text{ m}^2$$

4.5.11 Cálculos del Número de Aletas para el Condensador

Datos.

Radio de la aleta. $r_2 := 5 \text{ cm}$

Radio de la cañería. $r_{1c} := 5 \text{ mm}$

Espesor de las aletas. $t_c := 3 \text{ mm}$

Número de aletas para en Condensador:

$$Nuc := 52$$

4.5.11.1 Cálculos de la Diferencia de Temperatura en el Condensador

$$r_{2cc} := r_2 + \frac{t_c}{2} \quad (\text{Ec. 42}) \quad \theta_{bc} := T_{bc} - T_a \quad (\text{Ec. 40})$$

$$r_{2cc} = 0.05 \text{ m} \quad \theta_{bc} = 13 \text{ K}$$

4.5.11.2 Cálculo del Área de la base expuesta

$$A_{bc} := (l_{cc} - N_{uc} \cdot t_c) \cdot \pi \cdot Dec \quad (\text{Ec. 48})$$

$$A_{bc} = 0.09 \text{ m}^2$$

4.5.11.3 Cálculo del Área efectiva de una aleta

$$A_{fc} := 2 \cdot \pi \cdot (r_{2cc}^2 - r_{1c}^2) \quad (\text{Ec. 47})$$

$$A_{fc} = 0.02 \text{ m}^2$$

4.5.11.4 Cálculo del Área total de transferencia

$$A_{tc} := N_u \cdot A_{fc} + A_{bc} \quad (\text{Ec. 49})$$

$$A_{tc} = 0.95 \text{ m}^2$$

4.5.11.5 Cálculos de las Dimensiones de la aleta (Anexo Tabla 5)

$$m_{ac} := \left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{ec}}{k_a \cdot t_c}} \right) \quad m_{r1c} := m_{ac} \cdot r_{1c} \quad m_{r2cc} := m_{ac} \cdot r_{2cc}$$

$$m_{ac} = 6.86 \frac{1}{\text{m}} \quad m_{r1c} = 0.03 \quad m_{r2cc} = 0.35$$

4.5.11.6 Funciones de Bessel modificadas de primera y segunda clase:

$$I_{0m_{r1c}} := 1 \quad K_{0m_{r1c}} := 1e^{99}$$

$$I_{1m_{r1c}} := 0 \quad K_{1m_{r1c}} := 1e^{99}$$

$$I_{1m_{r2cc}} := 0.1368 \quad K_{1m_{r2cc}} := 3.2587$$

4.5.11.7 Transferencia de calor de acuerdo a las funciones de Bessel. Eficiencia

$$C_2 := \frac{\left(\frac{2 \cdot r_1}{m} \right)^2}{r_{2c}^2 - r_1^2} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$C_{2c} := \frac{2 \cdot (r_{1c})}{m_{ac} \cdot (r_{2cc}^2 - r_{1c}^2)}$$

$$C_{2c} = 0.55$$

$$\eta_f := C2 \cdot \frac{K1 \cdot (mr1) \cdot I1 \cdot (mr2c) - I1 \cdot (mr1) \cdot K1 \cdot (mr2c)}{I0 \cdot (mr1) \cdot K1 \cdot (mr2c) + K0 \cdot (mr1) \cdot I1 \cdot (mr2c)} \quad (Ec. 45)$$

$$\eta_{fc} := C2c \cdot \frac{K1mr1c \cdot I1mr2cc - I1mr1c \cdot K1mr2cc}{I0mr1c \cdot K1mr2cc + K0mr1c \cdot I1mr2cc}$$

$$\eta_{fc} = 0.5546$$

4.5.11.8 El rendimiento también se puede expresar en función del rendimiento de una sola aleta

$$\eta_{oc} := 1 - \frac{Nu \cdot A_{fc}}{Atc} \cdot (1 - \eta_{fc}) \quad (Ec. 50)$$

$$\eta_{oc} = 0.6$$

4.5.11.9 Cálculo del Calor real transferido por una aleta

$$q_{fc} := \eta_{fc} \cdot \theta_{bc} \cdot A_{fc} \cdot h_{ec} \quad (Ec. 52)$$

$$q_{fc} = 2.02 \text{ W}$$

4.5.11.10 Cálculos del Calor real transferido por la base expuesta

$$q_{bc} := h_{ec} \cdot A_{bc} \cdot \theta_{bc} \quad (Ec. 51)$$

$$q_{bc} = 19.7 \cdot \text{W}$$

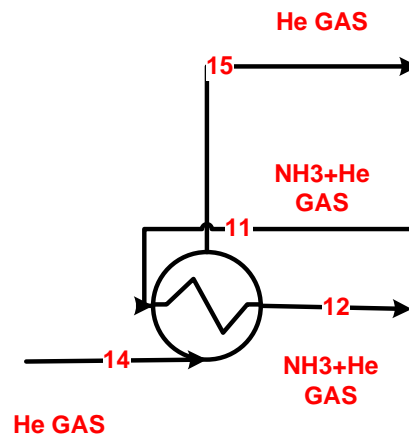
4.5.11.11 Cálculos del Calor total transferido por la base y el total de aletas

$$q_{totc} := Nuc \cdot q_{fc} + q_{bc} \quad (Ec. 53)$$

$$q_{totc} = 124.65 \cdot \text{W}$$

Calor que se necesita disipar: $Q_c = 126.42 \text{ W}$

4.5.12 INTERCAMBIADOR DE GASES: PUNTOS (11,12, 15 y 16)



4.5.12.1 Datos de las Temperaturas

$$T_{11} := 283\text{K}$$

$$T_{12} := 289\text{K}$$

$$T_{14} := 305\text{K}$$

$$T_{15} := 291\text{K}$$

$$T_g := (T_{14} - T_{15})$$

4.5.12.2 Transferencia de calor en el Intercambiador de gases

$$q_i := m_9 \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad \text{Transferencia de calor del amoníaco al helio.}$$

$$q_i = 2.27 \cdot \text{W} \quad \text{Calor intercambiado}$$

4.5.12.3 Cálculo de la masa de helio que circula por el Intercambiador (Tabla 14)

$$C_{ph} := 5.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$m_{15} := \frac{q_i}{C_{ph} \cdot T_g}$$

$$m_{15} = 0.11 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$m_{14} := m_{15}$$

4.5.12.4 Cálculo de la Diferencia de temperaturas media logarítmica

$$\Delta T_2 := T_{14} - T_{11} \quad \Delta T_1 := T_{15} - T_{12}$$

$$\Delta T_{ml} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 57})$$

$$\Delta T_{ml} = 8.34 \text{ K}$$

4.5.12.5 Cálculo del Área del intercambiador de gases

Datos:

$$\text{Radio interno tubo externo} \quad r_e := 0.0345 \text{ m}$$

$$\text{Radio externo tubo interno} \quad r_i := 0.0253 \text{ m}$$

$$\text{Longitud intercambiador} \quad L_{int} := 0.3 \text{ m}$$

$$A_{ig} := 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_{int} \quad A_{eg} := 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L_{int}$$

$$A_{ig} = 0.05 \text{ m}^2 \quad A_{eg} = 0.07 \text{ m}^2$$

4.5.12.6 Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor total en el intercambiador de gases

$$U_{Ig} := \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_{ig}} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_{int}} + \frac{1}{h_e \cdot A_{eg}}} \quad (\text{Ec. 56})$$

$$U_{Ig} = 1.09 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

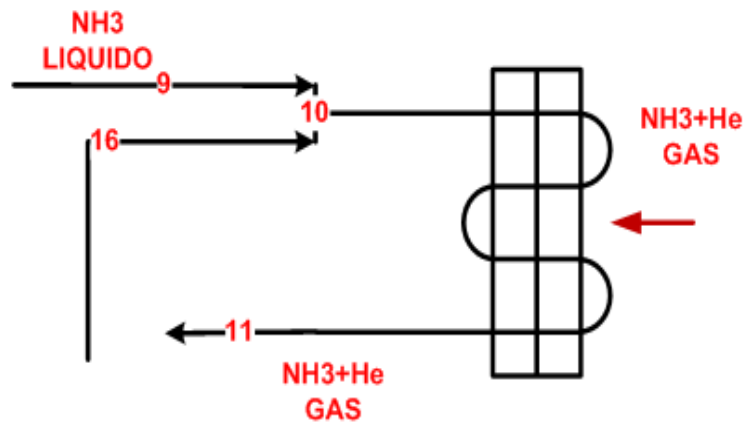
4.5.12.7 Cálculo de Transferencia total de calor de un intercambiador de flujo paralelo o contra flujo

$$q := U_{Ig} \cdot \Delta T_{ml} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$q = 9.15 \text{ W}$$

Calor por intercambiar $q_i = 2.27 \text{ W}$

4.5.13 EVAPORADOR: PUNTOS (10,11 y 16)



4.5.13.1 Cálculo del Balance de Masas para el Evaporador

$$m_{10} := m_9 + m_{16} \quad (\text{Ec. 149})$$

$$m_{10} = 0.51 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.13.2 Cálculo del Balance de Amoniac para el Evaporador

$$m_{10} \cdot x_{g10} := m_9 \cdot x_{l9} + m_{16} \cdot x_{g16} \quad (\text{Ec. 150})$$

$$m_{10} \cdot x_{l10} = 0.5 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$m_9 \cdot x_{l9} + m_{15} = 0.5 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.13.3 Cálculo de la Energía del helio en el Evaporador

$$m_{11} := m_{10}$$

$$m_{12} := m_{11}$$

$$E_{he} := m_{12} \cdot h_{12} - m_{11} \cdot h_{11} \quad h_{15} := \frac{E_{he}}{m_{15}}$$

$$E_{he} = 2.96 \text{ W} \quad h_{15} = 22.35 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

4.5.13.4 Cálculo del Balance de Energía para el Evaporador

$$QE + m_{16} \cdot h_{16} + m_9 \cdot h_9 := m_{11} \cdot h_{11} \quad (Ec. 152)$$

$$QE := -m_{16} \cdot h_{16} - m_9 \cdot h_9 + m_{11} \cdot (h_{11} + h_{16})$$

$$QE = 174.64 \text{ W}$$

4.5.13.5 Cálculo de la Longitud de Tubería del Evaporador

Datos de la tubería seleccionada: (Tabla 13, 15).

Espesor del tubo. $X := 0.002 \text{ m}$

Diámetro de la tubería. $Dee := 0.022 \text{ m}$ $Die := 0.018 \text{ m}$

Densidad del amoníaco a 10 grados. $\rho_e := 626.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad cinemática amoníaco. $\nu_{ie} := (0.368) \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Viscosidad cinemática aire a 20 grados. $\nu_{ee} := (16.84) \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Velocidad promedio aire. $\mu_{ee} := 2.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Número Prandtl amoníaco a 10 grados. $Pr_{ie} := 2.04$

Número Prandtl aire a 20 grados. $Pr_{ee} := 0.708$

Coefficiente conductividad del amoníaco a 10 grados. $k_{ie} := 0.531 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Coefficiente conductividad del aire a 20 grados. $k_{ee} := 0.0262 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. $\Delta T_e := 30 \text{ K}$

Para un Gas Ideal

Las propiedades térmicas del fluido se toman a la temperatura media de la película, a excepción del coeficiente de dilatación térmica β que se evalúa a la temperatura del fluido TF.

Para el caso de un gas ideal el valor de β se puede aproximar por:

$$Bi \text{ diferencia entre } T \text{ de entrada y salida del evaporador} \quad \beta_{ie} := \frac{1}{15K} \quad (\text{Ec. 32})$$

$$Be \text{ diferencia entre } T \text{ de superficie del evaporador y exterior} \quad \beta_{ee} := \frac{1}{3.7K}$$

Variación de temperaturas

$$\Delta T_{ei} \text{ diferencia entre } T \text{ internas de entrada y salida del evaporador} \quad \Delta T_{rie} := 15K$$

$$\Delta T_{ee} \text{ diferencia entre promedio de } T \text{ internas del evaporador y exterior} \quad \Delta T_{ree} := 3K$$

4.5.13.5.1 Cálculo del Número de Grashof para el Evaporador

$$Gr_{ie} := \frac{g \cdot \beta_{ie} \cdot (\Delta T_{rie}) \cdot Die^3}{\nu_{ie}^2} \quad Gr_{ee} := \frac{g \cdot \beta_{ee} \cdot (\Delta T_{ree}) \cdot Dee^3}{\nu_{ee}^2} \quad (\text{Ec. 31})$$

$$Gr_{ie} = 422320879.61 \quad Gr_{ee} = 298554.81$$

4.5.13.5.2 Cálculo de la Velocidad media del flujo interno

$$A_{rie} := \frac{Die^2 \cdot \pi}{4} \quad \mu_{ie} := \frac{m11}{A_{rie} \cdot \rho_e} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$A_{rie} = 0.00025 \text{ m}^2 \quad \mu_{ie} = 0.0009 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.5.13.5.3 Cálculo del Número de Reynolds para el Evaporador

$$Re_{ie} := \frac{\mu_{ie} \cdot Die}{\nu_{ie}} \quad Re_{ee} := \frac{\mu_{ee} \cdot Dee}{\nu_{ee}} \quad (\text{Ec. 36})$$

$$Re_{ie} = 38.57 \quad \text{laminar} \quad Re_{ee} = 3827.79 \quad \text{laminar}$$

4.5.13.5.4 Determinación del tipo de convección para el Evaporador

$$\frac{Gr_{ie}}{(Re_{ie})^2} = 230714.7357 \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\frac{Gr_{ee}}{(Re_{ee})^2} = 0.0204$$

4.5.13.5.5 Cálculo del Número de Rayleigh para el Evaporador

$$\begin{aligned} \text{Raie} &:= \text{Grie} \cdot \text{Prie} & \text{Raee} &:= \text{Gree} \cdot \text{Pree} & (\text{Ec. 35}) \\ \text{Raie} &= 861534594.4 & \text{Raee} &= 211376.81 \end{aligned}$$

4.5.13.5.6 Cálculo del Número de Nusselt para el Evaporador

para $(10^{-1} < \text{Ra} < 10^{12})$

$$\text{Nuie} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (\text{Raie})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Prie}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad \text{Nuue} := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (\text{Raee})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pree}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$\text{Nuie} = 132.7$$

$$\text{Nuue} = 11.08$$

4.5.13.5.7 Cálculo de los coeficientes de convección

$$\text{hie} := \frac{\text{Nuie} \cdot \text{kie}}{\text{Die}} \quad \text{hee} := \frac{\text{Nuue} \cdot \text{kee}}{\text{Dee}} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$\text{hie} = 3914.776 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \text{hee} = 13.19 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

4.5.13.5.8 Cálculo de la Resistencia Térmica del Evaporador

$$\text{Rte} := \frac{\Delta \text{Te}}{\text{QE}} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$\text{Rte} = 0.17 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

4.5.13.5.9 Cálculo de la temperatura de base en el Evaporador

$$\text{Rte} := \frac{\text{Tb} - \text{T}\alpha}{\text{Qr}}$$

$$\text{Tbe} := -\text{QE} \cdot \text{Rte} + \text{T}\alpha$$

$$\text{Tbe} = 268 \text{ K}$$

4.5.13.5.10 Cálculo de la longitud del Evaporador

$$R_t := \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L_c} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_c}$$

$$L_e := \frac{1}{R_{te}} \left(\frac{1}{h_{ie} \cdot \pi \cdot D_{ie}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ee}}{D_{ie}}\right)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_{ee} \cdot \pi \cdot D_{ee}} \right)$$

