

# ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN AIRE ACONDICIONADO HÍBRIDO: ELÉCTRICO - TÉRMICO SOLAR.

Autor

**JESSAELL STEFFAN MENDOZA PARADA**

Directora

**CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA**  
M.Sc. En Ingeniería Mecánica

Co-Director

**ARIEL REY BECERRA BECERRA**  
Ph.D. En Física

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL  
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA**



**Universidad de Pamplona**

Pamplona, 21 de abril de 2017

# ANÁLISIS ENERGÉTICO DE UN AIRE ACONDICIONADO HÍBRIDO: ELÉCTRICO - TÉRMICO SOLAR .

Autor

**JESSAELL STEFFAN MENDOZA PARADA**

**1030619984**

**E-mail: [jessaell@outlook.com](mailto:jessaell@outlook.com)**

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de:  
**INGENIERO MECÁNICO**

Directora

**CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA**

**M. Sc. En Ingeniería Mecánica**

**E-mail: [claudypame@gmail.com](mailto:claudypame@gmail.com)**

Co-Director

**ARIEL REY BECERRA BECERRA**

**PhD. En Física**

**E-mail: [arik@fisica.ru](mailto:arik@fisica.ru)**

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL  
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA  
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA**

Pamplona, 21 de abril de 2017

# Dedicatoria

*Dedico este trabajo principalmente a Dios por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.*

*A mi madre Martha Patricia Parada Parra por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias y opiniones.*

*A mi padre Fredy Mendoza Espinel, quien a pesar de nuestra distancia física, siento que está conmigo siempre y que aunque nos faltaron muchas cosas por vivir, me ha enseñado la perseverancia y el esfuerzo para convertirme en un profesional.*

# Agradecimientos

*Agradezco ante todo a Dios, por darme la oportunidad para que el proyecto se culminara.*

*A mis queridos padres por su amor, su apoyo y paciencia.*

*A mi tutora la M.Sc. Claudia P. Parra M. por haberme brindado la oportunidad de recurrir a su capacidad y conocimientos, así como haberme tenido toda la paciencia del mundo para guiarme durante todo el desarrollo de mi carrera y trabajo.*

*Al Dr. Ariel R. Becerra B., codirector en este trabajo, por sus aportes, tutoría y apoyo desinteresado en la realización del trabajo.*

*A la empresa HELIOTÉRMICA, por el acompañamiento, asesoría y colaboración.*

*A la Universidad de Pamplona, por haberme aceptado ser parte de ella.*

*A mis compañeros y colegas, Camilo B., Andrés P., Oscar S., Lizeth V. y Ricardo C. ; gracias por su amistad.*

## Resumen

Los sistemas de refrigeración de aire acondicionado son dispositivos para crear un ambiente de confort térmico. En el presente trabajo se analizó el comportamiento termodinámico de un sistema de aire acondicionado híbrido térmico-solar por compresión mecánica. Para ello, se tuvo en cuenta el comportamiento de variables como la presión, la temperatura del compresor y del colector solar, el flujo de refrigerante y la radiación solar. En la caracterización se evaluó el rendimiento total del sistema de forma teórica con y sin radiación con el fin de comparar los resultados con los valores simulados mediante el uso del software SOLKANE V8.0.

**Palabras clave:** Aire acondicionado híbrido, eficiencia térmica, refrigeración, sistema térmico solar.

## Abstract

Air conditioning refrigeration systems are devices to create an environment of thermal comfort. In the present work the thermodynamic behavior of a hybrid solar-thermal air conditioning system was analyzed by mechanical compression. For this, the behavior of variables such as pressure, compressor and solar collector temperature, refrigerant flow and solar radiation were taken into account. In the characterization, the total system performance was evaluated theoretically with and without radiation in order to compare the results with the simulated values the SOLKANE V8.0 software.

**Keywords:** Air conditioning, thermal efficiency, cooling, solar thermal system

# Contenido

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Lista de símbolos	XXI
<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>1. EL PROBLEMA</b>	<b>2</b>
1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA . . . . .	2
1.2. OBJETIVOS . . . . .	3
1.2.1. General . . . . .	3
1.2.2. Específicos . . . . .	3
1.3. JUSTIFICACIÓN . . . . .	3
1.4. ALCANCES . . . . .	4
1.5. LIMITACIONES . . . . .	4
<b>2. ESTADO DEL ARTE</b>	<b>5</b>
2.1. ANTECEDENTES . . . . .	5
2.2. MARCO TEÓRICO . . . . .	9
2.2.1. Ciclo invertido de Carnot . . . . .	9
2.2.2. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	10
2.2.3. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	11
2.2.4. Sistema de refrigeración por compresión de vapor de múltiples etapas . . . . .	12
2.2.5. La energía solar térmica en el mundo . . . . .	13
2.2.6. Aires acondicionados híbridos solares . . . . .	14
2.2.7. Colector solar con tubos de vacío . . . . .	14
2.3. ESTADO DEL ARTE DE LA REFRIGERACIÓN SOLAR . . . . .	15
2.3.1. Refrigeración por compresión mecánica. . . . .	16

2.3.2.	Ciclo termoeléctrico Peltier . . . . .	17
2.3.2.1.	Principio de funcionamiento: efecto termoeléctrico Peltier	21
2.3.2.1.1.	Ventajas e inconvenientes. . . . .	23
2.3.2.1.2.	Eficiencia de un refrigerador Peltier . . . . .	23
2.3.3.	Adsorción . . . . .	24
2.3.3.1.	Funcionamiento de las máquinas de adsorción . . . . .	25
2.3.3.2.	Ventajas e inconvenientes . . . . .	26
2.3.4.	Sistemas de refrigeración evaporativa con desecante . . . . .	28
2.3.4.1.	Principio de funcionamiento . . . . .	29
2.3.4.1.1.	Ventajas e inconvenientes. . . . .	30
2.3.5.	Absorción . . . . .	30
2.3.5.1.	Principio de funcionamiento . . . . .	31
2.3.5.2.	Componentes de una máquina de absorción . . . . .	33
2.3.5.3.	Fluidos de trabajo . . . . .	34
2.4.	REFRIGERANTES . . . . .	34
2.4.1.	Propiedades químicas . . . . .	35
2.4.2.	Características de los refrigerantes . . . . .	37
2.4.3.	Refrigerante 410-A . . . . .	38
2.4.3.1.	Propiedades químicas . . . . .	38
2.4.3.1.1.	Lubricantes para el R-410A . . . . .	39
2.4.3.1.2.	Reacondicionamiento con R-410A . . . . .	40
2.4.3.1.3.	Herramientas a usar para el manejo del R-410A	41
2.4.3.1.4.	Medidas de seguridad . . . . .	42
2.4.3.1.5.	Reglas de seguridad para el transporte de cilindros con gases refrigerantes . . . . .	42
2.5.	MEZCLAS DE GAS-VAPOR Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE .	43
2.5.1.	Humedad específica y relativa del aire . . . . .	43
2.5.2.	Temperatura de punto de rocío . . . . .	45
2.5.3.	Temperaturas de bulbo húmedo . . . . .	46
2.5.4.	La carta psicrométrica . . . . .	46
2.6.	Análisis de energía de sistemas de flujo estacionario . . . . .	50
2.7.	AIRE ACONDICIONADO HÍBRIDO TÉRMICO SOLAR . . . . .	54
2.7.1.	Componentes de refrigeración . . . . .	54
2.7.1.1.	Compresor . . . . .	54
2.7.1.2.	Condensador . . . . .	56
2.7.1.2.1.	Estado del refrigerante en el condensador . . .	57
2.7.1.3.	Evaporador . . . . .	58
2.7.1.3.1.	Estado del refrigerante en el evaporador . . .	59

2.7.1.4.	Válvula de expansión . . . . .	61
2.7.1.4.1.	Tipos de dispositivos de expansión . . . . .	61
2.7.1.5.	Válvula de 4 vías . . . . .	64
2.7.1.5.1.	Ciclo de Calefacción . . . . .	66
2.7.1.5.2.	Ciclo de enfriamiento . . . . .	67
2.7.1.6.	Colector Solar . . . . .	67
2.7.1.6.1.	Tubos evacuados . . . . .	69
2.8.	CONFORT TÉRMICO . . . . .	71
2.8.1.	Condiciones básicas para el Confort Térmico . . . . .	72
2.8.2.	Parámetros físicos del ambiente . . . . .	72
2.8.3.	Temperatura radiante media . . . . .	73
2.8.4.	Temperatura operativa, equivalente y eficaz . . . . .	74
2.8.5.	Confort térmico local . . . . .	74
2.8.6.	Disconfort térmico local . . . . .	75
2.8.7.	Asimetría de la radiación térmica . . . . .	75
2.8.8.	Caudal mínimo de aire exterior de ventilación . . . . .	76
2.9.	CARGA TÉRMICA . . . . .	78
2.9.1.	Generalidades . . . . .	78
2.9.2.	Componentes de la carga térmica . . . . .	78
2.9.3.	Cálculo de la carga térmica sensible . . . . .	79
2.9.3.1.	Carga por radiación solar a través de cristal . . . . .	80
2.9.3.2.	Carga por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores . . . . .	80
2.9.3.3.	Carga por transmisión a través de paredes, techos, sue- los y puertas interiores . . . . .	81
2.9.3.4.	Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior . . . . .	82
2.9.3.5.	Carga sensible por aportaciones internas . . . . .	83
2.9.3.5.1.	Carga sensible por iluminación . . . . .	83
2.9.3.5.2.	Carga sensible por ocupantes . . . . .	84
2.9.3.5.3.	Carga sensible por aparatos eléctricos . . . . .	86
2.9.3.6.	Carga sensible total . . . . .	86
2.9.4.	Cálculo de la carga térmica latente . . . . .	86
2.9.4.1.	Carga latente transmitida por infiltraciones de aire ex- terior . . . . .	86
2.9.4.2.	Carga latente por ocupación . . . . .	87
2.9.4.3.	Carga latente total . . . . .	87

<b>3. MARCO METODOLÓGICO</b>	<b>88</b>
3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN . . . . .	88
3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN . . . . .	88
3.3. MUESTRA . . . . .	89
3.4. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN . . . . .	92
3.4.1. Fuentes De Información Primarias . . . . .	92
3.4.2. Fuentes De Información Secundarias . . . . .	92
3.5. INSTRUMENTOS DE MEDIDAS . . . . .	93
3.5.1. Instrumentos de medidas . . . . .	93
3.5.2. Estación experimental GUNT ET 202 . . . . .	93
3.5.2.1. Unidad de alumbrado . . . . .	95
3.5.2.2. Sensor de iluminancia o radiación de la estación . . . . .	96
3.5.2.3. Ajuste del ángulo de inclinación del colector . . . . .	96
3.5.2.4. Sensores de temperatura avance ( $T_1$ ) y retorno del colector ( $T_2$ ) . . . . .	97
3.5.3. Flujómetro ultrasónico TDS 100H . . . . .	97
3.5.3.1. Principio de funcionamiento . . . . .	98
3.5.3.2. Aplicaciones comunes . . . . .	101
3.5.4. Termómetro digital fluke 52 serie ii . . . . .	102
3.5.5. Manómetros refrigerante R410a . . . . .	103
3.5.6. Multímetro Unit UT151C . . . . .	104
3.5.6.1. Medida de voltajes . . . . .	105
3.5.6.2. Medida de intensidades . . . . .	106
3.5.6.3. Medida de resistencias . . . . .	106
3.5.6.4. Procedimiento de medida . . . . .	106
3.6. VARIABLES . . . . .	107
3.6.1. Variables Independientes . . . . .	107
3.6.2. Variables dependientes . . . . .	107
3.6.3. Variables Intervinientes . . . . .	107
3.7. METODOLOGÍA . . . . .	107
3.8. DISEÑO DEL EXPERIMENTO . . . . .	108
3.9. VALIDEZ Y CONFIABILIDAD . . . . .	110
3.9.1. Solkane v8.0 . . . . .	110
<b>4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS</b>	<b>115</b>
4.1. DISEÑO EXPERIMENTAL . . . . .	115
4.2. DATOS EXPERIMENTALES . . . . .	115
4.3. CÁLCULOS TEÓRICOS . . . . .	131

---

4.3.1. Cálculos del ciclo de refrigeración sin radiación. . . . .	133
4.3.2. Ciclo de refrigeración con radiación. . . . .	135
4.3.2.1. Almacenamiento de calor . . . . .	136
4.3.3. Cálculos del ciclo de refrigeración con radiación. . . . .	137
4.3.4. Cálculos sin Energía solar en el software SOLKANE . . . . .	140
4.3.5. Cálculos con Energía solar en el software SOLKANE . . . . .	143
4.3.6. Porcentajes de participación energética . . . . .	147
4.3.7. Cálculos carga térmica . . . . .	147
4.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS . . . . .	152
<b>5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>156</b>
5.1. CONCLUSIONES . . . . .	156
5.2. RECOMENDACIONES . . . . .	157
<b>Anexos</b>	<b>158</b>
<b>A. Tablas Térmicas</b>	<b>159</b>
<b>B. Tablas constructivas de fachadas</b>	<b>164</b>
<b>C. Tablas para mortero</b>	<b>166</b>
<b>D. Tablas para cristales</b>	<b>168</b>
<b>E. Tablas de Refrigerante 410A</b>	<b>170</b>
<b>F. Tablas de Refrigerante 410A</b>	<b>172</b>
<b>G. Tablas de Refrigerante 410A</b>	<b>174</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>176</b>

# Lista de Figuras

2-1. Ciclo invertido de Carnot. Tomado de [26]. . . . .	10
2-2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Tomado de [26]. . . . .	11
2-3. Ciclo Real de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Tomado de [26]. . . . .	12
2-4. Ciclo de refrigeración de múltiples etapas y diagrama T-s. Tomado de [26]. . . . .	13
2-5. Posibilidades de sistemas de refrigeración solar. Tomado de [27]. . . . .	16
2-6. Refrigeración por compresión mecánica. Tomado de [27]. . . . .	17
2-7. Elemento refrigerador Peltier. Tomado de [27]. . . . .	18
2-8. Diagrama de funcionamiento de una nevera Peltier no convencional con energía solar. Tomado de [27]. . . . .	18
2-9. Módulos Peltier comerciales. Tomado de [27]. . . . .	20
2-10. Módulo Peltier. Tomado de [27]. . . . .	21
2-11. Circuito Efecto Peltier. Tomado de [27]. . . . .	22
2-12. Esquema de una enfriadora de adsorción. Tomado de [27]. . . . .	25
2-13. Ejemplos de enfriadoras de adsorción. Tomado de [27]. . . . .	28
2-14. Fluidos y componentes del ciclo de absorción simple. Tomado de [37]. . . . .	32
2-15. Destrucción del ciclo de ozono. Tomado de [17]. . . . .	36
2-16. Un arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo. Tomada de [4]. . . . .	46
2-19. Esquema de una carta psicrométrica. Tomada de [4]. . . . .	47
2-17. Carta psicrométrica a 1 atm de presión total. Tomada de [4]. . . . .	48
2-18. Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total. Tomada de [4]. . . . .	49
2-20. Cuerpo del compresor. Tomada de [4]. . . . .	51
2-21. Cuerpo del compresor. Tomada de [4]. . . . .	51
2-22. Cuerpo del compresor. Tomada de [39]. . . . .	55
2-23. Partes del compresor. Tomada de [10]. . . . .	56
2-24. Condensador. Fuente Autor. . . . .	57

<b>2-25.</b> Estado del refrigerante en el condensador. Tomada de [10]. . . . .	58
<b>2-26.</b> Evaporador. Fuente: Autor. . . . .	59
<b>2-27.</b> Estado del refrigerante en el evaporador. Tomada de [10]. . . . .	60
<b>2-28.</b> Tubo capilar. Tomada de [31]. . . . .	62
<b>2-29.</b> Válvula de expansión automática. Tomada de [34]. . . . .	63
<b>2-30.</b> Válvula de cuatro vías del aire acondicionado híbrido térmico solar. Fuente: Autor. . . . .	64
<b>2-31.</b> Ciclo de calefacción en el sistema híbrido térmico solar. Tomado de [35].	65
<b>2-32.</b> Ciclo de enfriamiento en el sistema híbrido térmico solar. Tomado de [35].	66
<b>2-33.</b> Colector de tubo de vacío evacuados. Tomada de [3]. . . . .	69
<b>2-34.</b> Tipos de Calentadores solares térmicos. a.Calentador no presurizado b. Calentador plano. c. Calentador presurizado con tubos de calor. Tomada de [3]. . . . .	69
<b>2-35.</b> a)Diferencias entre el vacío perfecto y sin vacío . b) El getter es el dis- positivo de vacío y funciona como una alarma. Tomada de [3]. . . . .	70
<b>2-36.</b> Temperatura integrada. Tomada de [25] . . . . .	74
<b>3-1.</b> Aire acondicionado TKFR-35GW de 12.000 BTU/H , Fuente: Autor. . .	91
<b>3-2.</b> Colector Solar, Válvula 4 vías, Fuente: Autor. . . . .	92
<b>3-3.</b> Dispositivos que componen la estación experimental. Fuente:[1] . . . . .	94
<b>3-4.</b> Indicadores de temperatura, iluminancia y caudal. Tomado de [1]. . . .	94
<b>3-5.</b> Unidad de alumbrado.Tomado de [1]. . . . .	95
<b>3-6.</b> Sensor de iluminancia. Tomado de [1]. . . . .	96
<b>3-7.</b> Escala de ángulos, eje basculante y tope móvil. Tomado de [1]. . . . .	97
<b>3-8.</b> Sensores de temperatura avance y retorno de colector.Tomado de [1]. .	97
<b>3-9.</b> Flujómetro ultrasónico TDS 100H, Fuente:Autor. . . . .	98
<b>3-10.</b> Vista frontal del caudalímetro TDS 100H,[18]. . . . .	99
<b>3-11.</b> Vista superior del caudalímetro TDS 100H,[18]. . . . .	99
<b>3-12.</b> Vista inferior del caudalímetro TDS 100H,[18]. . . . .	99
<b>3-13.</b> Transductores tipo S1, M1 y L1,[18]. . . . .	100
<b>3-14.</b> Instalación método V,[18]. . . . .	100
<b>3-15.</b> Instalación método W,[18]. . . . .	101
<b>3-16.</b> Instalación método Z,[18]. . . . .	101
<b>3-17.</b> Termómetro digital fluke 52 series II. Tomado de [12]. . . . .	102
<b>3-18.</b> Componentes del termómetro fluke 52 series II. [12] . . . . .	103
<b>3-19.</b> Manómetro, Fuente: [28] . . . . .	104
<b>3-20.</b> Multímetro Unit UT151C, Fuente: Autor . . . . .	105
<b>3-21.</b> Ubicación equipos de medición, Fuente: Autor . . . . .	109

3-22.Ciclo Temperatura-Entropía, Fuente: Autor . . . . .	112
3-23.Ciclo Presión-Entalpía, Fuente: Autor . . . . .	113
4-1. Esquema de entradas y salidas del refrigerante al compresor y al colector solar de la unidad de aire acondicionado. Fuente: Autor . . . . .	116
4-3. Montaje del flujómetro sobre la tubería de transporte del refrigerante en la unidad de aire acondicionado híbrido. . . . .	116
4-2. Montaje para la toma de temperaturas a la entrada y salida del compresor y del colector solar. . . . .	117
4-4. Temperatura de Bulbo seco y de bulbo húmedo. Fuente: Autor. . . . .	131
4-5. Carta Psicométrica. Fuente: [35] . . . . .	132
4-6. Diagrama T-s. Fuente: Autor . . . . .	134
4-7. Ciclo de Refrigeración por Compresión mecánica-Térmico solar. Fuente cc. . . . .	136
4-8. Diagrama T-s. Fuente: Autor. . . . .	138
4-9. Ingreso de datos SOLKANE. . . . .	140
4-10.Tabla de resultados de SOLKANE v8.0. . . . .	141
4-11.Cálculos sin radiación de SOLKANE v8.0. . . . .	141
4-12.Esquema del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	142
4-13.Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	142
4-14.Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	143
4-15.Ingreso de datos SOLKANE. . . . .	143
4-16.Tabla de resultados de SOLKANE v8.0. . . . .	144
4-17.Cálculos con radiación de SOLKANE v8.0. . . . .	145
4-18.Esquema del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	145
4-19.Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	146
4-20.Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0. . . . .	146
4-21.Recinto a refrigerar. Fuente: Autor. . . . .	148
4-22.Radiación a través del cristal. Fuente: Autor. . . . .	149
4-23.Subenfriamiento. Fuente: Autor. . . . .	153
4-24.Encendido y apagado de la unidad refrigeración con y sin energía solar . Fuente: Autor. . . . .	154

4-25. Diagrama T-s, Disminución trabajo. Fuente: Autor. . . . . 155

# Lista de Tablas

2-1. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes ecológicos. Tomado de [20]. . . . .	37
2-2. Propiedades químicas de R-410A. Tomado de [16]. . . . .	39
2-3. Presiones de trabajo de R-22 y R-410A. Tomado de [16]. . . . .	39
2-4. Especificaciones técnicas de los tubos evacuados. . . . .	71
2-5. Renovaciones de aire en locales . . . . .	77
2-6. Condiciones interiores de diseño . . . . .	81
2-7. Temperatura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ ) . . . . .	82
2-8. Calor latente y sensible desprendido por persona. . . . .	85
3-1. Ficha técnica del Aire acondicionado TKFR-35GW de 12.000 BTU/H. Fuente:[5] . . . . .	91
3-2. Dispositivos que componen la estación experimental GUNT ET 202. . .	95
3-3. Actividades . . . . .	108
4-1. Datos medidos de caudal y flujo másico. Fuente: Autor. . . . .	118
4-2. Datos medidos de temperaturas de entrada y salida y flujo de corriente sobre la unidad de aire acondicionado híbrido, con radiación solar de $1200 W/m^2$ . Fuente: Autor. . . . .	121
4-3. Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y el colector solar y las paradas y arranques de la unidad de refrigeración, sin radiación solar. Fuente: Autor. . . . .	125
4-4. Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y el colector solar, la temperatura de salida de la válvula de estrangulamiento y las paradas y arranques de la unidad de refrigeración, con radiación solar de $1200 W/m^2$ . Fuente: Autor. . . . .	128
4-5. Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y del colector solar, con radiación solar de $1200 W/m^2$ . Fuente: Autor. . . . .	130
4-6. Interpolación . . . . .	132

4-7. Interpolación . . . . . 133

# Lista de símbolos

## Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
$Q_L$	Calor entrada	$W$
$C_p$	Calor específico	$kJ/kg^\circ K$
$C_{p,agua}$	Calor específico agua	$kJ/kg^\circ C$
$C_{latente,persona}$	Calor latente por persona	$W$
$Q_{se}$	Carga debida a los diversos aparatos electrónicos	$W$
$Q_{sp}$	Carga debida a los ocupantes	$W$
$Q_{sil}$	Carga iluminación interior	$W$
$Q_{sil,descarga}$	Carga lámparas fluorescentes	$W$
$Q_{sil,incandescente}$	Carga lámparas incandescentes	$W$
$Q_{lp}$	Carga latente debida a la ocupación del local	$W$
$Q_{li}$	Carga latente transmitida por infiltraciones	$W$
$Q_{sai}$	Carga sensible aportaciones internas	$W$
$Q_{si}$	Carga sensible infiltraciones de aire exterior	$W$
$Q_{str}$	Carga sensible paredes y techos exteriores	$W$
$Q_{st}$	Carga sensible paredes, techos, suelos y puertas interiores	$W$
$C_{sensible,persona}$	Carga sensible por persona	$W$
$Q_{sr}$	Carga sensible superficies acristaladas	$W$
$Q_l$	Carga térmica latente	$W$
$Q_r$	Carga térmica refrigeración	$W$
$Q_s$	Carga térmica sensible	$W$

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>
$V$	Caudal de aire infiltrado	$m^3/s$
$COP$	Coefficiente de Desempeño	
$K$	Coefficiente global de transmisión térmica	$W/m^2\text{°C}$
$I$	Corriente eléctrica	$A$
$h$	Entalpía	$kJ/kg$
$F$	Factor de corrección	
$m_a$	Masa de aire seco	$Kg$
$m_v$	Masa vapor de agua	$Kg$
$n$	Número	
$M$	Peso molecular	$Kg/mol$
$Pot_{Lmp.descarga}$	Potencia lámparas fluorescentes	$W$
$Pot_{Lmp.incandescente}$	Potencia lámparas incandescentes	$W$
$P$	Presión	$Pa$
$P_{atm}$	Presión atmosférica	$Psig; Pa; atm$
$P_v$	Presión de vapor	$Pa$
$P_{sat}$	Presión saturación	$Psig; Pa$
$R$	Radiación solar superficie	$W/m^2$
$S$	Superficie translúcida	$m^2$
$T_H$	Temperatura alta	$\text{°C}$
$T_C$	Temperatura baja	$\text{°C}$
$T_{co}$	Temperatura confort	$\text{°C}$
$T_{bh}$	Temperatura de bulbo húmedo	$\text{°C}$
$T_{pr}$	Temperatura de punto de rocío	$\text{°C}$
$T_{eq}$	Temperatura equivalente	$\text{°C}$
$T_e$	Temperatura exterior	$\text{°C}$
$T_{ec}$	Temperatura exterior al otro lado del local	$\text{°C}$
$T_i$	Temperatura interior de diseño	$\text{°C}$
$T_{mx}$	Temperatura máxima	$\text{°C}$

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>
$T_{me}$	Temperatura media del mes más cálido	$^{\circ}C$
$T_r$	Temperatura media radiante	$^{\circ}C$
$T_o$	Temperatura operativa	$^{\circ}C$
$t$	Tiempo	$s$
$\dot{W}_{ent}$	Trabajo compresor	$W$
$w$	Velocidad angular	$R.P.M$
$v_a$	Velocidad del aire	$m/s$
$v$	Volumen específico	$m^3/kg$

## Símbolos con letras griegas

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>
$\rho$	Densidad del fluido	$Kg/m^3$
$\Delta T$	Diferencia temperatura interior y exterior	$^{\circ}C$
$\omega$	Humedad específica	$Pa$
$\phi$	Humedad relativa	$Pa$

# INTRODUCCIÓN

La energía es el motor de la naturaleza, la vida existe gracias a ella y así mismo la especie humana necesita de ella en todo su ciclo de vida. Durante los últimos 50 años el ser humano ha aumentado el consumo de energía percapita de manera exponencial debido a las nuevas formas de vida y al aumento de su confort, mientras hace 500 años el consumo percapita estaba alrededor de los 500 Vatios, [38], actualmente el consumo percapita esta alrededor de 3000 Vatios. Por otra parte, con el crecimiento tecnológico y el mejoramiento de la calidad de vida se ha hecho necesario aumentar la proporción global de consumo energético percapita destinado a los aires acondicionados. Por lo anterior, y sumando el problema del calentamiento global, es necesario enfocarse en la investigación en el tema energía solar aplicada a aires acondicionados.

Actualmente se han desarrollado varias areas de aplicación en esta dirección como son: la utilización de energía fotovoltaica para la alimentación eléctrica de aires acondicionados convencionales, aires acondicionados que utilizan energía solar térmica por absorción, adsorción, por compresión mecánica, y también aires acondicionados que parcialmente se alimentan de energía solar.

En el presente trabajo se pretende hacer un análisis energético y de rendimiento de un aire acondicionado solar híbrido que funciona por compresión mecánica y respaldado por energía solar térmica.

# Capítulo 1

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Debido a fenómenos como el calentamiento del planeta y el aumento de temperatura a escala global la venta de aires acondicionados ha aumentado de manera abismal en un 80% en la última década, según [7]. Pero a su vez, es obligación del hombre contemporáneo velar por la preservación del ambiente en el que habita por medio de la reducción en los índices de contaminación y del consumo energético en diferentes ámbitos. Los aires acondicionados son máquinas que se han vuelto una necesidad en las casas, centros comerciales, fábricas, entre otros, donde se quiere mantener el confort térmico manteniendo el lugar con una temperatura y humedad específicas y de acuerdo a la carga térmica se elige el tipo de aire acondicionado a utilizar.

Dentro de la demanda energética y económica que han hecho que los países busquen nuevas soluciones se han dado a conocer sistemas con energías alternativas, una de ellas es la energía solar térmica, la cual capta la energía con la que vienen los rayos del sol y los almacena en forma de calor aprovechando que es una fuente de energía limpia e inagotable. El presente trabajo fija su foco en lo previamente descrito: la energía solar térmica como elemento característico de un aire acondicionado híbrido, sintetizando de ésta manera las comodidades que el hombre del siglo XXI tomó como propias y el anhelo de contribución ecológica por motivos señalados con anterioridad.

En síntesis, se pretende determinar y cuantificar que cantidad de energía solar térmica se puede aprovechar para el funcionamiento de un sistema de aire acondicionado híbrido, para ello se hizo necesario estudiar el comportamiento termodinámico del sistema, lo que permitió dar a conocer más detalladamente sus variaciones de rendimiento relacionadas con el consumo de energía térmica solar, lo cual hace que este sistema de aire acondicionado sea mucho más rentable que los tradicionales.

La rentabilidad señalada va más allá del aspecto económico, dado que lo más relevante es contribuir a la conservación del medio ambiente y a la implementación de energía limpia, promoviendo el proceso de reivindicación del ser humano para con los diferentes ecosistemas y el planeta en general. Todo lo anterior sin mencionar el grado de avance en materia de desarrollo tecnológico, determinando que solo se progresa en realidad, cuando se logra mediar las comodidades y necesidades del ser humano con el respeto a la naturaleza y los factores que la componen.

## 1.2. OBJETIVOS

### 1.2.1. General

Analizar energéticamente un sistema de aire acondicionado híbrido: eléctrico-térmico solar.

### 1.2.2. Específicos

- Estudiar las variables relacionadas con el rendimiento en la parte térmica solar y establecer su comportamiento termodinámico frente a las condiciones del entorno.
- Determinar los porcentajes de participación energética por parte de la energía eléctrica y de la energía térmica solar en el aire acondicionado híbrido.
- Analizar el rendimiento energético del sistema.

## 1.3. JUSTIFICACIÓN

La problemática energética y el avance tecnológico, ha buscado la implementación de energías limpias y renovables desarrollando nuevos sistemas y dejando atrás el uso de combustibles fósiles que tienen un impacto negativo en el medio ambiente. De ahí que se haya potenciado la implementación del uso de energía solar térmica para que disminuya el consumo de energía eléctrica, lo cual se verá reflejado en la reducción de costos y perjuicios ambientales, los cuales de manera progresiva terminarán en mayor deterioro de las condiciones de vida o alza de precios para garantizar el carácter óptimo de las mismas.

La caracterización del aire acondicionado eléctrico-térmico solar, permitió conocer de manera experimental el comportamiento de éste, a la vez cuantificar valores energéticos y, por consiguiente, los costos relacionados con el uso del compresor y optimización del intercambio energético. El análisis de los factores señalados, permitió determinar la viabilidad, la necesidad y la conveniencia del proyecto a nivel social y ambiental.

Teniendo en cuenta las variables relacionadas con el rendimiento generado por el Sol se pudo posteriormente establecer su comportamiento termodinámico en el medio donde se encuentre y realizar el análisis del rendimiento energético del sistema.

#### **1.4. ALCANCES**

El presente trabajo buscaba cuantificar los valores energéticos del aire acondicionado eléctrico - solar térmico, para lo cual se tuvo que estudiar el rendimiento del colector solar y establecer su comportamiento termodinámico en el entorno donde se encontraba instalado para posteriormente analizar la transferencia energética de éste al ciclo de refrigeración a fin de ver cuál es su aporte energético al sistema de compresión de refrigerante ya que el sistema de aire acondicionado se encuentra instalado en el laboratorio de energía solar donde podemos manipular variables como la temperatura ambiente y obtener valores más exactos.

#### **1.5. LIMITACIONES**

El tema de aires acondicionados híbridos con energía térmica solar todavía es un tema que no ha tenido el avance investigativo como lo ha tenido la energía solar térmica en otras aplicaciones debido a esto la bibliografía sobre aires acondicionados con colectores solares es limitada y otra limitación es el tiempo con el que se corto para realizar la investigación.

# Capítulo 2

## ESTADO DEL ARTE

### 2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Para el desarrollo de éste trabajo se realizó una revisión sobre las diferentes formas de refrigeración, encontrándose que el ciclo de refrigeración por absorción es uno de los mas eficientes ya que cuenta con dos fluidos de trabajo, existen muchas variables de mejoramiento del proceso, uno de ellas es la que utiliza lechos fijos y de enfriamiento en donde éstos operan en un proceso por lotes y usa dos intercambiadores de calor húmedos, donde éste contiene unas aletas llenas de granos de gel de silicio; lo importante de esta mejora es permitir la deshumidificación y refrigeración simultanea del aire. Además se puede almacenar una cantidad considerable de material de adsorción donde la energía solar se puede almacenar de manera eficiente en el material desecante y se puede usar cuando no hay calor de refrigeración disponible, lo que reduce fuertemente la necesidad de almacenamiento térmico dentro del sistema de refrigeración solar, [11].

En el estudio, [21], se usan energías alternativas para la reducción de energía eléctrica, lo cual se hace necesario para disminuir las emisiones de  $CO_2$  al ambiente. En éste trabajo los autores comparan un sistema de refrigeración desecante híbrido solar, el cual es el mas eficaz para mantener las instalaciones con alta carga de enfriamiento latente en clima caliente y húmedo, con un sistemas de refrigeración convencional. La refrigeración desecante de energía solar térmica fue diseñada para hacer frente a la carga latente; y la refrigeración por compresión de vapor eléctrica para atender la carga sensible. Este estudio se realizo en dos locales: un restaurante chino y el mercado fresco que tiene gran demanda de calor latente, en donde la implementación de la refrigeración solar produjo un ahorro de energía de 49,5 % y 13,3 % en los respectivos locales.