Longitud del Evaporador calculada: $L_e = 6.41 \text{ m}$

Longitud de tubería Evaporador: $l_{ce} := 3 \text{ m}$

4.5.13.5.11 Cálculo del Área de transferencia del Evaporador calculada

$$A_{ce} := D_{ee} \cdot \pi \cdot L_e$$

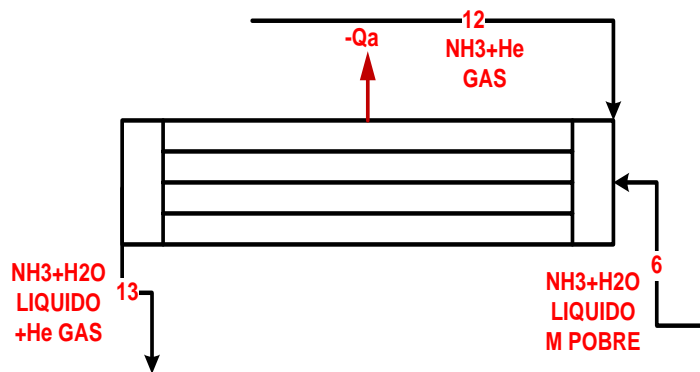
$$A_{ce} = 0.44 \text{ m}^2$$

4.5.13.5.12 Cálculo del Área de la cañería del Evaporador

$$A_{bte} := D_{ee} \cdot \pi \cdot l_{ce}$$

$$A_{bte} = 0.207 \text{ m}^2$$

4.5.14 ABSORBEDOR: PUNTOS (6,12 y 13)



4.5.14.1 Cálculo del Balance de Masas para el Absorbedor

$$m_6 := m_5$$

$$m_{13} := m_6 + m_{12}$$

(Ec. 149)

$$m_{13} = 0.85 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.14.2 Cálculo del Balance de Amoniaco para el Absorbedor

$$(m_{12} - m_{14}) \cdot x_{l12} + m_6 \cdot x_{l6} := m_{13} \cdot x_{l13} \quad \blacksquare \quad (\text{Ec. 150})$$

$$(m_{12} - m_{15}) \cdot x_{g12} + m_6 \cdot x_{l6} = 0.48 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$(m_{13} - m_{15}) \cdot x_{l13} = 0.43 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.14.3 Cálculo del Balance de Agua para el Absorbedor

$$(m_{13} - m_{14}) \cdot (1 - x_{l13}) := m_6 \cdot (1 - x_{l6}) \quad \blacksquare \quad (\text{Ec. 151})$$

$$(m_{13} - m_{14}) \cdot (1 - x_{l13}) = 0.31 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$m_6 \cdot (1 - x_{l6}) = 0.25 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.14.4 Cálculo del Balance de Energía para el Absorbedor

$$Q_a := m_6 \cdot h_6 + m_{12} \cdot (h_{12} + h_{15}) - m_{13} \cdot h_{l13} \quad (\text{Ec. 152})$$

$$Q_a = 220.25 \text{ W}$$

4.5.14.5 Cálculo de la Longitud de Tubería del Absorbedor

Datos de la tubería seleccionada: (Tabla 13, 15).

Espesor del tubo. $X_a := 0.002\text{m}$

Diámetro de la tubería. $De_a := 0.022\text{m}$ $Di_a := 0.018\text{m}$

Densidad del amoniaco a 50 grados. $\rho_a := 564.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad cinemática amoniaco. $\nu_{ia} := (0.330) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Viscosidad cinemática aire. $\nu_{ea} := (1.581) \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Viscosidad promedio aire. $\mu_{ea} := 2.93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Número Prandtl amoniaco a 50 grados. $Pri_a := 1.99$

Número Prandtl aire a 25 grados. $Pre_a := 0.71$

Coeficiente conductividad del amoniaco a 50 grados. $k_{ia} := 0.476 \frac{W}{m \cdot K}$

Coeficiente conductividad del aire a 25 grados. $k_{ea} := 0.026 \frac{W}{m \cdot K}$

Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. $\Delta T_a := (20)K$

Para un Gas ideal

β_{ia} diferencia entre T de entrada y salida del absorbedor $\beta_{ia} := \frac{1}{57.5K}$ (Ec. 32)

β_{ea} diferencia entre T de superficie del absorbedor y exterior $\beta_{ea} := \frac{1}{32.5K}$

Variación de temperaturas.

ΔT_{ri} diferencia entre T internas de entrada y salida del absorbedor $\Delta T_{ai} := 35K$

ΔT_{re} diferencia entre promedio de T internas del absorbedor y exterior $\Delta T_{ae} := 32.5K$

4.5.14.5.1 Cálculo del Número de Grashof para el Absorbedor

$$G_{ria} := \frac{g \cdot \beta_{ia} \cdot (\Delta T_{ai}) \cdot Dia^3}{\nu_{ia}^2} \quad G_{rea} := \frac{g \cdot \beta_{ea} \cdot (\Delta T_{ae}) \cdot Dea^3}{\nu_{ea}^2} \quad (Ec. 31)$$

$$G_{ria} = 319676352.14 \quad G_{rea} = 417758.2$$

4.5.14.5.2 Cálculo de la Velocidad media del flujo interno

$$A_{ria} := \frac{Dia^2 \cdot \pi}{4} \quad \mu_{ia} := \frac{m^3}{A_{ria} \cdot \rho_a} \quad (Ec. 33)$$

$$A_{ria} = 0.00025 m^2 \quad \mu_{ia} = 0.0016 \frac{m}{s}$$

4.5.14.5.3 Cálculo del Número de Reynolds para el Absorbedor

$$Re_{ia} := \frac{\mu_{ia} \cdot Dia}{\nu_{ia}} \quad Re_{ea} := \frac{\mu_{ea} \cdot Dea}{\nu_{ea}} \quad (Ec. 36)$$

$$Re_{ia} = 88.75 \text{ laminar} \quad Re_{ea} = 4077.17 \text{ laminar}$$

4.5.14.5.4 Determinación del tipo de convección para el Absorbedor

$$\frac{Gria}{(Reia)^2} = 40586.23 \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\frac{Grea}{(Reea)^2} = 0.0251$$

4.5.14.5.5 Cálculo del Número de Rayleigh para el Absorbedor

$$Raia := Gria \cdot Pria \quad Raea := Grea \cdot Prea \quad (\text{Ec. 35})$$

$$Raia = 636155940.75 \quad Raea = 296608.32$$

4.5.14.5.6 Cálculo del Número de Nusselt para el Absorbedor

para $(10^{-1} < Ra < 10^{12})$

$$Nuia := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (Raia)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pria} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad Nuea := \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (Raea)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Prea} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (\text{Ec. 34})$$

$$Nuia = 120.55$$

$$Nue = 12.45$$

4.5.14.5.7 Cálculo de los coeficientes de convección para el Absorbedor

$$hia := \frac{Nuia \cdot kia}{Dia} \quad hea := \frac{Nuea \cdot kea}{Dea} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$hia = 3187.868 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad hea = 14.27 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.5.14.5.8 Cálculo de la Resistencia Térmica del Absorbedor

$$Rta := \frac{\Delta Ta}{Qa} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$Rta = 0.09 \cdot \frac{K}{W}$$

4.5.14.5.9 *Cálculo de la temperatura de base en el Absorbedor*

$$R_{ta} := \frac{T_b - T_{\alpha}}{Q_r}$$

$$T_{ba} := R_{ta} \cdot Q_a + T_{\alpha}$$

$$T_{ba} = 318 \text{ K}$$

4.5.14.5.10 *Cálculo de la longitud del Absorbedor*

$$R_t := \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi \cdot k \cdot L_c} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_c}$$
$$L_{ca} := \frac{1}{R_{ta}} \left(\frac{1}{h_{ia} \cdot \pi \cdot D_{ia}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ea}}{D_{ia}}\right)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_{ea} \cdot \pi \cdot D_{ea}} \right)$$

Longitud de absorbedor calculada: $L_{ca} = 11.23 \text{ m}$

Longitud de tubería absorbedor: $l_{ca} := 6 \text{ m}$

4.5.14.5.11 *Cálculo del Área de transferencia absorbedor calculada*

$$A_{ca} := D_{ea} \cdot \pi \cdot L_{ca}$$

$$A_{ca} = 0.78 \text{ m}^2$$

4.5.14.5.12 *Cálculo del Área de la cañería del absorbedor*

$$A_{bta} := D_{ea} \cdot \pi \cdot l_{ca}$$

$$A_{bta} = 0.415 \text{ m}^2$$

4.5.14.6 *Cálculos del Número de Aletas para el Absorbedor*

4.5.14.6.1 *Datos de las Aletas*

Radio de la aleta. $r_{2a} := 4 \text{ cm}$

Radio de la cañería. $r_{1a} := 1.1 \text{ cm}$

Espesor de las aletas $t_a := 3 \text{ mm}$

4.5.14.6.2 Número de aletas para el Absorbedor

$$Nua := 82$$

4.5.14.6.3 Cálculo de la Diferencia de temperatura

$$\begin{aligned} \Theta_{ba} &:= T_{ba} - T_{\alpha} \quad (\text{Ec. 40}) & r_{2ca} &:= r_{2a} + \frac{t_a}{2} & (\text{Ec. 42}) \\ \Theta_{ba} &= 20 \text{ K} & r_{2ca} &= 0.04 \text{ m} \end{aligned}$$

4.5.14.6.4 Cálculo del Área de la base expuesta

$$\begin{aligned} A_{ba} &:= (l_{ca} - Nua \cdot t_a) \cdot \pi \cdot De_a & (\text{Ec. 48}) \\ A_{ba} &= 0.4 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.5.14.6.5 Cálculo del Área efectiva de una aleta

$$\begin{aligned} A_{fa} &:= 4 \cdot \pi \cdot (r_{2ca}^2 - r_{1a}^2) & (\text{Ec. 47}) \\ A_{fa} &= 0.02 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.5.14.6.6 Cálculo del Área total de transferencia

$$\begin{aligned} A_{ta} &:= Nua \cdot A_{fa} + A_{ba} & (\text{Ec. 49}) \\ A_{ta} &= 2.17 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.5.14.6.7 Dimensiones de la aleta (Anexo Tabla 5)

$$\begin{aligned} m_{aa} &:= \left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{ea}}{k \cdot t_a}} \right) & (\text{Ec. 41}) & m_{r1a} &:= m_{aa} \cdot r_{1a} & (\text{Ec. 43}) \\ m_{aa} &= 6.3 \frac{1}{\text{m}} & & m_{r1a} &= 0.01 \\ m_{r2ca} &:= m_{aa} \cdot r_{2ca} & (\text{Ec. 44}) \\ m_{r2ca} &= 0.26 \end{aligned}$$

4.5.14.6.8 Funciones de Bessel modificadas de primera y segunda clase:

$$\begin{aligned} I_{0m_{r1a}} &:= 1 & K_{0m_{r1a}} &:= 1e^{99} \\ I_{1m_{r1a}} &:= 0 & K_{1m_{r1a}} &:= 1e^{99} \\ I_{1m_{r2ca}} &:= 0.0823 & K_{1m_{r2ca}} &:= 5.8334 \end{aligned}$$

4.5.14.6.9 *Transferencia de calor de acuerdo a las funciones de Bessel. Eficiencia*

$$C2 := \frac{\left(\frac{2 \cdot r1}{m}\right)^2}{r2c^2 - r1^2} \quad (Ec. 46)$$

$$C2a := \frac{2 \cdot (r1a)}{maa \cdot (r2ca^2 - r1a^2)}$$

$$C2a = 0.2$$

$$\eta_f := C2 \cdot \frac{K1 \cdot (mr1) \cdot I1 \cdot (mr2c) - I1 \cdot (mr1) \cdot K1 \cdot (mr2c)}{I0 \cdot (mr1) \cdot K1 \cdot (mr2c) + K0 \cdot (mr1) \cdot I1 \cdot (mr2c)} \quad (Ec. 45)$$

$$\eta_{fa} := C2a \cdot \frac{K1mr1a \cdot I1mr2ca - I1mr1a \cdot K1mr2ca}{I0mr1a \cdot K1mr2ca + K0mr1a \cdot I1mr2ca}$$

$$\eta_{fa} = 0.2031$$

4.5.14.6.10 *El rendimiento también se puede expresar en función del rendimiento de una sola aleta*

$$\eta_{oa} := 1 - \frac{Nua \cdot Afa}{Ata} \cdot (1 - \eta_{fa}) \quad (Ec. 40)$$

$$\eta_{oa} = 0.35$$

4.5.14.6.11 *Cálculo del Calor real transferido por una aleta*

$$q_{fa} := \eta_{fa} \cdot \Theta_{ba} \cdot Afa \cdot hea \quad (Ec. 42)$$

$$q_{fa} = 1.25 \text{ W}$$

4.5.14.6.12 *Cálculo del Calor real transferido por la base expuesta*

$$q_{ba} := hea \cdot Aba \cdot \Theta_{ba} \quad (Ec. 41)$$

$$q_{ba} = 113.47 \cdot \text{W}$$

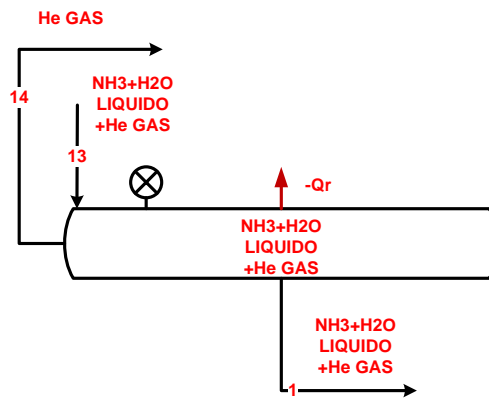
4.5.14.6.13 Cálculo del Calor total transferido por la base y el total de aletas

$$q_{\text{tota}} := Nua \cdot q_{\text{fa}} + q_{\text{ba}} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$q_{\text{tota}} = 216.22 \cdot W$$

Calor que se necesita disipar: $Q_a = 220.25 W$

4.5.15 RECIBIDOR: PUNTOS (13,14 y 15)



4.5.15.1 Cálculo del Balance de Masas en el Recibidor

$$m_1 := m_{13} - m_{14} \quad (\text{Ec. 149})$$

4.5.15.2 Cálculo del Balance de Amoniac en el Recibidor

$$(m_{13} - m_{14}) \cdot x_{l13} = 0.43 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad (\text{Ec. 150})$$

$$m_1 \cdot x_{l1} = 0.4 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.5.15.3 Cálculo del Balance de Energía en el Recibidor

$$h_{14} := h_{15} = 22.35 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_{rv} := (m_{13}) \cdot (h_{l13} + h_{15}) - m_{14} \cdot h_{14} - m_1 \cdot (h_1) \quad (\text{Ec. 152})$$

$$Q_{rv} = -7.13 W$$

4.5.16 Balance de Energía para todo el Sistema

$$Q_E = 174.64 \text{ W} \quad Q_g = 265.41 \text{ W} \quad Q_{rv} = -7.13 \text{ W}$$

$$Q_c = 126.42 \text{ W} \quad Q_a = 220.25 \text{ W} \quad Q_s = 51.58 \text{ W}$$

$$\text{Calor entrante} \quad Q_g + Q_E = 440.05 \text{ W}$$

$$\text{Calor saliente} \quad Q_r + Q_c + Q_a + Q_s + Q_{rv} = 401.81 \text{ W}$$

4.6 IMPLEMENTACIÓN REFRIGERADOR SOLAR-ELÉCTRICO CON CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO

El refrigerador se diseñó y construyó teniendo en cuenta las normas de seguridad para el trabajo con amoníaco. Todas las uniones son soldadas para evitar cualquier fuga, excepto las del manómetro y válvula para medir la presión debido a que éstas últimas son solo para la experimentación del sistema de refrigeración.

4.6.1 Diseño, Construcción del Colector Solar



Fig. 42. Colector Solar.

4.6.1.1 Soporte

Es la estructura de acero con dimensiones de 13,2 m. de largo y de 0,43 m. de ancho construida en tubo cuadrado de 32x32x2mm., que soportar la carga total del colector y diseñada para que el foco permanezca fijo mientras el reflector sigue los movimientos del sol como se muestra en la figura 43.



Fig. 43. Soporte del colector.