Las investigaciones sobre energía solar para la producción de frío cada vez son mas profundas, [32], y existen estudios donde se comparan los diferentes ciclos de refrigera-

ción solar en diferentes climas, a diferentes alturas sobre el nivel del mar para obtener resultados precisos y de esta forma caracterizar los sistemas con mayor aceptación. en el trabajo desarrollado por [23], fueron estudiadas seis máquinas de refrigeración que funcionan con energía solar, las cuales se basan en cuatro tecnologías diferentes, éstas fueron caracterizadas durante un año en cinco lugares diferentes, y las cuatro tecnologías usadas fueron:  $LiBr/H_2O$  líquido de absorción,  $H_2O$ -Gel de Silicio Material de adsorción,  $BaCl_2/NH_3$  reacción termoquímica y ciclos abiertos de aire húmedo desecante. El consumo estacional no siempre fue insignificante (del orden del 0,2–0,25 kW/h) y es importante señalar que el funcionamiento de un día fue bastante significativo, 30 %, en comparación con las pruebas estacionales. Los autores también enfatizan en el excesivo consumo de agua líquida, y muestran su preocupación por el rediseño de la unidad debido a que la pérdida de agua disminuye la eficiencia del ciclo.

En el trabajo, [36], los autores utilizaron un módulo de refrigeración termo-eléctrica con unidad de regeneración de calor residual. Esta unidad de regeneración consiste en dos placas de cobre paralela y un canal con aletas escalonadas instalado entre las células solares y el enfriador termo-eléctrico. La energía solar inútil de las células solares y el calor disipado desde el enfriador termo-eléctrico pueden ser eliminados por medio del agua de refrigeración, de tal manera que la eficiencia del módulo es más elevada. Además, se aprovecha el agua caliente producida por la unidad de regeneración durante el día. El rendimiento del módulo combinado se incrementa mediante el aumento de velocidad del flujo del agua de refrigeración que fluye en el canal de agua de regeneración de calor debido a las reducciones de temperatura de la célula solar y la temperatura del lado caliente de los refrigeradores termo-eléctricos. en este trabajo se encontró que este método puede producir una diferencia de temperatura de  $12,6^{\circ}C$  entre la temperatura ambiente y la temperatura del aire en la casa modelo.

Por otra parte, los aires acondicionados se encuentran en una etapa de expansión en España, donde en tiempos de verano alcanzan temperaturas superiores a  $35^{\circ}C$ , por lo cual se aumenta el consumo de energía eléctrica y a la vez la fuga de refrigerantes orgánicos debido al uso de máquinas de compresión de vapor o mecánicas. En el trabajo, [24], los autores realizaron una investigación experimental de la refrigeración por absorción solar con el fin de minimizar el consumo de corriente eléctrica. para ello, se utilizó un campo de  $50 m^2$  de colectores solares planos con una máquina de absorción de simple efecto utilizando  $LiBr/H_2O$  a través de un tanque de almacenamiento de agua caliente. Los resultados arrojaron que este ciclo de refrigeración alcanza de 6-10 kW, con ayuda de un generador de 10-15 kW, en un periodo de 6,5 horas de autonomía solar en un día promedio. En conclusión se calculó la carga térmica instantánea

y la demanda de un solo alojamiento individual de una superficie útil de  $90 \text{ m}^2$  bajo condiciones estándar. Su pico vario de 6 a 8 kW con una radiación promedio de  $1100 \text{ W/m}^2$  donde la instalación proporcionó un 56 % de reducción de energía eléctrica.

Así mismo, debido al alto costo de los combustibles fósiles y los problemas medio ambientales causados por el uso extensivo de sistemas de aire acondicionado de los edificios residenciales e industriales el uso de la energía solar, para impulsar ciclos de enfriamiento, se ha convertido en un gran atractivo ya que la carga de enfriamiento puede ser suplida con la energía solar disponible. En el trabajo, [22], los autores realizaron un proyecto de investigación con el objetivo de evaluar la viabilidad de la tecnología de refrigeración de absorción con energía solar en condiciones de Túnez. Las simulaciones se realizaron en los programas TRNSYS y EES con una serie de datos de un año meteorológico que contiene los parámetros de tiempo en Túnez, la capital de Túnez. Estas simulaciones se llevaron a cabo con el fin de seleccionar y dimensionar los diferentes componentes del sistema solar que sería instalado. El sistema se implementó para un edificio típico de  $150 \text{ m}^2$  y estaba compuesto de una máquina de absorción de bromuro de litio en agua de una capacidad de 11 kW, un área de colectores solares de placa plana de  $30 \text{ m}^2$  con una inclinación de  $35^\circ$  con la horizontal y un tanque de almacenamiento de agua caliente de  $0.8 \text{ m}^3$ .

En el trabajo, [14], se realizó un estudio experimental sobre un sistema de refrigeración de eyector de dos etapas ERS, impulsados por dos fuentes de calor. El trabajo involucra el diseño del sistema, la configuración, el funcionamiento y la evaluación experimental. Sobre la base de hipótesis teórica, este sistema experimental se ha diseñado, construido y operado de manera progresiva para lograr una utilización sincrónica de energía térmica a diferentes grados. A través de válvulas de conmutación, el sistema puede realizar el procedimiento experimental tanto en una sola etapa como en dos etapas. A través de la operación del sistema, se prueba que el R236fa es el refrigerante adecuado para la estabilidad del sistema. Además, los resultados indican que los parámetros de rendimiento del sistema asociados a la relación de arrastre total y el COP aumentan a medida que las temperaturas crecen, (Temperatura del evaporador  $T_{evap}$ , Temperatura de presión alta  $T_{GenH}$  y temperatura de presión baja  $T_{GENL}$ ) excepto la temperatura de condensación que se mantiene casi constante. Con respecto a la ERS de una sola etapa, este sistema de dos etapas es capaz de suministrar un mayor efecto de refrigeración donde la temperatura de condensación es inferior a  $21,7^\circ\text{C}$ . Debido a esta condición de temperatura de condensación de trabajo bajo, este sistema de dos etapas puede no ser adecuado para la condición de funcionamiento convencional. Sin embargo, la selección de otro fluido de trabajo podría conducir a una posible mejora de la COP de este

sistema comparado con el sistema convencional de una sola etapa.

Respecto del ahorro de energía en aires acondicionados híbridos los autores del trabajo, [29], combinan el ciclo de termosifón con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor tiene, lo cual tiene un gran potencial de ahorro energético en comparación con un aire acondicionado común para espacios que requieran refrigeración durante todo el año. El rendimiento de la conmutación entre el modo de compresión de vapor y el modo de termosifón afecta especialmente la seguridad y la fiabilidad de los aparatos de aire acondicionado híbridos. por lo tanto, se propone una válvula de tres vías de auto-operadas. En este trabajo se desarrolla un modelo termodinámico y un modelo cinético para evaluar el comportamiento dinámico de la válvula de conmutación. También se analizan los efectos de la fuerza elástica constante, el volumen de descarga del compresor, y se juega con el ajuste y la longitud del pistón en el comportamiento dinámico de la válvula de conmutación.

En el trabajo, [6], se sugiere que el rechazo de calor de aire acondicionado a una piscina puede ahorrar aproximadamente un 25-30 % de una sola familia residencial y reducir la demanda de electricidad de refrigeración durante las condiciones pico en un 30-35 %. Se espera que los ahorros puedan variar dependiendo de la severidad del clima, así como la temperatura de la piscina durante el verano. El modelo original fue refinado con el fin de acomodar el rechazo de calor aire-aire para predecir la temperatura de la piscina en base a datos del tiempo, el tamaño de la piscina, el sombreado de la piscina, y el rechazo de calor del aire acondicionado a la piscina. Además, se utilizó el modelo de un sistema de aire acondicionado-piscina acoplado para desarrollar una herramienta de diseño en la determinación del tamaño de la piscina necesaria para absorber el rechazo de calor realista de los aires acondicionados en diferentes zonas climáticas de California.

En el trabajo, [30], se presenta una técnica eficaz para mejorar el rendimiento de un aparato de aire acondicionado de expansión directa de nuevo desarrollo cuando se combina con un colector solar de vacío que se instala después del compresor. En este enfoque, una nueva configuración que incluye una línea de derivación con una válvula de control proporcional de tres vías se propone en la línea de descarga después de que el compresor con el fin de controlar el caudal de refrigerante. En este diseño, el caudal de refrigerante se controla como una función de la temperatura del refrigerante que sale del compresor, la temperatura del refrigerante que sale del tanque de almacenamiento solar y la temperatura de bulbo seco del ambiente. Se desarrolló un algoritmo de optimización generalizada utilizando la programación cuadrática secuencial (SQR) junto con un modelo empírico propuesto para la función objetivo. El reto principal es estimar

la temperatura del refrigerante óptima a la entrada del condensador en el nuevo diseño. El algoritmo de optimización se simula en una herramienta transitoria para predecir los puntos de ajuste óptimos de temperatura del refrigerante que entra en el condensador, y luego se implementa como una referencia para una línea en bucle cerrado del controlador. El sistema bajo investigación está ampliamente equipada con una serie de dispositivos de instrumentación para el registro de datos. Los beneficios del nuevo diseño funciona a una temperatura de subenfriamiento mayor que la del refrigerante condensado por aire que resultan significativamente en el aumento del coeficiente de rendimiento general del sistema.

## 2.2. MARCO TEÓRICO

La creciente demanda de energía, el cambio climático como resultado de las emisiones de gases de efecto invernadero y el aumento de los costos de combustibles fósiles son las principales causas del uso de fuentes de energía renovable. Las tecnologías renovables son fuentes de energía limpia. El uso de estas reduce el impacto ambiental minimizando efectos secundarios. [37].

### 2.2.1. CICLO INVERTIDO DE CARNOT

Una de las principales aplicaciones de la termodinámica es la refrigeración, donde ocurre transferencia de calor de la región de temperatura inferior a una región de temperatura superior. Uno de los ciclos más usados es el de por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa continuamente, para luego comprimirse en la etapa de vapor, [4].

El desempeño de los refrigeradores se expresa en términos del Coeficiente de Desempeño (COP), que cuantifica la eficiencia térmica del ciclo y que está dado por la Ecuación 2-1:

$$COP = \frac{(\text{Salida deseada})}{(\text{Entrada requerida})} = \frac{(\text{Efecto de enfriamiento})}{(\text{Entrada de trabajo})} = \frac{Q_L}{W_{ent}} \quad (2-1)$$

A continuación, se relata el comportamiento del refrigerante en su recorrido por el ciclo:

Su paso es constante, empezando en la entrada del evaporador y entra como una mezcla liquido-vapor de dos fases en el estado 4, ver Figura 2-1.

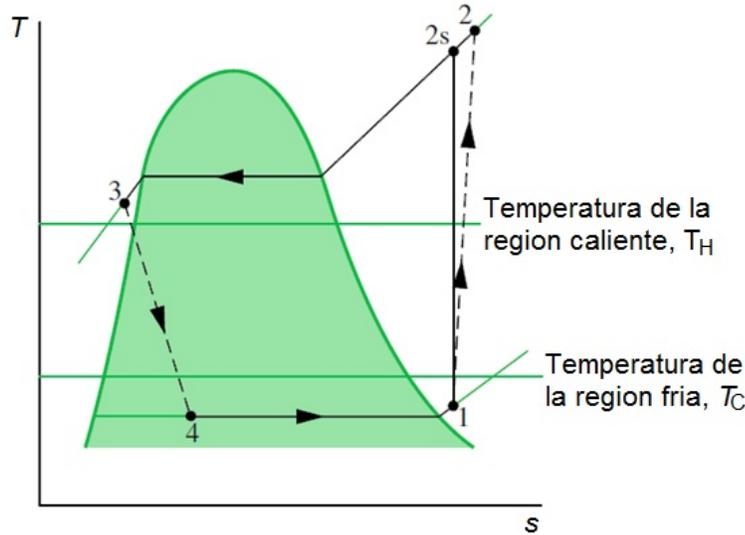


Figura 2-1: Ciclo invertido de Carnot. Tomado de [26].

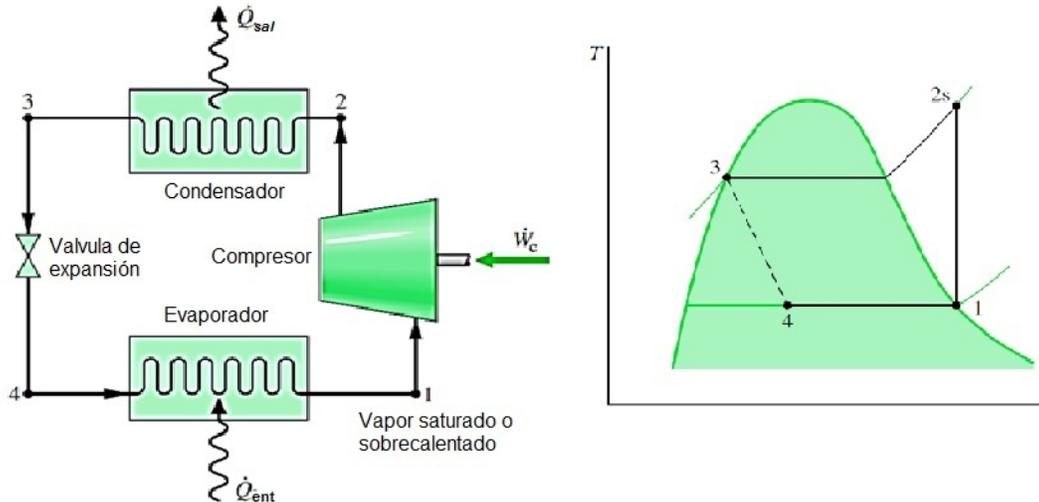
En el evaporador cambia de fase de líquido a vapor como resultado de la transferencia de calor  $T_C$  al refrigerante. La temperatura y la presión se mantienen constantes durante el estado 4 al 1. Se comprime adiabáticamente desde el estado 1, se trata de una mezcla líquido-vapor hasta el estado 2 donde se encuentra en vapor sobrecalentado. Durante este proceso aumenta la temperatura del refrigerante de  $T_C$  a  $T_H$  y la presión también aumenta. El refrigerante pasa del compresor al condensador, donde cambia de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado como resultado de la transferencia de calor a la región de temperatura  $T_H$  y nuevamente comienza el ciclo de refrigeración.

### 2.2.2. CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En el proceso de compresión de vapor se realizan modificaciones al ciclo de Carnot basados en las siguientes consideraciones:

- En el proceso de compresión, el fluido de trabajo solo debe estar en la fase de vapor.
- Para expandir el refrigerante es recomendable utilizar un dispositivo más económico y con cero mantenimientos (válvula de estrangulación o tubo capilar).
- La temperatura de condensación no debe limitarse a la zona de saturación.

Muchos aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot, se eliminan al evaporar el refrigerante completamente antes de que se comprima y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o tubo capilar, ver Figura 2-2



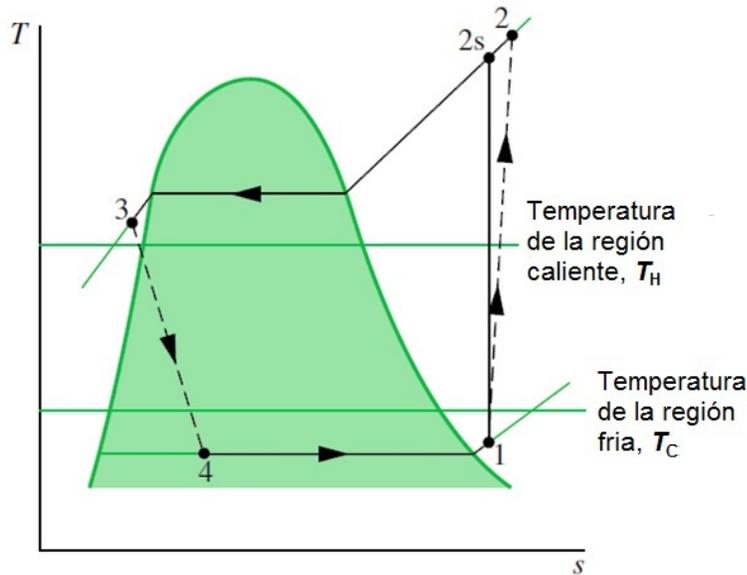
**Figura 2-2:** Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Tomado de [26].

- **Proceso 1-2:** Compresión isentrópica del estado 1, aumento de presión hacia el condensador en el estado 2.
- **Proceso 2-3:** Transferencia de calor desde el refrigerante a medida que fluye a presión constante a través del condensador. El refrigerante sale como un líquido en el estado 3.
- **Proceso 3-4:** Proceso de estrangulación del estado 3 a una mezcla líquido-vapor de dos fases en 4.
- **Proceso 4-1:** La transferencia de calor al refrigerante a medida que fluye a presión constante a través del evaporador para completar el ciclo.

### 2.2.3. CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes.

Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores, ver Figura 2-3.



**Figura 2-3:** Ciclo Real de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s. Tomado de [26].

#### 2.2.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE MÚLTIPLES ETAPAS

Para sistemas de compresión de vapor, donde se desea reducir el trabajo de entrada del compresor, se realizan modificaciones que consiste en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia, ver Figura 2-4. En estos ciclos de refrigeración intermedia el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que, en muchos puntos del ciclo, la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por tanto, el intercambiador de calor que funciona como refrigerador intermedio, se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema.

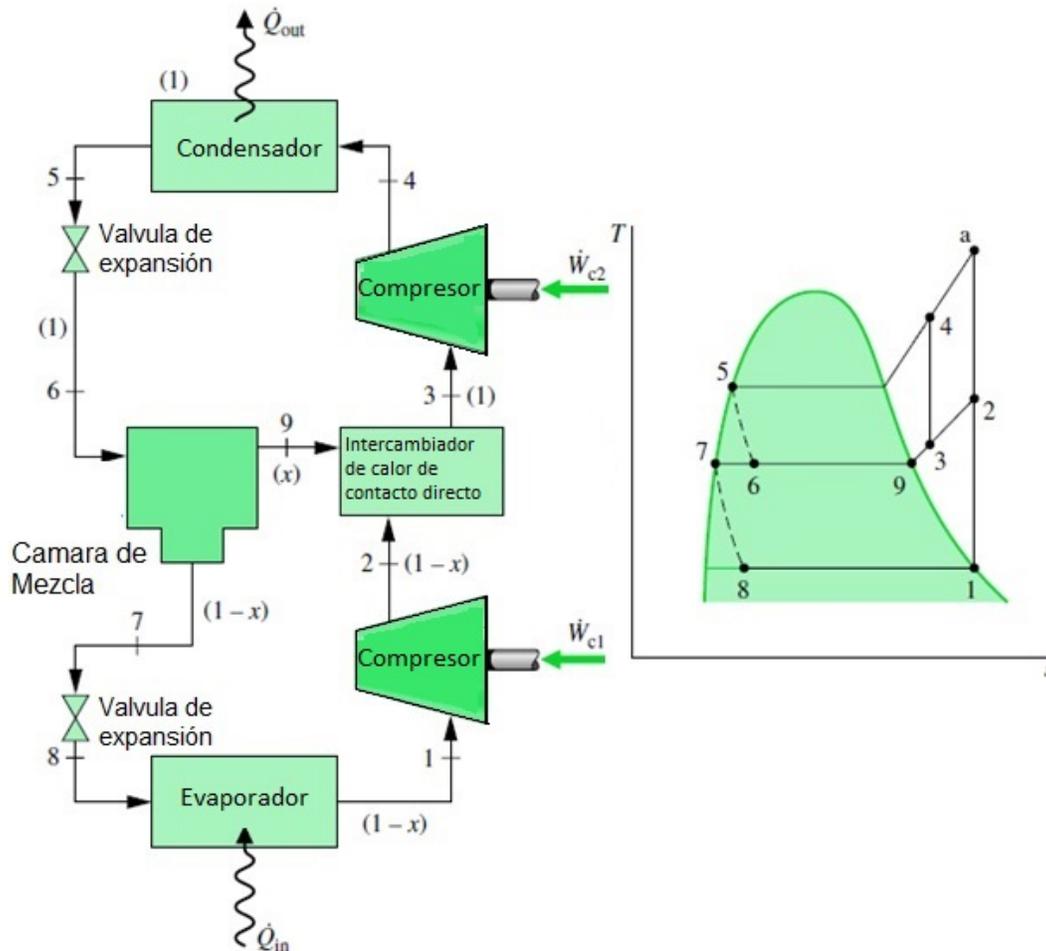


Figura 2-4: Ciclo de refrigeración de múltiples etapas y diagrama T-s. Tomado de [26].

### 2.2.5. LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN EL MUNDO

La energía solar es la mayor fuente de energía inagotable. Cada segundo el Sol irradia en todas las direcciones del espacio  $4 * 10^{26}$  J de energía y aproximadamente  $1,8 * 10^{14}$  kW de potencia es absorbida por la tierra. Las formas primarias de la energía solar son el calor y la luz y las mismas se transforman y se absorben por el medio ambiente en gran variedad de formas. Una de las aplicaciones de la energía solar es el sistema de refrigeración solar, y esta representa una alternativa atractiva frente al creciente uso de acondicionadores de aire de compresión mecánica de vapor en edificaciones. Sus ventajas están en la reducción del consumo de energía eléctrica, la disminución la emisión de Gases Efecto Invernadero, GEI. Además, reduce los daños a la capa de ozono por la sustitución de los clorofluorocarbonos, [15].

Por otra parte, el aumento de la demanda de energía conduce a más emisiones de gases de efecto invernadero y al calentamiento global acelerado. En 2012, la temperatura promedio en los EE.UU. fue de 3,2°C, superior a la normal. Las condiciones climáticas y económicas han sufrido un aumento que se traducirá en un mayor uso de sistemas de aire acondicionado, lo que contribuirá a una demanda de energía acelerada. Una tendencia positiva frente a los efectos adversos de las actividades humanas es la expansión de las energías renovables. A través del apoyo de las políticas gubernamentales en muchos países, las energías renovables, especialmente la solar y las energías eólicas están ampliando su uso como energía primaria y además su participación en la generación de electricidad. La Agencia de la Energía Interna en 2012 prevé que la generación de energía renovable aumentará el triple.

Mientras tanto, una solución para hacer frente a aumento de la demanda de energía y los cambios climáticos en todo el mundo será la utilización de energías renovables para proporcionar refrigeración en lugar de usar combustibles fósiles que consumen los sistemas de aire acondicionado convencionales, por lo que las tecnologías de refrigeración solar son de gran importancia para nuestro futuro, [2].

### **2.2.6. Aires acondicionados híbridos solares**

Los aires acondicionados híbridos térmicos que generan un gran porcentaje de ahorro energético que los aires acondicionados que actualmente se encuentran en el mercado.

Este tipo de tecnologías innovadoras permiten generar ahorros significativos en su facturación de energía eléctrica, de esta manera, en corto tiempo se lograría recuperar la inversión realizada a través de la disminución de los gastos de los servicios públicos mensuales, [7].

### **2.2.7. COLECTOR SOLAR CON TUBOS DE VACÍO**

Los tubos evacuados al alto vacío convierten la radiación solar en calor, transmitiéndolo al agua que circula por ellos; los tubos no son afectados por condiciones climáticas tales como: lluvia, viento, granizo.

El tubo está elaborado con vidrio de borosilicato, capaz de resistir granizo de hasta 2,5 cm de diámetro y tensiones hasta 100 kg de peso, contiene una capa de nitrato de aluminio que absorbe la energía solar y la convierte en calor.

La fabricación del tubo es al vacío para mantener el calor en el interior y evitar pérdidas. Los tubos evacuados están hechos de vidrio de boro silicato para disminuir las pérdidas por reflexión. El tubo exterior es transparente, con el propósito de permitir que el rayo de luz penetre. El tubo interior está recubierto con una capa de material selectivo especial (Al-N/Al) con una excelente absorción de la radiación solar y una reflexión mínima, que mejoran en gran medida la absorbencia. La parte superior de los dos tubos se funden a alta temperatura y el aire entre los tubos es evacuado. Esta evacuación del aire entre los dos tubos concéntricos es una característica importante para el buen desempeño de los tubos de vacío.

El vacío es un aislante térmico excelente, y esta propiedad es utilizada para fabricar los tubos evacuados, ya que disminuye considerablemente las pérdidas energéticas. Estas propiedades se hacen más notorias cuando la temperatura alcanza los  $150^{\circ}\text{C}$  en el interior del tubo, mientras que en su parte externa el tubo permanece frío al tacto. Esto significa que los calentadores de agua de tubos de vacío también pueden funcionar bien incluso en climas fríos, mientras que en climas cálidos los colectores planos no funcionan tan bien, debido a las pérdidas de calor por convección y conducción por encima del colector,[8] .

## 2.3. ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR

Los procesos de refrigeración solar se pueden clasificar en función de la forma en la que se recoge la energía solar:

- **Con generación de electricidad.** Mediante módulos fotovoltaicos se genera la electricidad necesaria para accionar un equipo eléctrico.
  - Compresión mecánica.
  - Ciclo termoeléctrico Peltier.
- **Sin generación de electricidad.** Se produce directamente energía térmica a baja o media temperatura mediante colectores solares. En la actualidad, existen varias tecnologías de refrigeración que se pueden acoplar a un sistema solar térmico para aprovechar la energía calorífica. Estas tecnologías son las siguientes:
  - Adsorción.
  - Sistemas de refrigeración evaporativa con desecante.

- Absorción.

Desde un punto de vista energético, las aplicaciones que utilizan el calor sin intermediación eléctrica son más eficientes, ya que tanto la producción de frío como la energía consumida para abastecerlo son de carácter térmico. En la Figura 2-5 se puede comprobar las distintas posibilidades de sistemas de refrigeración solar, [27].

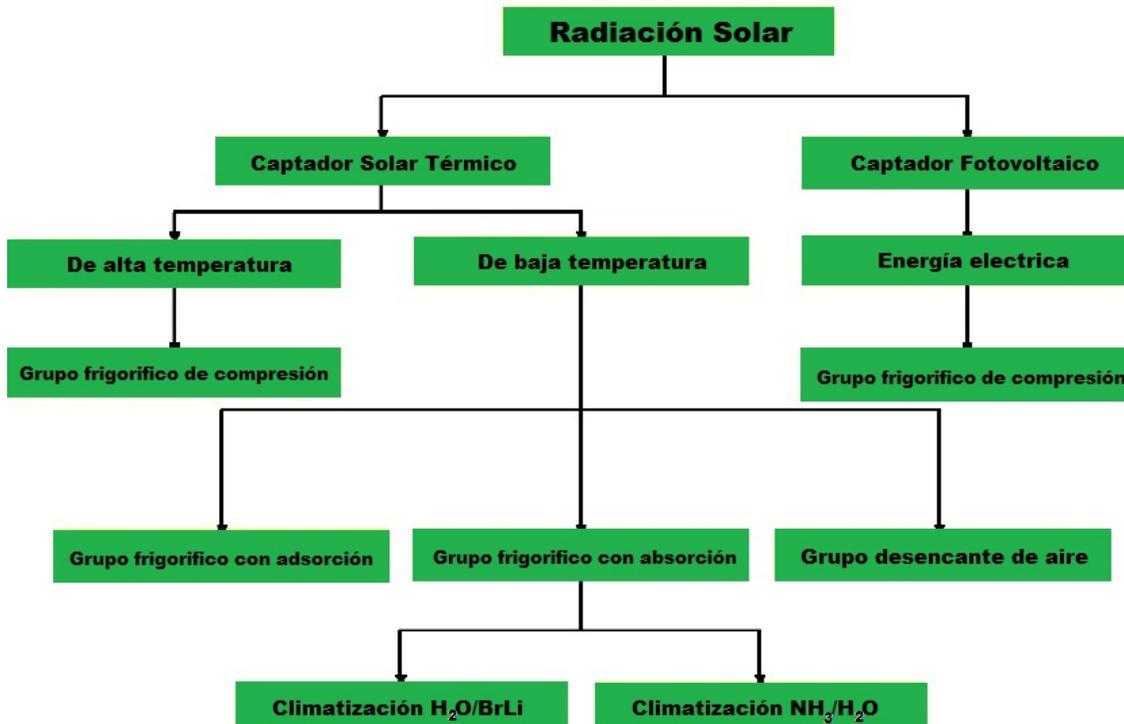


Figura 2-5: Posibilidades de sistemas de refrigeración solar. Tomado de [27].

Si la energía a aportar es energía eléctrica (sistemas de compresión) se puede suministrar la energía solar en forma de energía solar fotovoltaica o térmica de alta temperatura, mientras que si la demanda es de energía térmica, el sistema solar a acoplar será térmico de baja-media temperatura.

### 2.3.1. REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

La producción de electricidad solar para su uso en enfriadores por compresión mecánica proviene de placas solares.

En el diagrama de la Figura 2-6 se representa el ciclo teórico de producción de frío solar mediante compresión mecánica; sin embargo, al día de hoy no se conoce ningún ejemplo de aplicación de esta tecnología para la obtención de frío a partir del Sol, [27].

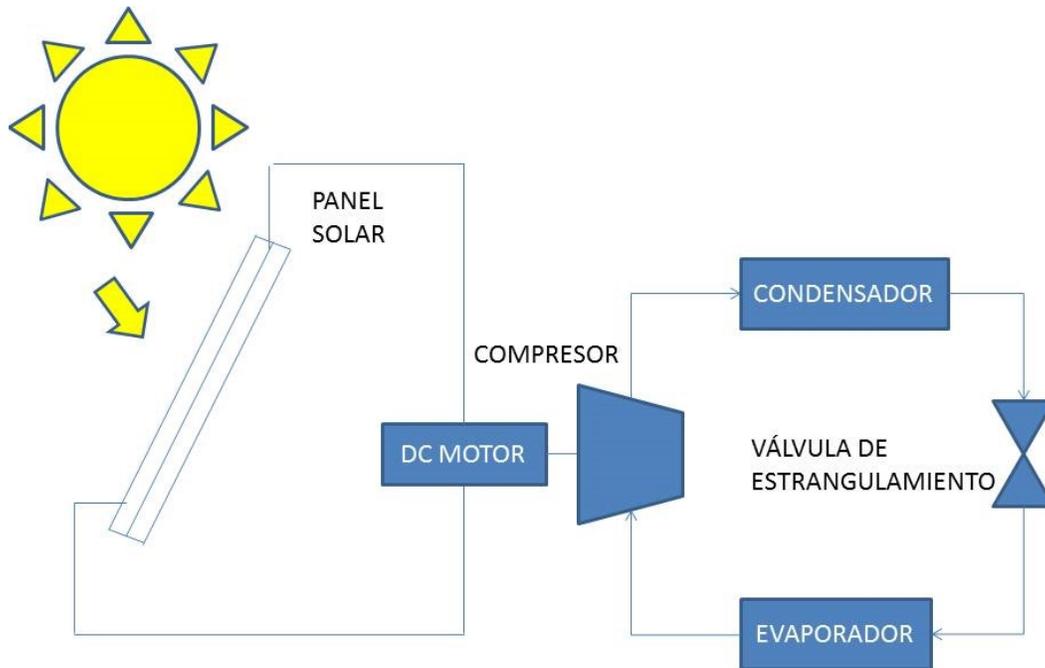


Figura 2-6: Refrigeración por compresión mecánica. Tomado de [27].

### 2.3.2. CICLO TERMOELÉCTRICO PELTIER

. Las celdas Peltier se pueden emplear en un sistema de refrigeración que utilice energía de la red eléctrica, como energía solar. Un típico elemento refrigerador Peltier se muestra en la Figura 2-7: Este dispositivo funciona como bomba de calor entre dos placas, de manera que absorbe calor por una, enfriando el ambiente que le rodea, y lo disipa por la otra. El efecto final es, que una placa se enfría y la otra se calienta.

Estas placas están unidas por cerámicas semiconductoras especiales que tienen un marcado efecto Peltier. Cuando se hace circular corriente continua en una dirección, el calor se transporta de una placa a la otra, como se muestra en la Figura 2-8, pero si se invierte la polaridad, se invierte también la dirección del tránsito del calor.

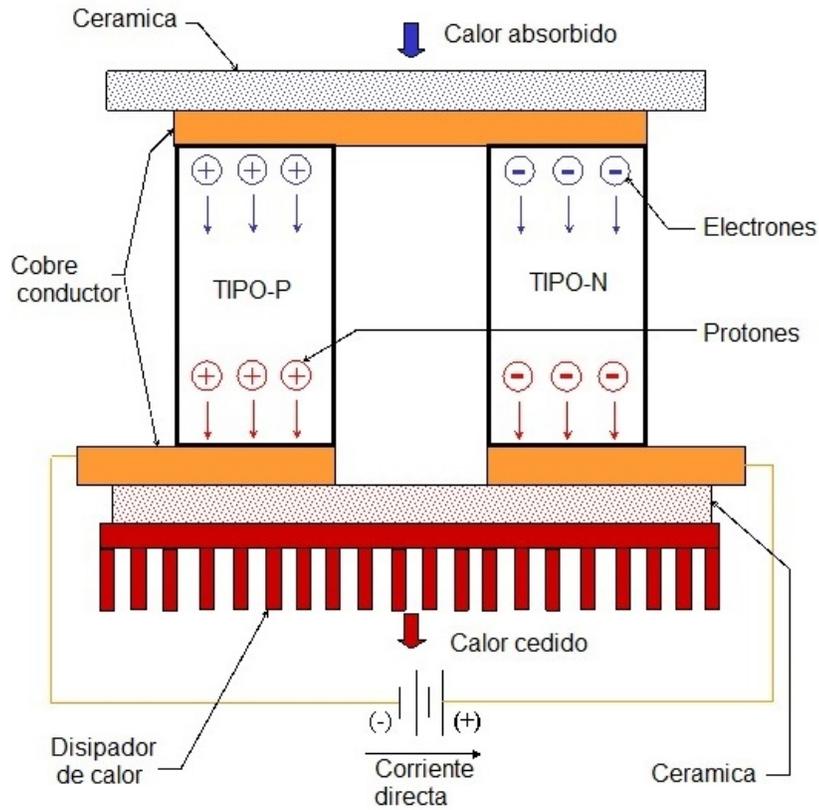


Figura 2-7: Elemento refrigerador Peltier. Tomado de [27].