4.6.1.2 Eje de la Parábola

Sobre ella se sostiene la Parábola reflectante, construido en ángulo de 20x20x2 mm., sujeta por dos rodamientos en el eje que permite el movimiento de rotación de la parábola, hace que se mantenga el foco en la misma posición al seguir con el movimiento del Sol. En ella además va incluido el sistema mecánico de bicicleta que permite la rotación del colector. Consta además de un sistema manual de regulación de la superficie reflectante que permite modificar el foco.



Fig. 44. Soporte de Parábola.

4.6.1.3 Seguidor solar

El sistema de seguidor solar consiste en una caja de engranajes adaptada a un pequeño destornillador a batería que mueve la superficie reflectante. Este sistema de seguimiento es mecánico, basado en un sencillo juego de 2 piñones de bicicleta uno de 32 dientes y uno de 18 dientes se encuentran en contacto con una cadena de aproximadamente 0.4 m como se aprecia en la figura 45.

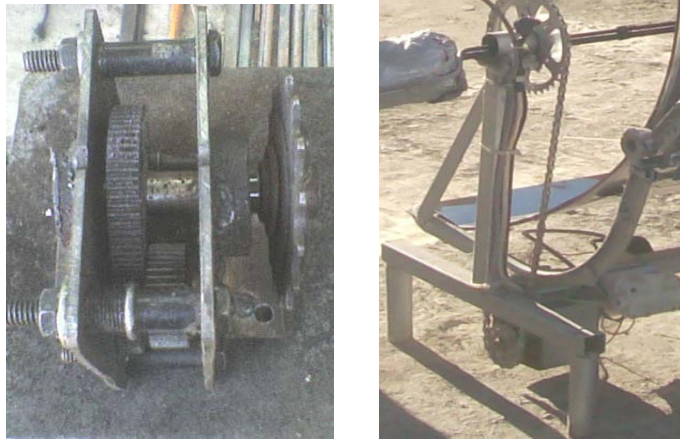


Fig. 45. Sistema de Seguidor Solar.

4.6.1.4 Parábola Reflectante

Entre las opciones que se barajaron para el material reflector tenemos:

- Espejo de Aluminio Grado óptico eficaz máximo: 84%
- Acero Espejo Grado óptico eficaz máximo: 82%
- Espejo de Vidrio Grado óptico eficaz máximo: 75%

El material que se ocupó es acero espejo (inoxidable) de dimensiones largo: 1,20 m. Ancho: 1m. y espesor de 0.0004 m., disponible en la zona, debido principalmente a que es de más bajo costo que un espejo de aluminio y demás es más resistente que el espejo de vidrio con resultados adecuados en la concentración de la energía.



Fig. 46. Parábola Reflectante.

4.6.2 Sistema de refrigeración

Una vez seleccionado el Sistema de Refrigeración por Absorción Difusión y la mezcla refrigerante amoniaco-agua-Helio como fluido de trabajo, y establecidos las condiciones de operación se procede a la construcción del sistema.

4.6.2.1 Diseño de los equipos del sistema de refrigeración

Para la selección de los materiales de construcción es indispensable tomar en cuenta que el amoniaco es un fuerte corrosivo. En nuestro caso seleccionamos acero ya que, además de su disponibilidad comercial, su resistencia al amoniaco y en distintas investigaciones se ha determinado que da buenos resultados en transferencia de calor.

4.6.2.1.1 Evaporador

El efecto de refrigeración se obtendrá por medio de un serpentín que recibe el amoniaco liquido del condensador y se mezcla con el He que proviene del intercambiador de calor de gases, atraviesa el espacio dentro de la cámara fría. Se diseñó como un intercambiador de calor en el cual el amoniaco fluye dentro de un serpentín que está construido en cañería CH-40 de 12 mm de diámetro interno, mientras que absorbe el calor del aire que lo rodea.

El amoniaco entra en fase líquida, se evapora y se licua al absorber calor de la cámara. De manera general, se calculó a temperatura promedio del serpentín para el diseño preliminar del evaporador.



Fig. 47. Evaporador.

La longitud 3 m. y el diámetro externo 0.02 m. de la tubería se seleccionaron de acuerdo al tamaño y forma del prototipo.

4.6.2.1.2 Absorbedor

Este dispositivo permite la mezcla del vapor de amoníaco proveniente del evaporador con la solución débil de amoníaco – agua, para hacer que la concentración aumente liberando calor de la solución al medio ambiente.

De los cálculos de diseño se obtiene la cantidad de calor que es liberado en el proceso de absorción del amoníaco por la mezcla proveniente de la bomba de burbujeo, dándonos los parámetros de construcción con la cañería seleccionada CH-40 diámetro externo 0.022 m. y una longitud de 6 m., y la adición de 82 aletas de aluminio de dimensiones $\text{Øe } 80, \text{Øi } 22 * 3\text{mm}$. Lo que forma un serpentín tal como se observa en la figura 48.



Fig. 48. Absorbedor.

4.6.2.1.3 Tanque recibidor

El flujo másico calculado a la salida del recibidor 0.73 kg/hr. Se lo tomó como medida de referencia. De este modo además sirve como almacenaje para el refrigerante en caso de que sea necesario regular el flujo.

Considerando un tanque de 50 cm de longitud y $\text{Øe } 50, \text{Øi } 42 * 4\text{mm}$., almacenamos mezcla para una hora de trabajo sin considerar el contenido en las cañerías.



Fig. 49. Recibidor.

4.6.2.1.4 Generador

Es la parte del sistema construida de cañería $\text{Øe } 6 * 2 \text{ mm}$ a la entrada del colector y $\text{Øe } 10 * 2 \text{ mm}$ a la salida del colector, la cual nos da una longitud total de 3.40 m., en la cual la solución de amoniaco y agua recibe calor de las fuentes de calor que en nuestro caso son el colector y la resistencia eléctrica, con lo cual se evapora en primera instancia el amoniaco y se separa de la solución débil (líquido) por medio de la disposición de tubos concéntricos (separador). El vapor producido se lleva al condensador y el líquido al absorbedor.

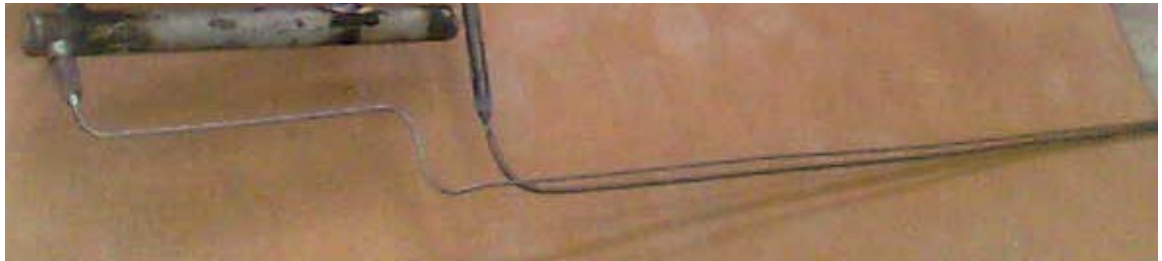


Fig. 50. Generador.

4.6.2.1.5 Rectificador

La instalación de un rectificador entre el generador y el condensador, cuya función es retirar las trazas de aguas contenidas en el refrigerante antes de entrar en el condensador se hace necesario por cuanto la presencia de agua no es deseada en el evaporador ya que podría congelarse, tapar y corroer las cañerías. Se a seleccionado cañería de $\text{Øe } 22, \text{Øi } 18 * 2 \text{ mm.}$, con una longitud de 30 cm. Además se ha colocado 8 aletas de hierro de $\text{Øe } 80, \text{Øi } 22 * 2 \text{ mm.}$, con lo cual se llega a extraer el calor para que no haya paso de agua al condensador.



Fig. 51. Rectificador.

4.6.2.1.6 Condensador

En esta parte del sistema se elimina calor por intercambio entre el calor latente de licuefacción del amoníaco a alta presión y temperatura que viene del generador, tomando en cuenta el calor a disipar, se construyó el condensador en forma de serpentín de $\text{Øe } 10$, $\text{Øi } 6 * 2\text{mm.}$, con 52 aletas de $\text{Øe } 100$, $\text{Øi } 10 * 3\text{mm.}$, expuestos al ambiente.



Fig. 52. Condensador.

4.6.2.1.7 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor intermedio entre condensador y evaporador transfiere calor del amoníaco que sale del evaporador al gas inerte que viene del receptor. Por un balance de energía, utilizando los datos de las corrientes 11, 12, 15 y 16 se conoce la carga térmica que se debe retirar y el flujo másico, de donde obtenemos los parámetros de diseño. La construcción se realiza formando un conjunto de dos tubos concéntricos, el primero de $\text{Øe } 22$, $\text{Øi } 18 * 2\text{mm.}$, y el segundo de $\text{Øe } 30$, $\text{Øi } 26 * 2\text{mm.}$ Y largo de 30 cm.



Fig. 53. Intercambiador de Calor.

4.6.2.2 Cámara de refrigeración

Esta formado por la cámara a refrigerar, un contenedor construido de espuma flex de las siguientes dimensiones externas: L = 66cm. H = 40cm. A = 60cm. Con un volumen interno de la cámara de 0.021 m³, donde atraviesa el evaporador y retira el calor de la cámara donde se coloca un recipiente con líquido para realizar las experimentaciones.



Fig. 54. Cámara de Refrigeración.

4.6.2.3 Carga de refrigerante (NH₄OH) y gas inerte

Las condiciones de operación determinan la cantidad de carga de gas inerte que debe ser suministrado al sistema, específicamente las condiciones ambientales, son las que determinan la temperatura mínima de condensación y esta a su vez, la presión total del sistema.

Del sistema primeramente es retirado el aire contenido en las tuberías a través de una bomba de vacío, llegando a un valor -0.7 Bares (Fig. 55). Luego aprovechando esto es cargado el NH₄OH por diferencia de presiones, la cantidad de 1.2 litros que corresponde a una hora de generación mas el volumen contenido en las cañerías del generador. A continuación con un compresor es inyectado el gas inerte (5 globos de helio hasta una presión de 10 Kg/cm²) asegurándonos que la temperatura del líquido a la salida del condensador deberá corresponder a la temperatura de saturación de NH₃ puro a 14 Kg/cm² (38° C) con el incremento de presión por el proceso de generación.



Fig. 55. Cargas de Helio y Amoniaco.

5. RESULTADOS

5.1 Resultados de cálculos de diseño

A continuación se muestran los resultados obtenidos del diseño de los distintos equipos que se necesitarían utilizando condiciones desfavorables. Cabe recalcar que dichos valores no fueron realizados con métodos rigurosos ni exactos ya que únicamente se buscan dimensiones aproximadas para el prototipo.

Se realizaron los experimentos para el prototipo, tomando las mediciones de presión, temperatura y tiempo tanto en el refrigerador, cámara y colector.

5.1.1 Resultados del diseño de la Cámara de refrigerador

En la siguiente tabla se expresan los valores de diseño de la Cámara de refrigeración:

Transmisión de calor de la cámara.	27.621 W
Calor que se necesita extraer al Producto.	68.6 W
Calor de infiltración de aire.	9.624 W
Calor perdido por apertura de puerta.	15.879 W
Potencia total frigorífica	121.74 W

Carga de refrigeración

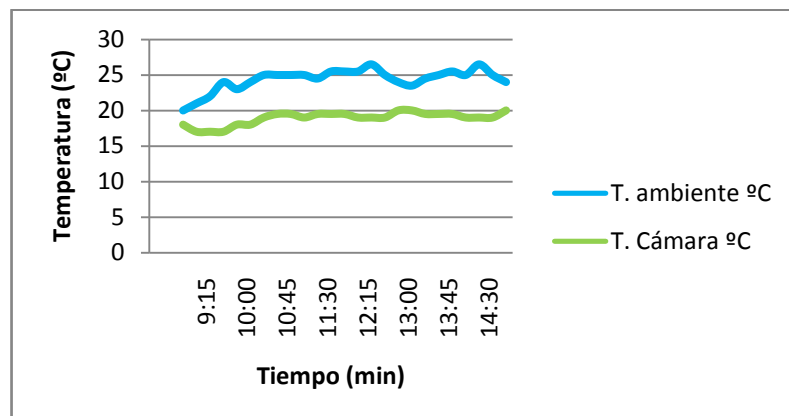
5.1.2 Resultados de pruebas de la Cámara del refrigerador

En el cuadro se muestran los valores obtenidos durante la pruebas en la cámara para comprobar si su aislamiento es suficiente para que haya una adecuada refrigeración en la misma.

Para lo cual se ubicaron dos termopares, una en el interior de la cámara y otra al exterior conectados a Multímetros digitales tipo MY-62, esto nos permitió monitorear las temperaturas interna y externa por un lapso de 6 horas, cuyos se registran a continuación:

T. (min.)	T. ambiente (°C)	T. Cámara (°C)
9:00	20	18
9:15	21	18
9:30	22	18
9:45	24	18
10:00	23	18
10:15	24	18
10:30	25	19
10:45	25	19,5
11:00	25	19,5
11:15	25	19
11:30	24,5	19,5
11:45	25,5	19,5
12:00	25,5	19,5
12:15	25,5	19
12:30	26,5	19
12:45	25	19
13:00	24	20
13:15	23,5	20
13:30	24,5	19,5
13:45	25	19,5
14:00	25,5	19,5
14:15	25	19
14:30	26,5	19
14:45	25	19
15:00	24	20

Seguidamente en la gráfica se representan los resultados de la evolución de las temperaturas interna y externa en la cámara con relación al tiempo.



5.1.3 Diseño del Colector Cilíndrico Parabólico

Para alcanzar 130°C en el generador, se ha dispuesto de un colector cilindro parabólico que precalienta la mezcla, tomando como base aproximaciones solares al colector se le han asignado los siguientes parámetros de diseño.

Longitud del Colector	1.22m
Diámetro de abertura	0.72m
Altura Focal	0.20 m
Intensidad Focal	354.6W
Temperatura del Receptor	565.6K
Rendimiento Térmico	0.247
Potencia Útil	141.77W

Debido a que existieron problemas de flujo se optó por un sistema auxiliar de generación de calor a la salida del generador para que exista el flujo necesario del refrigerante en el sistema, los detalles de la resistencia son:

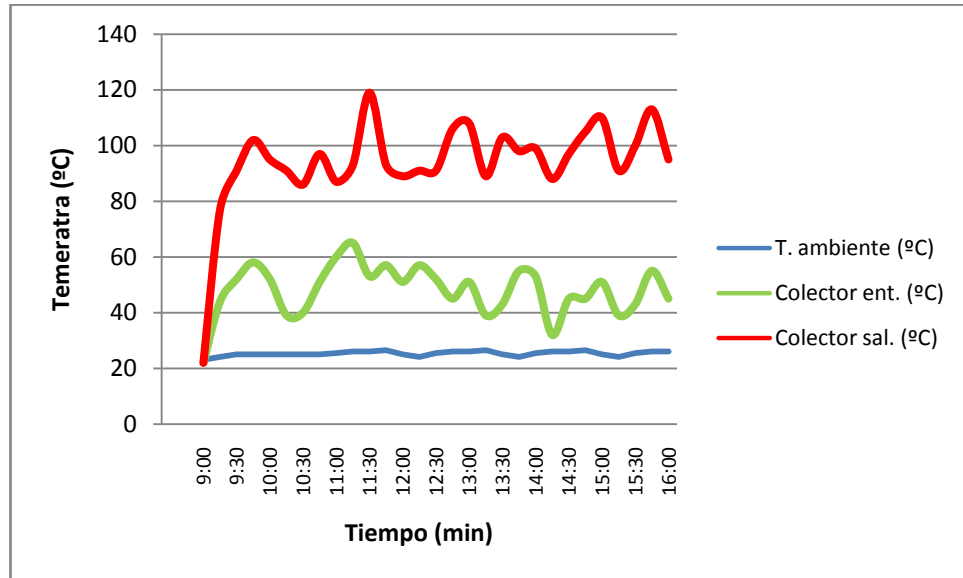
Longitud de la Resistencia	0.25m
Potencia a 110V	500W
Pérdidas de la Resistencia	4.08W
Potencia Útil	495.92W

5.1.4 Resultados de las pruebas de campo del colector

A continuación presentamos los resultados de los ensayos del colector realizados en un tiempo de siete horas. Se ubicaron dos termopares, uno a la entrada y salida del colector fijados a la cañería el generador, para realizar estas pruebas se desactivo el respaldo eléctrico.