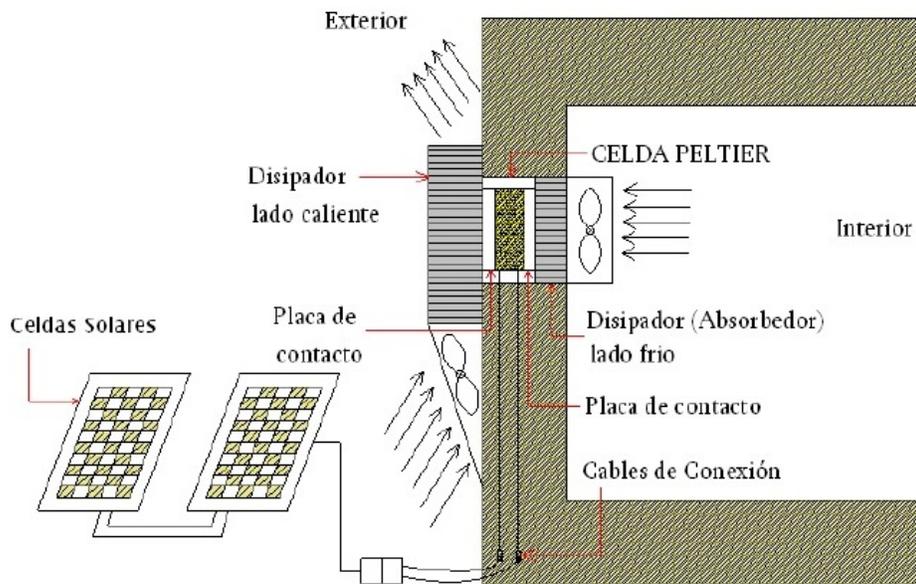


Figura 2-8: Diagrama de funcionamiento de una nevera Peltier no convencional con energía solar. Tomado de [27].

Esta posibilidad de intercambiar la placa fría y la caliente, hace que las neveras construidas con refrigeración Peltier, funcionen lo mismo como calentadores que como refrigeradores con solo invertir la polaridad de la alimentación eléctrica. Los componentes de un sistema de refrigeración por Peltier con energía solar son los siguientes:

1. **Tarjeta electrónica:** está conectada a las placas solares y es la encargada de proporcionar energía a la celda Peltier y a los ventiladores.
2. **Celda Peltier:** las placas cerámicas que están dispuestas en ambas caras llevan pistas de cobre que permiten unir los semiconductores eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Por una lado se produce frío y por el otro, calor.
3. **Disipador de calor:** se utiliza para eliminar el exceso de calor que se produce en una de las caras de la celda.
4. **Ventiladores externos:** se emplean para aumentar la transferencia de calor entre la cara caliente de la celda y el aire, en este caso, para refrigerar.
5. **Disipador del lado frío:** transfiere el frío que se produce en una de las caras de la celda disipándolo al aire que se encuentra contenido en el termo de la nevera.
6. **Ventilador interno:** se utiliza para aumentar la circulación de aire dentro de la nevera, básicamente para refrescar.

Físicamente un módulo Peltier son bloques de 1 mm. cúbico conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo, por tanto a primera vista, los aparatos refrigeradores basados en el efecto Peltier parecen más sencillos y silenciosos que los basados en el ciclo de Carnot, que son mecánicamente más complejos.

En la fotografía de la Figura **2-9** se muestran 2 módulos Peltier comerciales de unos 30 mm. x 30 mm. x 2 mm. de tamaño. En el módulo que está de perfil, se pueden observar bloquitos semiconductores de color metálico. Un módulo puede contener decenas de estos pares n-p entre las 2 placas. Los módulos se venden de diferentes tamaños y potencia de bombeo calórico, para que uno pueda armar su propia máquina térmica. Los módulos que aquí se muestran con de una sola etapa, pero también hay de dos etapas, eléctricamente en serie pero puesta una lámina sobre la otra, térmicamente también en serie, [27].



Figura 2-9: Módulos Peltier comerciales. Tomado de [27].

Normalmente el principio utilizado en neveras y refrigeradores se basa en el Ciclo de Carnot, mediante el que se traslada la energía calorífica de una cámara de refrigeración al exterior, utilizando un circuito cerrado con un gas, que eleve su temperatura a base de comprimirlo en el exterior de la cámara, haciendo posible disipar el calor al ambiente exterior. Mientras que una vez enfriado, el gas comprimido se le retorna a una cámara de expansión situada en el interior de la zona de refrigeración, y al bajar su temperatura, disipa energía calorífica de la cámara, enfriándola.

Ambos sistemas, el basado en el efecto Peltier y en el Ciclo de Carnot, consiguen el mismo resultado por medios diferentes, enfriar en un punto y disipar el calor en otro. El módulo Peltier es una bomba de calor estática, sin gas ni partes móviles, entre la zona fría y la caliente existe un material semiconductor, no existe el complejo circuito cerrado refrigerador, con un sistema de compresión del fluido refrigerante. Una de las ventajas de los sistemas de refrigeración por Peltier es que no se utiliza refrigerante.

En la realidad, los aparatos basados en el Ciclo de Carnot demostraron ser más eficaces a la hora de disipar grandes cantidades de energía, por ello la mayoría de los elementos refrigeradores de neveras, acondicionadores y deshumidificadores, existentes en el mercado, llevan asociado un compresor, fuente inevitable de ruidos y vibraciones. Lo que lleva en consecuencia a que en estos aparatos, una de las características que más eleva el precio de los modelos, sea precisamente el menor ruido producido.

### 2.3.2.1. Principio de funcionamiento: efecto termoelectrico Peltier

Este método de lograr frío está siendo utilizado más recientemente para pequeñas neveras que han comenzado a aparecer en el mercado, para uso doméstico. Se basa en la utilización del enfriamiento que se produce en uno de los extremos del termopar, sometido a la circulación de corriente eléctrica continua. Este método de refrigeración se llama refrigeración Peltier en honor a su descubridor.

Una propiedad termodinámica descubierta en 1834 por Jean Peltier, consiste en utilizar como bomba de calor una corriente eléctrica que atraviesa dos semiconductores diferentes conectados entre sí, o lo que es lo mismo, utilizar una corriente eléctrica para transferir el calor de un extremo de un semiconductor, (tipo-n), a otro y viceversa, (tipo-p), y, por tanto, poder enfriar en un extremo a base de calentar en el otro.

Desde, aproximadamente, 1960 los módulos Peltier se fabrican con  $Te_3 - Bi_2$  (telurio 3-bismuto 2) tipo-p, y con  $Te_3 - Bi_2$  tipo-n. Son bloquitos de 1 mm. x 1 mm. x 2 mm. conectados alternadamente en serie, tipo-n - tipo-p - tipo-n - tipo-p - etc., y térmicamente en paralelo, de modo tal que todas las uniones donde la corriente va del p al n estén en contacto térmico con la misma cara del módulo donde se liberará calor, y todas las uniones donde la corriente va del n al p, estén en contacto térmico con la otra cara, que absorberá calor, ver Figura 2-10.

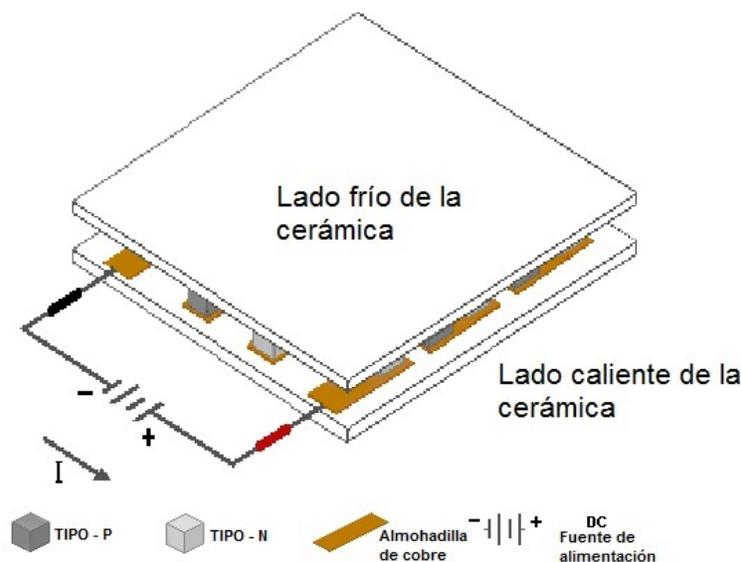


Figura 2-10: Módulo Peltier. Tomado de [27].

Los electrones que se dirigen hacia el material tipo p, pierden energía en forma de calor,

mientras que para ir hacia el material tipo n, los electrones deben absorber calor, [27]. Este método está basado en el fenómeno que tiene lugar al pasar la corriente eléctrica por un circuito compuesto por dos conductores distintos, unidos por un par de soldaduras. Al pasar la corriente eléctrica por el circuito, una de las uniones se enfría, pudiéndose utilizar como fuente fría, mientras que la otra se calienta.

Jean Peltier descubrió que el pasaje de una corriente eléctrica  $I$  a través de una unión  $A$  de dos conductores similares  $X$  e  $Y$  en una cierta dirección produce enfriamiento hasta la temperatura  $T_c$ , ver Figura 2-11. Hay un calentamiento, hasta la temperatura  $T_h$ , muy distinto al efecto Joule, cuando la corriente pasa por la unión  $B$ .

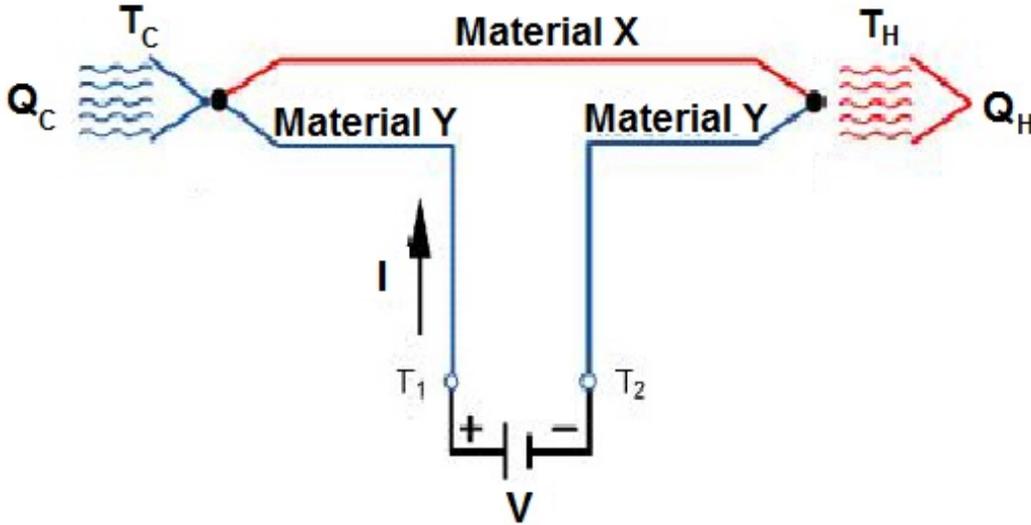


Figura 2-11: Circuito Efecto Peltier. Tomado de [27].

Cuando se hace pasar una corriente por un circuito compuesto de materiales diferentes cuyas uniones están a la misma temperatura, se absorbe calor en una unión y se desprende en la otra. La parte que se enfría suele estar cerca de los  $25^\circ\text{C}$ , mientras que la parte que absorbe calor puede alcanzar rápidamente los  $80^\circ\text{C}$ . El calor ( $Q$ ), transferido es proporcional a una coeficiente, ( $K$ ), característico de la pareja de semiconductores, y de la intensidad, ( $I$ ), de la corriente eléctrica y el tiempo ( $t$ ) de funcionamiento  $Q = K\Delta I\Delta t$ . La razón de este efectos termodinámico, está en que los conductores intentan volver al equilibrio electrónico que existía antes del paso de la corriente, por lo que en un punto los electrones tratan de ganar energía tomándola del material de la soldadura, mientras que en el otro expulsan el exceso. Es un efecto inverso al efecto Seebeck, donde se genera una corriente eléctrica a partir de un diferencial

de temperaturas, [27].

En el efecto Peltier al paso de la corriente se absorbe la energía de un conector y se desprende en el otro. Si se invierte la polaridad, también cambia la dirección de la transferencia y donde se desprendía calor lo absorberá y donde se absorbía el calor lo desprenderá. Hasta hace muy poco tiempo el efecto Peltier se utilizaba solo para la fabricación de termopares de medición y en algunos casos para la producción de electricidad a baja escala en aplicaciones especiales, pero con el desarrollo de cerámicas semiconductoras capaces de generar frío considerable al circular por ellas la electricidad, se ha abierto un nuevo capítulo en el uso del efecto Peltier en la construcción de refrigeradores, capaces de competir con los tradicionales.

**2.3.2.1.1. Ventajas e inconvenientes.** A continuación, se indican las principales ventajas e inconvenientes de los refrigeradores Peltier:

▪ **Ventajas:**

- Pequeño tamaño de las celdas Peltier.

▪ **Inconvenientes:**

- Considerable consumo de energía eléctrica de los módulos Peltier.
- Los refrigeradores Peltier tienen un bajo rendimiento.

**2.3.2.1.2. Eficiencia de un refrigerador Peltier** Un refrigerador Peltier tiene un rendimiento del 5-10 % del máximo teórico (el de un refrigerador de Carnot, refrigerador ideal), mientras que los sistemas convencionales de ciclo de compresión tienen un rendimiento del 40-50 % del máximo teórico. Es decir, que los refrigeradores Peltier son unas 6-8 veces menos eficaces que los de compresión. Dada su relativa poca eficiencia, la refrigeración termoelectrica suele utilizarse sólo en entornos en los que importa más la naturaleza del estado sólido (sin partes móviles) que la eficiencia.

Los refrigeradores Peltier son útiles en muchas situaciones: por ejemplo, pequeñas neveras para acampada (pues un Peltier ocupa muy poco sitio) o sistemas de refrigeración de circuitos electrónicos (por la misma razón). También se emplea en naves espaciales y satélites para enfriar la parte del aparato que recibe la luz solar (la parte caliente del circuito se sitúa en la cara oscura de la nave, para que irradie calor al espacio). El rendimiento del refrigerador termoelectrico de Peltier es función de la temperatura ambiente, la eficiencia de los intercambiadores de calor de las partes fría y caliente, la

carga térmica, la geometría del módulo Peltier y sus parámetros eléctricos.

En cualquier caso, desarrollos recientes demuestran que los módulos de efecto Peltier podrían pronto superar a los motores de combustión interna tanto en eficiencia como en densidad de potencia para generadores basados en combustible, [27].

### 2.3.3. ADSORCIÓN

La refrigeración por adsorción se basa en el fenómeno por el cual un cuerpo sólido de adsorción, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía en forma de calor, adsorbe o atrapa en su superficie una cantidad de materia gaseosa. Este material sólido adsorbe el refrigerante, a la vez que libera el refrigerante bajo la entrada de calor.

En las máquinas de adsorción para aire acondicionado y refrigeración, en vez de un absorbente líquido se utiliza un adsorbente sólido. Los sólidos microporosos tienen la capacidad de adsorber reversiblemente gases. Esta propiedad permite el establecimiento de ciclos alternativos de adsorción-desorción. En los sólidos porosos o finamente divididos la adsorción es mayor debido al aumento de la superficie expuesta. En algunos casos, los átomos del material que se adsorbe comparten electrones con los átomos de la superficie sólida adsorbente, formando una capa fina de compuesto químico. La adsorción es también una parte importante de la catálisis y otros procesos químicos.

La pareja adsorbente-sustancia adsorbida constituida por carbón activo y metanol es uno de los sistemas más importantes en la producción de frío solar. El rango de potencia de los equipos que utilizan la tecnología de adsorción se encuentra entre 50 y 430 kW lo cual permite su uso en buena parte de las ocasiones, aunque su instalación en paralelo hace que se pueda suministrar refrigeración en instalaciones de mayor demanda. Los COPs de estos equipos están entre 0,3 y 0,7, y los rangos de temperatura para introducir en el sistema (a aportar por la instalación solar) entre 45 y 90°C.

Todo ello permite utilizar estos sistemas en muchas ocasiones y acoplar buena parte de los sistemas solares, ya que una instalación de captadores planos conectados en serie puede suministrar perfectamente la temperatura del agua requerida. De igual forma se podrán utilizar sistemas solares térmicos con captadores de vacío, [27].

No obstante, el COP bajo de estas instalaciones y la falta de fabricantes, convierten a estos sistemas en poco rentables y caros.

### 2.3.3.1. Funcionamiento de las máquinas de adsorción

Se explica en este apartado el funcionamiento de las máquinas de adsorción con adsorbentes sólidos, por ser el más utilizado. Los sistemas de adsorción tienen una o más unidades cámaras de adsorción donde se acumulará el material adsorbente. Además de estas cámaras disponen de un evaporador y un condensador que se conectan a fuentes de calor intermedio. En la Figura 2-12 se muestra el esquema de un sistema de refrigeración por adsorción.



**Figura 2-12:** Esquema de una enfriadora de adsorción. Tomado de [27].

El ciclo en la cámara se desarrolla en cuatro etapas:

1. **Calentamiento e incremento de presión.** En este periodo, la cámara de adsorción, donde se acumula el material adsorbente, permanece estanca mientras se introduce energía que procede del sistema solar. De esta forma se consigue que la temperatura del adsorbente aumente y al permanecer estanca aumenta su presión con respecto a las otras dos partes del sistema: el condensador y el evaporador. Este proceso de incremento de presión es análogo a la compresión en los sistemas de refrigeración mecánica por bomba de calor.
2. **Calentamiento y desorción.** En esta etapa, el paso de la cámara de adsorción con el condensador se abre, de manera que la presión de trabajo se mantiene constante mientras, como consecuencia de mantener el aporte de energía solar térmica, la temperatura del adsorbente aumenta, produciéndose la desorción, es decir, la separación del agua del material sólido. Como consecuencia de la desorción, se produce la condensación del vapor y por tanto una cesión de calor en el sistema, que se transfiere al agua de refrigeración de la fuente de temperatura media. Esta transferencia es necesaria para permitir que siga produciéndose la condensación.

3. **Enfriamiento y despresurización.** En esta etapa, en la que la cámara de adsorción permanece cerrada, el adsorbente se enfría como consecuencia de que ya no recibe energía solar térmica y se sigue refrigerando. Esta bajada de temperatura genera una disminución de la presión, de manera que es el evaporador el que impone su presión de trabajo. Esta etapa es equivalente a la expansión en el ciclo de compresión mecánica.
4. **Enfriamiento y adsorción.** Por último, en la cuarta etapa se abre la válvula que conecta la cámara con el evaporador, produciéndose una cesión de energía desde la primera hacia el evaporador. La disminución progresiva de la temperatura y la presión que se consigue en esta etapa produce la adsorción del vapor generado en el evaporador, de manera que se permite evaporar una mayor cantidad de fluido. Esa evaporación adsorbe una cantidad de energía que es suministrada por la fuente de temperatura a baja temperatura que es el líquido a enfriar.

Este sistema, que es análogo a la refrigeración por compresión mecánica convencional presenta el problema de generar frío sólo en la cuarta etapa de un proceso no continuo, a diferencia de los sistemas de compresión. Esto hace que la generación de calor sólo se produzca en una etapa de cuatro, y por tanto no sea una generación de frío continuada. El desarrollo de estos sistemas, abandonados durante tiempo por la evolución de los sistemas de compresión mecánica, está permitiendo desarrollar sistemas que generan frío de forma continua como consecuencia de operar varias cámaras desfasadamente.

En cuanto al adsorbente más extendido, éste es el silica gel ya que tiene una temperatura de regeneración sensiblemente menor a la de otros materiales por lo que los requisitos de temperatura son fácilmente alcanzables por el sistema de energía solar. Como sorbato se utiliza el agua ya que es un elemento con alta entalpía de vaporización, disponible e inocuo. La obtención de sistemas autónomos capaces de producir eficientemente frío solar por adsorción requiere el diseño y la optimización de todos los elementos involucrados en este proceso: los subsistemas de captación, generación, condensación, evaporación, refrigeración y regulación. La mejora del proceso de producción de frío solar por adsorción, se puede conseguir a través de dos caminos: la utilización de sistemas de captación selectivos con concentración que trabajan en vacío, y la selección de carbones activos más eficientes, [27].

#### 2.3.3.2. Ventajas e inconvenientes

A continuación, se indican las principales ventajas e inconvenientes de las máquinas de refrigeración solar por adsorción:

**▪ Ventajas:**

- Simplicidad mecánica de las máquinas frigoríficas de adsorción y su consecuente robustez.
- No existe riesgo de cristalización, por tanto, tampoco hay límites en las temperaturas de disipación de calor.
- No se necesita bomba para la solución interna, con lo que el consumo eléctrico es mínimo.

**▪ Inconvenientes:**

- Volumen y peso comparativamente elevado.
- Puesto que la producción de las máquinas frigoríficas de adsorción es pequeña, su precio es actualmente elevado.

Como se prevén grandes e importantes mejoras en los procesos de intercambio de calor de los compartimentos de adsorbedores, se puede asumir que las máquinas frigoríficas de adsorción de futuras generaciones tendrán un volumen y un peso notablemente inferior.

Hasta la fecha, sólo producen enfriadoras de adsorción unos pocos fabricantes de Japón, China y Alemania; una fábrica alemana lanzó en 2007 al mercado una pequeña unidad de 5.5 kW de capacidad, aumentándola hasta la versión mejorada de 7.5 kW (modelo de 2008).

Los típicos valores COP de enfriadoras de adsorción son 0.5-0.6. Una ventaja de las enfriadoras está en sus bajas temperaturas generadoras, empezando desde 60°C, la ausencia del bombeo de una solución y un funcionamiento relativamente libre de ruido.

La Figura **2-13** muestra un ejemplo de dos enfriadoras de adsorción. En la parte izquierda se muestra una enfriadora con 70 kW de capacidad del fabricante japonés Nishiyodo. El fabricante japonés Mayekawa también ofrece enfriadoras de adsorción similares de capacidad media. En la parte derecha: Enfriadora de adsorción de tamaño pequeño con capacidad aproximada de 7.5 kW del fabricante SorTech, Alemania.



**Figura 2-13:** Ejemplos de enfriadoras de adsorción. Tomado de [27]

#### **2.3.4. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA CON DESECANTE**

Los sistemas de refrigeración evaporativa con desecante utilizan agua como refrigerante en contacto directo con el aire. El ciclo de refrigeración térmico es una combinación de refrigeración evaporativa y deshumidificación del aire gracias a un desecante, es decir, un material higroscópico. El aire se deshumidifica y luego se le da la temperatura deseada. Para tal fin, se pueden emplear sustancias líquidas o sólidas. El refrigerante del sistema después de proporcionar el efecto frigorífico no se recupera, y se suministra nuevo refrigerante en un circuito sin retorno. Por consiguiente, sólo se puede utilizar agua como refrigerante dado que se produce un contacto directo con la atmósfera. La tecnología comúnmente aplicada hoy en día emplea deshumidificadores rotativos, que utilizan gel de sílice o cloruro de litio como material absorbente.

Los sistemas de refrigeración evaporativa con desecante tienen un gran interés en edificios situados en zonas húmedas o en los que la humedad relativa, por la actividad realizada sea alta, en los que la carga de calor latente para el acondicionamiento de aire se puede reducir usando sustancias que presentan gran avidez por el vapor de agua y que, por tanto, desecan el aire.

En los climas cálidos y húmedos, la mayor carga deshumidificadora sobre la rueda requiere una mayor temperatura de regeneración. En este caso, si se quiere trabajar con

temperaturas de regeneración moderadas, puede ser más ventajoso dedicar el desecante a combatir preferentemente la carga latente local, dejando la carga sensible a un sistema convencional que funcionaría en mejores condiciones al no tener que combatir carga latente, o al menos, hacerlo en mucha menor proporción. Normalmente la deshumidificación se consigue mediante un rotor que contiene material desecante (gel de silicio o clorido de litio), pero ahora cada vez se aplican más procedimientos con desecantes líquidos (clorido de litio). En estos sistemas, el calor solar se utiliza para la regeneración de la unidad de absorción/adsorción. Actualmente, el COP de estos sistemas se encuentra entre 0,5 y 2,58.

Todos los componentes necesarios son estándares y se vienen usando desde hace muchos años en aplicaciones de aire acondicionado y de secado de aire para edificios o fábricas. Sin embargo, la combinación adecuada de los componentes para formar un sistema evaporativo con rueda desecante (DEC), que es el más habitual el sistema de ciclo abierto de accionado solar, precisa de especial experiencia y atención, [27].

#### 2.3.4.1. Principio de funcionamiento

El aire es una mezcla de diferentes gases y vapor de agua. El cambio de estado del aire puede ser consecuencia de la transferencia de calor sensible al calentar o refrigerar y la transferencia de calor latente a causa de la humidificación o la deshumidificación. Por este motivo el estado del aire debería expresarse mediante la energía interna llamada entalpía ( $h$ ) en lugar de la temperatura del aire.

Durante la humidificación del aire, las gotas de agua dispersas en el aire se transforman en moléculas de vapor de agua con asistencia de la energía interna del aire. Por lo tanto, el aire se enfría. Este tipo de refrigeración natural es muy eficiente, aunque tiene el efecto secundario de aumentar el contenido de humedad del aire y su humedad relativa, que puede exceder los niveles adecuados, definidos mediante el confort térmico. El proceso de refrigeración evaporativa se hace a entalpía constante. La temperatura del aire cae, pero al mismo tiempo aumentan el contenido de humedad de aire ( $x$ ) y la humedad relativa ( $\varphi$ ), [27].

Un desecante es una sustancia química que tiene una gran afinidad por la humedad, es decir, es capaz de extraer o liberar vapor de agua del aire, en cantidades relativamente grandes con relación a su peso y volumen. El proceso físico que permite la retención o liberación de la humedad es la diferencia en la presión de vapor entre la superficie del desecante y el aire ambiente. Los desecantes pueden ser sólidos o líquidos:

- **Desecantes sólidos:** Los adsorbentes son materiales sólidos con una gran área de superficie por unidad de masa. Los adsorbentes atraen la humedad debido al campo eléctrico en la superficie del desecante. Este campo no es uniforme en su fuerza o carga, así atrae las moléculas de agua que tienen una carga neta opuesta sobre sitios específicos de la superficie del desecante. El comportamiento de la adsorción de los sólidos depende de los siguientes factores: el área total de su superficie, el volumen total de sus capilares y el rango en el diámetro de sus capilares. Dentro de los sólidos adsorbentes están: el gel sílice, las zeolitas, las zeolitas sintéticas, la alúmina, el carbón activado y los polímeros sintéticos.
- **Desecantes líquidos:** Los desecantes líquidos son sustancias higroscópicas que tienen como característica principal una baja presión de vapor. Los desecantes líquidos comúnmente usados son las soluciones acuosas de: bromuro de litio, cloruro de litio, cloruro de calcio, mezclas de esas soluciones y trietilenglicol.

#### 2.3.4.1.1. Ventajas e inconvenientes.

- **Ventajas:**
  - En estos sistemas, los componentes necesarios son estándares.
  - Trata por separado la carga latente y sensible, hecho que permite un control muy preciso de las condiciones de confort.
  - Esta tecnología es óptima para el aprovechamiento solar, tanto con captadores planos de agua como de aire.
- **Inconvenientes:**
  - Este tipo de sistemas requieren de la instalación de conductos para la entrada y salida del aire exterior.

#### 2.3.5. ABSORCIÓN

Los equipos de absorción pueden ser considerados como la alternativa actual más ecológica para el aire acondicionado y producción de frío. Cabe destacar el desarrollo que están experimentando las máquinas de absorción funcionando con energía solar y su importancia de cara al futuro. El tipo de captadores óptimos son los planos selectivos, de concentrador (CPC) o de vacío.

Es posible adaptar colectores de placa plana para funcionar con ciclos frigoríficos de absorción. La influencia de los límites de temperatura sobre el funcionamiento de los

colectores de placa plana, hace que sólo se puedan considerar máquinas comerciales con sistemas de bromuro de litio-agua,  $Li - Br - H_2O$ , que requieren agua de refrigeración para enfriar el absorbedor y el condensador, por lo que su empleo puede llegar a requerir el uso de una torre de refrigeración.

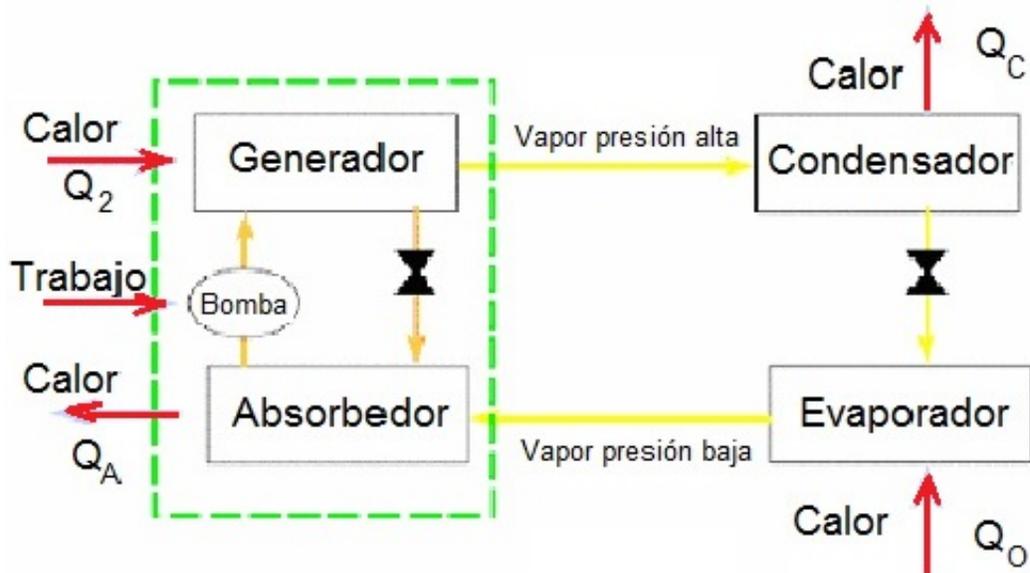
El rango de potencia de los equipos se encuentra entre 5 y 5.000 kw, por lo que casi todas las instalaciones que demanden refrigeración entrarán dentro del rango de estas máquinas. El desarrollo de máquinas de menos de 100 kw se ha producido recientemente, como consecuencia de la necesidad de equipar a pequeñas instalaciones de este tipo de tecnología.

Los COPs de estos equipos varían del valor 0,3 de los de efecto medio, 0,7 para sistemas de simple efecto al valor de 1,2 para sistemas de doble efecto. De igual forma, las temperaturas requeridas también varían desde los 50 – 70°C para los primeros, 80-110°C para sistemas de simple efecto a los 130-160°C para los de doble efecto. Estos rangos de temperatura hacen que los sistemas solares convencionales tengan problemas para ser acoplados en sistemas de doble efecto y en algunos de simple efecto ya que es difícil asegurar estas temperaturas. Para ello pueden usarse conexiones en serie de tres y cuatro captadores en los que se aumenta significativamente la temperatura pero disminuye el rendimiento, o captadores solares de vacío en los que las temperaturas obtenidas son mayores. De cualquier modo, en estos sistemas es fundamental el correcto diseño del sistema de captación y de acumulación para garantizar la temperatura requerida en cada momento. Se han desarrollado equipos de efecto medio (Half Effect) son adecuados para la conexión de sistemas solares convencionales por los requisitos de temperatura dentro del rango típico de estos sistemas. Si las exigencias de la refrigeración, más que las cargas de calefacción, fijan el tamaño de la superficie colectora, resulta ventajoso diseñar enfriadores con un COP más alto de lo acostumbrado; por ejemplo, para disminuir las exigencias de entrada de energía se pueden utilizar evaporadores de doble efecto, lo que implica que tango las condiciones como las restricciones para el funcionamiento con energía solar, pueden dar lugar a diseños de refrigerantes distintos a los utilizados para funcionar con combustibles en sistemas convencionales. Un cálculo de costes indica que el funcionamiento de estos sistemas resulta competitivo con el clásico de compresión que funciona eléctricamente.

#### 2.3.5.1. Principio de funcionamiento

El sistema de refrigeración por absorción se basa en la capacidad de absorber calor de ciertos pares de sustancias, como el agua y el bromuro de litio o el agua y el amoníaco. Su funcionamiento se basa en las reacciones físico-químicas entre un refrigerante y un

absorbente, ver Figura 2-14.