Tiempo (min.)	T. Ambiente (°C)	Colector Ent. (°C)	Colector Sal. (°C)
9:00	23	22	22
9:15	24	44	77
9:30	25	52	91
9:45	25	58	102
10:00	25	52	95
10:15	25	39	91
10:30	25	40	86
10:45	25	51	97
11:00	25,5	60	87
11:15	26	65	93
11:30	26	53	119
11:45	26,5	57	93
12:00	25	51	89
12:15	24	57	91
12:30	25,5	52	91
12:45	26	45	106
13:00	26	51	108
13:15	26,5	39	89
13:30	25	43	103
13:45	24	55	98
14:00	25,5	53	99
14:15	26	32	88
14:30	26	45	97
14:45	26,5	45	105
15:00	25	51	110
15:15	24	39	91
15:30	25,5	43	100
15:45	26	55	113
16:00	26	45	95

En la gráfica se observa las variaciones de las temperaturas con respecto al tiempo durante la prueba del colector.



5.1.5 Resultados de diseño del sistema de refrigeración

En la tabla siguiente se detallan las Presiones, Temperaturas y el Flujo de calor de diseño para las diferentes etapas del sistema de refrigeración.

Etapas	Presión (Kg/cm ²)	Temperatura (°C)	Flujo de Calor (W)
Generador	14	130	265,41
Separador	14	70	51.58
Rectificador	14	42	10.7
Condensador	14	38	126.42
Evaporador	3.5	0	174.64
Absorbedor	7	40	220.25
Recividor	7	40	-7.13

5.2 Experimentación con el Prototipo de Refrigeración Solar

Una vez puesto a punto el sistema se realizaron pruebas, se conecta el controlador de temperatura tipo CAMCO (TC-96N) que regula el respaldo eléctrico cuyo termopar se lo colocó a la entrada del colector, cuando llega a sobrepasar 40 °C por acumulación de

calor se activa y se desactiva cuando baja de 40 °C. Se ubicaron termopares conectados a Multímetros digitales tipo MY-62, en la cámara de refrigeración para poder registrar los valores de temperaturas, uno en el evaporador y otro en el recipiente que contiene la carga a refrigerar. Otro termopar se colocó a la salida del generador donde se ubica la resistencia eléctrica y otro a la salida de la bomba de burbujeo estos conectados a dos controladores más de temperatura tipo CAMCO (TC-96N) los cuales nos sirvieron de alternativa para controlar las temperaturas en la resistencia eléctrica o bomba de burbujeo.

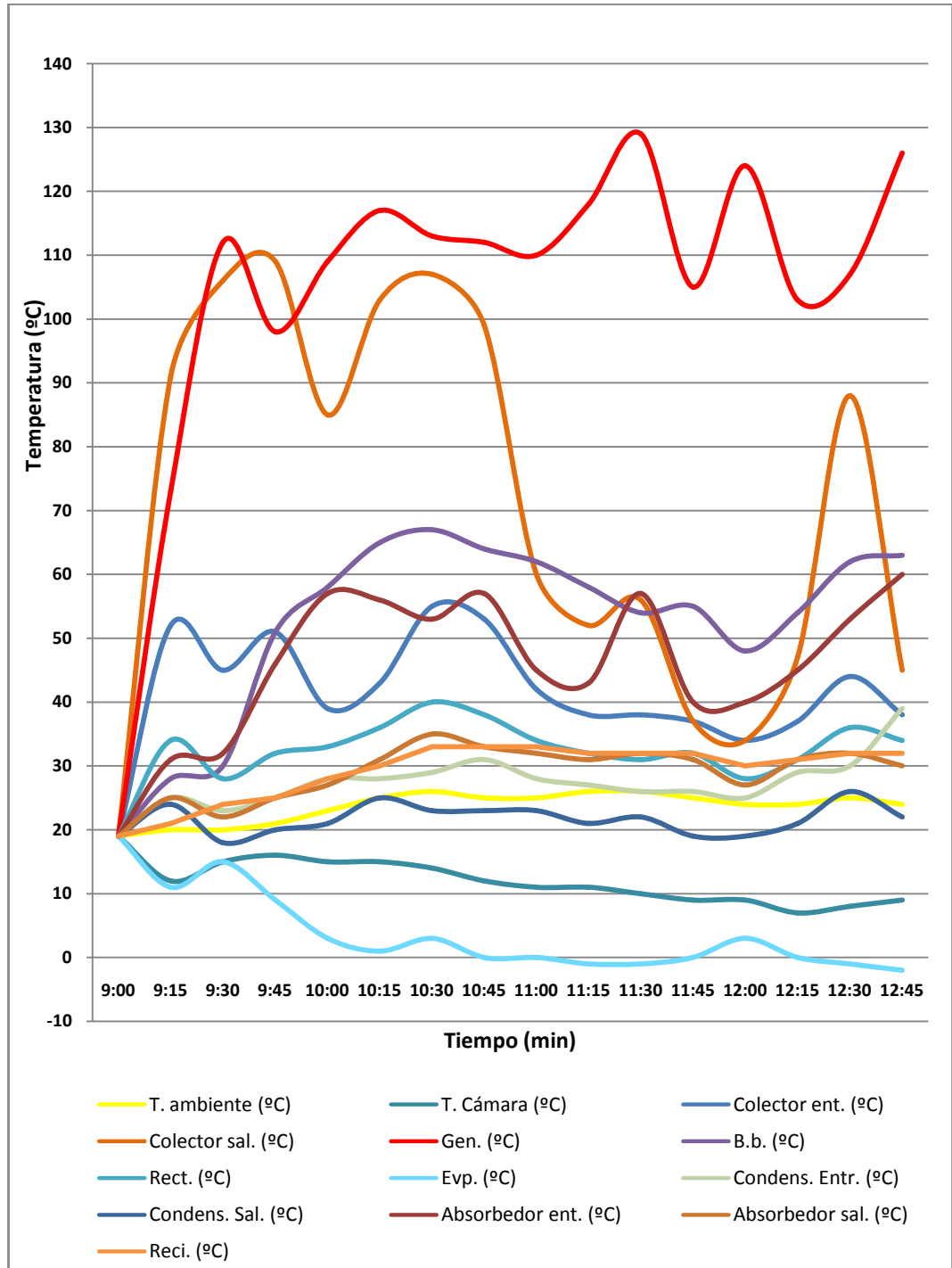
Las demás temperaturas en el sistema fueron tomadas mediante un mini termómetro infrarrojo marca EXTECH.

5.2.1 Resultados del experimento del refrigerador por Absorción

Tabla de temperaturas en los diferentes puntos del sistema de refrigeración durante una prueba en un día soleado funcionando durante 4 horas continuas.

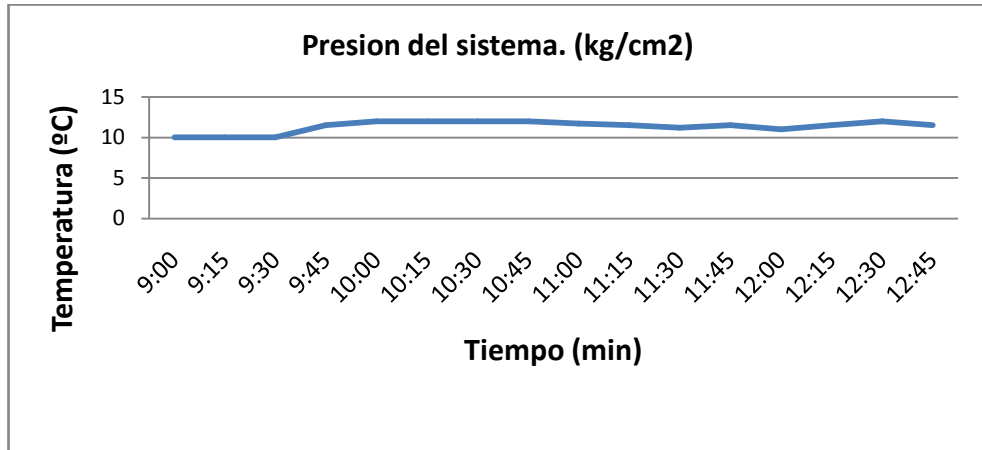
Tiempo	P. (kg/cm ²)	T. ambiente (°C)	T. Cámara (°C)	Colector ent. (°C)	Colector sal. (°C)	Gen. (°C)	B.b. (°C)	Rect. (°C)	Evp. (°C)	Condens. Entr (°C)	Condens. Sal (°C)	Absorbedor ent. (°C)	Absorbedor sal (°C)	Reci. (°C)
9:00	10	19	12	30	67	43	24	29	10	20	17	17	17	19
9:15	10	20	12	52	91	73	28	34	11	25	24	31	25	21
9:30	10	20	15	45	106	112	30	28	15	23	18	32	22	24
9:45	11.5	21	16	51	109	98	51	32	9	25	20	46	25	25
10:00	12	23	15	39	85	109	58	33	3	28	21	57	27	28
10:15	12	25	15	43	103	117	65	36	1	28	25	56	31	30
10:30	12	26	14	55	107	113	67	40	3	29	23	53	35	33
10:45	12	25	12	53	99	112	64	38	0	31	23	57	33	33
11:00	11.7	25	11	42	60	110	62	34	0	28	23	45	32	33
11:15	11.5	26	11	38	52	118	58	32	-1	27	21	43	31	32
11:30	11.5	26	10	38	56	129	54	31	-1	26	22	57	32	32
11:45	11.5	25	9	37	37	105	55	32	0	26	19	40	31	32
12:00	11	24	9	34	34	124	48	28	3	25	19	40	27	30
12:15	11.5	24	7	37	47	103	54	31	0	29	21	45	31	31
12:30	12	25	8	44	88	107	62	36	-1	30	26	53	32	32
12:45	11.5	24	9	38	45	126	63	34	-2	39	22	60	30	32

En la siguiente gráfica se presenta la variación de la temperatura en diferentes puntos del sistema el tiempo.



5.2.2 Grafica de la presión-tiempo durante el experimento del refrigerador por Absorción

El incremento de presión se presentó de una forma poco uniforme, durante el transcurso de la prueba.

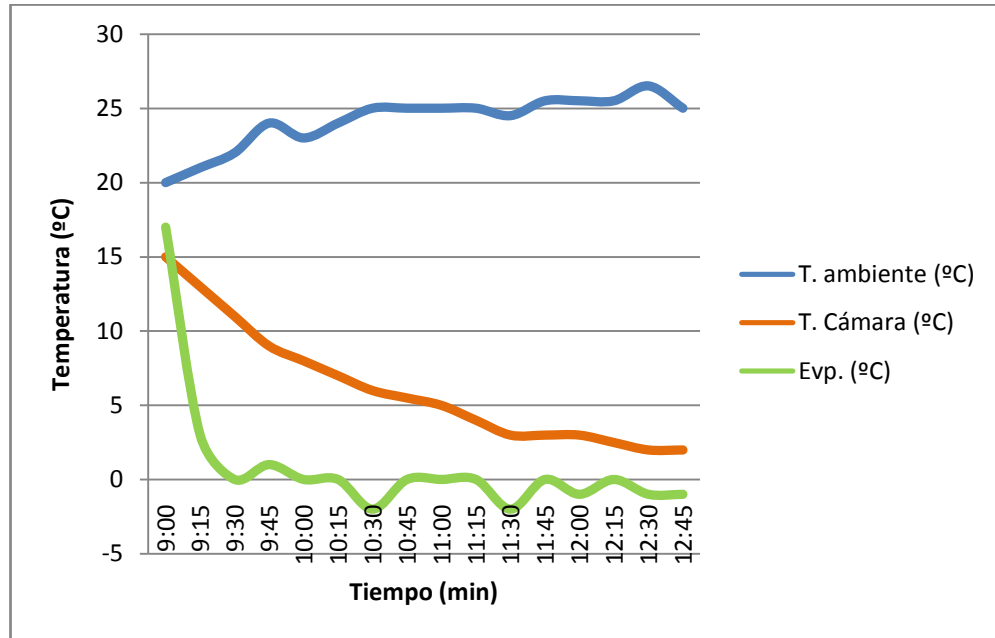


5.3 Resultados del experimento del refrigerador por Compresión

Para comparar nuestro sistema con un sistema de compresión, se realizaron pruebas con un refrigerador convencional, a continuación se detallan los resultados:

Tiempo (min)	T. Ambiente (°C)	T. Cámara (°C)	Evaporador (°C)
9:00	20	15	17
9:15	21	13	3
9:30	22	11	0
9:45	24	9	1
10:00	23	8	0
10:15	24	7	0
10:30	25	6	-2
10:45	25	5,5	0
11:00	25	5	0
11:15	25	4	0
11:30	24,5	3	-2
11:45	25,5	3	0
12:00	25,5	3	-1
12:15	25,5	2,5	0
12:30	26,5	2	-1
12:45	25	2	-1

A continuación se muestra la gráfica de la evolución de las temperaturas con respecto al tiempo en el sistema de refrigeración convencional.



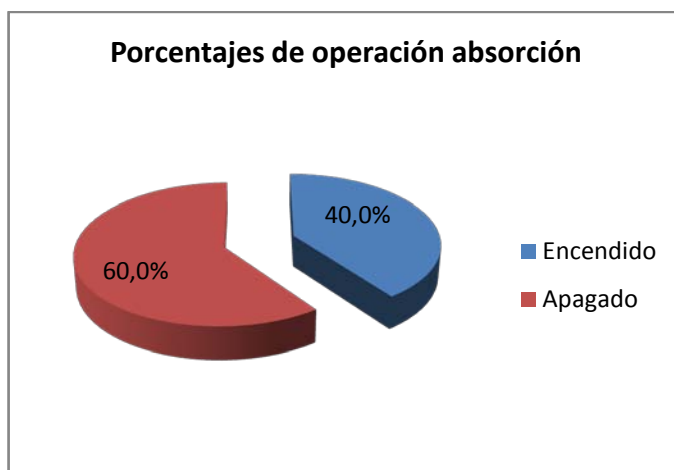
5.4 Comparación del sistema de compresión con el sistema de absorción

Para hacer la respectiva comparación de consumo de energía entre ambos sistemas se hace necesario realizar la siguiente tabulación.

5.4.1 Tabla de consumo eléctrico en el sistema de absorción

Se registraron los tiempos de activación-desactivación de la resistencia eléctrica durante la prueba para luego determinar el tiempo total de funcionamiento, este multiplicado por el valor de la resistencia eléctrica más el valor teórico calculado de la potencia solar en el receptor durante el tiempo de activación obtenemos el total de energía que ingresa al sistema.

Operación	Porcentajes de operación	Tiempo (min)	Potencia (W)	Energía R absorción(W/hr)
Encendido	40,0%	90	640	960
Apagado	60,0%	135	0	0
Total	100,0%	225	0	960



5.4.2 Determinación del coeficiente de operación del sistema de absorción

Conociendo las cargas y las diferencias de temperaturas alcanzadas en la cámara determinamos la potencia frigorífica (Q_r), relacionándola con la potencia absorbida obtenemos el COP.

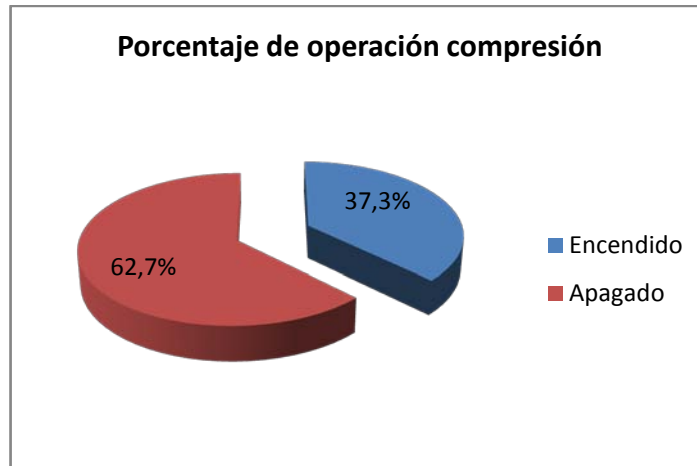
$$\text{COP} = Q_E / Q_G$$

Cargas	ΔT (°C)	TIEMPO (hr)	masa (kg)	Calor Eps kJ/Kg°C	Q_r (w)	COP
Aire	10	4	0,025	1,006	1,0	-
agua	8	4	1	4,182	133,8	-
Total		4	1,025		0,0	0,14

5.4.3 Tabla de consumo eléctrico en el sistema de compresión

Igualmente se registraron los tiempos de activación-desactivación del compresor durante la prueba (4 horas) para luego determinar el tiempo total de funcionamiento, este multiplicado por la potencia del compresor obtenemos el total de energía consumida por éste sistema.

Operación	Porcentaje de operación	Tiempo (min)	Potencia (W)	Energía R. Convencional (W/hr)
Encendido	37,3%	84	250	350
Apagado	62,7%	141	0	0
Total	100,0%	225	0	350



5.4.4 Determinación del coeficiente de operación del sistema por compresión

Conociendo las cargas y las diferencias de temperaturas alcanzadas en la cámara determinamos la potencia frigorífica (Q_r), relacionándola con la potencia absorbida por el compresor obtenemos el COP.

Cargas	ΔT (°C)	TIEMPO (hr)	masa (kg)	Calor Eps kJ/Kg°C	Q_r (w)	COP
Aire	16	4	0,42	1,006	27,0	-
agua	16	4	1	4,182	267,6	-
Total		4	1,42		294,7	0,84

6. AVALUACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

6.1.1 Materiales Utilizados

Los materiales para la construcción se pueden adquirir directamente en distribuidoras o fábricas de aceros y otros, como aluminio, aceros, aceros inoxidables, etc.

Pieza	Dimensiones (mm)	TOTAL [m]	Costo materiales (\$)	Costo mano de obra (\$)
Acero inoxidable	1220 * 2440 * 1	1	32	9,6
Acople	T	1		0
Aleta (Al)	Øe 80 , Øi 22 * 3	82 u	65,6	19,68
Aleta (Al)	Øe 100 , Øi 10 * 3	52 u	52	15,6
ángulo	20 * 20 * 3	5	6	1,8
Cadena Bicicleta (reciclada)	1	1	1	0,3
Caja de engranajes (reciclada)	0,417361111	1	5	1,5
Cañería trifelada	Øe 6 * 2	3.60	46,08	13,824
Cañería trifelada	Øe 10 * 2	8	102,4	30,72
Caucho puerta congelador (reciclada)		1	1	0,3
Chova	Al caliente	0.5 m2	3,1	0,93
Control de temperatura	Digital	3	80	24
Desoxidante	2 litros	2 litros	4,5	1,35
Destornillador a batería		1	40	12
Electrodos	6013 * 2	1libra	1,5	0,45
Espuma flex	2000 * 1000 * 50	1	14	4,2
Extensión para mando destornillador	1m	1	1	0,3
Helio	Gas (globos)	5	5	1,5
Hidróxido de amonio	líquido	1	15,67	4,701
Lana de vidrio (reciclada)		2 kg.	1	0,3
Manómetro Seco	0 - 600 PSI	1	12,9	3,87
Multímetros	Digitales	3	39	11,7

Perfil T	25 * 25 *3	3	4	1,2
Perno	6 * 60	2	2	0,6
Pernos	6 * 20	8	1	0,3
Pintura	Spray aluminio	2	4,8	1,44
Pintura	Spray Negro mate	1	2,4	0,72
Piñón Bicicleta (reciclada)	36 dientes	1	2	0,6
Piñón Bicicleta (reciclada)	6 dientes	1	1	0,3
pletina	12.5 * 3	1,8	2	0,6
Plomo	(reciclada)	2 kilos	2,5	0,75
Resistencias eléctricas		2	10	3
Rodamientos (reciclada)	Øe 63, Øi 38 * 10	2	2	0,6
Tornillos autoperforantes	Øe 3 * 10	6	0,3	0,09
Tubo	Ø 25 * 2	0.45	1	0,3
Tubo	Ø 38 * 2	0.20	1	0,3
tubo cuadrado	38 * 38 * 2	8	22	6,6
tubo cuadrado	30 * 30 * 2	3.5	7	2,1
Tubo fluorescente (reciclada)	Øe 30 * 1200	1		0
Tubo ISO negro	Øi 12.5 * 2* 6000	2 u	14,29	4,287
Tubo ISO negro	Øe 50 * 2	0.5	5	1,5
Tubo ISO negro	Øe 38 * 2	0.34	2	0,6
Vacuo metro	-1 a 0 BAR	1	9	2,7
Válvula de paso	VEFA	1	36	10,8
Vinil adhesivo		2 m2	5	1,5
Yeso	Especial	1 libra	1	0,3
			subtotal	666,04
			IVA	79,92
			TOTAL	969,75

Estos materiales son de fácil adquisición en el mercado y pueden ser adquiridas. Mención aparte aquí para el acero reflectante (acero espejo), ésta es la parte más delicada del equipo ya que de él depende mayoritariamente el rendimiento del mismo, ya sea por su calidad superficial como por la curvatura que posea; por esto debe exigirse al proveedor que el insumo venga en planchas planas cubiertas por un plástico para proteger su superficie (formato disponible en el mercado) Así, con este plástico

protector, el acero puede ser trabajado con las manos y sólo debe retirarse al momento de montar el equipo en el lugar definitivo.

6.2 CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

En cuanto a la construcción, no existe gran dificultad a la hora de trabajar con las máquinas herramientas, solamente en la calidad de terminación que se obtiene en algunos procesos que no es perfecta, pero se adecua a las necesidades de resistencia que se necesitan, como ocurre en el caso del trabajo de soldadura.

Se debió volver a retomar los trabajos manuales de taller aprendidos en aquellos ramos, como es el caso del trabajo con esmeril, torno, taladro, sierra, discos de corte, etc.

A continuación se hará una breve aproximación centrada en los costos operacionales empleados en la construcción.

Costos de operación de los Equipos			
Máquina	Cantidad (hr)	Costo (\$/hr)	Total \$
Bomba de vacio	1	2	2
Cierra	2	0,25	0,5
Compresor	5	3	15
Cortadora de tubo	1	0,25	0,25
Dobladora de tol	0,5	0,5	0,25
Dobladora de tubo	2	2	4
Escuadra	1	0,25	0,25
Esmeril angular	1	0,8	0,8
Flexómetro	5	0,25	1,25
Guillotina	1	0,5	0,5
Juego de Llaves	1	0,25	0,25
Máquina Soldadora al Arco Eléctrico	10	6	60
Remachadora	1	0,25	0,25
Taladro de Pedestal	3	4	12
Taladro Manual	4	1	4
Cantidad de horas trabajados	38,5		
		subtotal	101,30
		IVA	12,16
		TOTAL US\$	113,46

El total de los costos para el diseño y construcción del prototipo del sistema de refrigeración de detalla a continuación:

TOTAL INVERSIÓN EN REFRIGERADOR SOLAR	
Costos	subtotales
Materiales y mano de obra	969,75
Operación de los Equipos	113,46
Costos indirectos	108,32
Total incluido IVA U\$	1191,53

6.3 MANTENCIÓN DEL EQUIPO

6.3.1 Reflector

Limpieza (todas las semanas):

- Girar el reflector a la posición de la tarde (horizontal)
- Lavar una mitad con detergente blando y agua más un líquido para fregar.
- Enjuagar inmediatamente con agua más un líquido para fregar.
- Dejar secar.
- Girar el reflector a la posición de la mañana y repetir el mismo procedimiento de lavado.

Por otro lado, el acero espejo dañado debe ser reemplazado cuando sea necesario.

6.3.2 Sistema de seguimiento

6.3.2.1 Componente Mecánico

Referido al servicio mantenimiento éste es:

- Limpiar el polvo si es necesario (cadena podría estar demasiado sucia para moverse)
- Colocar una gota de aceite lubricante en cada fijación y engranaje.

6.3.2.2 Componente Electrónico

Depende del tiempo de vida de la batería, la que debe ser cambiada o recargada al finalizar su vida útil, o reemplazarla.

6.4 IMPACTO AMBIENTAL

El impacto ambiental lo dividiremos en tres líneas básicas Natural, Social y Cultural.

6.4.1 Natural

Físicamente este sistema de refrigeración se instalará en zonas residenciales e industriales, ya excesivamente impactadas, como para tener en consideración la instalación de este sistema de refrigeración.

El tipo de refrigerante y la fuente energética nos producen directamente, en caso de implantación masiva:

- Una reducción muy importante de las emisiones de CFC con lo ello supone, una mejora en el lamentable estado actual del O₃ “Ozono” el cual permite la existencia de vida en todas sus formas en este planeta, pues nos protege de los tan dañinos rayos ultra violeta procedentes del Sol.
- Una reducción de las emisiones de CO₂ y por consiguiente una desaceleración del calentamiento global del planeta por efecto invernadero.
- Una reducción de la contaminación térmica.
- Una reducción importante de los residuos radiactivos.

6.4.2 Social

Apto para cooperación en países sub-desarrollados pues permite su instalación en zonas remotas.

6.4.3 Cultural

La generalización en la utilización de este método de refrigeración supondría un pequeño paso hacia una sociedad sostenible, pues el bajo consumo, el bajo coste tanto energético como económico de los materiales, la posibilidad de reutilización de los refrigerantes y el escaso nivel de contaminación.

Provocaría:

- Una menor dependencia de los combustibles fósiles y por consiguiente la reducción de la importación de los mismos.
- Un ambiente más limpio y sano.
- Un sistema agrícola más económico, pues el NH₃ (Tabla 16), es un fantástico fertilizante por su gran cantidad de Nitrógeno.

Muchos de los componentes utilizados son reutilizados y/o reciclados y al fin de su vida útil podrán ser reutilizados y/o reciclados, como detallaremos en el estudio de cada uno de los componentes.

6.4.4 Contaminación

6.4.4.1 Contaminación acústica

Negativa, pues el único elemento que produce sonido es un motor de pequeña potencia.

6.4.4.2 Contaminación lumínica

Negativa, solo es necesaria su iluminación durante el escaso manipulado, tanto en mantenimiento como en reajustes.

Si la máquina se instala en el exterior, toda iluminación será enfocada hacia el área de trabajo, nunca se emitirá luz a otra zona ni al cielo.

6.4.4.3 Contaminación térmica

El calor que emite a la atmósfera es el mismo que recibe del planeta, más el calor producido por el colector cilíndrico parabólico.

6.5 Amoniaco como contaminante

Utilizamos poca cantidad de refrigerante, lo que en caso de avería la cantidad máxima de fluido toxico emitido a la atmósfera será reducida y controlable.

Ahorro en la gestión y el tratamiento de los residuos y emisiones:

- La emisión de refrigerante a la atmósfera supone un coste nulo.
- Una gestión de residuos adecuada, asegurará la minimización de la contaminación.

6.5.1 Medidas de Reutilización

El refrigerante empleado es reutilizable en la agricultura con un simple rebajado con agua del NH₃ al 25% que lo convierte en NH₄ + Amoniaco anhídrido. El cual se puede aplicar directamente a la tierra como fertilizante.

Mediante unas sencillas mezclas químicas entre el NH₃ del circuito y otros elementos naturales se consiguen: Poli fosfatos amónicos, urea y nitrato amónico. Todos ellos

utilizados como fertilizantes. El agua del circuito interno se reutiliza junto con el NH_3 en la agricultura como fertilizante.

Los sistemas de regulación y control con un buen mantenimiento podrán ser reutilizados en otras máquinas o procesos. (Tabla 17).

7. DISCUSIÓN

El desarrollo de ésta investigación se inicia con una extensa recopilación, análisis e interpretación de información acerca del sistema de refrigeración solar, encontrándonos que ésta información es restringida por múltiples razones entre ellas la poca difusión de éstos temas y la reserva de otros investigadores a publicar sus trabajos por razones económicos, por ejemplo documentos en internet incompletos.

Para superar esto se consiguió un refrigerador por absorción cuya fuente calor es la combustión de keroseno (Imagen 1), la cual nos dio una idea de cómo funcionan los diferentes componentes del sistema de refrigeración y así tener una pauta para poder realizar nuestro primer prototipo.

Otro inconveniente para el desarrollo de ésta investigación fue adquirir el Amoniaco (NH₃) ya que es una sustancia controlada por el Consejo Nacional de Control de Sustancias Estupefacientes y Psicotrópicas (CONSEP) el cual luego de justificar su uso otorgaron los permisos correspondientes para la compra del NH₃. Así mismo el Helio por su elevado costo en tanques de presión se hizo factible su adquisición mediante globos.

Teniendo como objetivo construir el prototipo de bajo costo se lo ensambló de acero de construcción soldada en las uniones con soldadura autógena (latón) (Imagen 2), éste primer sistema tenía como característica el paso del refrigerante hacia el colector por mangueras de alta presión (Imagen 3) para permitir en movimiento del foco en el colector.

Luego se procedió a hacer la carga del refrigerante aprovechando el vacío de la máquina y del gas inerte por medio de un compresor procediendo con las primeras pruebas correspondientes las cuales no dieron resultados favorables, presentándose los siguientes inconvenientes:

- Obstrucción de la cañería en la bomba de burbujeo por presencia de escorias de la soldadura, impurezas presentes en el interior de los tubos (grasa, aceite utilizado en fábrica para enfriarlos). (Imagen 4)
- Exceso de presión y la formación de protuberancia en la unión manguera-tubo a la salida del colector. (Imagen 5).
- Fugas en algunas uniones debido a la fragilidad de la soldadura tiende a quebrarse. (Imagen 6).

- No se dispuso de un intercambiador de gases lo que ocasiono que se produzca el efecto de evaporación a la salida del condensador. (Imagen 7).

Por estas razones se procedió a construir un segundo prototipo con mejores materiales y adecuaciones para un mejor rendimiento del sistema, éste prototipo fue construido en su totalidad de cañería trifelada y tubo ISO negro sometida un baño de inmersión en desoxidante, uniones soldadas con soldadura de arco eléctrico E6013, intercambiador de gases entre el condensador y evaporador, receptor fijo ya que el movimiento del colector es independiente, respaldo eléctrico con su control de mando, mejor aislamiento en la cámara de refrigeración. (Imagen 8).

Luego de construida la máquina se realizaron pruebas para comprobar que no hayan fugas en las soldaduras seguidamente se extrae el aire de las cañerías mediante una bomba de vacío (Imagen 9) para proceder con la carga del Amoniaco y Helio (Imagen 10). Con el sistema completo se realizaron las respectivas pruebas que se detallan a continuación:

- En la cámara de refrigeración, se observa que mientras la temperatura ambiente varia 6.5 °C en el interior tiene una variación de 2 °C en un lapso de 4 horas de monitoreo comprobando la eficacia del aislamiento.
- Como se observó, en los ensayos del colector, la temperatura de la mezcla a la entrada y salida del generador no es continuo ya que el sol calienta progresivamente la mezcla y tiende a invertirse el flujo, al llegar a la temperatura superior a 40°C a la entrada del generador la solución puede circular. Cabe recalcar que estas pruebas fueron realizadas únicamente con el sol.
- Al observar que con el sol no fue posible llegar a obtener el suficiente vapor de NH₃, fue necesario utilizar el respaldo eléctrico para obtener mayor cantidad de vapor de amoniaco, se optó por colocar una resistencia eléctrica de 500W (Imagen 11) con su respectivo controlador de temperatura (Imagen 12), que dio el suficiente impulso para que la mezcla amoniacal pueda circular.