**Figura 2-14:** Fluidos y componentes del ciclo de absorción simple. Tomado de [37].

Para aplicaciones de absorción, el par usado es principalmente el de Agua-Bromuro de Litio ( $H_2O \sim BrLi$ ), aunque también es utilizado el par Amoníaco-Agua ( $NH_3 - H_2O$ ) en aplicaciones en las que es necesaria una temperatura menor de  $0^\circ C$ , o el par amoníaco-agua-hidrógeno.

En las máquinas que utilizan el par agua-bromuro de litio, el agua actúa como refrigerante, y por tanto la refrigeración se limita a temperaturas por encima de  $0^\circ C$ . En cambio, para aplicaciones en las que sea necesario disponer de una temperatura por debajo de  $0^\circ C$ , el par utilizado normalmente es el de amoníaco-agua, ya que la temperatura de congelación del refrigerante, en este caso el amoníaco, es de  $-77^\circ C$ . Cuando la radiación solar no es suficiente para calentar el agua a la temperatura requerida por la máquina de absorción, se utiliza una caldera de apoyo para completar la demanda energética necesaria.

Para el funcionamiento de enfriadores de absorción, por energía solar, se pueden utilizar técnicas como las que se proponen a continuación:

- Utilizar enfriadores continuos, similares en su construcción y funcionamiento a las unidades convencionales de gas o de fluidos condensables; la energía se suministra

al generador desde el sistema (colector solar-almacenamiento auxiliar), siempre que las condiciones dentro del edificio indiquen la necesidad de refrigeración.

- Utilizar enfriadores intermitentes, similares a los empleados en la refrigeración de alimentos, comercializados desde hace años en zonas rurales, antes de que se extendiese a la refrigeración por compresión y la electrificación. No se utilizan enfriadores intermitentes para acondicionamiento de aire, ni tampoco se han hecho grandes estudios que aconsejen su posible aplicación al acondicionamiento de aire por energía solar.

#### 2.3.5.2. Componentes de una máquina de absorción

- **Generador:** El generador es un intercambiador de calor que se ocupa, como su propio nombre indica, de generar vapor refrigerante. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor,  $q_G$ , suministrada por el foco que se encuentra a una temperatura  $T_G$ . Este calor puede proceder de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, o incluso calor renovable obtenido de la conversión de la energía solar, la biomasa, el calor de origen geotérmico, etc. Esta transferencia de calor al circuito de la disolución de  $LiBr/H_2O$  provoca la ebullición de una parte del agua contenida en ella.
- **Absorbedor:** El absorbedor es el componente crítico de la máquina, ya que es el correcto funcionamiento de la máquina depende de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador. Para ello debe optimizarse conjuntamente la transferencia de masa y de calor, ya que la capacidad de absorción de refrigerante está íntimamente ligada a la temperatura de absorción.
- **Recuperador de calor de la disolución:** Este componente se utiliza para precalentar la disolución antes de acceder al generador aprovechando la mayor temperatura de la disolución concentrada que retorna del generador. El recuperador produce dos efectos beneficiosos: además de acercar la disolución diluida al punto de ebullición que alcanzará en el generador, enfría la disolución concentrada en su retorno al absorbedor.
- **Válvula de estrangulamiento:** En esta válvula se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador a la presión del absorbedor. Es asimismo una reducción isoentálpica.
- **Condensador:** El condensador es el componente donde se efectúa el cambio de fase del vapor refrigerante procedente del generador.

- **Válvula de expansión:** En esta válvula se efectúa la transformación del refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador en una mezcla bifásica a la presión y temperatura de evaporación. Este proceso es isoentálpico e irreversible, lo cual implica un aumento en la entropía del fluido. Esta irreversibilidad provoca que parte del refrigerante se transforme en vapor; vapor que pierde su capacidad de producir frío.
- **Evaporador:** A este intercambiador accede la mezcla bifásica procedente de la válvula de expansión. A través de él circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico alguno, y el líquido que, al hervir a la presión de evaporación transfiere su calor latente al fluido exterior que circula por el evaporador.
- **Bomba de disolución:** La misión de esta bomba es hacer circular la disolución desde el absorbedor hasta el generador

### 2.3.5.3. Fluidos de trabajo

Los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son  $NH_3/H_2O$  y  $H_2O/LiBr$ ; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor en general.

## 2.4. REFRIGERANTES

EL Refrigerante es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento, con propiedades especiales de punto de evaporación y condensación. Mediante cambios de presión y temperatura absorben calor en un lugar y lo disipa en otro mediante un cambio de líquido a gas y viceversa, [17].

En septiembre de 1987 se esbozo el protocolo de Montreal el cual trata acerca de sustancias que reducen la capa de ozono. Este documento fue guiado por el Programa del Medio Ambiente de las Naciones Unidas. Este protocolo identifica los refrigerantes convencionales (R-11, R-12, R-22, R-502 y R-717) como reductores de la capa de ozono y establece límites específicos en sus niveles de producción en el futuro. En junio de 1990 hubo una nueva reunión en la que ventilaron hallazgos científicos que mostraban que la capa de ozono se estaba deteriorando más rápido de lo establecido originalmente. En vista de esto se impusieron fuertes restricciones en la producción y consumo de sustancias que son nocivas al medio ambiente. En una tercera reunión en noviembre de 1992, fue acelerada la agenda para desplazar el uso de refrigerantes que contienen

clorofluorocarbonos y las fechas para el desplazamiento de los refrigerantes con hidroc fluorocarbonos fueron establecidas[20] .

Todas estas medidas redundaron en la orden tácita de usar, únicamente, refrigerantes ecológicos ya que éstos no contienen ni clorofluorocarbonos, ni hidroc fluorocarbonos sino solamente hidroc fluorocarbonos o HFC.

*¿Qué requisitos deben reunir para entrar en esa categoría?* “No contribuir a la destrucción de la capa de ozono ni al efecto invernadero. Tener una buena performance en el ciclo de refrigeración (lo que significa ahorro de energía), bajos costos de manufactura, cortos tiempos de vida atmosférica, y baja inflamabilidad y toxicidad”.

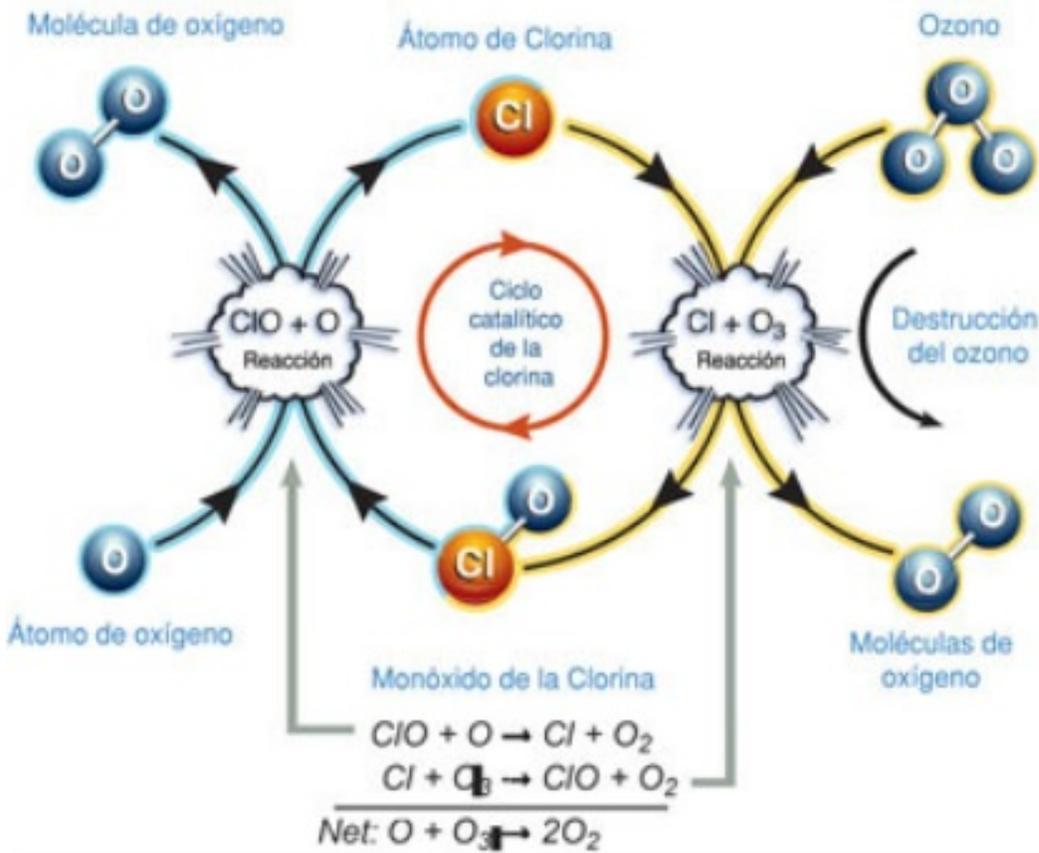
Desde esa perspectiva, estos compuestos aportan de manera importante no sólo a la preservación ambiental, sino también a la reducción de consumo de energía y a la seguridad, previniendo riesgos de explosión y liberación al ambiente de elementos tóxicos.

### 2.4.1. PROPIEDADES QUÍMICAS

Los refrigerantes hidroc fluorocarbonos son los que están compuestos por uno o más átomos de carbonos, a los cuales rodean átomos de fluro y de hidrógeno. Estos refrigerantes no tienen cloro o bromuro lo cual los hace no dañinos a la capa de ozono. Los componentes halógenos de los químicos que se utilizan en refrigeración, como el cloro y el fluro, son los responsables del deterioro de la capa de ozono, ver Figura **2-15**. Estos refrigerantes llamados ecológicos no tienen estos compuestos por lo tanto son los únicos que pueden utilizarse conforme a los acuerdos logrados. Las características químicas de los refrigerantes ecológicos son las que permiten analizar los mismos, para conocer su nivel de contaminación.

El R-134 es un refrigerante hidroc fluorocarbono para la sustitución del R-12 en instalaciones nuevas, o la adaptación de las ya existentes. Es un refrigerante HFC, por lo que no produce ningún daño a la capa de ozono. Posee una gran estabilidad térmica y química. Este refrigerante se utiliza en aire acondicionado de automóviles y en refrigeradores domésticos, así como en enfriadores industriales, comerciales y en el transporte refrigerado.

R-404a es una mezcla ternaria del R-125, R-143a y R-134a. Tiene características para sustituir el R-502 para instalaciones de bajas y medias temperaturas. Posee una gran estabilidad química. Además, es utilizado para la conversión de sistemas que trabajan con R-502 teniendo que eliminar el aceite de este sistema y sustituirlo por el poliolester.



**Figura 2-15:** Destrucción del ciclo de ozono. Tomado de [17].

El R-407C es una mezcla ternaria no azeotrópica, formada por el 23 % de R-32, el 25 % del R-125 y el 52 % del R-134A. Este refrigerante es el sustituto definitivo del R-22, su desempeño es similar a este. Este refrigerante se utiliza en enfriadores de agua de mediana y pequeña potencia, además, equipos split (partidos).

El refrigerante R-410A es una mezcla no azeotrópica compuesta por el 50 % de R-125 y el 50 % de R-32, es el que sustituye al R-22, posee una buena estabilidad química. El R-410A tiene capacidades de refrigeración y presiones mayores que el R-22, por lo que deben utilizarse compresores modernos. Este refrigerante se utiliza en equipos split (partidos).

El refrigerante R-32, el cual no contribuye al efecto invernadero, sería buen sustituto del R-22, mas no es utilizable debido a su inflamabilidad, por lo que sólo se utiliza

mezclado.

El refrigerante R-125 posee propiedades similares al R-502 y al R-22, pero su acción sobre la tierra respecto al efecto invernadero es tres veces mayor que los demás, [20]. En la Tabla 2-1

**Tabla 2-1:** Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes ecológicos. Tomado de [20].

Nombre	Fórmula Química	Peso molecular	Sustituye a:
R-134a	$CH_2F - CF_3$	102 kg/mol	R-12
R-404A	R-125/R-143a/R-134a	97,61 kg/mol	R-502
R-407C	R-32/R-125/R-134A	86,2 kg/mol	R-22
R-410A	R-32/R-125	72,6 kg/mol	R-22

### 2.4.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS REFRIGERANTES

- El Punto de Congelación debe ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema para evitar congelaciones en el evaporador.
- El calor latente de evaporación debe ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- El volumen específico debe ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión.
- La densidad debe ser elevada para usar líneas de líquidos pequeñas.
- Las presiones de condensación deben elevarse, para evitar fugas y reducir la temperatura de condensación.
- Son líquidos inflamables, corrosivos y tóxicos. Además deben tener una baja conductividad eléctrica.

Existen en la actualidad tres tipos de refrigerantes de la familia de los hidrocarburos halogenados:

- CFC: (Flúor, Carbono, Cloro), Clorofluorocarbono, no contiene hidrógeno en su molécula química y por lo tanto es estable, esta estabilidad hace que permanezca mucho tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero (R-11, R-12, R-115). Está prohibida su fabricación desde 1995.
- HCFC: (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro). Es similar al anterior pero con átomos de hidrógeno en su molécula. Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono (R-22). Su desaparición está prevista para el año 2015.
- HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono). Es un Fluorocarbono sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor del ozono dado que no contiene cloro. (R-134a, 141b).

**Un refrigerante ideal:** Posee características físicas y térmicas que permiten la máxima capacidad de refrigeración con la mínima demanda de potencia. La temperatura de descarga deberá ser la más baja posible para alargar la vida del compresor.

### 2.4.3. REFRIGERANTE 410-A

El refrigerante R-410A es una mezcla desarrollada como reemplazo definitivo del R-22 para diferentes aplicaciones de equipo original. En instalaciones nuevas, en equipo con la cantidad de carga adecuada y con tuberías de tamaño apropiado, el R-410A ha demostrado tener un EER (siglas en inglés de Clasificación de Eficiencia de Energía -Energy Efficiency Rating-) del 5 al 6 % mayor que el R-22.

El R-410A también exhibe una mayor capacidad y presión de descarga que el R-22, permitiendo esto el diseño de equipos de aire acondicionado más pequeños y compactos. El refrigerante R-410A también es una opción viable para reemplazar el R-13B1 en equipos existentes de muy baja temperatura.

#### 2.4.3.1. Propiedades químicas

Es una mezcla binaria casi azeotrópica de HFC-32 y HFC-125 que presenta un deslizamiento de temperatura inferior a 0.2°C. Ver Tabla **2-2**.

Sus propiedades son muy similares a las de un azeótropo, por lo que se comporta como un solo refrigerante, su fraccionamiento es muy bajo, esto quiere decir que no se separa en el sistema y su composición no cambia en caso de una fuga.

**Tabla 2-2:** Propiedades químicas de R-410A. Tomado de [16].

Componentes	Propiedades	Desventajas
50 % R-32	Buenas	Inflamable,
	características frigoríficas	alta presión de trabajo
50 % R-125	Reduce la	Bajo rendimiento frigorífico,
	inflamabilidad	Alto efecto invernadero

Las presiones de trabajo del R-410A son 60 % más elevadas que el R-22. Ver Tabla **2-3**.

**Tabla 2-3:** Presiones de trabajo de R-22 y R-410A. Tomado de [16].

°C	P saturación R-22 (Psig)	P saturación 410A (Psig)
-1	55	99
7	76	129
43	225	363
54	295	473

El R-410A es un refrigerante ecológico debido a que no contiene cloro, por lo que no afecta la capa de ozono. Su efecto invernadero es equivalente al del R-22.

Sus características termodinámicas superiores permiten utilizar compresores más compactos, tuberías de menor diámetro, velocidades más altas y fabricar equipos más eficientes debido a que se tiene una menor pérdida energética.

**2.4.3.1.1. Lubricantes para el R-410A** El R-410A es incompatible con los aceites minerales debido a que no se mezcla adecuadamente con ellos, el aceite mineral no tiene la capacidad de disolverse uniformemente en el refrigerante ya sea en la fase líquida o de vapor, lo que dará lugar a una disminución del índice de aceite que regresa al compresor, provocando una falla temprana.

Los aceites especificados para el R-410A son los aceites Poliolésteres (POE), que al ser 15 veces más higroscópicos que los aceites minerales, requieren reducir al máximo su exposición al medio ambiente. Los aceites POE nunca deben ser almacenados de una manera que estén expuestos al aire libre, y sólo deben abrirse justo antes de su uso. Todos los sistemas deben estar cerrados hasta que cualquier componente de reemplazo esté listo para su instalación.

Cuando es necesario remover humedad absorbida por los aceites POE, hay que usar un filtro desecador en la línea de líquido y se debe asegurar que el filtro es compatible para el R-410A. El contenido de humedad de los POE no debe exceder las 100 ppm.

**2.4.3.1.2. Reacondicionamiento con R-410A** El R-410A no es un sustituto directo del R-22. Las características termodinámicas superiores y sus altas presiones hacen difícil utilizarlo en sistemas existentes diseñados para R-22. En la mayoría de los casos los cambios obligatorios que se deben llevar a cabo en el sistema incluyen al compresor, la VTE o el tubo capilar, el condensador y en algunos casos, dependiendo del estándar aplicable de diseño para los componentes de baja presión, el evaporador. También hay que eliminar el aceite mineral y sustituirlo por un aceite POE.

Si es necesario realizar un reacondicionamiento (retrofit), se deben tomar en cuenta los siguientes puntos:

- El compresor necesita un dispositivo para alivio de presión interna de rango más alto, entre 600-650 Psig, sus características de operación deben tomar en cuenta las presiones más altas de succión y de descarga del R-410A, y debe utilizar un lubricante POE.
- En el condensador el serpentín debe ser diseñado y probado para las presiones altas de R-410A. Lo mismo se aplica para el filtro desecador, el filtro requiere una clasificación de presión de operación mínima de 600 Psig, y sólo deben usarse filtros aprobados para el uso de R-410A.
- La VTE también requiere parámetros específicos y variaciones de presión que deben ir con las características de operación del R-410A. Las VTE usadas con R-22 no deben utilizarse con R-410A. Los tubos capilares deben modificarse para cumplir los requisitos de operación del R-410A.
- El evaporador también debe ser diseñado y probado para las presiones altas de este refrigerante. Los serpentines existentes utilizados con R-22 no deben ser usados.

- Para interruptores de baja presión el parámetro típico para R-410A es alrededor de 40 Psig, comparado a 25 Psig con un interruptor de R-22.
- Para interruptores de alta presión, el parámetro típico para R-410A es alrededor de 640 Psig.
- Si se está utilizando un ciclo en los ventiladores, los interruptores de presión tendrán posiciones más altas comparadas con las de R-22.

Cada sistema de R-410A exige que cada componente esté diseñado para las presiones de este refrigerante.

#### 2.4.3.1.3. Herramientas a usar para el manejo del R-410A

- **Medidas de presión (Manifold):**
  - Los manómetros deben ser específicos para R-410A. No se pueden usar los convencionales debido a las altas variaciones de presión. Los manómetros, mangueras y variaciones de los indicadores necesitan ser elevados.
  - El manómetro de alta presión debe tener un rango de 0 a 800 Psig.
  - El manómetro de baja presión debe tener una variación de 14 Psig de vacío a 250 Psig y debe poseer una característica de retardación de 500 Psig.
  - El parámetro estándar de trabajo en las mangueras es de 600 Psig, lo que no es adecuado para el R-410A, las mangueras para este refrigerante deben tener un parámetro de trabajo de 800 Psig, y un punto de ruptura de 4000 Psig. Este margen de seguridad de 5 a 1 es necesario para evitar una ruptura peligrosa en las mangueras.
- **Bomba de vacío:**
  - Las bombas de vacío de R-22 pueden utilizarse siempre y cuando puedan alcanzar un vacío mínimo de 250 micrones de presión.
  - Es preferible utilizar bombas de vacío de doble efecto con válvula antirretorno.
- **Recuperadora:**
  - Las recuperadoras para R-410A deben ser diseñadas para evitar la mezcla de aceite y refrigerante.
  - La recuperadora más utilizada usa un compresor sin aceite.

- **Detector de fugas:**

- Debe ser específico para detectar R-410A.
- Debe verificarse que los límites de detección son adecuados, alrededor de 23 g/año aproximadamente.

**2.4.3.1.4. Medidas de seguridad** Las características de toxicidad e inflamabilidad del R-410A son similares a las del R-22. No es tóxico ni inflamable bajo condiciones de operación normales. No es inflamable a presiones y temperaturas atmosféricas, pero sí puede llegar a hacer combustión a presiones altas cuando está mezclado con aire. Nunca debe utilizarse aire para presurizar un sistema cargado con cualquier cantidad de R-410A para buscar fugas.

El vapor del R-410A es más pesado que el aire y lo desplaza si es liberado en un lugar confinado, provocando peligro de asfixia y pérdida de conciencia.

Se deben evitar fuentes de alto calor cerca de vapores de R-410A, ya que se pueden producir compuestos tóxicos. Los vapores liberados son muy fuertes causando irritación de la nariz y garganta. Se debe evitar bajo cualquier circunstancia cortar o soldar tuberías que contengan residuos de R-410A.

Por su rápida absorción de humedad puede quemar la piel. En caso de contacto con la piel se debe lavar la zona profundamente con abundante agua tibia por un periodo de 15 minutos. El R-410A es una mezcla binaria casi azeotrópica de HFC-32 y HFC-125 que presenta un deslizamiento de temperatura inferior a 0.2°C.

**2.4.3.1.5. Reglas de seguridad para el transporte de cilindros con gases refrigerantes** Debido a su alta presión de vapor a cualquier temperatura, el R-410A tiene que ser guardado y manejado cuidadosamente.

Con la presión alta del R-410A los cilindros deben estar asegurados para evitar que vuelquen, caigan o resbalen, dañando el cilindro; si la válvula del refrigerante se quiebra, el refrigerante se escapa rápidamente propulsando el cilindro, pudiendo provocar heridas serias.

Las principales reglas de seguridad para el transporte de cilindros con gases refrigerantes son:

- No golpear el cilindro, ni con el suelo, ni con un martillo u otra herramienta.

- No calentar el cilindro con vapor o con un soplete de flama directa.
- No transportar el cilindro cargándolo de la válvula.
- No tratar de reparar la válvula.
- No bloquear el disco de ruptura.
- No rellenar/recargar un cilindro desechable.
- Al abrir la válvula, hacerlo despacio, y cerrar después de usarlo.
- No utilizar cilindros oxidados o deteriorados.
- Los cilindros de R-410A no se deben almacenar por arriba de 52°C.

## 2.5. MEZCLAS DE GAS-VAPOR Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y se conoce como aire atmosférico. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se denomina aire seco. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso del agua del cuerpo humano. A pesar de que la cantidad de vapor de agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel en la comodidad cotidiana del ser humano. En consecuencia, es importante tomarlo en cuenta en los dispositivos de acondicionamiento de aire.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de 10 a cerca de 50°C. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor  $c_p$  constante de  $1.005 \text{ kJ/kg}\Delta K$  ó  $0.240 \text{ Btu/lbm}\Delta R$  con un error insignificante (menor a 0.2 por ciento), [4].

### 2.5.1. HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA DEL AIRE

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras. Es probable que la más lógica sea precisar directamente la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, a la que se denomina humedad absoluta o específica

(conocida también como relación de humedad) y que se representa por medio de  $\omega$  y se puede calcular mediante la Ecuación 2-2:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \text{kg vapor de agua/kg de aire seco} \quad (2-2)$$

donde:

$m_v$  es la masa de vapor de agua.

$m_a$  es la masa de aire seco.

La humedad específica también se expresa mediante la Ecuación 2-3:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2-3)$$

o

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \text{kg vapor de agua/kg de aire seco} \quad (2-4)$$

donde  $P$  es la presión total.

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene ( $m_v$ ) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura ( $m_g$ ). La relación entre estas dos cantidades se conoce como humedad relativa  $\phi$  y se puede calcular mediante la Ecuación 2-5:

$$\phi = \frac{m_v \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_a T}}{m_g \frac{P_g V / R_a T}{P_g}} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2-5)$$

donde  $P_g = P_{\text{sat a T}}$ .

Si se combinan las ecuaciones 2-4 y 2-5, también se puede expresar la humedad relativa como:

$$\phi = \frac{\omega * P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (2-6)$$

y

$$\omega = \frac{0,622 * \phi * P_g}{P - \phi * P_g} \quad (2-7)$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado. Advertida que la cantidad de humedad que el aire puede contener depende de su temperatura. Por lo tanto, la humedad relativa del aire cambia con la temperatura aunque su humedad específica permanezca constante.

Observe también que la temperatura ordinaria del aire atmosférico se conoce como la temperatura de bulbo seco para diferenciarla de otras formas de temperatura que deben estudiarse.

### 2.5.2. TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO

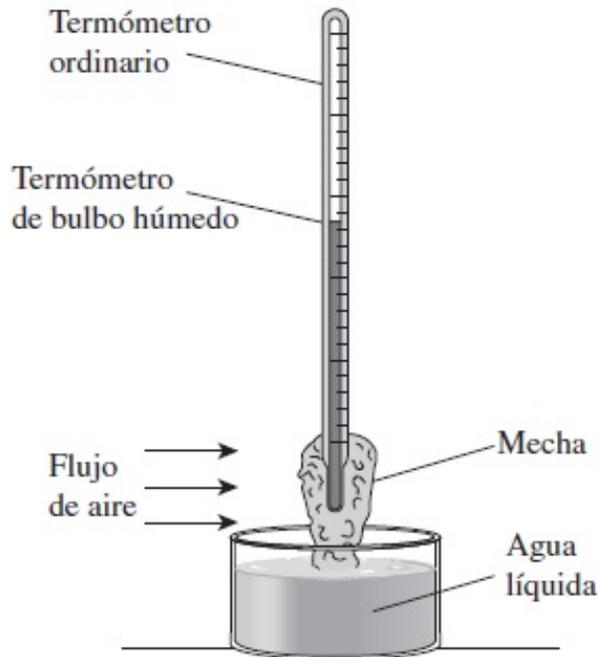
Si uno vive en climas húmedos, es probable que en verano la mayor parte de las mañanas encuentre el pasto húmedo. Si no llovió la noche anterior, ¿qué sucedió entonces? La explicación es simple. El exceso de humedad en el aire se condensa en las superficies frías y forma el rocío. En el verano, una cantidad considerable de agua se evapora durante el día. En la noche, cuando la temperatura desciende, sucede lo mismo con la “capacidad de sostener la humedad” del aire, que es la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener. (¿Qué ocurre con la humedad relativa durante este proceso?) Después de cierto tiempo, la capacidad del aire de sostener la humedad se iguala al contenido de humedad de éste. En este punto, el aire está saturado y su humedad relativa es de 100 por ciento. Cualquier descenso adicional en la temperatura del aire tiene como consecuencia la condensación de un poco de humedad, y esto es el inicio de la formación del rocío, [4].

La temperatura de punto de rocío  $T_{pr}$  se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras  $T_{pr}$  es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor. según la Ecuación 2-8 :

$$T_{pr} = T_{\text{sat a P}} \quad (2-8)$$

Cuando el aire se enfría a presión constante, la presión de vapor  $P_v$  permanece constante. Por lo tanto, el vapor en el aire (estado 1) experimenta un proceso de enfriamiento a presión constante hasta que alcanza la línea de vapor saturado (estado 2). La temperatura en este punto es  $T_{pr}$  y si la temperatura desciende un poco más, algo de vapor se condensa. En consecuencia, la cantidad de vapor en el aire disminuye, lo que produce una disminución de  $P_v$ . El aire permanece saturado durante el proceso de condensación y, por ello, sigue una trayectoria de humedad relativa de 100 por ciento (la línea de vapor saturado). La temperatura ordinaria y la temperatura de punto de rocío del aire saturado son idénticas en este caso.

La temperatura del punto de rocío del aire del ambiente se determina con facilidad si se enfría un poco de agua en una copa metálica y se le añade una pequeña cantidad de hielo para luego agitarla. La temperatura de la superficie exterior de la copa, cuando empieza a formarse rocío sobre la superficie, es la temperatura del punto de rocío del



**Figura 2-16:** Un arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo. Tomada de [4].

aire.

### 2.5.3. TEMPERATURAS DE BULBO HÚMEDO

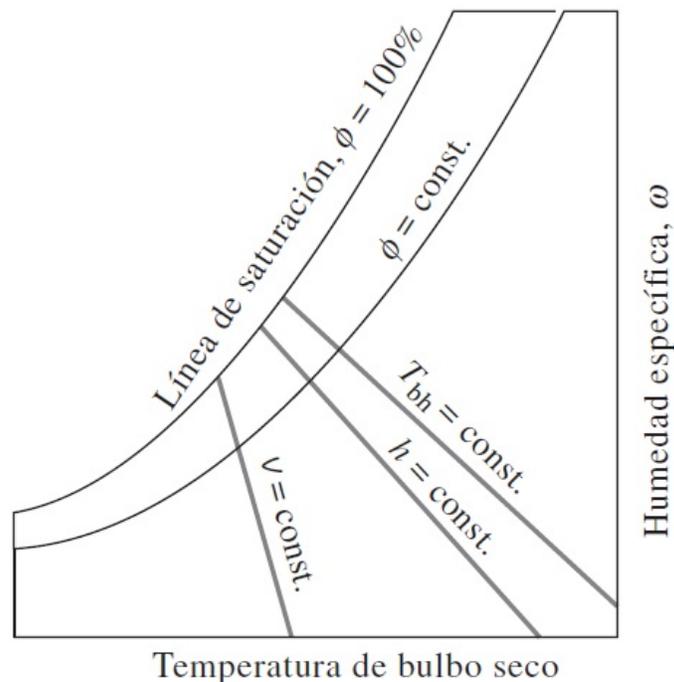
La temperatura del bulbo húmedo todavía es una variable de humedad usada frecuentemente. La temperatura del bulbo húmedo [ $^{\circ}\text{C}$ ;  $^{\circ}\text{F}$ ] se registra corrientemente usando un psicrómetro. Un planteamiento más práctico para su medición consiste en emplear un termómetro cuyo bulbo esté cubierto con una mecha de algodón saturada con agua, y soplar aire sobre ella, tal como se muestra en la figura 2-16. La temperatura medida de esta manera se denomina temperatura de bulbo húmedo  $T_{bh}$ , y se emplea comúnmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

### 2.5.4. LA CARTA PSICROMÉTRICA

El estado del aire atmosférico a una presión especificada se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. El dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de esos cálculos, lo que con el tiempo afecta los nervios del más paciente de los ingenieros. Por lo tanto, hay una

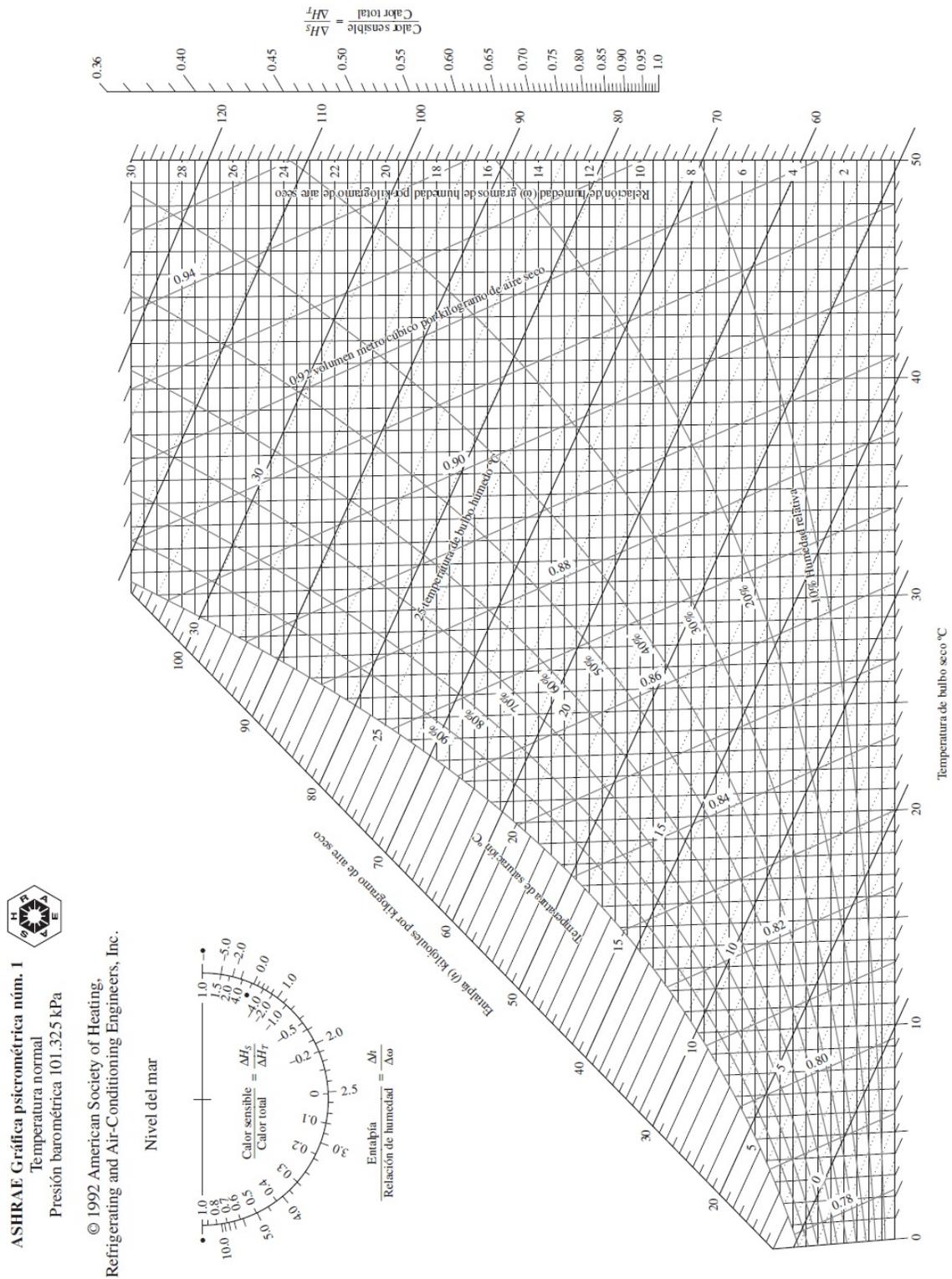
clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas gráficas reciben el nombre de cartas psicrométricas, y se utilizan en aplicaciones de acondicionamiento de aire. Una carta psicrométrica para una presión de 1 atm (101.325 kPa o 14.696 psia) se presenta en la Figura 2-17 en unidades del SI y en la Figura 2-18 en unidades inglesas.