- Para que el sistema de refrigeración funcione tiene que incrementarse la temperatura en el generador para hacer circular la mezcla por un lapso de 30 min, después de este tiempo el vapor de amoníaco pasa al condensador disipando calor al ambiente, condensado el vapor de amoníaco circula hacia el evaporador, donde en presencia del gas inerte logra descender la temperatura a -2 grados centígrados, en 4 horas de operación. (Imagen 13). Pero con una reducida potencia frigorífica por lo cual no se logró temperaturas menores a 7°C en la carga utilizada en la experimentación.
- Para realizar una comparación del consumo eléctrico entre el sistema de refrigeración en estudio y un sistema de compresión, primeramente se realizaron pruebas en una refrigeradora convencional, teniendo un compresor de 250W ., de potencia. Realizando el ensayo de la refrigeradora convencional observamos que la disminución de temperatura en la cámara es uniforme con relación al sistema intermitente por absorción. Para luego comparar con la energía consumida por la resistencia eléctrica ubicada en el generador de nuestra máquina.
- El sistema de absorción ofrece un coeficiente de funcionamiento de $\text{COP}=0.14$ y en el sistema de compresión presenta un $\text{COP}=0.84$. Este hecho es debido a que la potencia entregada por el compresor es mucho mayor a la de una entrada de energía térmica.

Por los inconvenientes anteriormente expuestos el tiempo de ejecución del proyecto se extendió más allá del cronograma.

8. CONCLUSIONES

- El objetivo de diseñar y construir el sistema híbrido de refrigeración solar-eléctrico por absorción se ha cumplido de acuerdo a las expectativas planteadas.
- Se concluye que éste sistema de refrigeración por energía solar al momento no es viable por tanto necesita más investigación con mayores recursos económicos, debido a las limitaciones ya que nuestro objetivo fue trabajar solo con tecnología local.
- Se pudo comprobar que es factible utilizar herramientas, materiales de construcción normales e incluso reciclados disponibles en la ciudad para construir un sistema de refrigeración por absorción de amoníaco en agua.
- Se ha logrado diseñar y construir un colector cilíndrico parabólico lo que permitió determinar su geometría, parámetros de funcionamiento y energía disponible.
- El diseño del colector solar parabólico, calentó la solución regularmente a 70 °C aun en días poco soleados habiéndose alcanzado temperaturas de 130 °C máximo, debido a la circulación del fluido no se puede superar este límite.
- Se ha alcanzado caracterizar y construir un sistema híbrido de refrigeración solar-eléctrico por absorción – difusión, basados en modelos termodinámicos que permite realizar un balance de masa, amoníaco y energía a cada uno de los componentes del ciclo.
- El diseño y construcción del prototipo de la cámara de refrigeración fue idóneo para el sistema de refrigeración.
- En los cálculos se determinó los parámetros del evaporador pero no se tuvo en cuenta el calor que se le debía retirar a la tubería para enfriarla, lo que llevó a tener una cantidad de amoníaco menor a la necesaria para producir el efecto refrigerante.
- Aunque los cálculos fueron realizados para una convección natural con aire fue indispensable el uso de ventilador en la condensación; al aumentar la convección fue posible obtener menores temperaturas en el evaporador. El factor responsable de este hecho fue que las aletas no quedaron bien adheridas a la tubería por falta de soldadura

- En el evaporador se ha alcanzado descensos de temperatura en experimentaciones de 18 hasta -3 °C en cuatro horas de operación con una potencia frigorífica baja, lo que da en la carga (1 kg de agua) temperaturas de 18 hasta 7 °C, lo que nos da un valor del COP, demasiado bajo para una maquina de este tipo.
- El bajo rendimiento en el enfriamiento también se debió a que hubo poca condensación de amoníaco causado por la presencia de cierta cantidad de aire en el sistema que no pudo desalojarse cuando se le hizo el vacío antes de ser llenado con la solución.
- También hubo un pequeño ingreso de aire al sistema durante la carga del amoniaco, y se sabe que al ser este gas un fluido no condensable, se hace más difícil la condensación del amoniaco, lo que llevó a que no se alcanzara a lograr completamente el proceso de refrigeración, por no contarse con todo el refrigerante necesario en estado líquido.
- Los niveles de frío obtenidos fueron modestos y el equipo tenía una capacidad en general menor a la del diseño debido a la variabilidad del recurso solar en el sitio en donde se realizaron las pruebas.
- No fue posible congelar agua debido al limitado desempeño del refrigerador en sus diferentes etapas y a la baja transferencia de calor en el ensamble colector – refrigerador.
- Otro factor responsable de la baja eficiencia fue una ligera oxidación en el interior de la tubería del condensador y evaporador, ya que el amoniaco en presencia de humedad, ataca levemente al acero; estas escorias producidas por la oxidación disminuyen la pureza del refrigerante, la cual debe ser mínimo de 99,95% para producir buenos efectos.
- El haber construido el colector solar en una unidad parte del generador fue crítico para el proceso de refrigeración, puesto que las pérdidas térmicas en el intercambio calórico fueron grandes que imposibilitaron alcanzar la presión máxima de generación, además el camino de recorrido de la mezcla desde el generador hasta el condensador fue muy largo.
- En conclusión el respaldo eléctrico en ese sistema se hace necesario para dar el impulso necesario y hacer circular le mezcla amoniacal.

- Al no contar con un intercambiador de calor entre el tanque y el generador llevó a que se diera una transferencia térmica muy deficiente, lo que se comprobó porque la temperatura del agua a la salida del sistema era muy alta en comparación con la entrada, indicando que no se produjo una transferencia adecuada.
- Los resultados demuestran que hay una gran diferencia en el consumo eléctrico entre ambos sistemas de refrigeración, el sistema de refrigeración por compresión hay un consumo de 350 W/hr., mientras que el sistema de refrigeración por absorción consume 960 W/hr., esto incluido la energía solar.
- Observando los resultados entre los dos sistemas de refrigeración podemos decir que el sistema más eficiente es el de compresión debido a que su $COP=0.84$ y rendimiento es mejor con respecto a nuestro sistema de absorción $COP=0.14$.

9. RECOMENDACIONES

- Las mediciones de radiación son indispensables para el diseño de futuros proyectos de aprovechamiento de la energía solar.
- En el diseño de colectores solares para los sistemas de refrigeración por absorción se hace indispensable maximizar las condiciones de operación, mediante el uso de superficies selectivas, debido a las altas temperaturas de trabajo.
- Debe recabarse información sobre radiación solar en diferentes partes del territorio nacional para determinar los lugares más apropiados para instalar sistemas de aprovechamiento de energía solar.
- Se recomienda un sistema de seguidor solar automático para evitar pérdidas de energía.
- Diseñar un dispositivo para acumular la energía térmica, con el fin de permitir al refrigerador trabajar en días muy nublados y por la noche.
- Debe tenerse especial cuidado de no utilizar ningún tipo de accesorio de aleación de cobre o de utilizar soldadura de latón en partes que estarán expuestas a la solución.
- Debe procurarse usar un mínimo de accesorios para la construcción del sistema para reducir al mínimo los lugares donde puedan presentarse fugas.
- Para la construcción de los serpentines es preferible hacer las curvas doblando los tubos para evitar el uso de codos.
- Se hace necesario que todas las uniones sean soldadas ya que esto garantiza su hermetismo.
- Antes de armar el sistema debe hacerse una prueba presostática a cada componente para detectar fugas. Preferentemente las pruebas se harán con aire y por varios días.
- Debe hacerse el vacío al sistema previo al llenado de la solución por medio de una bomba o eyector de aire o vapor.
- Debe tenerse mucho cuidado al cargar el amoníaco en fase líquida para evitar que ingrese aire ya que éste es perjudicial para el buen funcionamiento de todo el sistema.
- Deben hacerse pruebas con mayores concentraciones de amoníaco para determinar la concentración óptima considerando la temperatura.

- Se recomienda diseñar nuevas configuraciones del sistema, especialmente en el generador, para incrementar los niveles de rendimiento.
- Galvanizar la tubería exteriormente ayudará a evitar la oxidación que disminuye la transferencia de calor por conducción.
- Se podría realizar una convección forzada con agua en el condensador, adaptando recipientes con agua para retirar el calor.
- También se recomienda poner un intercambiador de calor entre la entrada del absorbedor y el receptor para poder aprovechar el calor del absorbedor para recalentar la solución pobre del absorbente.

10. BIBLIOGRAFÍA

Libros electrónicos:

1. B. CHAOUACHI, S. Gabsi. Design and Simulation of an Absorption Diffusion Solar Refrigeration Unit Research Unit: Environment, Catalysis and Analysis of Processes. National School of Engineers of Gabès (E.N.I.G)- Omar Ibn ElKhattab Street -6029 Gabès-Tunisia, p 85-88, 2007.
2. CEREZO ROMÁN JESÚS, Estudio del Proceso de Absorción con Amoniaco-Agua en Intercambiadores de Placas para Equipos de Refrigeración por Absorción. Tarragona, Octubre 2006. Cap. 2.
3. DORIA Pablo, NARANJO Roberto, Factor de ensuciamiento en intercambiadores de calor, Primeras Jornadas Sobre Operación y Mantenimiento de Plantas de Aminas, T-09.
4. FERNÁNDEZ DÍEZ Pedro, Ingeniería Térmica y de Fluidos (Tomo III). Conducción de calor unidireccional en régimen estacionario, p 22,23.
5. FERNÁNDEZ DÍEZ Pedro, Ingeniería Térmica y de Fluidos (Tomo XIV). Transmisión de calor por convección correlaciones para la convección natural, p 202,220.
6. FERNÁNDEZ DÍEZ Pedro, Ingeniería Térmica y de Fluidos (Tomo XVII). Intercambiadores de calor método de la LMTD.
7. FERNÁNDEZ DÍEZ Pedro, Procesos Termo solares en baja, media y alta temperatura, p 10,11. 12-15. 19-23.
8. GAIA R.E., BESSONE H. y CORTÉS A., Energía solar para refrigeración doméstica. Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura - U.N. Rosario Av. Pellegrini 250 - 2000 –Rosario.
9. GALLO AMAYA Beatriz Elena, Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción intermitente, Escuela de ingeniería departamento de ingeniería mecánica, p 21-27.
10. ISAZA R. César A., Integración de un Refrigerador por Absorción domestico a un sistema de energía solar, Instituto de Energía y Termodinámica Universidad Pontificia Bolivariana.

11. JARAMILLO SALGADO Oscar Alfredo, Tesis: Transporte de Energía Solar concentrada, p 70,71.
12. MENDOZA RAMÍREZ Miryam, Energía Solar, Tlaquepaque, Jalisco, Febrero de 1995
13. RAMOS GONZÁLES Juan Carlos, Universidad de Navarra Nafarroako Unibertsitatea, Fórmulas, Tablas y Figuras de Transferencia de Calor, Febrero de 2005.
14. RUÍZ HERNÁNDEZ Valeriano, SILVA PÉREZ Manuel A. Radiación Solar, p 2.
15. SILVA PÉREZ Manuel A., Sistemas Termo solares de Concentración. ESI. Curso 2004/2005, p 5-15.
16. Tomo XV. Ciclos de Máquinas Frigoríficas no Convencionales, p 252-260.
17. VILLANUEVA SIERRA Jesús, Máquina refrigeradora por absorción de baja potencia.
Paginas Webs:
18. www.GOOGLE.com:
 - El Amoniaco como refrigerante, Instituto internacional de frio.
 - Colectores de Concentración de Media Temperatura.
 - Sistemas de refrigeración por absorción.

19. ANEXOS

PROTOTIPO DE REFRIGERADOR HIBRIDO SOLAR – ELECTRICO



Tabla 1. Características principales del sol.

<i>Masa:</i>	1,99 x 10 ³⁰ kg
<i>Diámetro:</i>	1,392 x 10 ⁹ m
<i>Superficie:</i>	6,087 x 10 ¹⁸ m ²
<i>Volumen:</i>	1,412 x 10 ²⁷ m ³
<i>Densidad media:</i>	1,41 x 10 ³ kg/m ³
<i>Diámetro angular (desde la Tierra):</i>	31 m 59,3 s
<i>Distancia media Tierra-Sol:</i>	1,496 x 10 ¹¹ m
<i>Temperatura efectiva:</i>	5777 K
<i>Potencia:</i>	3,86 x 10 ²⁶ W
<i>Irradiancia:</i>	6,35 x 10 ⁷ W/m ²

Tabla 2. Radiación solar extraterrestre.- Cte. Solar: I₀ (ext) = 1,353 Kw/m².

λ	E λ	$\Delta\lambda$	λ	E λ	$\Delta\lambda$	λ	E λ	$\Delta\lambda$
0,115	0,007	0,0001	0,43	1639	12,47	0,9	891	63,37
0,14	0,03	0,0005	0,44	1810	13,73	1	748	69,49
0,16	0,23	0,0006	0,45	2006	15,14	1,2	485	78,4
0,18	1,25	0,0016	0,46	2066	16,65	1,4	337	84,33
0,2	10,7	0,0081	0,47	2033	18,17	1,6	245	88,61
0,22	57,5	0,05	0,48	2074	19,68	1,8	159	91,59
0,23	66,7	0,1	0,49	1950	21,15	2	103	93,49
0,24	68	0,14	0,5	1942	22,6	2,2	79	94,83
0,25	70,9	0,19	0,51	1882	24,01	2,4	62	95,86
0,26	130	0,27	0,52	1833	25,38	2,6	48	96,67
0,27	232	0,41	0,53	1842	26,74	2,8	39	97,31
0,28	222	0,56	0,54	1783	28,08	3	31	97,83
0,29	482	0,81	0,55	1725	29,38	3,2	22,6	98,22
0,3	514	1,21	0,56	1695	30,65	3,4	16,6	98,5
0,31	689	1,66	0,57	1712	31,91	3,6	13,5	98,72
0,32	830	2,22	0,58	1715	33,18	3,8	11,1	98,91
0,33	1059	2,93	0,59	1700	34,44	4	9,5	99,06
0,34	1074	3,72	0,6	1666	35,68	4,5	5,9	99,34
0,35	1093	4,52	0,62	1602	38,1	5	3,8	99,51
0,36	1068	5,32	0,64	1544	40,42	6	1,8	99,72
0,37	1181	6,15	0,66	1486	42,66	7	1	99,82
0,38	1120	7	0,68	1427	44,81	8	0,59	99,88
0,39	1098	7,82	0,7	1369	46,88	10	0,24	99,94
0,4	1429	8,73	0,72	1314	48,86	15	0,048	99,98
0,41	1751	9,92	0,75	1235	51,69	20	0,015	99,99
0,42	1747	11,22	0,8	1109	56,02	50	0,00039	100

Tabla 3. Función de Error de Gauss.

u	G(u)	u	G(u)	u	G(u)	u	G(u)	u	G(u)
0,00	0,00000	0,46	0,48466	0,92	0,80677	1,38	0,94902	1,84	0,99074
0,02	0,02256	0,48	0,50275	0,94	0,81627	1,40	0,95228	1,86	0,99147
0,04	0,04511	0,50	0,52050	0,96	0,82542	1,42	0,95538	1,88	0,99216
0,06	0,06762	0,52	0,53790	0,98	0,83423	1,44	0,95830	1,90	0,99279
0,08	0,09008	0,54	0,55494	1,00	0,84270	1,46	0,96105	1,92	0,99338
0,10	0,11246	0,56	0,57162	1,02	0,85084	1,48	0,96365	1,94	0,99392
0,12	0,13476	0,58	0,58792	1,04	0,85865	1,50	0,96610	1,96	0,99443
0,14	0,15695	0,60	0,60386	1,06	0,86614	1,52	0,96841	1,98	0,99489
0,16	0,17901	0,62	0,61941	1,08	0,87333	1,54	0,97059	2,00	0,99532
0,18	0,20094	0,64	0,63459	1,10	0,88020	1,56	0,97263	2,10	0,99702
0,20	0,22270	0,66	0,64938	1,12	0,88079	1,58	0,97455	2,20	0,99813
0,22	0,24430	0,68	0,66278	1,14	0,89308	1,60	0,97635	2,30	0,99885
0,24	0,25670	0,70	0,67780	1,16	0,89910	1,62	0,97804	2,40	0,99931
0,26	0,28690	0,72	0,69143	1,18	0,90484	1,64	0,97962	2,50	0,99959
0,28	0,30788	0,74	0,70468	1,20	0,91031	1,66	0,98110	2,60	0,99976
0,30	0,32863	0,76	0,71754	1,22	0,91553	1,68	0,98249	2,70	0,99986
0,32	0,34913	0,78	0,73001	1,24	0,92050	1,70	0,98370	2,80	0,99992
0,34	0,36936	0,80	0,74210	1,26	0,92524	1,72	0,98500	2,90	0,99995
0,36	0,38933	0,82	0,75381	1,28	0,92978	1,74	0,98613	3,00	0,99997
0,38	0,40901	0,84	0,76514	1,30	0,93401	1,76	0,98719	3,20	0,99999
0,40	0,42839	0,86	0,77610	1,32	0,93806	1,78	0,98817	3,40	0,99999
0,42	0,44749	0,88	0,78669	1,34	0,94191	1,80	0,98909	3,60	1,00000
0,44	0,46622	0,90	0,79691	1,36	0,94556	1,82	0,98994		

Tabla 4. Números de Nusselt y factores de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal.