Las cartas psicrométricas a otras presiones (para emplearse en elevaciones bastante más altas que el nivel del mar) también están disponibles en otras fuentes de información. Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la Figura 2-19.



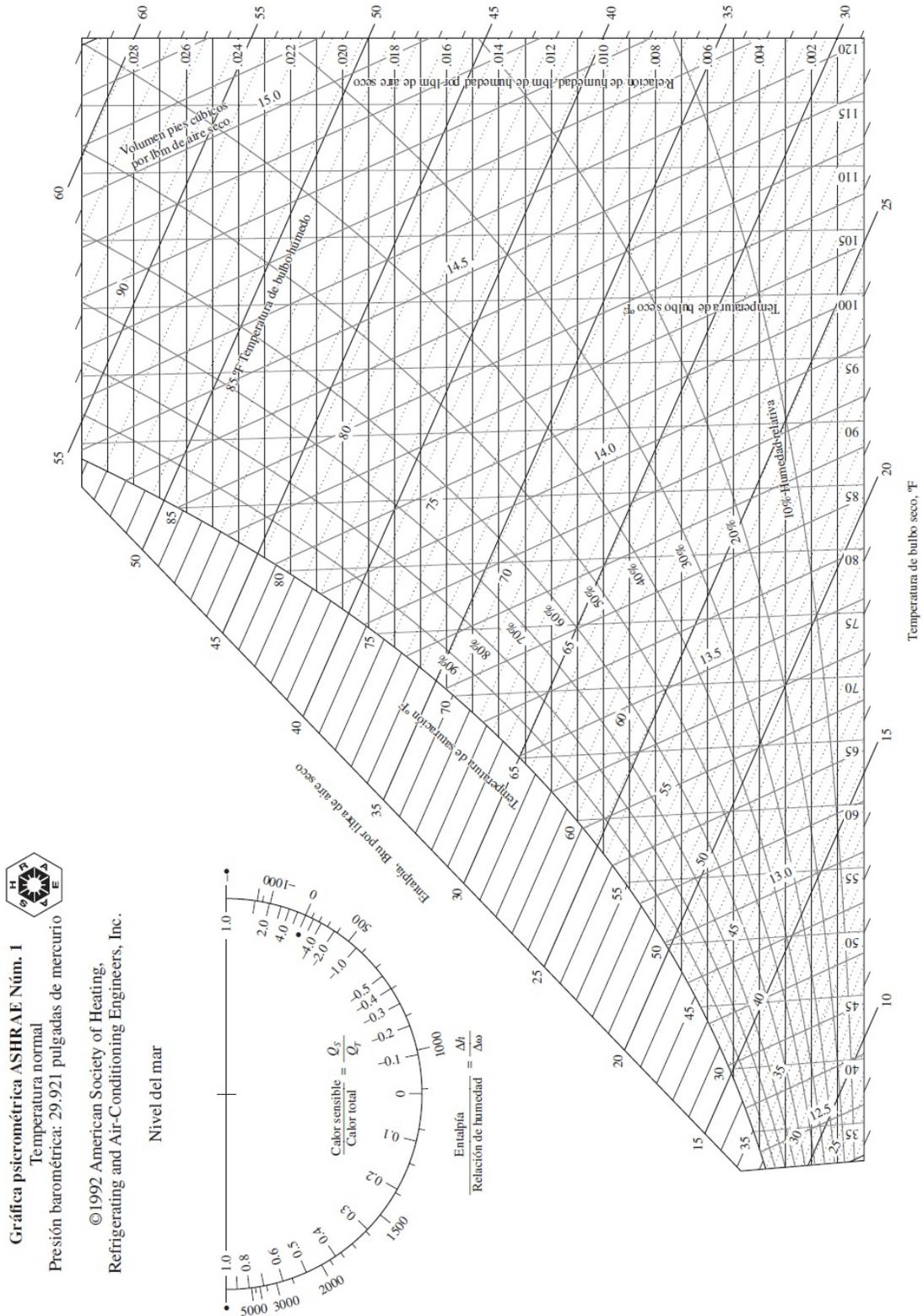
**Figura 2-19:** Esquema de una carta psicrométrica. Tomada de [4].

Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija  $P$  existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica  $\omega$  y la presión de vapor  $P_v$ , como se observa en la Ecuación 2-4). En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada *línea de saturación*) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100 por ciento de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constante tienen la misma forma



Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Iltaho.

Figura 2-17: Carta psicrométrica a 1 atm de presión total. Tomada de [4].



Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Idaho

Figura 2-18: Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total. Tomada de [4].

general.

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en  $m^3/kg$  de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en  $kJ/kg$  de aire seco) están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Por consiguiente, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante en algunas cartas se emplean como líneas de entalpía constante.

Para aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas, por ende, la temperatura de punto de rocío del aire atmosférico en cualquier punto sobre la gráfica se determina al dibujar una línea horizontal (una línea de  $\omega = \text{constante}$  constante o  $P_v = \text{constante}$  constante) desde el punto hasta la curva saturada. El valor de la temperatura en el punto de intersección es la temperatura de punto de rocío.

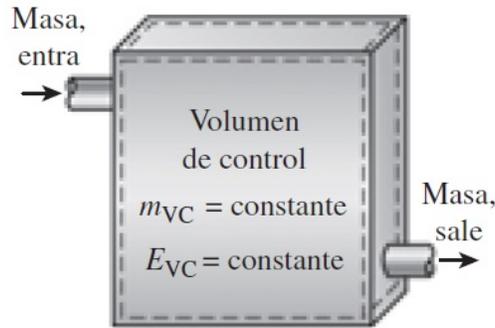
La carta psicrométrica también es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. Un proceso de calentamiento o enfriamiento ordinario, por ejemplo, aparecerá como una línea horizontal en esta carta si no se incluye humidificación (es decir,  $\omega = \text{constante}$ ). Cualquier desviación de la línea horizontal indica que durante el proceso se añade o se extrae humedad al o del aire.

## 2.6. ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS DE FLUJO ESTACIONARIO

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos bajo las mismas condiciones una vez completado el periodo de inicio transitorio y establecida la operación estacionaria; y se clasifican como dispositivos de flujo estacionario. Los procesos en los que se utilizan estos dispositivos se pueden representar razonablemente bien a través de un proceso un tanto idealizado, llamado proceso de flujo estacionario, se puede definir como: un proceso durante el cual un fluido fluye de manera estacionaria por un volumen de control. Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso. (Recuerde, estacionario significa ningún cambio con el tiempo.)

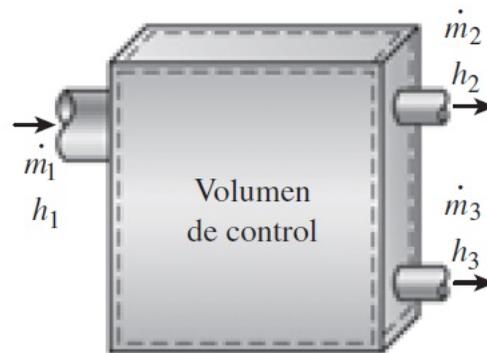
Durante un proceso de flujo estacionario, ninguna propiedad intensiva o extensiva dentro del volumen de control cambia con el tiempo. Por lo tanto, el volumen  $V$ , la masa

$m$  y el contenido de energía total  $E$  del volumen de control permanecen constantes, ver Figura, 2-20



**Figura 2-20:** Cuerpo del compresor. Tomada de [4].

Como resultado, el trabajo de frontera es cero para sistemas de flujo estacionario (puesto que  $V_{VC} = \text{constante}$ ), y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que  $m_{VC} = \text{constante}$  y  $E_{VC} = \text{constante}$ ). Estas observaciones simplifican en gran medida el análisis. Las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes durante un proceso de flujo estacionario. Sin embargo, las propiedades pueden ser diferentes en entradas y salidas distintas, e incluso podrían variar en la sección transversal de una entrada o salida. No obstante, las propiedades, entre otras la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo tanto en un punto fijo como en una entrada o salida. Se deduce entonces que el flujo másico del fluido en una abertura debe permanecer constante durante un proceso de flujo estacionario, ver Figura, 2-21



**Figura 2-21:** Cuerpo del compresor. Tomada de [4].

Como una simplificación adicional, las propiedades del fluido en una abertura son comúnmente consideradas uniformes (en algún valor promedio) en la sección transversal.

Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden ser especificadas por los valores promedio únicos.

Asimismo, las interacciones de calor o trabajo entre un sistema de flujo estacionario y sus alrededores no cambian con el tiempo. Por lo tanto, la potencia que entrega un sistema y la tasa de transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estacionario, [4].

El balance de masa para un sistema general de flujo estacionario se da en la ecuación: 2-9.

$$\sum_{Entrada} \dot{m} = \sum_{Salida} \dot{m} (kg/s) \quad (2-9)$$

El balance de masa para un sistema de flujo estacionario de corriente única (con sólo una entrada y una salida) se dio como en la Ecuación, 2-10.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (2-10)$$

donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de la entrada y la salida, respectivamente,  $\rho$  es la densidad,  $V$  la velocidad promedio de flujo en la dirección del flujo y  $A$  el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante ( $E_{VC} = \text{constante}$ ); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ( $\Delta E_{VC} = 0$ ). En consecuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estacionario a, ver Ecuación, 2-11.

$$\underbrace{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de} \\ \text{energía neta, por calor,} \\ \text{trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energía} \\ \text{interna, cinética, potencial, etc}}} \xrightarrow{0(\text{estable})} = 0 \quad (2-11)$$

o bien

$$\underbrace{\dot{E}_{entrada}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de} \\ \text{energía neta de entrada por} \\ \text{calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\dot{E}_{salida}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta de salida por calor, trabajo y} \\ \text{masa}}} \quad (2-12)$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación 2-12 para un sistema general de flujo estacionario se puede escribir también de manera explícita como

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum_{entrada} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum_{salida} \dot{m}\theta \quad (2-13)$$

o bien

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \underbrace{\sum_{entrada} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{por cada entrada}} = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \underbrace{\sum_{salida} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{por cada salida}} \quad (2-14)$$

dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa es  $\theta = h + ec + ep = h + V^2/2 + gz$ . La relación del balance de energía recién presentada es de naturaleza intuitiva y es fácil de usar cuando se conocen las magnitudes y direcciones de transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, cuando se lleva a cabo un estudio analítico general o se debe resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, se requiere suponer una dirección para las interacciones de éstos. En tales casos, es práctica común suponer que se transferirá calor hacia el sistema (entrada de calor) a una tasa  $\dot{Q}$ , y que se producirá trabajo por el sistema (salida de trabajo) a una tasa  $\dot{W}$ , para después resolver el problema. La primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estacionario se convierte en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{salida} \dot{m} \underbrace{\left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{por cada salida}} - \sum_{entrada} \dot{m} \underbrace{\left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{por cada entrada}}$$

Obtener una cantidad negativa para  $\dot{Q}$  o  $\dot{W}$  significa simplemente que la suposición es errónea y se debe invertir. Para dispositivos de una sola corriente, la ecuación del balance de energía de flujo estacionario es

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \right] \quad (2-15)$$

Al dividir la Ecuación 2-15 entre  $\dot{m}$  se obtiene el balance de energía por unidad de masa como:

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1)$$

donde  $q = \dot{Q}/\dot{m}$  y  $w = \dot{W}/\dot{m}$  son la transferencia de calor y el trabajo hecho por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinética y potencial (es decir,  $\Delta ec \cong 0$ ,  $\Delta ep \cong 0$ ), la ecuación del balance de energía se reduce a

$$q - w = h_2 - h_1$$

## 2.7. AIRE ACONDICIONADO HÍBRIDO TÉRMICO SOLAR

### 2.7.1. Componentes de refrigeración

1. Compresor.
2. Condensador.
3. Evaporador.
4. Válvula de expansión.
5. Válvula de 4 vías
6. Colector Solar

#### 2.7.1.1. Compresor

Los equipos del sistema a compresión pueden ser del tipo denominado abierto, en los que el compresor se halla separado del motor que lo acciona, o del denominado hermético, sellado o blindado en los cuales el motor está directamente acoplado al compresor, y ambos se hallan encerrados dentro de un blindaje de acero formando una unidad sellada.

Los equipos del tipo abierto son muy poco utilizados en refrigeración doméstica, por lo tanto nos ocuparemos del estudio de los equipos blindados que son los que en la actualidad se fabrican y emplean en mayor grado.

Los equipos blindados tienen el compresor y el motor eléctrico de accionamiento, completamente encerrados en una caja de acero en cuyo interior, una vez conectados todos los componentes del equipo, queda herméticamente cerrado, se lo somete a un proceso de deshidratación, se lo carga con el agente refrigerante y aceite lubricante, y se prueba su funcionamiento, con lo que se tiene una unidad compacta y en perfectas condiciones antes de instalarla en un refrigerador.

Mediante este sistema quedan eliminadas muchas causas que motivan fallas de funcionamiento, pues no hay transmisión por medio de correas, todas las conexiones van perfectamente soldadas, se logra una lubricación mucho más eficaz y su funcionamiento resulta prácticamente silencioso. En el equipo blindado se utiliza como restrictor un tubo de cobre de diámetro muy pequeño al que se le da el nombre de tubo capilar, tubo que constituye al mismo tiempo la línea líquida. El tubo capilar cumple la función de

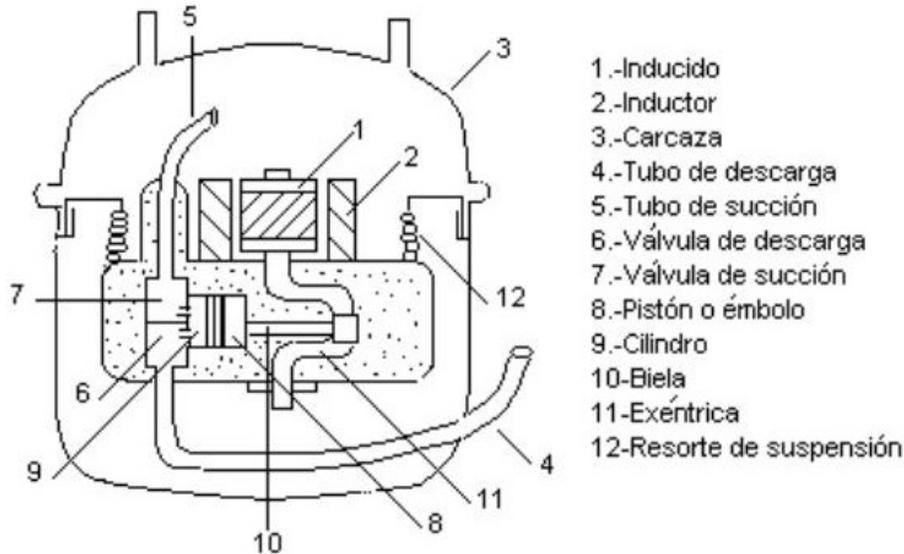
mantener la correcta diferencia de presiones entre el lado de alta y el lado de baja del sistema permitiendo adquirir al mismo tiempo el evaporador, la cantidad exactamente necesaria de líquido refrigerante.

El compresor de un equipo blindado que por lo general es del tipo alternativo, forma una sola unidad con el motor eléctrico encerrados en una misma envoltura como se muestra en la Figura 2-22.



**Figura 2-22:** Cuerpo del compresor. Tomada de [39].

El movimiento de rotación del motor se transmite al compresor en forma directa, razón por la cual se denomina de “Acoplamiento directo”, pues quedan eliminados los órganos de transmisión, tales como poleas y correas, que resultan inevitables en los equipos de tipo abierto. Se elimina la necesidad de prensaestopas, pues el eje no sobresale fuera del blindaje, constituyendo una de las principales ventajas de este tipo de equipos, 2-23. La excéntrica que por medio de la biela transmite el movimiento alternativo o de vaivén al émbolo o pistón, se halla montada directamente sobre el eje del motor. Generalmente el eje se halla instalado verticalmente, razón por la cual el émbolo se desplaza horizontalmente en el interior del cilindro. Como el motor y el compresor se hallan acoplados directamente, el compresor trabaja a la misma velocidad del motor o sea a 1.420 R.P.M. que es una velocidad elevada, por lo tanto el diámetro como el recorrido del émbolo se hacen relativamente pequeños. La unidad compresora se halla soportada por medio de resortes y toda la carcasa de acero que encierra la unidad, está cuidadosamente balanceada, para evitar la vibración al gabinete. En lo que se refiere a la lubricación permanente de todas las partes móviles del compresor, se asegura su buen resultado haciendo circular aceite lubricante bajo presión, que se extrae de la parte inferior de la carcasa que le sirve de depósito.



**Figura 2-23:** Partes del compresor. Tomada de [10]

El gas a baja presión, que llena la carcasa del compresor, es arrastrado al interior del compresor a través de un silenciador, en cada golpe de succión o carrera de aspiración del émbolo y se descarga también a través de otro silenciador durante el golpe de compresión o carrera de compresión del émbolo. Estos silenciadores están proyectados para amortiguar los ruidos del compresor, contribuyendo al funcionamiento silencioso que caracteriza esta clase de equipos. Durante el golpe o carrera de compresión del émbolo, trabaja una válvula liviana colocada en la placa de válvulas que está fijada al final del cilindro, la que cierra la abertura de entrada o succión. El vapor refrigerante comprimido en el cilindro se descarga a través de una válvula a propósito, tipo disco que se abre tan pronto como la presión dentro del cilindro es mayor que la existente en el lado de alta presión del sistema. Después de pasar por el silenciador de descarga, el gas refrigerante comprimido, circula por una bobina espiral que forma el tubo de descarga en la parte inferior del conjunto del compresor, siguiendo luego por este tubo que sale por la base de la estructura del compresor y penetra al condensador.

### 2.7.1.2. Condensador

El condensador utilizado en refrigeración doméstica es del tipo de placas y está colocado en la parte posterior del gabinete, enfriándose el vapor refrigerante por la circulación natural del aire entre las placas las cuales tienen ondulaciones que forman canales o tubos como se muestra en la Figura, 2-24.

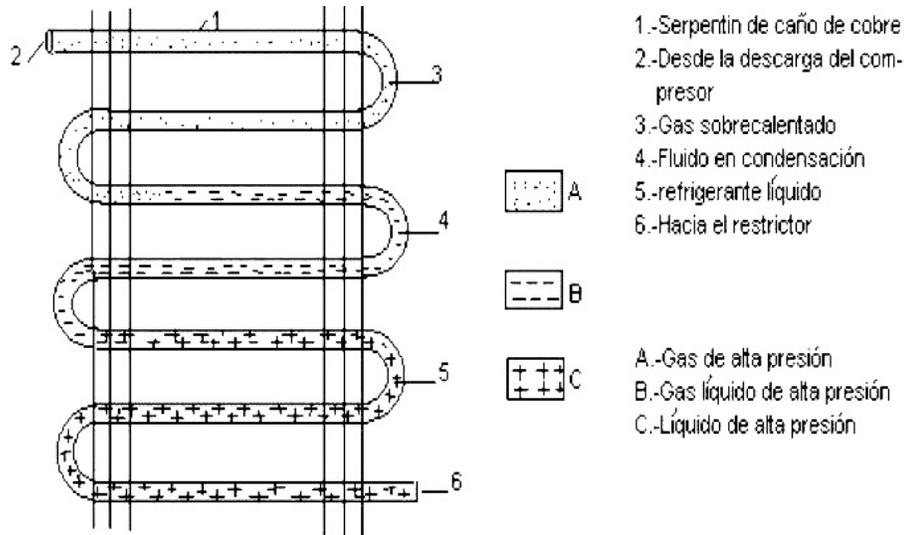


**Figura 2-24:** Condensador. Fuente Autor.

**2.7.1.2.1. Estado del refrigerante en el condensador** La función del condensador es transformar en su interior el gas refrigerante comprimido en el compresor en líquido refrigerante. En el interior del condensador el gas refrigerante pierde el calor que absorbió durante el proceso de su evaporación desde el espacio a enfriar, así como también hace entrega del calor absorbido durante su circulación a través de la línea de retorno al compresor y el calor absorbido durante el fenómeno de compresión en el interior del compresor. Debido a esta entrega o pérdida de calor y a la elevada presión a que se lo somete, el gas se condensa y constituye una fuente de agente refrigerante en estado líquido en condiciones de ser entregado repetidamente en el interior de un equipo de refrigeración, produciendo en consecuencia el efecto de enfriamiento buscado. El agente refrigerante en estado gaseoso y a temperaturas superiores a la del ambiente, llega al condensador desde la descarga del compresor. Al producirse el contacto del gas refrigerante con las paredes del condensador que se halla a una temperatura muy inferior a la del gas, comienza este a perder calor que pasa al ambiente provocándose la condensación del gas. En realidad el fenómeno o proceso de condensación no se realiza en forma uniforme a todo lo largo del condensador ni finaliza exactamente a la salida de este.

Durante el proceso, tal como se ve en la Figura 2-25, existe vapor caliente a alta presión

en una parte del condensador y líquido caliente a alta presión en la otra.



**Figura 2-25:** Estado del refrigerante en el condensador. Tomada de [10].

Los condensadores en su parte exterior pueden ser enfriados por aire o por agua. En refrigeración doméstica los condensadores son enfriados por aire y estos a su vez también se dividen en dos grupos que son del tipo de circulación forzada y del tipo de circulación natural.

Cuando se emplea un tipo de condensador enfriado por circulación forzada la circulación se obtiene mediante la acción de un ventilador, el que establece una corriente de aire sobre la superficie del condensador. En el tipo de circulación natural, se recurre al fenómeno de convección natural del aire, el aire caliente de menor densidad que el frío tiende a elevarse, estableciendo así la corriente de convección mediante la cual al elevarse el aire calentado por la extracción del calor del condensador será sustituido por aire más frío, proceso que seguirá produciéndose en forma ininterrumpida durante todo el tiempo en que en el condensador haya una temperatura superior a la del ambiente, [10].

### 2.7.1.3. Evaporador:

El evaporador es el dispositivo donde se vaporiza por completo el fluido refrigerante que llega al mismo, al absorber el calor del espacio circundante, que se debe refrigerar y mantener a una temperatura establecida, también se le denomina enfriador, debido al enfriamiento que produce la vaporización, y en algunos casos se lo llama congelador, cuando se lo fabrica en forma de poder disponer de temperaturas muy bajas capaces

de congelar los alimentos y productos depositados en el recinto a refrigerar, ver Figura 2-26.



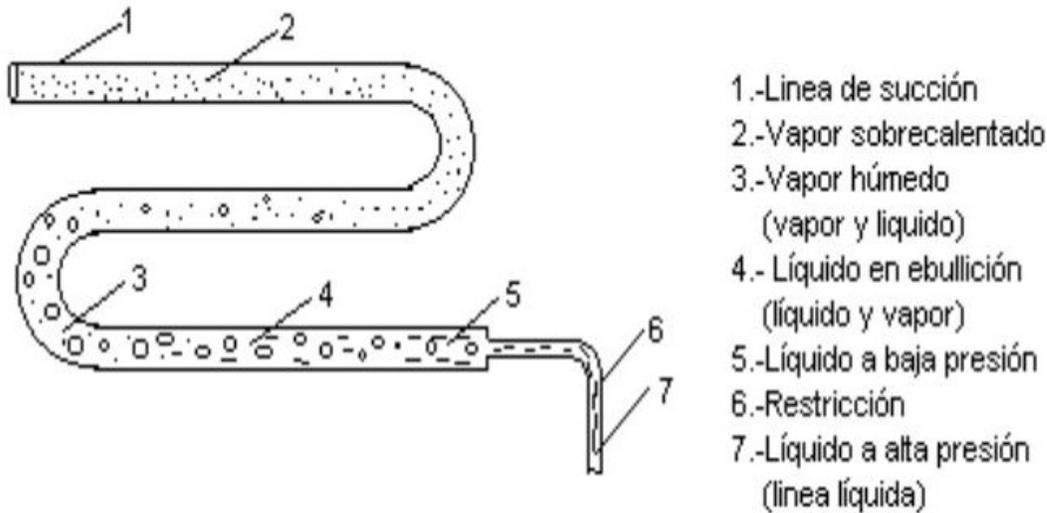
**Figura 2-26:** Evaporador. Fuente: Autor.

En refrigeración doméstica y comercial se emplean por lo general dos tipos de evaporadores: Los evaporadores inundados y los secos.

- **Evaporador Inundado:** Se conoce como evaporador inundado el que tiene la mayor parte del espacio interior disponible ocupado con líquido refrigerante, quedando solo un pequeño espacio libre disponible que se llena con el vapor que toma la línea de succión. La denominación de inundado que se da a este tipo de evaporador se debe a la presencia de refrigerante líquido que inunda las tuberías del evaporador. Estos evaporadores están dotados de flotadores en los lados de alta y de baja presión, cuya función es la de regular la alimentación líquida del evaporador.
- **Evaporador Seco:** Recibe la denominación de evaporador seco el que tiene todo el espacio interno ocupado por refrigerante en estado gaseoso, ya sea en estado de vapor húmedo o de vapor saturado, sin que haya en su interior fluido refrigerante en estado líquido. Para lograr esto se emplea una válvula de expansión instalada en la entrada de líquido al evaporador, lo que al provocar la expansión produce una rápida evaporación del refrigerante que penetra en el evaporador en estado gaseoso, después de lo cual completa su vaporización total en el interior de los tubos que componen el evaporador.

**2.7.1.3.1. Estado del refrigerante en el evaporador** En la Figura 2.8 Se muestran los distintos estados en que el refrigerante puede encontrarse en el interior del evaporador, lo que depende de la estructura del mismo, así como también de la forma en que él es operado y del espacio ocupado por el refrigerante, pero el factor de mayor

importancia es el sistema de control que se adopta para el refrigerante, es decir si se hace mediante válvulas a flotador y otros tipos como un restrictor o tubo capilar, ver Figura 2-27. Tal como se ha estudiado anteriormente, el líquido que se halla en el



**Figura 2-27:** Estado del refrigerante en el evaporador. Tomada de [10].

interior del condensador, está sometido a la presión de compresión, siendo necesario mantener esta presión para el funcionamiento del sistema.

En consecuencia entre la línea de líquida y la entrada del evaporador se hace necesario intercalar un dispositivo mediante el cual sea posible regular la entrada del líquido, separando los lados de alta y de baja presión exactamente a la entrada del evaporador.

Para lograr esto se recurre a un sistema o dispositivo que regula simultáneamente la cantidad de refrigerante que penetra al evaporador y lo somete a una restricción mediante la cual se hace posible mantener presión elevada en la línea líquida, no obstante estar esta conectada con el lado de baja del sistema.

En el preciso instante en que el líquido refrigerante a alta presión, pasa a través de la restricción al interior del evaporador que se encuentra a baja presión, el refrigerante se convierte, aun cuando no sea mas que por un instante en líquido refrigerante a baja presión. Ello ocurre solamente durante una fracción de segundo, por que enseguida dicha pérdida de presión provoca la inmediata evaporación, con la consiguiente absorción de calor que esa evaporación trae asociada. Cuando se evapora el líquido, se producen burbujas de vapor y las mismas se hacen presentes en la masa de este, siendo en ese

instante que se dice que el líquido refrigerante entra en ebullición.

A medida que el refrigerante prosigue su trayectoria a través del evaporador, el estado líquido con burbujas de vapor desaparece, y se transforma en vapor con gotitas de líquido, o sea vapor húmedo, pasando a ser vapor saturado, en el preciso instante en que las últimas gotas del refrigerante líquido se evaporan, oportunidad en que todo se convierte en vapor seco, [10].

#### 2.7.1.4. Válvula de expansión

El dispositivo de expansión o válvula de expansión tiene la función en el sistema de refrigeración de controlar el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador. El refrigerante líquido que llega al dispositivo a alta presión, fluye a través de él y se transforma en una mezcla líquido – vapor a baja presión. Esa mezcla pasará totalmente a fase gaseosa dentro del evaporador, absorbiendo el calor del medio que está siendo enfriado, [13].

Las válvulas de estrangulamiento producen una caída de presión sin implicar trabajo. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una gran disminución de temperatura, por esa razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ( $q \cong 0$ ) puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. Tampoco se realiza trabajo ( $w = 0$ ), y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar, es muy pequeño ( $\Delta ep \cong 0$ ). Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ( $\Delta ec \cong 0$ ). Entonces la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estacionario de una sola corriente se reduce a

$$h_2 \cong h_1 (kJ/kg)$$

##### 2.7.1.4.1. Tipos de dispositivos de expansión

- **Componente de área constante:** El tubo capilar, ver Figura 2-28 es un ejemplo común de este de componente de expansión. Estos tubos de diámetro milimétrico son calibrados en función de la carga térmica del conjunto que deben

garantizar. Conociendo la temperatura de enfriamiento que se necesita en el evaporador para vencer la carga térmica del sistema (pico) y la presión de descarga del compresor, se calcula su longitud para cada diámetro del capilar. Cuando el refrigerante líquido entra al tubo capilar, se produce una estrangulación (aumenta la velocidad de flujo y disminuye su presión) y debido a la caída de presión el líquido comienza a evaporarse. Una mezcla líquido – vapor llega al evaporador donde al robar el calor a la carga térmica, el componente líquido se evapora definitivamente y el vapor se enriquece. Estos dispositivos son utilizados en sistemas de pequeña capacidad, donde la operación permite una carga constante del evaporador y presiones de condensación también constantes.



Figura 2-28: Tubo capilar. Tomada de [31].

- **Válvula de expansión automática:** Esta válvula mantiene la presión del evaporador constante. Ella regula el flujo de refrigerante manteniendo la presión a la salida de la válvula o dentro del evaporador constante. La válvula de expansión automática tiene un mecanismo regulador que nos permite ajustar la presión de salida de la válvula, que es muy próxima a la de operación del evaporador. Por lo que la válvula automática dejará pasar refrigerante siempre que se cumpla que el valor de presión en la salida (dentro del evaporador) es menor al valor pre-fijado en su mecanismo. En la medida que la carga térmica en el evaporador se incrementa, aumenta la presión del refrigerante y comienza a cerrar el dispositivo y reducir el flujo de refrigerante, cumpliendo su tarea de mantener constante la presión dentro del evaporador en el valor pre-fijado por el ajuste de la válvula. En esas condiciones se tardarán horas en vencer la carga térmica que sobrepase la presión pre – establecida. Lo mismo pasa en bajas cargas térmicas, para las que se requieran temperaturas inferiores a la presión de ajuste de la válvula.

En este punto es bueno destacar que tanto el tubo capilar como las válvulas automáticas o de presión constante presentan un comportamiento muy pobre frente a las variaciones de la carga térmica, ver Figura 2-29.



**Figura 2-29:** Válvula de expansión automática. Tomada de [34].

Este es un grave inconveniente para operar el sistema frigorífico con eficiencia. Una operación eficiente exige la sincronización entre la capacidad del dispositivo de expansión y la carga térmica puntual. Este ritmo se hace más importante en los sistemas de mediana y gran capacidad.

- **Válvula de expansión electrónica:** Estas válvulas se utilizan cuando en el sistema se necesitan realizar funciones complejas. Este tipo de válvulas es accionado eléctricamente, mediante elementos sensores y de control. Estos sistemas de control por lo general son diseñados para supervisar automáticamente varios aspectos de la operación, además del recalentamiento. Por ejemplo, en los sistemas de Aire Acondicionado la temperatura de salida del aire en el evaporador; en un Chiller, la temperatura del agua de entrada y de salida a la enfriadora, la presión de la condensación, entre otros.

Las válvulas de expansión electrónicas dotadas de un conjunto de elementos sensores y de control para su manejo, aseguran un ahorro de energía, protegen la operación del sistema evitando el retorno de líquido en el compresor, optimizan la presión de condensación y de enfriamiento del evaporador y controlan eficientemente el recalentamiento. Son muy buenos aliados de la eficiencia energética del sistema de refrigeración, cuándo todo funciona bien, [13].

- Válvula de expansión termostática

#### 2.7.1.5. Válvula de 4 vías

Las válvulas de solenoide de cuatro vías como la que se muestra en la Figura 2-30, se conocen comúnmente como válvulas reversibles. Su uso es casi exclusivamente en bombas de calor, para seleccionar ya sea el ciclo de enfriamiento o el de calefacción, dependiendo del requerimiento.



**Figura 2-30:** Válvula de cuatro vías del aire acondicionado híbrido térmico solar. Fuente: Autor.

Estas válvulas tienen tres salidas y una entrada común. Una bomba de calor es un equipo central acondicionador de aire, con ciclo reversible. En el verano, el refrigerante absorbe calor del interior de la casa y lo expulsa al exterior. En el invierno, el ciclo se invierte, el refrigerante absorbe calor del exterior y lo libera dentro de la casa. El condensador y el evaporador son obligados a intercambiar funciones, invirtiendo el flujo de refrigerante, y la válvula de cuatro vías es la que se encarga de esto. La operación de una válvula de solenoide de cuatro vías en una bomba de calor, se explica en los diagramas esquemáticos mostrados en las Figuras 2-31 y 2-32.

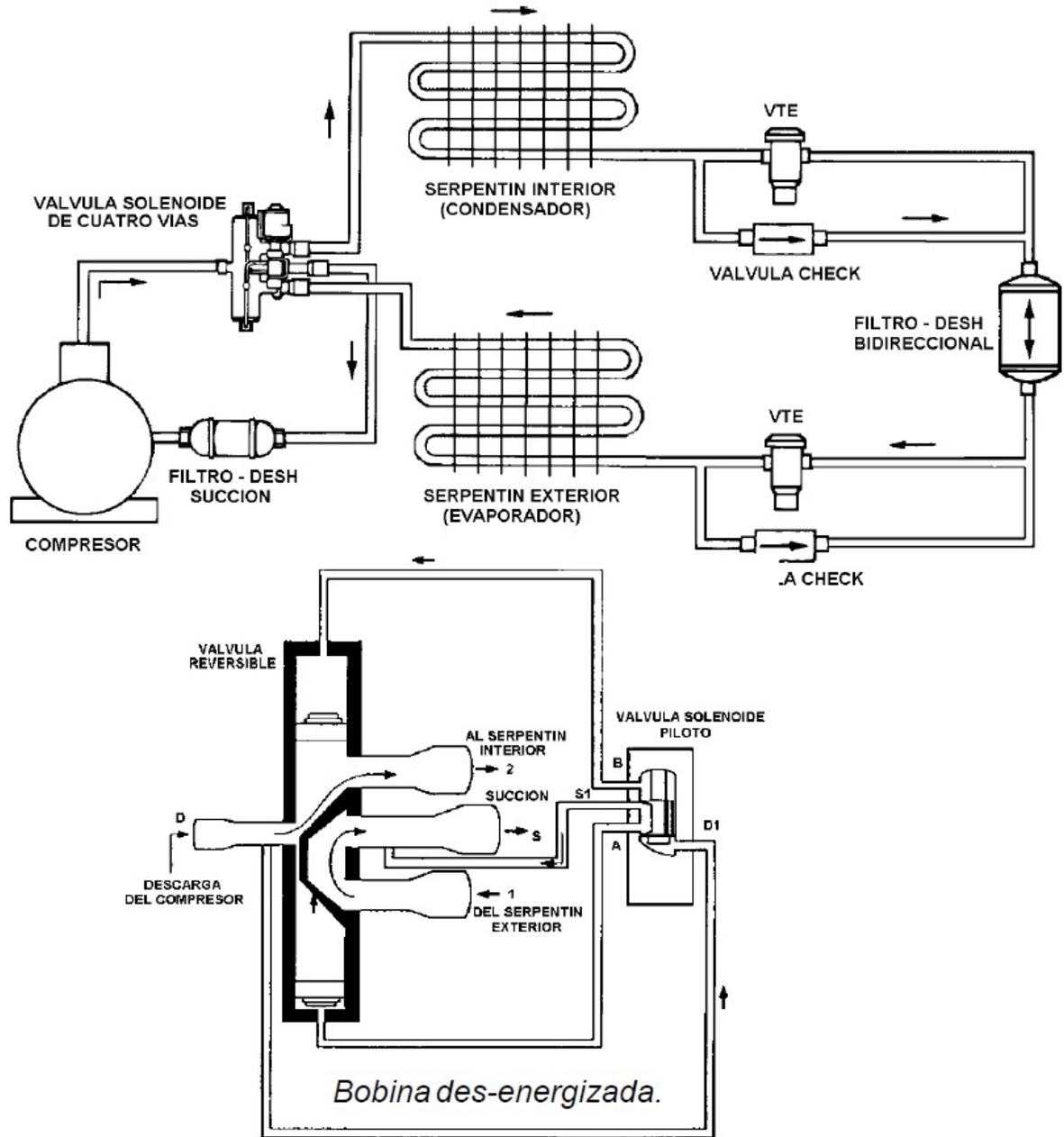
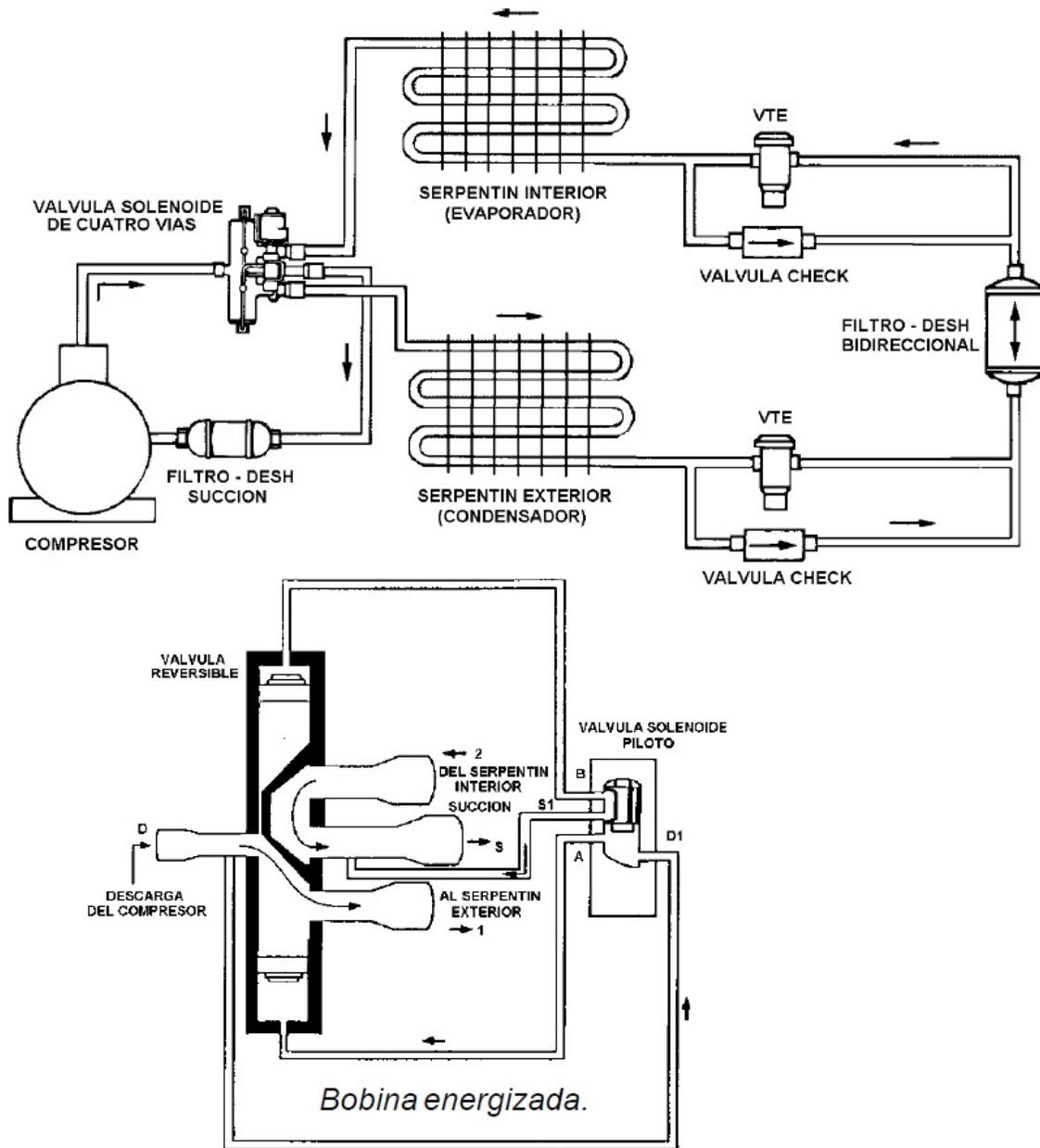


Figura 2-31: Ciclo de calefacción en el sistema híbrido térmico solar. Tomado de [35].



**Figura 2-32:** Ciclo de enfriamiento en el sistema híbrido térmico solar. Tomado de [35].

**2.7.1.5.1. Ciclo de Calefacción** En la Figura 2-31, el sistema está en el ciclo de calefacción, con el gas de descarga fluyendo a través de los puertos de la válvula reversible “D” a “2”, haciendo que el serpentín interior funcione como condensador. El gas de succión fluye del serpentín exterior (evaporador), a través de los puertos de la válvula reversible “1” a “S”, y de regreso al compresor.

Con la válvula de solenoide piloto desenergizada, el pistón deslizante está posicionado, de tal forma, que conecta los puertos “D1” con “B”, y “A” con “S1”. Cuando el piloto está desenergizado, el gas de descarga de alta presión se acumula sobre la parte superior del deslizante principal.

El otro extremo del deslizante principal, está aislado de la alta presión mediante un sello, y expuesto al gas de succión de baja presión. Así, la fuerza desbalanceada debida a la diferencia entre las presiones de descarga y succión, actuando sobre el área total del deslizante principal, mantiene a éste último en la posición “bajo”, como se muestra en la Figura 2-31.

**2.7.1.5.2. Ciclo de enfriamiento** Cuando la bobina está energizada, el émbolo de la válvula de solenoide piloto se eleva, comunicando ahora los puertos “D1” con “A”, y “B” con “S1”. Con la solenoide piloto en esta posición, la presión de descarga impuesta sobre el otro extremo del deslizante principal, fluirá a través del solenoide piloto, hacia el lado de succión del sistema. En el extremo inferior del deslizante principal, se acumulará la alta presión del gas de descarga, de tal manera, que aumentará la presión. Nuevamente, la fuerza desbalanceada en esa dirección, se debe a la diferencia entre las presiones de succión y descarga, actuando sobre los extremos opuestos del deslizante principal. La fuerza desbalanceada mueve el deslizante principal a la posición “arriba”, ilustrada en la Figura 2-32, y el desbalance de fuerzas a través del área del deslizante principal lo mantiene en esa nueva posición. El sistema ha cambiado ahora el ciclo de enfriamiento, y el gas de descarga fluye a través de los puertos de la válvula reversible “D” a “1”, haciendo que el serpentín exterior funcione como condensador, el gas de succión funcione a través de los puertos “2” a “S”, y el serpentín interior es el evaporador.

#### 2.7.1.6. Colector Solar

Tienen como componente básico un doble tubo cilíndrico de vidrio. Uno de los tubos actúa como superficie captadora y el otro como cubierta. El aire entre los tubos es parcialmente evacuado. Éstos colectores habitualmente incorporan un absorbedor selectivo de alto nivel, por ejemplo los cermetes de  $Mo - Al_2O_3$ .

Su principal aplicación se encuentra en los sistemas de temperatura media (aire acondicionado, procesos industriales y otros) y en lugares fríos con diferencias elevadas entre la temperatura del colector y la del ambiente, donde la mejora del rendimiento todo el sistema puede aumentar el costo por su utilización. El reducido coeficiente de pérdidas

los hace idóneos no solo para el aprovechamiento de la radiación solar directa y difusa, si no también cuando el sol esta abajo o el tiempo es frío o parcialmente nuboso. El vacío no solo ayuda a la reducción de pérdidas, además a minimizar las influencia de las condiciones climáticas (condensación, humedad, y otros). La forma cilíndrica de los tubos ofrece ciertas ventajas con respecto a los colectores de placa plana, como son:

- Permite una incidencia siempre en ángulos rectos de los rayos del sol sobre toda su superficie, minimizando las pérdidas de calor.
- Facilita una homogeneidad en la radiación incidente sobre la superficie absorbente que permanece prácticamente constante para los tubos desde media mañana hasta media tarde.

Para mantener el vacío entre los dos tubos se utiliza un dispositivo de bario. Así durante la fabricación las altas temperaturas provocan que la parte inferior del tubo de vacío aparezca con un recubrimiento de bario puro. Esta superficie se encarga de absorber el vacío generado durante el almacenamiento y operación ayudando a mantenerlo. Ésta capa también permite un control óptico fácil del estado del vacío, pues el color plateado característico en condiciones óptimas de funcionamiento toma un color blanco cuando se rompe el tubo y pierde el vacío.

*¿Por qué escoger un colector de tubos de vacío?.*, según [33] los colectores de tubo de vacío, ver Figura 2-33 tienen eficiencias mucho más altas que los colectores de placa plana.

- Pueden absorber las radiaciones tanto difusa como directa.
- Su instalación y transportabilidad es más fácil.
- Pueden ser utilizados en aplicaciones que requieren elevadas temperaturas y que los de placa plana no alcanzan.
- El mantenimiento es más económico. Se puede reemplazar un tubo roto sin necesidad de parar el sistema de calefacción completo, a diferencia del plano que es necesaria la parada.



**Figura 2-33:** Colector de tubo de vacío evacuados. Tomada de [3].

**2.7.1.6.1. Tubos evacuados** Los tubos evacuados al alto vacío convierten la radiación solar en calor, transmitiéndolo al agua que circula por ellos; los tubos no son afectados por condiciones climáticas tales como: lluvia, viento, granizo.

El tubo está elaborado con vidrio de borosilicato, capaz de resistir granizo de hasta 2.5 cm de diámetro, disminuir las pérdidas por reflexión y tensiones hasta 100 kg de peso, contiene una capa de nitrito de aluminio que absorbe la energía solar y la convierte en calor, ver Figura 2-34.

La fabricación del tubo es al vacío para mantener el calor en el interior y evitar pérdidas.



**Figura 2-34:** Tipos de Calentadores solares térmicos. a. Calentador no presurizado b. Calentador plano. c. Calentador presurizado con tubos de calor. Tomada de [3].

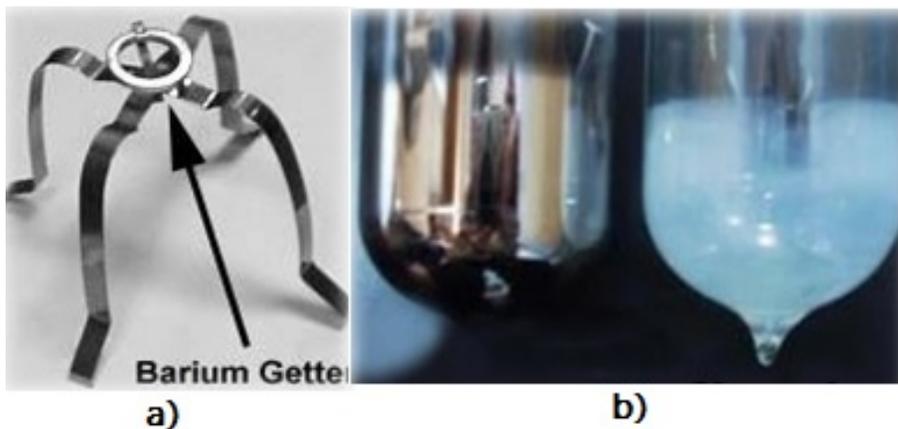
El tubo exterior es transparente, con el propósito de permitir que el rayo de luz penetre. El tubo interior está recubierto con una capa de material selectivo especial (Al-N/Al) con una excelente absorción de la radiación solar y una reflexión mínima, que mejoran en gran medida la absorbancia.

La parte superior de los dos tubos se funden a alta temperatura y el aire entre los tubos es evacuado. Esta evacuación del aire entre los dos tubos concéntricos es una característica importante para el buen desempeño de los tubos de vacío.

El vacío es un aislante térmico excelente, y esta propiedad es utilizada para fabricar los tubos evacuados, ya que disminuye considerablemente las pérdidas energéticas. Estas propiedades se hacen más notorias cuando la temperatura alcanza los 150 °C en el interior del tubo, mientras que en su parte externa el tubo permanece frío al tacto. Esto significa que los calentadores de agua de tubos de vacío también pueden funcionar bien incluso en climas fríos, mientras que en estos climas los colectores planos no funcionan tan bien, debido a las pérdidas de calor por convección y conducción por encima del colector.

En la Tabla 2-4, se muestran las especificaciones técnicas de los tubos evacuados. A fin de mantener el buen desempeño de vacío, hay un indicador de bario entre las dos capas de vidrio (el mismo que en los tubos de televisión).

Durante la fabricación del tubo evacuado, este indicador está expuesto a altas temperaturas y forma una capa pura de bario en la parte inferior del tubo evacuado. Cuando el tubo pierde vacío el bario se oxida y cambia de color, por lo cual podemos notar si un tubo está averiado o no [9], como se ve en la Figura 2-35.



**Figura 2-35:** a)Diferencias entre el vacío perfecto y sin vacío . b) El getter es el dispositivo de vacío y funciona como una alarma. Tomada de [3].

Largo	500mm
Diámetro del tubo exterior	47mm
Diámetro del tubo interior	37mm
Peso	0,483kg
Espesor del vidrio	1.6mm
Material	Vidrio borosilicato 3.3
Recubrimiento de absorción	Calificado A1 / N / A1
Grado de vacío	$P < 5 * 10^{-3} \text{ Pa}$
Expansión térmica	$3,3 * 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Temperatura de insola-ción	$> 200 \text{ }^\circ\text{C}$
Absorción	$> 93 \%$
Emitancia	$< 8 \%$
Pérdida de calor	$< 0,8 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
Presión máxima	0.8MPa
Temperatura mínima	$-35 \text{ }^\circ\text{C}$
Resistencia al granizo (diámetro máx)	25 mm
Resistencia al viento	30 m/s
Temperatura de puesta en marcha)	$\leq 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabla 2-4: Especificaciones técnicas de los tubos evacuados.

## 2.8. CONFORT TÉRMICO

El hombre siempre se ha esforzado por crear un ambiente térmicamente cómodo. Esto se refleja en las construcciones tradicionales alrededor del mundo desde la historia antigua hasta el presente. Hoy, crear un ambiente térmicamente cómodo todavía es uno

de los parámetros más importantes a ser considerado cuando se diseñan edificios. El confort térmico se define en la Norma ISO 7730 como “Esa condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico”. Una definición en que la mayoría de las personas pueden estar de acuerdo, pero también es una definición que no se traslada fácilmente a parámetros físicos.

EL ambiente térmico se considera junto con otros factores como la calidad del aire, luz y nivel del ruido, cuando evaluamos nuestro ambiente de trabajo. Si nosotros no sentimos que el ambiente de trabajo cotidiano es satisfactorio, nuestra eficiencia sufrirá inevitablemente.

### 2.8.1. CONDICIONES BÁSICAS PARA EL CONFORT TÉRMICO

Son dos las condiciones que deben cumplirse para mantener el confort térmico. Una es que la combinación instantánea de temperatura de la piel y la temperatura del centro del cuerpo proporcione una sensación de neutralidad térmica. La segunda es el cumplimiento del balance de energía del cuerpo: el calor producido por el metabolismo debe ser igual a la cantidad de calor perdida por el cuerpo. La relación entre los parámetros: temperatura de la piel, temperatura del centro del cuerpo y actividad, que resulta en una sensación térmicamente neutra, esta basada en un gran número de experimentos. Durante estos experimentos la temperatura del centro del cuerpo, la temperatura de la piel y la cantidad de sudor producidas estaban medidos en los varios niveles conocidos de actividad, mientras las personas de la prueba estaban térmicamente cómodas.

La producción de sudor fue escogido como un parámetro en lugar de la temperatura de centro del cuerpo, pero como la producción de sudor es una función de la temperatura interna y de la temperatura de la piel, esto no significo en principio ningún cambio en el modelo de sensación térmica.

### 2.8.2. PARÁMETROS FÍSICOS DEL AMBIENTE

Al medir el clima interior térmico, es importante recordar que el hombre no siente la temperatura de la habitación, él siente la pérdida de energía del cuerpo. Los parámetros que deben medirse son aquellos que afectan la pérdida de energía. Estos son:

$t_a$  Temperatura del aire, °C.

$t_r$  Temperatura media radiante, °C.

$v_a$  Velocidad del aire, m/s.

$p_a$  Humedad, Pa.

La influencia de estos parámetros en la pérdida de energía no es igual, pero no es suficiente medir solo uno de ellos. Por ejemplo, la temperatura media radiante frecuentemente tiene tanta influencia como la temperatura del aire en la pérdida de energía.

Para caracterizar el clima térmico interior usando pocos parámetros y evitar la medición de la temperatura radiante media que es difícil de obtener y consume tiempo, se han introducido algunos parámetros integrados. Los tres más importantes son la Temperatura Operativa ( $t_o$ ), la Temperatura Equivalente ( $t_{eq}$ ) y la Temperatura Eficaz (**ET**).

Los parámetros integrados combinan la influencia en la pérdida de calor de los parámetros solos como sigue:

**T<sub>o</sub>** Efecto integrado de  $T_a$ ,  $t_r$

**T<sub>eq</sub>** Efecto integrado de  $T_a$ ,  $t_r$ ,  $v_a$

**ET** Efecto integrado de  $T_a$ ,  $t_r$ ,  $p_a$

El parámetro integrado nos ofrece la conveniencia de describir el ambiente térmico en menos números.

### 2.8.3. TEMPERATURA RADIANTE MEDIA

La Temperatura Radiante Media se define de la siguiente manera: si todas las superficies de un entorno estuviesen uniformemente a la misma temperatura, se produciría el mismo equilibrio de calor radiante neto que el entorno considerado con diversas temperaturas superficiales.

Medir la temperatura de todas las superficies de la habitación lleva bastante tiempo, y además es complicado el cálculo de los factores del ángulo correspondientes. Por eso el uso de la Temperatura Radiante Media se sustituirá por el cálculo de ésta si es posible. Podría usarse la temperatura de globo, la temperatura del aire y la velocidad del aire en un punto como la entrada para el cálculo de la temperatura radiante media. La calidad del resultado es, sin embargo, dudosa en parte, porque el factor del ángulo entre el globo y las superficies en un cuarto es diferente de aquellos entre una persona y las mismas superficies, y en parte debido a la incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor por convección del globo.

### 2.8.4. TEMPERATURA OPERATIVA, EQUIVALENTE Y EFICAZ

Imaginemos que tomamos a una persona y la pasamos de un cuarto real a una habitación imaginario. Entonces ajustamos la temperatura en la habitación imaginario hasta que la persona experimente la misma pérdida de calor aquí que en la habitación real. Finalmente, determinamos la temperatura del aire en la habitación imaginaria que por definición es la temperatura integrada.

Cada uno de los parámetros de temperatura integrada tiene su propia condición específica que debe cumplirse en el habitación imaginaria, éstos son: los valores de temperatura eficaz, ET, y de temperatura equivalente,  $t_{eq}$ , dependen de los niveles de actividad de los personas y lo vestimenta, considerando que el valor temperatura operativa,  $t_o$ , es normalmente independiente de estos parámetros.

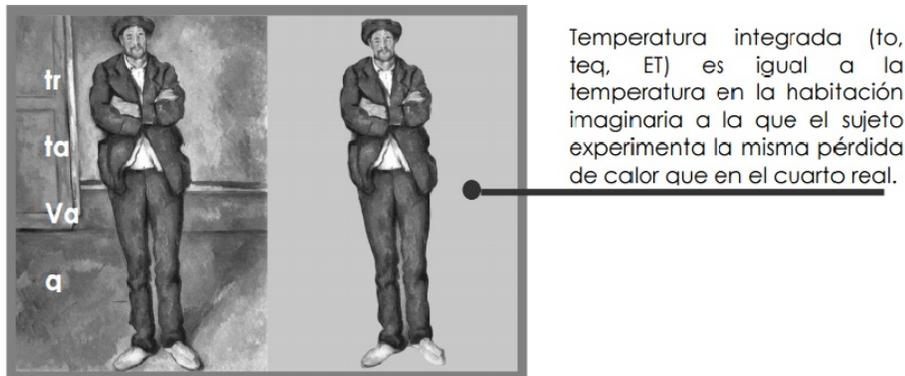


Figura 2-36: Temperatura integrada. Tomada de [25]

### 2.8.5. CONFORT TÉRMICO LOCAL

Al evaluar un lugar de trabajo, hablamos a menudo sobre la temperatura de confort ( $t_{co}$ ), que se define como la temperatura equivalente donde una persona se siente confortable térmicamente.

Raramente hablamos sobre la humedad cómoda, esto es en parte debido a la dificultad de sentir la humedad en el aire.

Si en un cuarto se encuentran muchas personas, llevando tipos diferentes de vestido y llevando a cabo tipos diferentes de actividades, puede ser difícil crear un ambiente que mantenga el confort térmico para todos los ocupantes. Algo puede hacerse cambiando

los factores que afectan el confort térmico localmente, por ejemplo, si la temperatura equivalente es más baja que la temperatura de confort, la temperatura radiante media puede aumentarse instalando radiadores.

Afortunadamente, los individuos pueden perfeccionar a menudo simplemente su propio confort térmico ajustando su ropa para satisfacer las condiciones, por ejemplo, usando pantalón corto, enrollando los mangas de la camisa o poniéndose una chaqueta alternativamente.

### 2.8.6. DISCONFORT TÉRMICO LOCAL

Aunque una persona tenga una sensación de neutralidad térmica, puede que algunas partes del cuerpo estén expuestas a condiciones que producen el disconfort térmico. Esta incomodidad térmica local no puede evitarse levantando o bajando la temperatura del recinto. Es necesario eliminar la causa del sobrecalentamiento o enfriamiento local.

Generalmente, el disconfort térmico local puede agruparse bajo uno de los siguientes cuatro puntos:

1. Enfriamiento convectivo local causado por una corriente de aire.
2. Enfriamiento o calentamiento de partes del cuerpo por la radiación: Esto es conocido como un problema de asimetría de radiación.
3. Los pies fríos y una cabeza calurosa al mismo tiempo causado por las grandes diferencias verticales de aire.
4. Los pies calientes o fríos, causados por una temperatura del suelo incómoda, es decir, una temperatura que contraste demasiado con la temperatura del cuerpo.

### 2.8.7. ASIMETRÍA DE LA RADIACIÓN TÉRMICA

Si se está de pie delante de una hoguera en un día frío, después de un tiempo se comienza a sentir un frío incómodo en la parte posterior del cuerpo. Esta incomodidad no puede remediarse acercándose al fuego, produciendo un aumento de la temperatura del cuerpo. Este es un ejemplo de cómo la radiación térmica no uniforme puede producir que el cuerpo se sienta incómodo. Para describir esta no-uniformidad en el campo de la radiación térmica, el parámetro que se usa es la Asimetría de Temperatura Radiante. Este parámetro se define como la diferencia entre la Temperatura Radiante Plana de

los dos lados opuestos de un pequeño elemento plano.

Experimentos en los que se exponen a las personas a grados cambiantes de asimetría de temperatura radiante han demostrado que los techos calurosos y las ventanas frías causan la mayor incomodidad, mientras los techos fríos y las paredes calurosas causan la menor incomodidad. Durante estos experimentos todas las otras superficies en el cuarto y el aire se mantuvieron a la misma temperatura.

### 2.8.8. CAUDAL MÍNIMO DE AIRE EXTERIOR DE VENTILACIÓN

El caudal mínimo de aire exterior de ventilación es el aporte de aire limpio del exterior, también se conoce por renovación o ventilación del aire contenido en el interior del recinto.

Para saber el número de renovaciones necesarias o caudales de aporte de aire exterior, hay que partir del uso a que se va a destinar el recinto. En función de este uso, existen multitud de tablas y recomendaciones de bibliografía especializada que indican el número de renovaciones horarias, o bien proporcionan directamente los caudales de aire por persona o metro cuadrado de superficie del edificio o de salas a acondicionar.

TIPO DE LOCAL	Nº. RENOVACIONES DE AIRE POR HORA
Aseos y baños	5 – 7
Duchas	15 – 25
Bibliotecas	4 – 5
Oficinas	4 – 8
Tintorerías	5 – 15
Cabinas de pintura	25 – 50
Garajes y parkings	5
Armarios roperos	4 – 6
Sigue en la página siguiente...	

Restaurantes y casinos	8 – 12
Industrias de Fundiciones	8 – 15
Auditorios	6 – 7
Salas de cines y de teatros	5 – 7
Aulas	5 – 6
Salas de conferencias	6 – 7
Cocinas	15 – 25
Laboratorios	7 – 15
Locales de aerografías	10 – 20
Salas de fotocopias	10 – 15
Cuartos de máquinas	10 – 40
Talleres de montaje	4 – 8
Salas de laminación	8 – 12
Talleres de soldadura	20 – 30
Piscinas cubiertas	3 – 4
Despachos de reuniones	6 – 7
Cámaras blindadas	3 – 6
Vestuarios	6 – 7
Gimnasios	4 – 6

**Tabla 2-5:** Renovaciones de aire en locales

El cálculo del caudal mínimo requerido de ventilación de aire exterior es inmediato a partir de los datos de número de renovaciones por hora de la Tabla 2-5.

En efecto, si  $V$  es el volumen que ocupa el local o establecimiento en  $m^3$  ( $V = A\Delta B\Delta C$ , siendo  $A, B, C$  las dimensiones de largo, ancho y altura del local) y  $N$  es el número de renovaciones por hora extraído de la tabla anterior en función del uso dado al local o edificio. El caudal  $Q$  mínimo de aire exterior se calcula como la Ecuación 2-16:

$$Q = V * N \text{ (} m^3/h \text{)} \quad (2-16)$$

## 2.9. CARGA TÉRMICA

### 2.9.1. GENERALIDADES

Cuando se habla de carga térmica sobre un edificio, se entiende que se habla de un fenómeno que tiende a modificar la temperatura interior del aire o su contenido en humedad.

En este sentido se puede establecer una primera clasificación de las cargas térmicas, según su incidencia:

- **Cargas térmicas sensibles:** aquellas que van a originar una variación en la temperatura del aire.
- **Cargas térmicas latentes:** las que van a originar una variación en la humedad absoluta del ambiente (contenido de agua en el aire).

Por otro lado, el conocimiento de las cargas térmicas es imprescindible, como paso previo para acometer la tarea de diseñar el sistema de acondicionamiento del aire interior de un edificio, dependencia o local.

Precisamente en el diseño de un sistema de aire acondicionado habrá que calcular las cargas térmicas para las situaciones de diseño de verano y de invierno, dimensionando la instalación para la situación más desfavorable.

### 2.9.2. COMPONENTES DE LA CARGA TÉRMICA

Según la procedencia se pueden distinguir dos grandes grupos de cargas térmicas:

- **Cargas térmicas procedentes del ambiente exterior del edificio.** A su vez, las cargas térmicas externas pueden ser de diversos tipos:

- Cargas a través de cerramientos.
  - Cargas a través de superficies acristaladas, ventanas y claraboyas.
  - Cargas introducidas a través de la ventilación
  - Cargas debidas a infiltración.
- **Cargas térmicas procedentes del ambiente interior del edificio.** A su vez, las cargas térmicas internas pueden ser de diversos tipos:
- Cargas generadas por las personas.
  - Cargas de iluminación.
  - Cargas generadas por equipos eléctricos.
  - Otras cargas generadas en el interior.
- **Cálculo de la carga térmica para refrigeración.** El cálculo de la carga térmica de refrigeración ( $\dot{Q}_r$ ) es necesario para saber la capacidad de refrigeración de los aparatos de aire acondicionado que se deben utilizar, y en última instancia de su potencia eléctrica de consumo.

La carga térmica total de refrigeración ( $\dot{Q}_r$ ) de un local se obtiene de la Ecuación 2-17:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad (2-17)$$

donde,

$\dot{Q}_s$  es la carga térmica sensible, (W).

$\dot{Q}_l$  es la carga térmica latente, (W).

En los siguientes apartados se expone cómo calcular las cargas térmicas sensible y latente que se transmiten al local, con objeto de sumarlas y obtener de esta forma la carga térmica total.

### 2.9.3. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SENSIBLE

Para el cálculo de la carga térmica sensible ( $\dot{Q}_s$ ) se emplea la Ecuación 2-18 :

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_{str} + \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_{si} + \dot{Q}_{sai} \quad (2-18)$$

donde,

$\dot{Q}_{sr}$  es el valor de la carga sensible debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas, (W).

$\dot{Q}_{str}$  es la carga sensible por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores, (W).

$\dot{Q}_{st}$  es la carga sensible por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores, (W).

$\dot{Q}_{si}$  es la carga sensible transmitida por infiltraciones de aire exterior, (W).

$\dot{Q}_{sai}$  es la carga sensible debida a aportaciones internas, (W).

Por lo tanto, el cálculo de la carga sensible se basa en calcular cada una de las diferentes cargas anteriores y sumarlas, obteniéndose así el valor de la carga sensible total. Y esto es precisamente lo que se va a realizar en los próximos apartados, [19].

### 2.9.3.1. Carga por radiación solar a través de cristal

La radiación solar atraviesa las superficies traslúcidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores del local, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior.

La carga térmica por radiación a través de cristales y superficies traslúcidas ( $\dot{Q}_{sr}$ ) se calcula mediante la Ecuación 2-19:

$$\dot{Q}_{sr} = S * R * F \quad (2-19)$$

donde,

$\dot{Q}_{sr}$  es la carga térmica por radiación solar a través de cristal, en W.

**S** es la superficie traslúcida o acristalada expuesta a la radiación, en  $m^2$ .

**R** es la radiación solar que atraviesa la superficie, en  $W/m^2$ , correspondiente a la orientación, mes y latitud del lugar considerado.

**F** es el factor de corrección de la radiación en función del tipo de vidrio empleado en la ventana y efectos de sombras que pueda existir, etc. En el Anexo A se muestran las tablas y un extracto que incluye como calcular el factor solar F de huecos lucernarios.