Sección transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f \cdot Re_{D_h}$
		q_s^* uniforme	T_s uniforme	
Circular	-	4,36	3,66	64
Rectangular (a = altura, b = base)	1,0	3,61	2,98	57
Rectangular (a = altura, b = base)	1,43	3,73	3,08	59
Rectangular (a = altura, b = base)	2,0	4,12	3,39	62
Rectangular (a = altura, b = base)	3,0	4,79	3,96	69
Rectangular (a = altura, b = base)	4,0	5,33	4,44	73
Rectangular (a = altura, b = base)	8,0	6,49	5,60	82
Rectangular (a = altura, b = base)	∞	8,23	7,54	96
Triangular	-	3,11	2,47	53

Tabla 5. Funciones de Bessel modificadas de primera y segunda clase, y dimensiones de aletas.

x	$e^{-x} \cdot I_0(x)$	$e^{-x} \cdot I_1(x)$	$e^{-x} \cdot K_0(x)$	$e^{-x} \cdot K_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	∞	∞
0,2	0,8269	0,0823	2,1408	5,8334
0,4	0,6974	0,1368	1,6627	3,2587
0,6	0,5993	0,1722	1,4167	2,3739
0,8	0,5241	0,1945	1,2582	1,9179
1,0	0,4658	0,2079	1,1445	1,6362
1,2	0,4198	0,2153	1,0575	1,4429
1,4	0,3831	0,2185	0,9881	1,3011
1,6	0,3533	0,2190	0,9309	1,1919
1,8	0,3289	0,2177	0,8828	1,1048
2,0	0,3085	0,2153	0,8416	1,0335
2,2	0,2913	0,2121	0,8057	0,9738
2,4	0,2766	0,2085	0,7740	0,9229
2,6	0,2639	0,2047	0,7459	0,8790
2,8	0,2528	0,2007	0,7206	0,8405
3,0	0,2430	0,1968	0,6978	0,8066
3,2	0,2343	0,1930	0,6770	0,7763
3,4	0,2264	0,1892	0,6580	0,7491
3,6	0,2193	0,1856	0,6405	0,7245
3,8	0,2129	0,1821	0,6243	0,7021
4,0	0,2070	0,1788	0,6093	0,6816
4,2	0,2016	0,1755	0,5953	0,6627
4,4	0,1966	0,1725	0,5823	0,6454
4,6	0,1919	0,1695	0,5701	0,6292
4,8	0,1876	0,1667	0,5586	0,6143
5,0	0,1835	0,1640	0,5478	0,6003
5,2	0,1797	0,1614	0,5376	0,5872
5,4	0,1762	0,1589	0,5280	0,5749
5,6	0,1728	0,1565	0,5188	0,5634
5,8	0,1697	0,1542	0,5101	0,5525
6,0	0,1667	0,1521	0,5019	0,5422
6,4	0,1611	0,1479	0,4865	0,5232
6,8	0,1561	0,1441	0,4724	0,5060
7,2	0,1515	0,1405	0,4595	0,4905
7,6	0,1473	0,1372	0,4476	0,4762
8,0	0,1434	0,1341	0,4366	0,4631
8,4	0,1399	0,1312	0,4264	0,4511
8,8	0,1365	0,1285	0,4168	0,4399

9,2	0,1334	0,1260	0,4079	0,4295
9,4	0,1305	0,1235	0,3995	0,4198
9,6	0,1278	0,1213	0,3916	0,4108
10,0	1,0000	0,0000		

Descripción	Esquema	Dimensiones	Eficiencia
Aleta recta de perfil parabólico		$A_f = w[C_1 L^2 + (L^2/t) \ln(t/L + C_1)]$ $C_1 = \left[1 + (t/L)^2\right]^{1/2}$ $m = (2h/kt)^{1/2}$	$\eta_f = \frac{2}{\left[4(mL)^2 + 1\right]^{1/2} + 1}$
Aleta anular de perfil rectangular		$A_f = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$ $r_{2c} = r_2 + (t/2)$ $m = (2h/kt)^{1/2}$	$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$ $C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)}$

Tabla 6. Factores de correlación para algunos tipos de climas.

Tipo de clima	ro	r1	rk
Tropical 0.95	0.98	1.02	
Verano, latitud media 0.97	0.99	1.02	
Verano, sub-ártico	0.99	0.99	1.01
Invierno, lat. media	1.03	1.01	1.00

Tabla 7. Ecuaciones para convertir el día del mes, en el número de día del año. Contado a partir del primero de enero.

Mes	"n" para el i-ésimo día del mes
Enero	i
Febrero	31 + i
Marzo	59 + i
Abril	90 + i
Mayo	120 + i
Junio	151 + i
Julio	181 + i
Agosto	212 + i
Septiembre	243 + i
Octubre	273 + i
Noviembre	304 + i
Diciembre	334 + i

Tabla 8. Valores característicos de diferentes materiales y superficies de acabado.

Superficies	Absortancia α	Emitancia ϵ
Plástico blanco	0.05	0.92
Cal, yeso	0.08	0.95
Aluminio pulido	0.10	0.05
Papel	0.25	0.95
Pintura blanca reciente	0.10 a 0.15	0.90
Pintura colores claros	0.30 a 0.40	0.90
Acero inoxidable	0.45	0.25
Mármol	0.40 a 0.50	0.95
Pintura colores medios y grises	0.50 a 0.70	0.90
Ladrillo rojo	0.65	0.93
Acero galvanizado nuevo	0.65	0.20
Hormigón claro	0.60 a 0.70	0.88
Pinturas oscuras	0.80 a 0.90	0.90
Arena húmeda	0.90	0.95
Asfalto	0.95	0.95

Tabla 9. Propiedades radiantes de diferentes superficies.

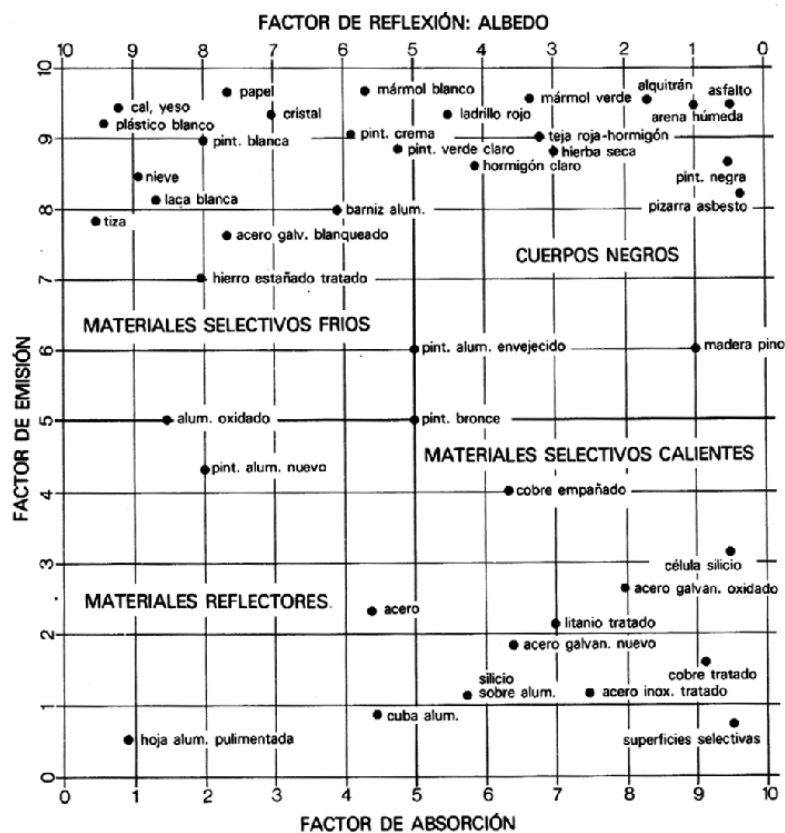


Tabla 10. Propiedades Térmicas de algunos elementos metálicos.

ELEMENTO	Conductividad térmica "k" (W/m ² K), a la temperatura de:							Propiedades a 20°C				
	200°K	273°K	400°K	600°K	800°K	1000°K	1200°K	ρ Kg/m ³	c _p kJ/kg°C	k W/m.°K	α × 10 ⁶ m ² /seg	T.fusión °K
Aluminio	237,0	236,0	240,0	232,0	220,0			2702	896	236,0	97,5	933
Antimonio	30,2	25,5	21,2	18,2	16,8			6684	208	24,6	17,7	904
Berilio	301,0	218,0	161,0	126,0	107,0	89,0	73,0	1850	1750	205,0	63,3	1550
Bismuto	9,7	8,2						9780	124	7,9	6,5	545
Boro	52,5	31,7	18,7	11,3	8,1	6,3	5,2	2500	1047	28,6	10,9	2573
Cadmio	99,3	97,5	94,7					8650	231	97,0	48,5	594
Cesio	36,8	36,1						1873	230	36,0	83,6	302
Cromo	111,0	94,8	87,3	80,5	71,3	65,3	62,4	7160	440	91,4	29,0	2118
Cobalto	122,0	104,0	84,8					8862	389	100,0	29,0	1765
Cobre	413,0	401,0	392,0	383,0	371,0	357,0	342,0	8933	383	399,0	116,6	1356
Germanio	96,8	66,7	43,2	27,3	19,8	17,4	17,4	5360	61,6			1211
Oro	327,0	318,0	312,0	304,0	292,0	278,0	262,0	19300	129	316,0	126,9	1336
Hafnio	24,4	23,3	22,3	21,3	20,8	20,7	20,9	13280	23,1			2495
Indio	89,7	83,7	74,5					7300	82,2			430
Iridio	153,0	148,0	144,0	138,0	132,0	126,0	120,0	22500	134	147,0	48,8	2716
Hierro	94,0	83,5	69,4	54,7	43,3	32,6	28,2	7870	452	81,1	22,8	1810
Plomo	36,6	35,5	33,8	31,2				11340	129	35,3	24,1	601
Litio	88,1	79,2	72,1					534	3391	77,4	42,7	454
Magnesio	159,0	157,0	153,0	149,0	146,0			1740	1017	156,0	88,2	923
Manganeso	7,2	7,7						7290	486	7,8	2,2	1517
Mercurio	28,9							13546				234
Molibdeno	143,0	139,0	134,0	126,0	118,0	112,0	105,0	10240	251	138,0	53,7	2883
Níquel	106,0	94,0	80,1	65,5	67,4	71,8	76,1	8900	446	91,0	22,9	1726
Niobio	52,6	53,3	55,2	58,2	61,3	64,4	67,5	8570	270	53,6	23,2	2741
Paladio	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5		12020	247	75,5	25,4	1825
Platino	72,4	71,5	71,6	73,0	75,5	78,6	82,6	21450	133	71,4	25,0	2042
Potasio	104,0	104,0	52,0					860	741	103,0	161,6	337
Renio	51,0	48,6	46,1	44,2	44,1	44,6	45,7	21100	137	48,1	16,6	3453
Rodio	154,0	151,0	146,0	136,0	127,0	121,0	115,0	12450	248	150,0	48,6	2233
Rubidio	58,9	58,3						1530	348	58,2	109,3	312
Silicio	264,0	168,0	98,9	61,9	42,2	31,2	25,7	2330	703	153,0	93,4	1685
Plata	403,0	428,0	420,0	405,0	389,0	374,0	358,0	10500	234	427,0	173,8	1234
Sodio	138,0	135,0						971	1206	133,0	113,6	371
Tántalo	57,5	57,4	57,8	58,6	59,4	60,2	61,0	16600	138	57,5	25,1	3269
Estaño	73,3	68,2	62,2					5750	227	67,0	51,3	505
Titanio	24,5	22,4	20,4	19,4	19,7	20,7	22,0	4500	611	22,0	8,0	1953
Tungsteno	197,0	182,0	162,0	139,0	128,0	121,0	115,0	19300	134	179,0	69,2	3653
Uranio	25,1	27,0	29,6	34,0	38,8	43,9	49,0	19070	113	27,4	12,7	1407
Vanadio	31,5	31,3	32,1	34,2	36,3	38,6	41,2	6100	502	31,4	10,3	2192
Cinc	123,0	122,0	116,0	105,0				7140	385	121,0	44,0	693
Circonio	25,2	23,2	21,6	20,7	21,6	23,7	25,7	6570	272	22,8	12,8	2125

Tabla 11. Propiedades de materiales de construcción.

MATERIAL	Temperatura °C	Densidad ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Calor específico c_p $\frac{\text{Joules}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$	Cond. térmica k $\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$	Difusiv. térmica $\alpha \times 10^5$ $\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$
Amianto	20	383	816	0,113	0,036
Asfalto	20-55	2120		0,74-0,76	
Baquelita	20	1270		0,233	
Ladrillo común	20	1800	840	0,38-0,52	0,028-0,034
Ladrillo de carborundum (50% SiC)	20	2200		5,820	
Ladrillo de carborundum	600			18,5	
	1400			11,1	
Ladrillo de magnesita (50% MgO)	20	2000		2,680	
	200		1130	3,81	
	650			2,77	
	1200			1,9	
Ladrillo de mampostería	20	1700	837	0,658	0,046
Ladrillo de sílice (95% SiO ₂)	20	1900		1,070	
Ladrillo de circonio (62% ZrO ₂)	20	3600		2,440	
Ladrillo al cromo	200	3000	840	2,32	0,092
	550			2,47	0,098
	900			1,99	0,079
Arcilla refractaria, cocida a 1330°C	500	2000	960	1,04	0,054
	800			1,07	
	1100			1,09	
Arcilla refractaria, cocida a 1450°C	500	2300	960	1,28	0,04
	800			1,37	
	1100			1,4	
Cartón	20			0,14-0,35	
Cemento (duro)	20			1,047	
Arcilla (48,7% humedad)	20	1545	880	1,260	0,101
Carbón, (antracita)	20	1370	1260	0,238	0,013-0,015
Hormigón (seco)	20	500	837	0,128	0,049
Corcho (tableros)	20	120	1880	0,042	0,015-0,044
Corcho (expandido)	20	120		0,036	
Tierra de diatomeas	20	466	879	0,126	0,031
Tierra arcillosa (28% humedad)	20	1500		1,510	
Tierra arenosa (8% humedad)	20	1500		1,050	
Fibra de vidrio	20	220		0,035	
Vidrio, (ventanas)	20	2800	800	0,810	0,034
Vidrio, (lana de)	20	100		0,036	
	20	200	670	0,040	0,028
Granito	20	2750		3,000	
Hielo (0°C)	20	913	1830	2,220	0,124
Linóleo	20	535		0,081	
Mica	20	2900		0,523	
Corteza de pino	20	342		0,080	
Yeso	20	1800		0,814	
Plexiglás	20	1180		0,195	
Madera (chapa)	20	590		0,109	
Poliestireno	20	1050		0,157	
Goma dura (ebonita)	20	1150	2009	0,163	0,006
Goma esponjosa	20	224		0,055	
Arena seca	20			0,582	
Arena húmeda	20	1640		1,130	
Serrín	20	215		0,071	
Madera de roble	20	609-801	2390	0,17-0,21	0,011-0,012
Madera (Pino, abeto, abeto rojo)	20	416-421	2720	0,150	0,012
Láminas de fibra de madera	20	200		0,047	
Lana	20	200		0,038	

Tabla 12. Tabla de Concentraciones y Entalpías.

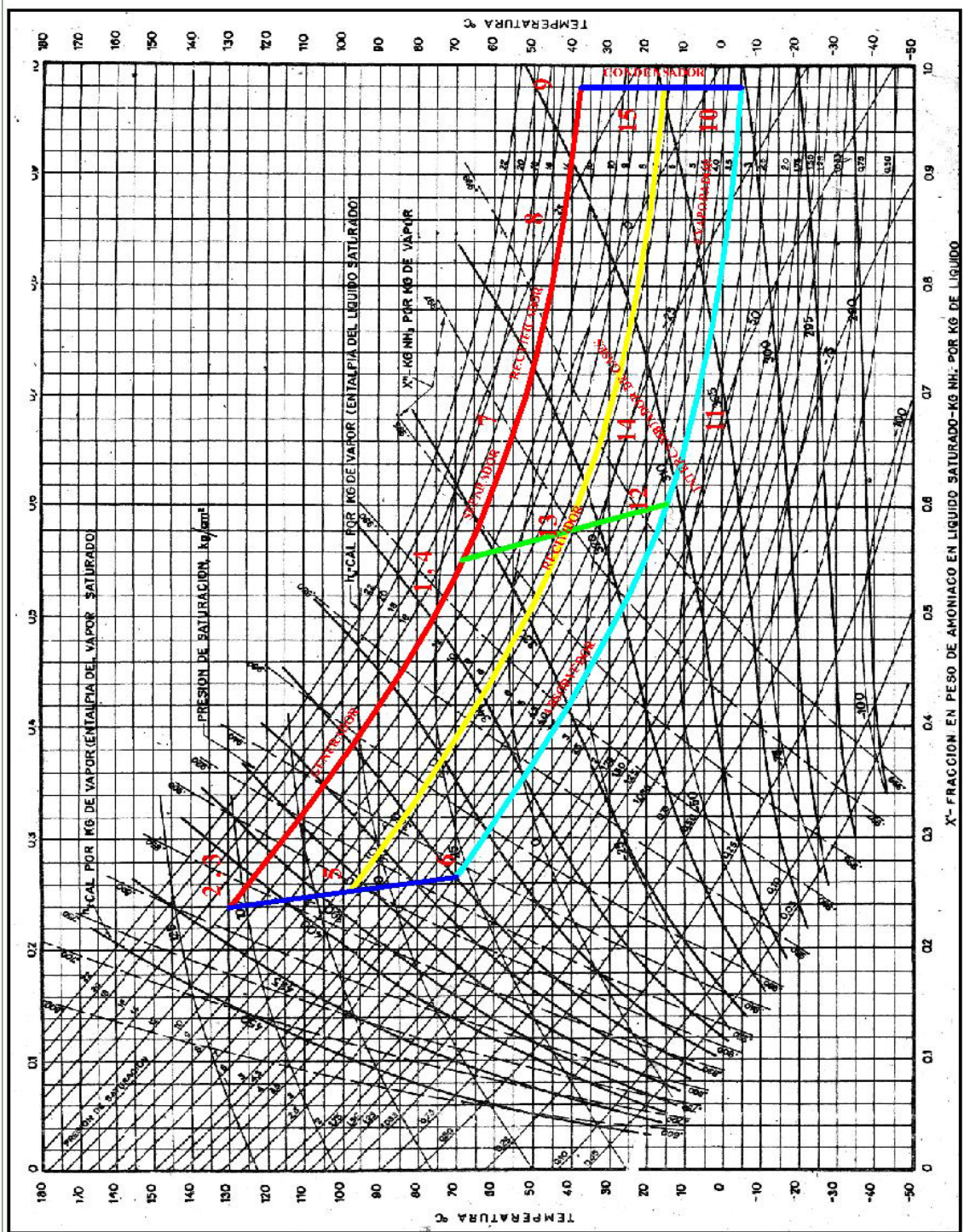


Tabla 13. Propiedades del amoniaco 1.

AMONIACO

Temperatura °C	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ N.seg/m ²	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr	$\frac{g \beta}{\nu^2} \cdot 10^{-10}$
-50	703,7	4463	0,547	17,42	3,061	0,435	2,60	
-40	691,7	4467	0,547	17,75	2,808	0,406	2,28	
-30	679,3	4476	0,549	18,01	2,629	0,387	2,15	
-20	666,7	4509	0,547	18,19	2,540	0,381	2,09	
-10	653,6	4564	0,543	18,25	2,471	0,378	2,07	
0	640,1	4635	0,540	18,19	2,388	0,373	2,05	
10	626,2	4714	0,531	18,01	2,304	0,368	2,04	
20	611,8	4798	0,521	17,75	2,195	0,359	2,02	18,64
30	596,4	4890	0,507	17,42	2,081	0,349	2,01	
40	581,0	4999	0,493	17,01	1,975	0,340	2,00	
50	564,3	5116	0,476	16,54	1,862	0,330	1,99	

Tabla 13. Propiedades del amoniaco 2.

AMONIACO

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
220	0,9304	2,1980	7,25	7,60	0,01710	0,2054	0,930
273	0,7929	2,1770	9,35	11,80	0,02200	0,1308	0,900
323	0,6487	2,1770	11,04	17,00	0,02700	0,1920	0,880
373	0,5590	2,2360	12,89	23,00	0,03270	0,2619	0,870
423	0,4934	2,3150	14,67	29,70	0,03910	0,3432	0,870
473	0,4405	2,3950	16,49	37,40	0,04670	0,4421	0,840

Tabla 14. Propiedades del Helio.

HELIO

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^7$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
3		5,2	8,4	0,0106			
33	1,4657	5,2	50,2	3,42	0,0353	0,04625	0,74
144	3,3799	5,2	125,5	37,11	0,0928	0,5275	0,7
200	0,2435	5,2	156,6	64,38	0,1177	0,9288	0,694
255	0,1906	5,2	181,7	95,5	0,1357	1,3675	0,7
366	0,1328	5,2	230,5	173,6	0,1691	2,449	0,71
477	0,10204	5,2	275,0	269,3	0,197	3,716	0,72
589	0,08282	5,2	311,3	375,8	0,225	5,215	0,72
700	0,07032	5,2	347,5	494,2	0,251	6,661	0,72
800	0,06023	5,2	381,7	634,1	0,275	8,774	0,72
900	0,05286	5,2	413,6	781,3	0,298	10,834	0,72

Tabla 15. Propiedades del Aire.

AIRE

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682
700	0,5030	1,075	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,086	3,481	73,91	0,0551	1,0774	0,686
800	0,4405	1,098	3,625	82,29	0,0578	1,1981	0,689
850	0,4149	1,109	3,765	90,75	0,0603	1,3097	0,692
900	0,3925	1,121	3,899	99,30	0,0628	1,4271	0,696
950	0,3716	1,132	4,023	108,20	0,0653	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,142	4,152	117,80	0,0675	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,440	138,60	0,0732	1,9690	0,704
1200	0,2947	1,179	4,690	159,10	0,0782	2,2510	0,707
1300	0,2707	1,197	4,930	182,10	0,0837	2,5830	0,705
1400	0,2515	1,214	5,170	205,50	0,0891	2,9200	0,705
1500	0,2355	1,230	5,400	229,10	0,0946	3,2620	0,705
1600	0,2211	1,248	5,630	254,50	0,1000	3,6090	0,705
1700	0,2082	1,267	5,850	280,50	0,1050	3,9770	0,705
1800	0,1970	1,287	6,070	308,10	0,1110	4,3790	0,704
1900	0,1858	1,309	6,290	338,50	0,1170	4,8110	0,704
2000	0,1762	1,338	6,500	369,00	0,1240	5,2600	0,702
2100	0,1682	1,372	6,720	399,60	0,1310	5,7150	0,700
2200	0,1602	1,419	6,930	432,60	0,1390	6,1200	0,707
2300	0,1538	1,482	7,140	464,00	0,1490	6,5400	0,710
2400	0,1458	1,574	7,350	504,00	0,1610	7,0200	0,718
2500	0,1394	1,688	7,570	543,50	0,1750	7,4410	0,730

Tabla 16. Propiedades Físicas y Químicas del Amoniac.

Peso molecular:	17
Temperatura de fusión:	-77,7 °C
Temperatura de ebullición:	-33 °C
Temperatura crítica:	132 °C
Densidad relativa del gas (aire=1):	0,6 a 25 °C
Densidad relativa del líquido (agua=1):	0,7 a -34 °C
Presión de vapor:	8,6 bar a 20 °C
Solubilidad en agua:	Se hidroliza.
Apariencia y color:	Gas incoloro
Olor:	Olor característico.

Tabla 17. Los sistemas de regulación y control con un buen mantenimiento podrán ser reutilizados en otras máquinas o procesos.

Consumible	Procedencia	Desperdicio
Amoniac, NH ₃ , R-717	Industria química	Reutilizado
Agua destilada	Industria química	Reutilizado
Bomba eléctrica	Industria eléctrica	Reutilizado/reciclado
Radiador Condensador	Reutilizado	Reutilizado/reciclado
Radiador Generador	Reutilizado	Reutilizado/reciclado
Tuberías y acoplamientos	Industria siderometalurgica	Reciclado Siderometalurgica
Aislantes	Industria Química	Reciclado
Tornilleria	Industria siderometalurgica	Reciclado siderometalurgica
Tanque y tapas generador	Industria siderometalurgica	Reutilizado/reciclado
Sistemas de regulación y control	Industria eléctrica	Reutilizados/ residuo
Intercambiador	Industria siderometalurgica	Reutilizado/reciclado
Cables eléctricos	Industria eléctrica	Reciclado
Absorbedor	Industria siderometalurgica	Reciclado
Estructura	Industria siderometalurgica	Reciclado
Rácores y empalmes	Industria siderometalurgica	Reciclado
PLC	Industria electrónica	Reutilizado/ residuo
Tapas	Industria siderometalurgica	reciclado/reutilizado
Pinturas	Industria química	residuo
Juntas	Industria química	residuo

Imagen 1. Refrigerador por absorción cuya fuente calor es la combustión de keroseno.

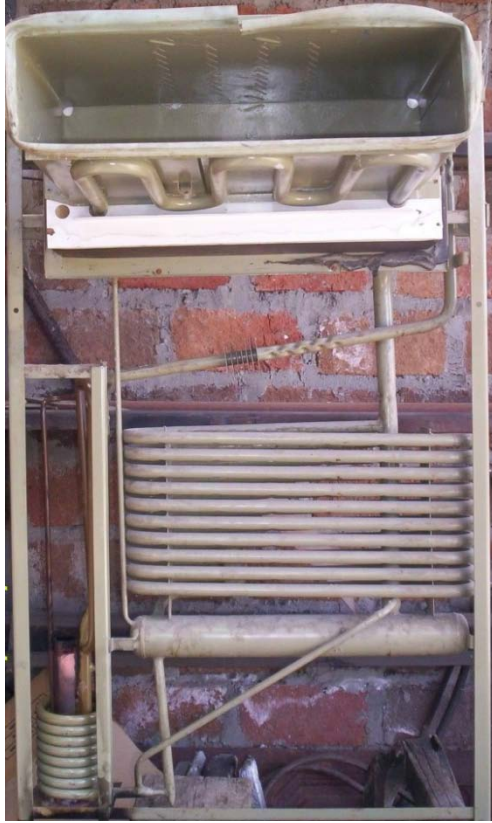


Imagen 2. Primer prototipo del refrigerador solar.



Imagen 3. Primer prototipo del colector con mangueras de presión.



Imagen 4. Obstrucción de la cañería por impurezas.



Imagen 5. Exceso de presión y la formación de protuberancia en la unión manguera-tubo.



Imagen 6. Fugas en algunas uniones debido a la fragilidad de la soldadura.



Imagen 7. Efecto de evaporación a la salida del condensador por falta de un intercambiador de gases.



Imagen 8. Segundo prototipo con mejores materiales y sus adecuaciones.



Imagen 9. Extracción del aire de las cañerías mediante bomba de vacío.



Imagen 10. Carga del amoniaco y helio.

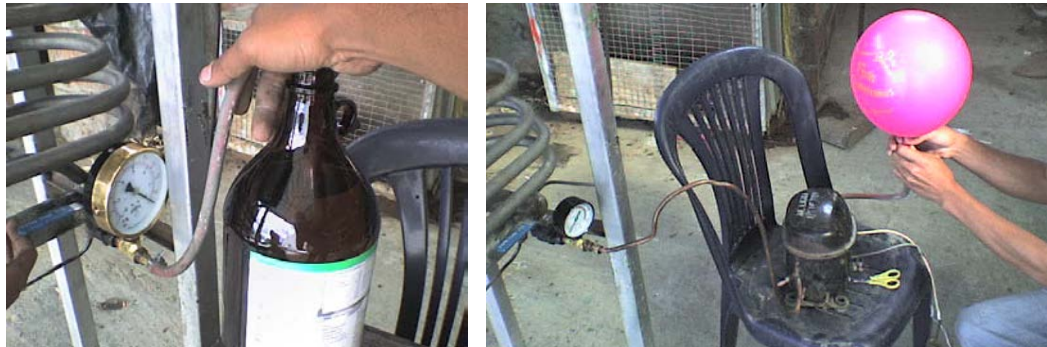


Imagen 11. Resistencia eléctrica de 500W.



Imagen 12. Controladores de temperatura.

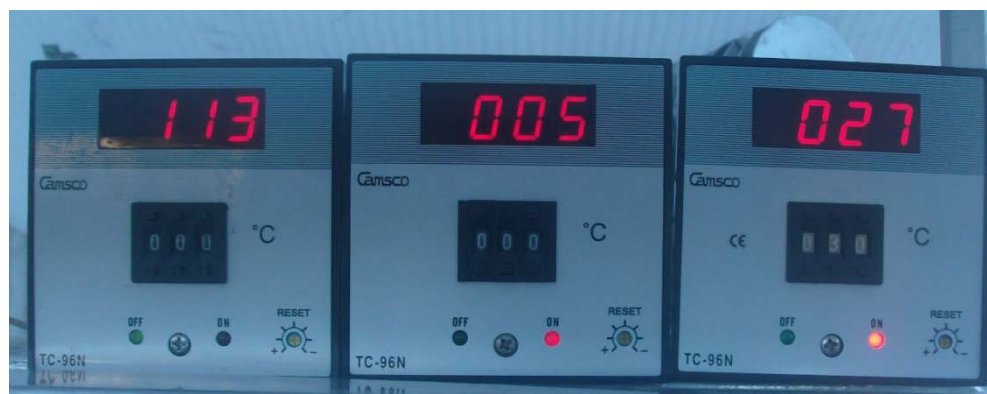


Imagen 13. Temperaturas en el evaporador y cámara de refrigeración.



Imagen 14. Diagrama de bloques del control de temperaturas.