### 2.9.3.2. Carga por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores

La carga por transmisión y radiación que se transmite a través de las paredes y techos opacos que limitan con el exterior ( $\dot{Q}_{str}$ ) se calcula con la Ecuación 2-20:

$$\dot{Q}_{str} = K * S * (T_{ec} - T_i) \quad (2-20)$$

donde,

$\dot{Q}_{str}$  es la carga por transmisión a través de paredes y techos exteriores, en W.

$K$  es el coeficiente global de transmisión térmica del cerramiento, también llamado transmitancia térmica, expresado en  $W/m^2\text{°C}$ .

$S$  es la superficie del muro expuesta a la diferencia de temperaturas, en  $m^2$ .

$T_i$  es la temperatura interior de diseño del local ( $\text{°C}$ ).

$T_{ec}$  es la temperatura exterior de cálculo al otro lado del local ( $\text{°C}$ ).

Como temperatura interior de diseño ( $T_i$ ) se pueden tomar los valores de la Tabla **2-6**, que recoge las condiciones de diseño para la temperatura y humedad relativa del aire interior, según las estaciones del año: Por último, para obtener el valor de la tempera-

**Tabla 2-6:** Condiciones interiores de diseño

Estación del año	Temperatura	Humedad relativa
	$\text{°C}$	%
Verano	23 ... 25	45 ... 60
Invierno	21 ... 23	40 ... 50

tura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ ) se parte a su vez de la llamada temperatura exterior de diseño ( $T_e$ ).

La temperatura exterior de diseño ( $T_e$ ) se calcula teniendo en cuenta la temperatura media del mes más cálido ( $T_{me}$ ) y la temperatura máxima del mes más cálido ( $T_{mx}$ ) del lugar, a partir de la Ecuación 2-21: exterior de diseño,

$$T_e = 0,4T_{me} + 0,6T_{mx} \quad (2-21)$$

La temperatura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ ) se calculará finalmente a partir de la temperatura exterior de diseño ( $T_e$ ) y de la orientación que tenga el cerramiento que se está considerando, a partir de la Tabla **2-7**:

### 2.9.3.3. Carga por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores

La carga por transmisión a través de los cerramientos interiores del local que lo limitan con otras estancias del edificio ( $\dot{Q}_{st}$ ) se calcula aplicando la ecuación 2-22:

$$\dot{Q}_{st} = K * S * (T_e - T_i) \quad (2-22)$$

**Tabla 2-7:** Temperatura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ )

Orientación	Temperatura exterior de cálculo
	( $T_{ec}$ ) en °C
Norte	$0,6 \cdot T_e$
Sur	$T_e$
Este	$0,8 \cdot T_e$
Oeste	$0,9 \cdot T_e$
Suelo	$(T_e + 15) / 2$
Paredes interiores	$T_e \cdot 0,75$

donde,

$\dot{Q}_{st}$  es la carga por transmisión a través de los cerramientos interiores, en  $W$ .

$K$  es el coeficiente global de transmisión térmica del cerramiento, también llamado transmitancia térmica, expresado en  $W/m^2 \cdot C$ .

$S$  es la superficie del cerramiento interior, en  $m^2$ .

$T_e$  es la temperatura de diseño al otro lado del cerramiento, ( $^{\circ}C$ ).

$T_i$  es la temperatura interior de diseño del local, ( $^{\circ}C$ ).

Para el cálculo del coeficiente de transmisión térmica del cerramiento ( $K$ ) se deben usar los Anexos B, C y D.

Como temperatura interior de diseño ( $T_i$ ) se pueden tomar los valores indicados en la tabla 1 anterior, que recoge las condiciones de diseño para la temperatura y humedad relativa del aire interior, según las estaciones del año.

Por último, para elegir la temperatura exterior de diseño ( $T_e$ ) correspondiente a las estancias del edificio que limitan con el local de cálculo, se tendrá en cuenta los usos dados a estas estancias.

#### 2.9.3.4. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior

La carga transmitida por infiltraciones y ventilación de aire exterior ( $\dot{Q}_{si}$ ) se determina mediante la Ecuación 2-23:

$$\dot{Q}_{si} = Q * \rho * C_{p,aire} * \Delta T \quad (2-23)$$

donde,

$\dot{Q}_{si}$  es la carga térmica por infiltración y ventilación de aire exterior, (W);

$Q$  es el caudal de aire infiltrado y de ventilación, ( $m^3/s$ );

$\rho$  es la densidad del aire, de valor  $1,18 kg/m^3$ ;

$C_{p,aire}$  es el calor específico del aire, de valor  $1012 J/kg^\circ C$ ;

$\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre el ambiente exterior e interior.

### 2.9.3.5. Carga sensible por aportaciones internas

La ganancia de carga sensible debida a las aportaciones internas del local ( $\dot{Q}_{sai}$ ) se determina a su vez como suma de las siguientes tipos de cargas que se generan dentro del mismo, mediante la ecuación 2-24:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{Q}_{sil} + \dot{Q}_{sp} + \dot{Q}_{se} \quad (2-24)$$

donde,

$\dot{Q}_{sil}$  es el valor de la ganancia interna de carga sensible debida a la iluminación interior del local, (W);

$\dot{Q}_{sp}$  es la ganancia interna de carga sensible debida a los ocupantes del local, (W);

$\dot{Q}_{se}$  es la ganancia interna de carga sensible debida a los diversos aparatos existentes en el local, como aparatos eléctricos, ordenadores, etc. (W).

**2.9.3.5.1. Carga sensible por iluminación** Para el cálculo de la carga térmica sensible aportada por la iluminación interior del establecimiento se considerará que la potencia íntegra de las lámparas de iluminación se transformará en calor sensible.

En el caso de las lámparas de tipo fluorescente o de descarga se multiplicará la potencia total de todas las lámparas por 1,25 para considerar el consumo complementario de las reactancias.

- **Lámparas incandescentes:**

$$\dot{Q}_{sil,incandescente} = n * Pot_{Lmp.incandescente} \quad (2-25)$$

Siendo  $n$  el número de lámparas de tipo incandescentes colocadas.

- **Lámparas de descarga o fluorescentes:**

$$\dot{Q}_{sil,descarga} = 1,25 * n * Pot_{Lmp.descarga} \quad (2-26)$$

Siendo  $n$  el número de lámparas fluorescentes colocadas.

La ganancia de carga sensible por iluminación se obtendrá como la suma de las anteriores, Ecuación 2-27:

$$\dot{Q}_{sil} = \dot{Q}_{sil,incandescente} + \dot{Q}_{sil,descarga} \quad (2-27)$$

**2.9.3.5.2. Carga sensible por ocupantes** Para calcular la carga sensible que aporta cada persona ( $\dot{Q}_{sp}$ ), es necesario conocer previamente las distintas cargas térmicas que origina:

- **Radiación:** debido a que la temperatura media del cuerpo es superior a la de los objetos que le rodean.
- **Convección:** ya que la superficie de la piel se encuentra a mayor temperatura que el aire que la rodea, creándose pequeñas corrientes de convección que aportan calor al aire.
- **Conducción:** originada a partir del contacto del cuerpo con otros elementos que le rodeen.
- **Respiración:** lo que origina un aporte de calor por el aire exhalado, que se encuentra a mayor temperatura. Aquí se produce también un aporte de vapor de agua que aumentará la humedad relativa del aire.
- **Evaporación cutánea:** este aporte de calor puede ser importante en verano.

La carga por ocupación tiene, por tanto, una componente sensible y otra latente, debido ésta última tanto a la respiración como a la transpiración. En ambos casos habrá que tener en cuenta el número de ocupantes de la estancia.

En la Tabla 2-8 siguiente se indican los valores de calor latente y sensible, en kcal/h, desprendido por una persona según la actividad y la temperatura existente en el local: La expresión para obtener el calor sensible de aporte por la ocupación del local se calcularía mediante la Ecuación 2-28:

$$\dot{Q}_{sp} = n * C_{sensible, persona} \quad (2-28)$$

siendo,

$n$  es el número de personas que se espera que ocupen el local;

$C_{sensible, persona}$  es el calor sensible por persona y actividad que realice, según la tabla, 2-8.

Tabla 2-8: Calor latente y sensible desprendido por persona.

Actividad realizada	28 °C		27 °C		26 °C		24 °C	
	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Sentado en reposo. Escuela	45	45	50	40	55	35	60	30
Sentado trabajo ligero. Instituto	45	55	50	50	55	45	60	40
Oficinista, actividad ligera	45	70	50	65	55	60	60	50
Persona de pie. Tienda	45	70	50	75	55	70	65	60
Persona que pasea. Banco	45	80	50	75	55	70	65	60
Trabajo sedentario	50	90	55	85	60	80	70	70
Trabajo ligero. Taller	50	140	55	135	60	130	75	115
Persona que camina	55	160	60	155	70	145	85	130
Persona que baila	70	185	75	175	85	170	95	155
Persona en trabajo	115	250	120	250	125	245	130	230

**2.9.3.5.3. Carga sensible por aparatos eléctricos**  $\dot{Q}_{se}$  Para el cálculo de la carga térmica aportada por la maquinaria, equipos y demás electrodomésticos presentes en el espacio climatizado del local se considerará que la potencia integra de funcionamiento de las máquinas y equipos presente en ese recinto se transformará en calor sensible.

Por otro lado, todos los equipos y electrodomésticos se considera que no funcionarán todos a la vez, por lo que se le afectará de un coeficiente de simultaneidad del 0,75 a la suma obtenida de todas las potencias.

### 2.9.3.6. Carga sensible total

La carga sensible total ( $\dot{Q}_s$ ) aportada al local es la suma de todas las anteriores:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_{str} + \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_{si} + \dot{Q}_{sil} + \dot{Q}_{sp} + \dot{Q}_{se} \quad (2-29)$$

## 2.9.4. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA LATENTE

Para el cálculo de la carga térmica latente ( $\dot{Q}_l$ ) se emplea la Ecuación 2-30:

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{li} + \dot{Q}_{lp} \quad (2-30)$$

donde,

$\dot{Q}_{li}$  es la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior (W);

$\dot{Q}_{lp}$  es la carga latente debida a la ocupación del local (W).

### 2.9.4.1. Carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior

La carga latente transmitida por infiltraciones y ventilación de aire exterior ( $\dot{Q}_{li}$ ) se determina mediante la Ecuación 2-31:

$$\dot{Q}_{li} = V * \rho * C_{p,agua} * \Delta w \quad (2-31)$$

donde,

$\dot{Q}_{li}$  es la carga térmica latente por ventilación de aire exterior (W);

$V$  es el caudal de aire infiltrado y ventilación ( $m^3/s$ );

$\rho$  es la densidad del aire, de valor  $1,18 \text{ kg}/m^3$ ;

$C_{l,agua}$  es el calor específico del agua, de valor  $2257 \text{ kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$ ;

$\Delta w$  es la diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior e interior.

### 2.9.4.2. Carga latente por ocupación

La carga latente por ocupación del local ( $\dot{Q}_{lp}$ ) se determina multiplicando la valoración del calor latente emitido por la persona-tipo y por el número de ocupantes previstos para el local.

La expresión para obtener el calor latente de aporte por la ocupación del local sería la siguiente, ver Ecuación 2-32:

$$\dot{Q}_{lp} = n * C_{latente, persona} \quad (2-32)$$

siendo,

$n$  es el número de personas que se espera que ocupen el local.

$C_{latente, persona}$  es el calor latente por persona y actividad que realice.

### 2.9.4.3. Carga latente total

La carga latente total ( $\dot{Q}_l$ ) aportada al local es la suma de todas las anteriores, ver Ecuación 2-33:

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{li} + \dot{Q}_{lp} \quad (2-33)$$

# Capítulo 3

## MARCO METODOLÓGICO

Para la caracterización de las variables de control de la unidad de aire acondicionado híbrido: eléctrico-térmico solar, primero se inicia con la recopilación de la bibliografía científica y los antecedentes respectivos sobre el tema. Seguidamente se realiza el modelo de diseño experimental para la recolección de datos, para lo cual se instalan los equipos y accesorios necesarios y se lleva a cabo la recolección de datos para que finalmente se pueda estudiar y analizar el comportamiento de la unidad de aire acondicionado híbrido: eléctrico-térmico solar a fin de caracterizar y cuantificar la cantidad de energía que es suplida mediante el colector térmico solar.

### 3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN

La investigación desarrollada es del tipo teórico-experimental, debido a que busca analizar energéticamente un sistema de aire acondicionado híbrido: eléctrico-térmico solar de referencia TKFR-35GW de 12.000 BTU/H, por medio de toma de datos experimental y la utilización de teoría científica para caracterizar las variables de control del sistema de refrigeración a fin de estudiar las variables relacionadas con el rendimiento en la parte térmica solar y establecer su comportamiento termodinámico frente a las condiciones del entorno para determinar los porcentajes de participación energética por parte de la energía eléctrica y de la energía térmica solar en el sistema.

### 3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

En el laboratorio de energía solar de la Universidad de Pamplona se cuenta con un sistema de aire acondicionado híbrido eléctrico-térmico solar, por lo cual se desea profundizar y caracterizar el funcionamiento del mismo. El ciclo de refrigeración por compresión mecánica cuenta con un sistema convencional: evaporador, compresor, condensador y

válvula de estrangulamiento, además tiene una válvula inversora de 4 vías y un colector térmico solar de tubos evacuados. La función del sistema de energía solar dentro del sistema de aire acondicionado es disminuir el consumo de energía eléctrica por parte del compresor debido al aporte de energía de parte del sistema solar al refrigerante.

El propósito del proyecto fue caracterizar de forma experimental e investigativa cuales son las variables de control del sistema de aire acondicionado eléctrico térmico solar de tal forma que permita encontrar variables termodinámicas que intervienen en el sistema para obtener los valores de participación de energía eléctrica y térmica. Las variables se pueden mantener casi constantes porque se encuentra dentro de un recinto cerrado y un ambiente controlado, así la temperatura de entrada y salida del compresor y colector no varían por factores ambientales sino con el tiempo.

El tipo de diseño es experimental, ya que se manipuló intencionalmente la variable de radiación, con la máquina GUNT ET 202, para luego medir variables como la temperatura de entrada y salida del compresor y colector, salida de la válvula de estrangulamiento y flujo másico que ingresa al compresor, esto, para caracterizar las variables y obtener un modelo de comportamiento del funcionamiento del sistema de refrigeración.

La información obtenida se usó para estudiar el comportamiento de los las variables termodinámicas y determinar el los valores de consumo energético, y dependiendo de los resultados obtenidos proporcionar la información de las variables y aspectos que más influyen a fin de tener el desempeño adecuado y más óptimo de todo el sistema de refrigeración solar.

### 3.3. MUESTRA

El sistema de aire acondicionado eléctrico - térmico solar instalado en el laboratorio de energía solar de la Universidad de Pamplona, CD-107, es de referencia TKFR-35GW y con una capacidad de 12.000 BTU/h; su ficha técnica se presenta en la Tabla **3-1** y el aire acondicionado se muestra en la Figura, **3-1**.

En la Tabla **3-1** se muestran las principales características del sistema de aire acondicionado eléctrico-térmico solar.

<i>Modelo N°</i>	<i>TKF(R)-35GW</i>		
Fuente de alimentación: 220-240 VAC, 1PH, 50Hz			
Rendimiento			
Capacidad	Refrigeración	BTU/h	12000
		W	3500
	Calefacción	BTU/h	13000
		W	3800
Ruido	Interior	dB(A)	<42
	Exterior	dB(A)	<52
Circulación de aire		$m^3/h$	550
Area adecuada		$m^2$	15 23
EER		W/W	3,89
		BTU/h/W	13,27
Consumo de energía			
Entrada de alimentación	Refrigeración	W	800 1025
	Calefacción	W	800 1050+350
Corriente nominal	Refrigeración	A	3,64 4,66
	Calefacción	A	3,64 4,77
Tubo vacío	Diámetro * Longitud * Piezas		47mm*500mm*10
Dimensiones			
unidad interior	red	mm	880*286*203
	transporte	mm	935*350*70
unidad exterior	red	mm	790*260*540
	transporte	mm	910*370*610
Tanque de agua	transporte	mm	910*400*330
Tubos vacío	transporte		
Sigue en la página siguiente...			

Peso			
unidad interior	Neto/Bruto	Kg	10/11.5
unidad exterior	Neto/Bruto	Kg	38/40
Colector Solar	Neto/Bruto	Kg	13/15
Cantidad de carga	en 20 pies	Partes	66
	40HQ	Partes	162

**Tabla 3-1:** Ficha técnica del Aire acondicionado TKFR-35GW de 12.000 BTU/H. Fuente:[5]



**Figura 3-1:** Aire acondicionado TKFR-35GW de 12.000 BTU/H , Fuente: Autor.

El refrigerante R410a es el encargado de recibir y expulsar el calor de las zonas interior y exterior, este sistema híbrido cuenta con una válvula de 4 vías que redirecciona el trayecto del refrigerante donde puede comportarse como un ciclo de refrigeración o como bomba de calor.

Además cuenta con un colector solar con un tanque de almacenamiento de 30 litros y 10 tubos al vacío de 50 mm que se encarga de captar la radiación solar y almacenar en forma de calor que va a recibir el fluido de trabajo (Agua) y por convección absorbe el calor el refrigerante que pasa por el serpentín que se encuentra dentro del tanque del colector que se encarga de elevar la temperatura y mantener un mejor control de la humedad, **3-2**.



**Figura 3-2:** Colector Solar, Válvula 4 vías, Fuente: Autor.

### 3.4. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

La información requerida para el desarrollo del presente trabajo de investigación se obtuvo a partir de la bibliografía especializada en el tema, artículos científicos, bases de datos y de mediciones de campo. Todas estas constituyen las fuentes de información que serán utilizadas para caracterizar las variables termodinámicas, cuantificar los aportes energéticos eléctricos y térmicos, y su respectivo análisis del sistema de aire acondicionado híbrido.

#### 3.4.1. Fuentes De Información Primarias

Para esta investigación, las fuentes primarias se constituyen en los datos obtenidos en las mediciones de flujo, temperaturas, corriente y radiación medidas sobre el sistema de aire acondicionado eléctrico-térmico solar. Para las mediciones se usaron: la estación experimental GUNT ET-202, un flujómetro de ultrasonido, Un multímetro, Termómetros Fluke 52 Serie II, manómetros para refrigerante R410a y una cámara termográfica, los cuales se describe con mas detalle en la Sección 3.5.

#### 3.4.2. Fuentes De Información Secundarias

Las constituyen los datos de las bases de datos de la Universidad de Pamplona, ScienceDirect y ELSEVIER, de las cuales se obtuvieron artículos científicos con información relacionada sobre el estudio de aires acondicionados híbridos, su diseño y construcción,

el análisis de la eficiencia, los cálculos de trabajo y confort térmico, entre otros.

## 3.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

### 3.5.1. INSTRUMENTOS DE MEDIDAS

Para el proceso experimental y el desarrollo de la investigación se hizo necesario la utilización de diversos equipos especializados para medir las variables que se usaron en el estudio del aire acondicionado híbrido eléctrico-térmico solar, los cuales se relacionan a continuación.

### 3.5.2. ESTACIÓN EXPERIMENTAL GUNT ET 202

El Banco de ensayos GUNT ET 202 es una máquina que permite simular la radiación solar y realizar con ella ensayos a diferentes tipos de colectores térmicos solares, usados en el calentamiento de agua sanitaria. Este aparato tiene una unidad de alumbrado que simula la radiación solar natural y permite realizar series de ensayos independientemente de las condiciones meteorológicas. La luz se transforma en calor en un absorbedor y se transmite a un líquido portador de calor. En la Figura 3-3, se pueden observar cada uno de los dispositivos que componen la estación experimental GUNT 202 y que se nombran en la Tabla 3-2.

Una bomba transporta dicho líquido a través de un depósito de agua caliente. En el depósito se desprende el calor al agua a través de un cambiador de calor integrado. Con la GUNT ET 202 pueden examinarse distintos ángulos de radiación e iluminancias. Para mediciones comparativas de pérdidas de colectores, se puede cambiar el absorbedor con recubrimiento selectivo montado previamente, por un absorbedor más sencillo revestido de negro. A través de dos conexiones, se pueden conectar consumidores de calor externos al depósito. La estación experimental está equipada con sensores para el registro de temperaturas relevantes como lo son: el avance y el retorno del fluido calorportador, temperatura ambiente, la temperatura del depósito de agua, la iluminancia y caudal. Los valores de medición se indican en el tablero de distribución del equipo, ver Figura 3-4, la información del proceso realizado por la máquina puede ser censada y registrada mediante la conexión con el puerto USB que permite la comunicación entre el banco de ensayos y el ordenador para el posterior análisis de datos arrojados.

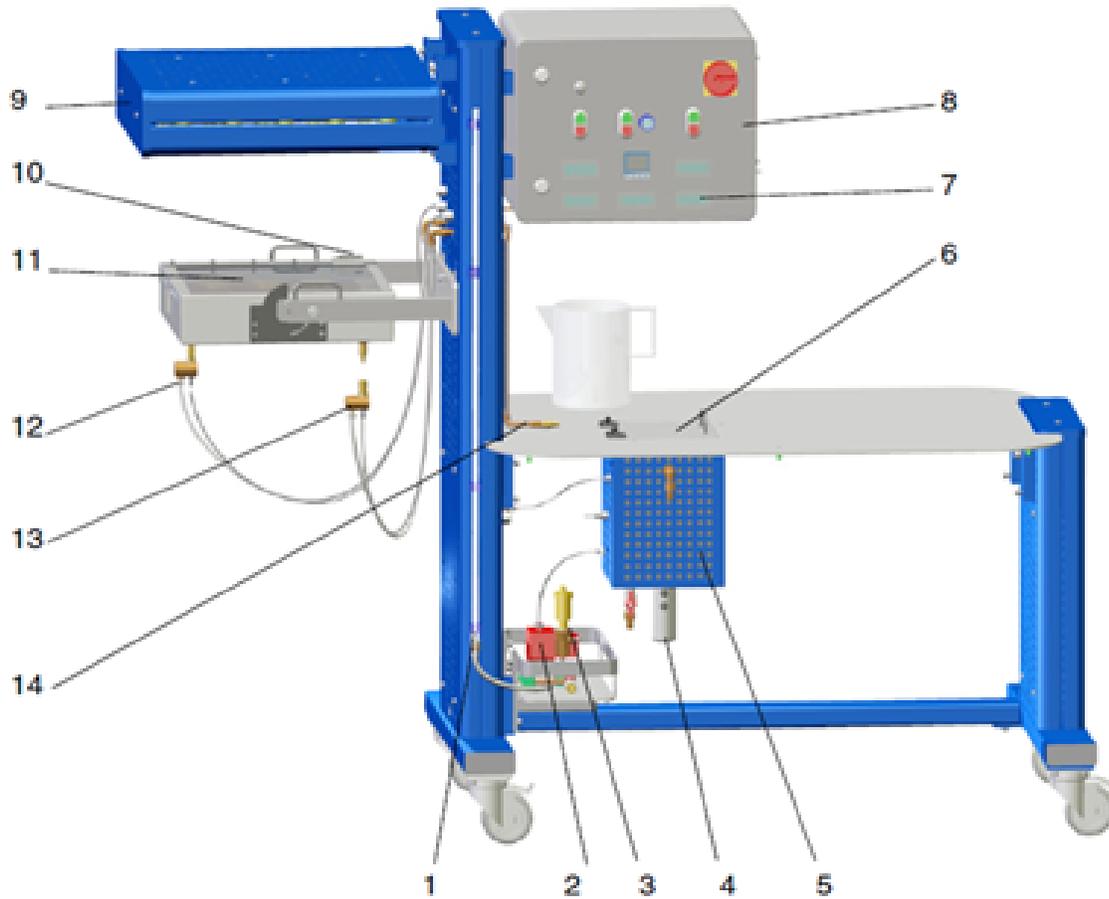


Figura 3-3: Dispositivos que componen la estación experimental. Fuente:[1]



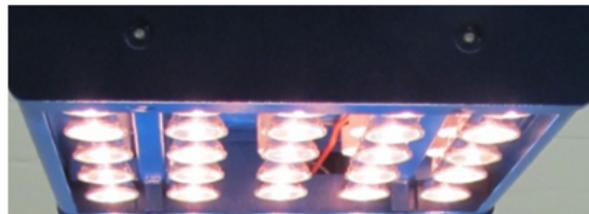
Figura 3-4: Indicadores de temperatura, iluminancia y caudal. Tomado de [1].

**Tabla 3-2:** Dispositivos que componen la estación experimental GUNT ET 202.

N°	Nombre del Dispositivo
1	Tubo de rebosadero
2	Bomba,
3	Purgador
4	Filamento calentador
5	Depósito
6	Tapa del depósito
7	Indicadores
8	Tablero de distribución
9	Unidad de Alumbrado
10	Sensor de iluminancia
11	Colector Solar
12	Avance
13	Retorno

### 3.5.2.1. Unidad de alumbrado

La unidad de alumbrado está compuesta por 25 lámparas halógenas que simulan la radiación del Sol, ver Figura 3-5.

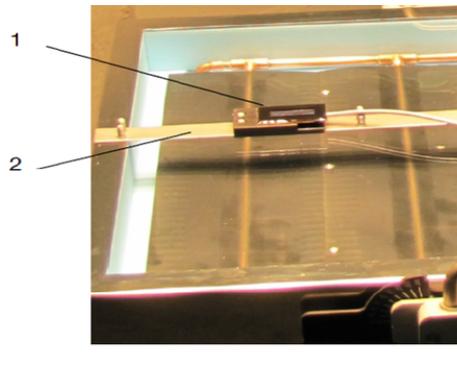


**Figura 3-5:** Unidad de alumbrado. Tomado de [1].

La disposición y el ángulo de radiación de los emisores halógenos individuales garantizan una iluminación prácticamente homogénea de la superficie del absorbedor.

### 3.5.2.2. Sensor de iluminancia o radiación de la estación

Con el sensor de iluminancia puede medirse continuamente la cantidad de luz solar artificial que incide sobre el colector emitida por las 25 lámparas halógenas de la unidad de alumbrado, este sensor está ubicado sobre un soporte que puede desplazarse sobre los diferentes puntos de la superficie del colector solar para hallar una iluminancia promedio con la cual se trabajará para la toma de datos y realización de cálculos, ver Figura 3-6.

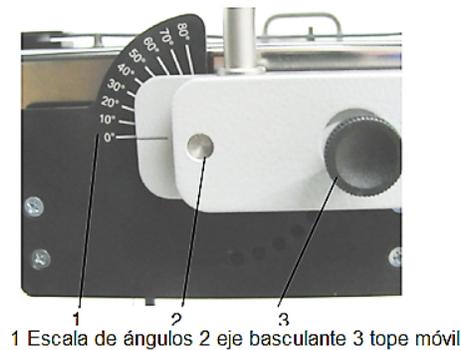


**Figura 3-6:** Sensor de iluminancia. Tomado de [1].

El sensor de iluminancia, identificado con el número 1 en la figura, consta de una célula solar de referencia pequeña con sensibilidad conocida y un soporte, identificado en la figura con el número 2, la corriente fotoeléctrica generada es convertida en una señal de tensión adecuada para el elemento de indicación en el armario de distribución. Aquí la iluminancia medida se indica en  $kW/m^2$ .

### 3.5.2.3. Ajuste del ángulo de inclinación del colector

El ajuste del ángulo permite ajustar ángulos de inclinación definidos en pasos de  $10^\circ$ . Al retirar el tope móvil se puede ajustar el ángulo de inclinación deseado. El eje basculante pasa por el nivel de la superficie del absorbedor ver Figura 3-7.



**Figura 3-7:** Escala de ángulos, eje basculante y tope móvil. Tomado de [1].

#### 3.5.2.4. Sensores de temperatura avance ( $T_1$ ) y retorno del colector ( $T_2$ )

La temperatura del líquido portador de calor es registrada a la entrada (avance del colector) así como a la salida (retorno del colector) Mediante los sensores de temperatura  $T_1$  y  $T_2$ . De este modo puede medirse el aumento de temperatura en el colector, ver Figura 3-8.



**Figura 3-8:** Sensores de temperatura avance y retorno de colector. Tomado de [1].

### 3.5.3. FLUJÓMETRO ULTRASÓNICO TDS 100H

El cuadalímetro por ultrasonido PCE-TDS 100H se muestra en la Figura 3-9 con cada uno de sus componentes.



**Figura 3-9:** Flujo metro ultrasónico TDS 100H, Fuente:Autor.

### 3.5.3.1. Principio de funcionamiento

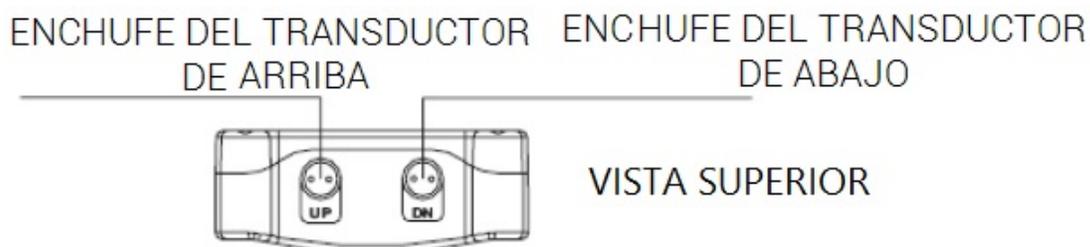
El flujo metro está diseñado para medir la velocidad y caudal de fluidos líquidos que circulan por tuberías de diferentes materiales como acero al carbono, acero inoxidable, PVC, entre otros por medio de dos sensores llamados transductores.

El caudalímetro opera alternativamente emitiendo o recibiendo una ráfaga sonora de frecuencia modulada entre dos transductores y mide el tiempo que toma al sonido viajar entre ambos sensores en los dos sentidos.

La diferencia en el tiempo de tránsito medida está directamente y exactamente relacionada con la velocidad del fluido en el conducto el convertidor de la señal por medio de cables transmisores Figura 3-9 se encargan de convertir la señal en datos leíbles. En las figuras 3-10, 3-11, 3-12 se identifican las partes del convertidor del flujo metro TDS 100H,[18].



**Figura 3-10:** Vista frontal del caudalímetro TDS 100H,[18].



**Figura 3-11:** Vista superior del caudalímetro TDS 100H,[18].

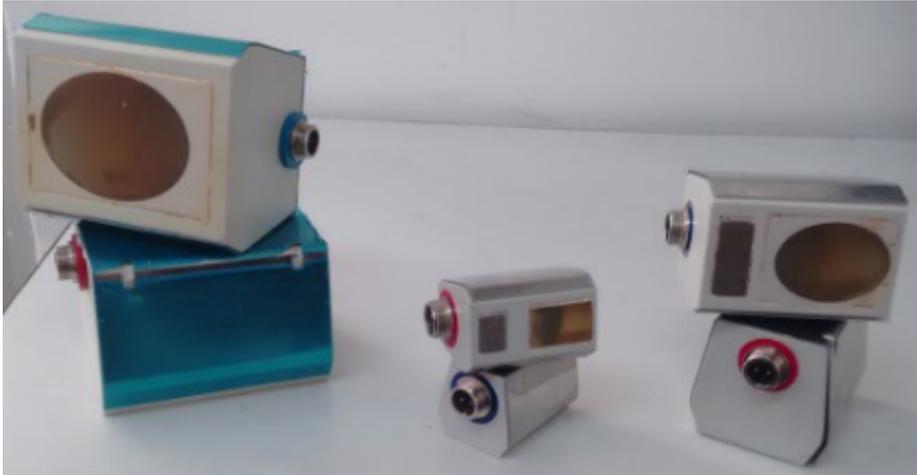


**Figura 3-12:** Vista inferior del caudalímetro TDS 100H,[18].

Los transductores son sensores no invasivos y funcionan como transmisores y receptores de ultrasonidos, con sujeción tipo abrazadera, que proporciona facilidad de limpieza y una instalación sencilla; los transductores mostrados en la Figura 3-13 se sujetan sobre la tubería separados por una distancia que arroja el equipo de acuerdo a los diámetros

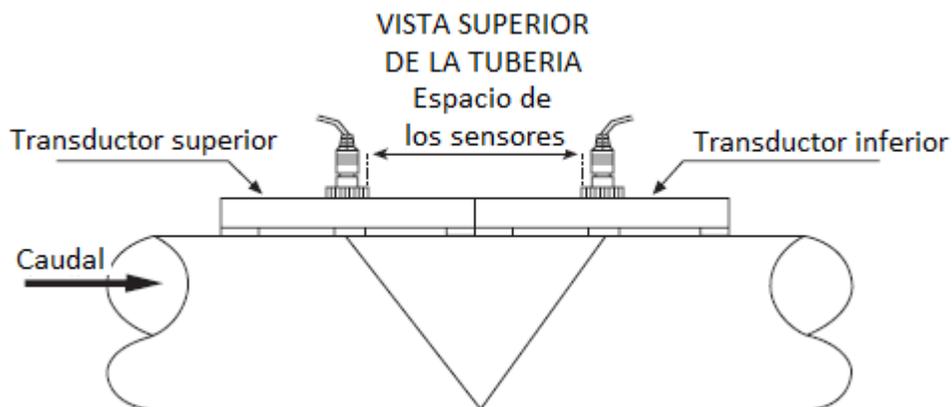
interno y externo de la tubería.

Existen tres métodos para el montaje de los transductores,[18]:



**Figura 3-13:** Transductores tipo S1, M1 y L1,[18].

El primero conocido como método V, es el más utilizado para medir tuberías entre 20 mm y 300 mm de diámetro. En la Figura 3-14 se puede observar cómo se instalan los sensores en este método,[18].



**Figura 3-14:** Instalación método V,[18].

También está el método W, se usa en tuberías de plástico con diámetros de 10 hasta 100 milímetros, la señal enviada por los transductores cruza el conducto 4 veces, en la Figura 3-15 se muestra cómo es el montaje de los sensores,[18].

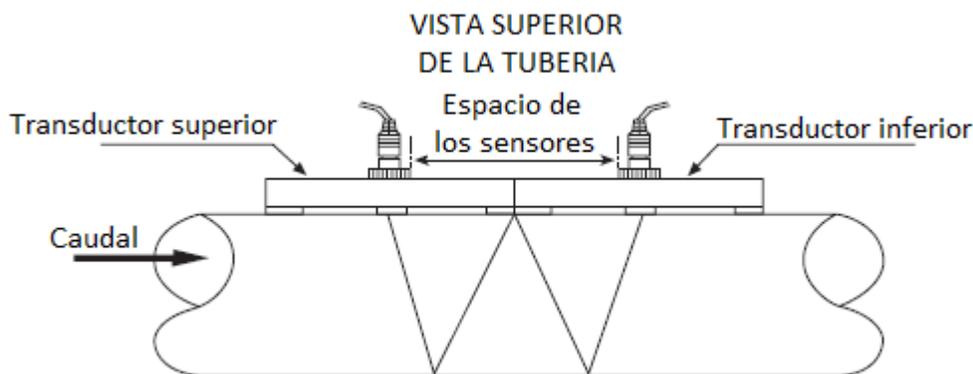


Figura 3-15: Instalación método W,[18].

Por último está el método Z, este se usa comúnmente para tuberías que van desde 300 a 500 milímetros de diámetro, los transductores se sitúan en caras opuestas de manera que la señal cruza el tubo una sola vez, así como se muestra en la Figura 3-16,[18].

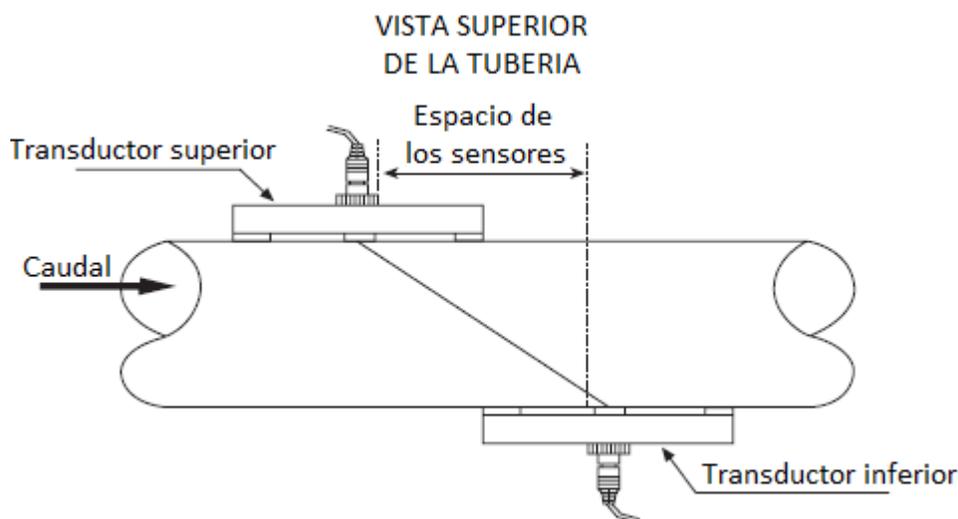


Figura 3-16: Instalación método Z,[18].

La selección del tipo de montaje depende del tipo de tubería y diámetros de la misma, en función de estos parámetros debemos escoger también los transductores más adecuados y elegir entre los de tipo S1 incluidos en el paquete estándar o adquirir los M1 o L1.

### 3.5.3.2. Aplicaciones comunes

El flujómetro TDS-100 se puede aplicar para un amplio rango de mediciones. La tubería a medir va desde 20-6000 mm [0.5 - 200 pulgadas], dependiendo de los transductores

utilizados. Una variedad de aplicaciones de líquido se pueden incluir: líquidos ultra puros, agua potable, químicos, aguas residuales, agua regenerada, agua de refrigeración, agua de río, aguas residuales de fábricas, etc.

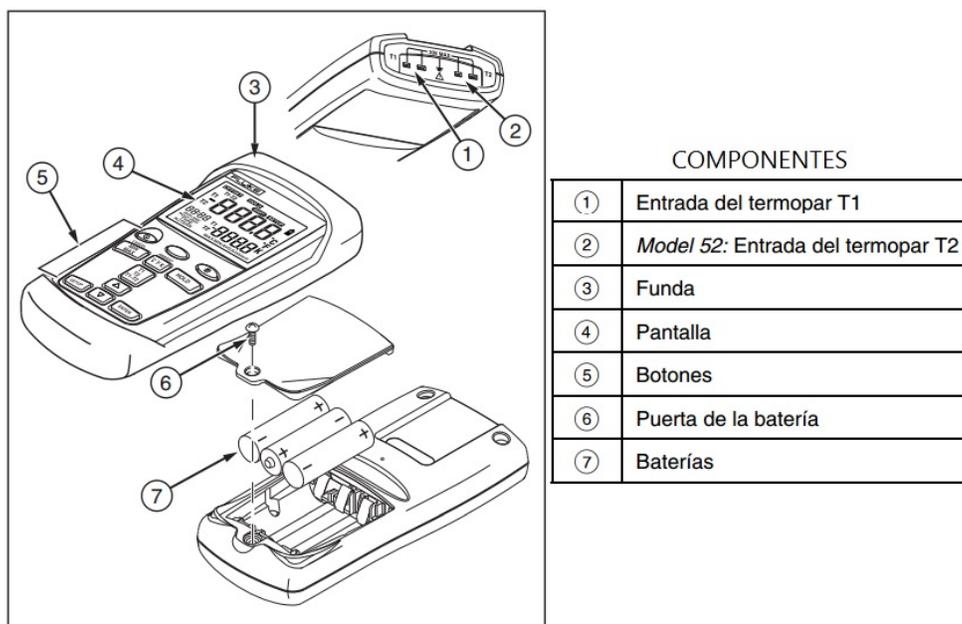
Debido a que el instrumento y los transductores funcionan sin contacto y no tienen partes móviles, el medidor de flujo no se ve afectado por la presión del sistema, suciedad o desgaste. Los transductores estándar pueden soportar hasta 70°C. Se puede medir también a temperaturas más elevadas con otros transductores,[18].

#### 3.5.4. TERMÓMETRO DIGITAL FLUKE 52 SERIE II

Los termómetros digitales fluke 52 series II figura 3-17 basados en microprocesadores, están diseñados para utilizar termopares externos de los tipos J-, K-, T- y E- (sondas de temperatura) como detectores de temperatura. En la figura 3-18 se observan cada uno de los componentes del termómetro Fluke,[12].



Figura 3-17: Termómetro digital fluke 52 series II. Tomado de [12].



**Figura 3-18:** Componentes del termómetro fluke 52 series II. [12]

### 3.5.5. MANÓMETROS REFRIGERANTE R410a

El manómetro, es el encargado de medir las presiones altas y bajas del aire acondicionado, la alta que es la que sale del compresor e ingresa al colector solar y la baja es la que llega del evaporador pasa por la valvula de 4 vias e ingresa al compresor. Se compone de 2 manómetros y sus características son las siguientes:

- MANÓMETRO AZUL:** Está diseñado para medir la presión de succión o aspiración del compresor. En su escala, del cero hacia arriba nos mide presión por encima de la atmosférica y del cero hacia abajo nos mide vacío, es decir, presiones por debajo de la atmosférica. Su rango de medición es de cero a 250 Psig y de cero hasta 29,92 in de Hg. Igualmente dispone de sus equivalencias correspondientes en  $kg/cm^2$  y mm de Hg.
- MANÓMETRO ROJO:** Diseñado para medir las presiones de descarga del compresor. Su rango es de cero hasta 500 PSIG (libras por pulgada cuadrada, manométricas). Igualmente pueden leerse las presiones en el sistema decimal de cero a 35  $kg./cm^2$ .

Estos instrumentos sin importar la marca, vienen acompañados de 3 mangueras (especialmente diseñadas) de color azul, rojo y amarillo, con el fin de adquirir la disciplina de conectarlas así:

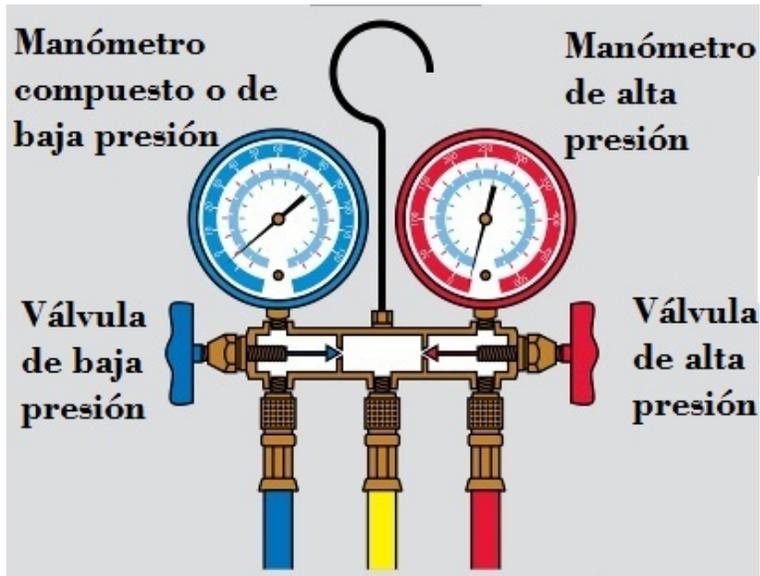


Figura 3-19: Manómetro, Fuente: [28]

- **AZUL:** Del puerto de servicio de la válvula de succión del compresor al manómetro de Baja presión.
- **ROJA:** Del puerto de servicio de la válvula de descarga del compresor al manómetro de Alta Presión.
- **AMARILLA:** Se conecta al acople rápido central del juego de manómetros y se emplea para efectuar todos los servicios requeridos por el sistema: efectuar vacío, presurizar con Nitrógeno, inyectar refrigerante, etc.

Cada uno de los manómetros viene provisto de una válvula, cuya función es la de abrir el paso hacia o desde el acople de servicio (racor central). Cuando se van a conectar las mangueras a los respectivos manómetros las válvulas deben estar cerradas para impedir escapes hacia el racor de servicio,

La manipulación de las válvulas están diseñadas para operarlas con fuerza moderada, el exceso de fuerza hará que estos elementos se deterioren rápidamente, si tenemos en cuenta que esta herramienta es de uso cotidiano.

### 3.5.6. Multímetro Unit UT151C

El multímetro ó polímetro, **3-20** es un instrumento que permite medir diferentes magnitudes eléctricas. Así, en general, todos los modelos permiten medir:

- Tensiones alternas y continuas.
- Corrientes alternas y continuas.
- Resistencias.



Figura 3-20: Multímetro Unit UT151C, Fuente: Autor

### 3.5.6.1. Medida de voltajes

Un voltímetro (o un multímetro efectuando esa función) posee siempre una resistencia interna muy grande, y se coloca siempre en paralelo. Si las resistencias en el circuito son pequeñas comparadas con la resistencia interna del voltímetro, se puede suponer que ésta es infinita sin introducir un error apreciable en las ecuaciones. Sin embargo, en aquellos casos en que la resistencia en la que se está midiendo la diferencia de potencial el circuito sea grande hay que tener en cuenta la resistencia interna del voltímetro.

### 3.5.6.2. Medida de intensidades

Un amperímetro (o un multímetro efectuando esa función) posee siempre una resistencia interna pequeña, y ha de colocarse en serie. En caso de que, por equivocación, se coloque en paralelo corremos el peligro de que la intensidad que entre en el amperímetro supere el máximo permitido, debido a que su resistencia interna es muy pequeña. Al superar dicho máximo se puede estropear el aparato o, si se está utilizando una entrada protegida, se fundirá el fusible de protección.

### 3.5.6.3. Medida de resistencias

La medida de las resistencias (el multímetro funcionando como ohmímetro) se efectúa básicamente a partir de la Ley de Ohm: se aplica una tensión (procedente de una pila interna del aparato) y se mide la corriente que circula por el circuito de medida. Para realizar una medida correcta es necesario que la resistencia a medir este libre, es decir, que NO esté conectada a un circuito.

### 3.5.6.4. Procedimiento de medida

- Para medidas de voltajes e intensidades, seleccionar el modo AC o DC según si el circuito es de corriente alterna o continua.
- Para medidas de resistencias, aislar la resistencia (o resistencias) a medir del circuito.
- Según el tipo de medidas a realizar conectar los cables al multímetro para determinar qué conectores utilizar.
- Conectar los otros extremos de los cables entre los bornes del elemento que se va a medir, teniendo en cuenta que el tipo de medida a realizar:  
Para medir voltajes, los voltímetros se colocan en paralelo.  
Para medir intensidades, los amperímetros se colocan en serie.  
Para medir resistencias, éstas deben estar aisladas del circuito.
- Colocar la ruleta de selección del tipo de medida en la posición adecuada. Si el multímetro es de escala manual probar con varias escalas para buscar la más adecuada.

## 3.6. VARIABLES

### 3.6.1. VARIABLES INDEPENDIENTES

La variable independiente es la temperatura que entra al compresor y el calor que emiten las resistencias que se encuentran dentro del recinto donde se encuentra instalado el evaporador, la primer variable repercute sobre el trabajo del compresor y la segunda sobre el calor absorbido por el sistema de refrigeración y el tiempo que dura en llegar a la temperatura del bulbo.

### 3.6.2. VARIABLES DEPENDIENTES

La variable dependiente es la temperatura de salida del compresor y las temperaturas de entrada y salida del colector térmico solar, que son las variables de interés. Las medidas de estas variables refleja si el sistema de aire acondicionado eléctrico-térmico solar es factible o no.

### 3.6.3. VARIABLES INTERVINIENTES

La variable interviniente es la radiación solar que es simulada por la maquina GUNT ET 202, ya que el cambio de temperatura del agua en la salida del sistema depende en gran parte de la radiación solar disponible y de la cantidad que se absorba de la misma.

## 3.7. METODOLOGÍA

Para el cumplimiento de los objetivos planteados, el proyecto se lleva a cabo en varias fases, de la siguiente manera:

- **Estudio de la variables de rendimiento solar y establecer su comportamiento termodinámico.** En esta fase se estudia como es el rendimiento del sistema donde interviene el colector térmico solar y como se comporta en termodinamicamente en el entorno instalado.
- **Determinación de porcentajes de consumo de energía eléctrica y térmica en el sistema.** Para esta fase se toman datos de entrada y salida del compresor y del colector térmico solar, flujo de corriente suministrado al compresor.

- **Análisis e interpretación de datos.** Con los datos recolectados se procede a realizar el estudio de las variables que intervienen sobre la eficiencia del compresor, para encontrar la participación energética eléctrica y térmica del sistema, y la carga térmica aportada.

Con el fin de dar cumplimiento a los objetivos propuestos, se planteó realizar las siguientes actividades por objetivo, como se muestra en la Tabla **3-3**:

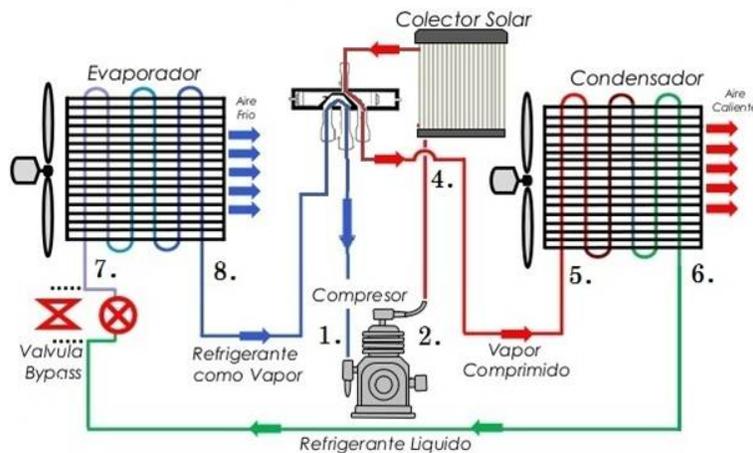
**Tabla 3-3:** Actividades

Objetivo	Actividades
Estudiar las variables relacionadas con el rendimiento en la parte térmica solar y establecer su comportamiento termodinámico frente a las condiciones del entorno.	I. Caracterización del funcionamiento del aire acondicionado híbrido eléctrico – térmico solar.
	II. Toma de datos experimentales con las diferentes variables que afectan el rendimiento de un aire acondicionado híbrido.
Determinar y cuantificar los porcentajes de participación energética por parte de la energía eléctrica y de la energía térmica solar en el aire acondicionado híbrido.	III. Hacer un estudio bibliográfico de los fenómenos físicos que influyen en un aire acondicionado híbrido.
	IV. Estudiar las leyes que intervienen las en la eficiencia energética.
Analizar el rendimiento del sistema.	V. Análisis del comportamiento de los datos obtenidos.
	VI. Realizar las conclusiones del trabajo.
	VII. Escritura del texto final.

### 3.8. DISEÑO DEL EXPERIMENTO

Con el fin de caracterizar las variables del sistema de aire acondicionado térmico solar, se tomaron una serie de datos con el fin de caracterizar termodinámicamente la variables de la energía térmica que influye en el mismo, lo tomaron durante 4 días (3 horas diarias) cada 3 y 5 minutos.

En la siguiente figura 3-21, se puede ver en que lugar del ciclo de refrigeración híbrido se ubicaron cada uno de los dispositivos de medición como lo son: los termómetros fluke II encargados de medir las temperaturas de entrada y salida de los dispositivos mecánicos del ciclo, los manómetros para medir la presión alta que va desde el compresor hasta el colector solar y la presión baja que va desde el evaporador hasta el compresor del ciclo de refrigeración, la maquina experimental GUNT ET 202 que simula la radiación solar y es captada por el colector solar.



**Figura 3-21:** Ubicación equipos de medición, Fuente: Autor

Con el objeto de estudiar el comportamiento de las variables termodinámicas y cuantificar los porcentajes energéticos de participación de consumo por parte del compresor y el confort térmico proporcionado por el sistema de refrigeración se realizaron los siguientes tipos de pruebas:

- **Prueba 1.** Durante éste ensayo se realizó la medición sobre las cinco termocuplas del refrigerante instaladas en el sistema, la temperatura entre la salida del evaporador y la entrada del compresor, la temperatura de entrada y salida del compresor, la temperatura de entrada y salida del colector solar y el flujo de corriente que energiza el compresor. Este ensayo mantuvo una radiación constante. Con el objetivo de observar como variaba el flujo de corriente en el transcurso del tiempo.
- **Prueba 2.** Durante éste ensayo se realizó la medición sobre las cinco termocuplas del refrigerante instaladas en el sistema, la temperatura entre la salida del evaporador y la entrada del compresor, la temperatura de entrada y salida del compresor, la temperatura de entrada y salida del colector solar y los tiempos de parada y arranque del sistema cuando llega a la temperatura del bulbo seco.

Este ensayo mantuvo sin radiación y dos resistencias eléctricas dentro del recinto con flujo de calor constante. Con el objetivo de registrar el tiempo que transcurría cuando el recinto a refrigerar llegaba a la temperatura de bulbo seco y se suspendía el flujo de corriente a la unidad.

- **Prueba 3.** Durante éste ensayo se realizó la medición sobre las cinco termocuplas del refrigerante instaladas en el sistema, la temperatura de salida de la válvula de estrangulamiento, la temperatura de entrada y salida del compresor, la temperatura de entrada y salida del colector solar y los tiempos de parada y arranque del sistema cuando llega a la temperatura del bulbo seco. Este ensayo mantuvo con radiación constante y dos resistencias eléctricas dentro del recinto con flujo de calor constante. Con el objetivo de registrar el tiempo que transcurría cuando el recinto a refrigerar llegaba a la temperatura de bulbo seco y se suspendía el flujo de corriente a la unidad.

### 3.9. VALIDEZ Y CONFIABILIDAD

La validez y confiabilidad en las mediciones están dadas en gran parte por la precisión de los aparatos usados y por los métodos de medición que se usaron. Así mismo, se demuestra la validez de la metodología y cálculos empleados, que son la base de la evaluación de la fiabilidad.

La demostración de la validez de los métodos de medición usados la dan los resultados coherentes y que además siguen los modelos matemáticos que son previsible en los balances de masa y energía del sistema. Una garantía total de validez la da la comparación de los resultados entre lo calculado, lo medido y lo modelado.

Así mismo, a fin de validar los datos medidos y calculados se usará el software SOLKANE 8.

#### 3.9.1. SOLKANE v8.0

El software SOLKANE v8.0 es un ayudante y consejero para muchas preguntas relativas a los refrigerantes SOLKANE® s. El nuevo programa SOLKANE:

- Calcula la información de sustancias termodinámicas y las propiedades de transporte de todos los refrigerantes y algunos CFC de SOLKANE®.
- Contiene módulos para el cálculo de un total de 7 procesos de ciclo de uno y dos pasos y para la medición de tuberías refrigerantes.

- Despliega diagramas p,h- o T, de refrigerantes e<sup>®</sup> sólo pulsando una tecla
- Proporciona, en su formato de Ayuda Windows, información comprensiva sobre los refrigerantes SOLKANE<sup>®</sup> – desde propiedades físicas a transporte y embalaje.

Para procesos de una sola fase se tiene la siguiente información de entrada:

#### 1. Evaporador:

- **Temperatura:** Temperatura de evaporación  $t_6''$  (temperatura de punto de rocío).
- **Supercalentamiento:** Supercalentamiento del refrigerante  $t_6 - t_6''$  en el evaporador.
- **Pérdida de presión:** Caída de presión entre la entrada del evaporador y descarga.
- **Capacidad de refrigeración:** Flujo de calor absorbido por el evaporador.

#### 2. Condensador:

- **Temperatura:** Temperatura de condensación  $t_3''$  (temperatura de punto de rocío).
- **Subenfriamiento:** Subenfriamiento del refrigerante  $t_4' - t_4$  en el condensador.
- **Pérdida de presión:** Caída de presión entre la entrada del condensador y descarga.

#### 3. Compresor:

- **Grado isentrópico:** Grado en relación a la compresión isentrópica ( $\eta_{is} = wt, is/wt$ ).

#### 4. Línea de entrada de gas:

- **Supercalentamiento:** Calor del refrigerante  $t_1 - t_6$  en la línea de entrada de gas.
- **Pérdida de presión:** Caída de presión  $p_6 \sim p_1$  en la línea de entrada de gas.

#### 5. Línea de descarga de gas:

- **Enfriamiento:** Enfriamiento del refrigerante  $t_2 \sim t_3$  en la línea de descarga de gas.

- **Pérdida de presión:** Caída de presión  $p_2 \sim p_3$  entre la entrada del compresor y la descarga.

Los parámetros de salida son: **Parametros:**

**p** presión en bares.

**t** temperatura en °C.

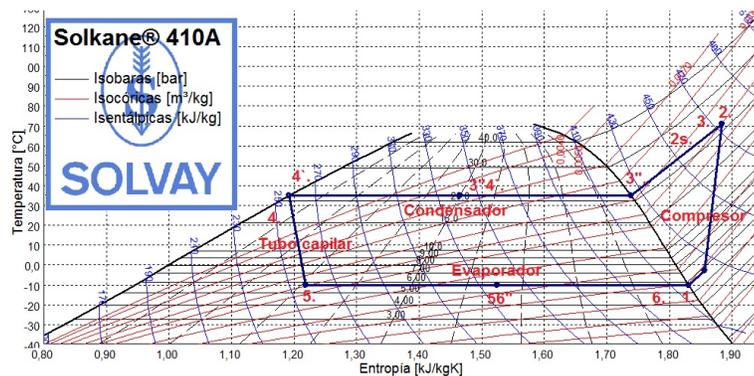
**v** volumen específico en  $m^3/kg$ .

**h** entalpía específica en  $kJ/kg$ .

**s** entropía específica en  $kJ/(kgK)$ .

**x** porción de vapor.

por otra parte en los diagramas T-s, ver figura 3-22, y P-h, ver figura 3-23, se muestran los siguientes puntos:



**Figura 3-22:** Ciclo Temperatura-Entropía, Fuente: Autor

### Punto Explicación

- 1 Compresor, fase de succión / línea de entrada de gas, corriente abajo.
- 2s Compresor, compresión isentrópica punto final.
- 2 Compresor, compresión de punto final y línea de descarga de gas, corriente arriba.
- 3 Condensador, corriente arriba / línea de descarga de gas, corriente abajo.
- 3'' Condensador, punto de rocío (temperatura punto de rocío  $t_{3''} =$  temperatura de referencia).

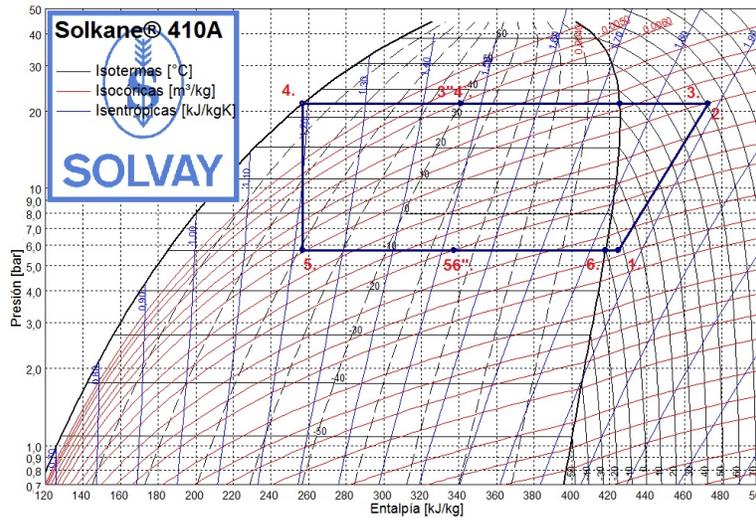


Figura 3-23: Ciclo Presión-Entalpía, Fuente: Autor

3''4''m Condensador, valor medio de puntos 3'' y 4''.

4' Condensador, punto de ebullición.

4 Condensador, corriente abajo / válvula de expansión, corriente arriba.

5 Evaporador, corriente arriba / válvula de expansión, corriente abajo.

56''m Evaporador, valor medio de puntos 5 y 6''.

6'' Evaporador, punto de rocío (temperatura punto de rocío  $t_{6''} =$  temperatura de referencia).

5 Evaporador, corriente abajo / línea de entrada de gas, corriente arriba.

Las cifras de referencia de rendimiento son:

#### 1. Rendimiento:

- **Condensador:** Rendimiento de condensación  $m * (h_3 \sim h_4)$
- **Compresor:** Poder de consumo del compresor  $P = m * (h_2 \sim h_1)$
- **Línea de entrada de gas:** Flujo de calor absorbido por la línea de entrada de gas  $m * (h_1 \sim h_6)$
- **Línea de descarga de gas:** Flujo de calor liberado de la línea de descarga de gas  $m * (h_2 \sim h_3)$

**2. Otras cifras de referencia:**

- Cociente de presión: Cociente  $p_2/p_1$
- Diferencia de presión: Diferencia  $p_2 - p_1 - 4$
- Tasa de masa de flujo: Tasa de masa de flujo refrigerante  $m = Q_o/(h_6 - h_5)$ ;  
 $Q_o$  : Capacidad de refrigeración en kW
- Tasa de flujo de volumen de entrada: Tasa de flujo de volumen de succión  $m * v_1$  del compresor en  $m^3/h$
- Vol. capacidad de refrigeración: Capacidad de refrigeración en relación con la tasa de flujo de volumen de succión  $Q_o/(m * v_1)$  en  $kJ/m^3$
- Coeficiente de rendimiento de refrigeración: Cociente  $Q_o/P$  de capacidad de refrigeración  $Q_o$  y poder de consumo P del compresor

# Capítulo 4

## ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS

### 4.1. DISEÑO EXPERIMENTAL

Con el fin de describir el comportamiento del sistema de aire acondicionado la instalación se realizó en el Laboratorio de Energía solar de la Universidad de Pamplona, utilizando como factores de control a aquellas variables que afectarían el comportamiento de nuestro equipo, y que fueron identificadas anteriormente, por tanto, se desarrolló el diseño de experimentos, en el cual, se presentó la combinación de niveles de acuerdo a la Tabla 2.

### 4.2. DATOS EXPERIMENTALES

En la Figura 4-1 se muestra como están distribuidas las entradas y salidas del refrigerante al compresor y al colector térmico solar del sistema de aire acondicionado TKFR-35GW en estudio. Las flechas de color naranja ( $T_1$  y  $T_3$ ) identifican los lugares en las tuberías en donde se colocaron las termocuplas para la medición de las temperaturas de entrada al compresor y al colector solar, y las flechas de color verde ( $T_2$  y  $T_4$ ) identifican los lugares sobre las tuberías donde se colocaron las termocuplas para la medición de las temperaturas a la salida del compresor y del colector solar. En la Figura 4-2 se muestra el montaje realizado para la medición de las temperatura con los termómetros digitales FLUKE sobre las entradas (flechas de color naranja  $T_{EntCom}$  y  $T_{EntCso}$ ) y salidas (flechas de color verde  $T_{SalCom}$  y  $T_{SalCso}$ ) de refrigerante al compresor y al colector solar, también se muestran los manómetros para medir las presiones de alta (manómetro color rojo) y baja (manómetro color azul) del refrigerante. Se realizaron 5 repeticiones de las mediciones de temperaturas para cada una de los montajes planteados, esto con el fin de hacer más fiables las mediciones. En la Figura 4-3 se observa el montaje de los transductores que son los encargados de enviar los datos captados al flujómetro, a fin de medir el flujo másico, sobre la tubería de cobre que



**Figura 4-1:** Esquema de entradas y salidas del refrigerante al compresor y al colector solar de la unidad de aire acondicionado. Fuente: Autor

transporta el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado que sale del evaporador y entra al compresor.



**Figura 4-3:** Montaje del flujómetro sobre la tubería de transporte del refrigerante en la unidad de aire acondicionado híbrido.

Se realizaron 21 repeticiones de las mediciones de flujo, variando el lugar de la trayectoria de la tubería para obtener un promedio más exacto de su flujo, ver Tabla 4-1.



**Figura 4-2:** Montaje para la toma de temperaturas a la entrada y salida del compresor y del colector solar.

Tiempo Min	Caudal		Flujo másico	
	Eva-Com L/s	Com-Col L/s	Eva-Com Kg/s	Com-Col Kg/s
5	0,0174	0,0129	0,0185	0,0137
10	0,0118	0,0228	0,0125	0,0242
15	0,0228	0,0177	0,0242	0,0188
20	0,0214	0,0156	0,0227	0,0166
25	0,0223	0,021	0,0237	0,0223
30	0,0213	0,0213	0,0226	0,0226
35	0,0221	0,0229	0,0235	0,0243
40	0,0219	0,0291	0,0233	0,0309
Sigue en la página siguiente...				

Tiempo Min	Caudal		Flujo másico	
	Eva-Com L/s	Com-Col L/s	Eva-Com Kg/s	Com-Col Kg/s
45	0,023	0,0213	0,0244	0,0226
50	0,0129	0,0192	0,0137	0,0204
55	0,0121	0,0187	0,0129	0,0199
60	0,0111	0,0174	0,0118	0,0185
65	0,0105	0,0121	0,0112	0,0129
70	0,0124	0,0142	0,0132	0,0151
75	0,0194	0,0112	0,0206	0,0119
80	0,0124	0,0112	0,0132	0,0119
85	0,0162	0,0183	0,0172	0,0194
90	0,0147	0,029	0,0156	0,0308
95	0,0,0139	0,011	0,0148	0,0117
100	0,0171	0,0123	0,0182	0,0131
105	0,0186	0,0112	0,0198	0,0119
<b>Prom</b>	<b>0,0169</b>	<b>0,01765</b>	<b>0,0180</b>	<b>0,0187</b>

**Tabla 4-1:** Datos medidos de caudal y flujo másico. Fuente: Autor.

En la Tabla, 4-2 se presentan los datos medidos de temperaturas de entrada y salida del refrigerante al compresor y entrada, las temperaturas de entrada y salida del refrigerante al colector solar, y las mediciones de corriente suministrada al compresor; para esta toma de datos se usó la unida de alumbrado de la estación experimental GUN ET 202 a fin de simular una radiación solar constante de  $1200 \text{ W/m}^2$ . Es de mencionar que

en los instantes para los cuales la medición de corriente es igual a cero, esto se debe a que el compresor deja de funcionar ya que la temperatura del recinto iguala la temperatura de bulbo húmedo para la cual esta programada la unidad de aire acondicionado híbrido.

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Corriente Amp
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
18:44	15	14	49,4	35	37,5	3,62
18:47	15,2	13,8	54,4	36,6	38,4	3,59
18:50	14,6	13	58,4	38,8	39,4	3,59
18:53	14,7	13,6	61,6	39	40,5	3,66
18:56	15,3	13,9	64,2	40,6	41,8	3,66
18:59	15	14	64,5	41,3	42,4	3,67
19:02	14,5	13,5	65	41,4	42,7	3,68
19:05	14,2	13,5	65,9	43,7	43,8	3,68
19:08	14,5	12,1	66,2	39,9	43	3,66
19:11	10,7	7,7	64,8	39,7	43,8	3,66
19:14	9,3	4,9	62,8	39,7	46	3,66
19:17	9,8	0,7	61,2	39,1	46	3,68
19:20	8,5	-0,9	58,6	38,6	45,7	3,66
19:21	8,9	-1,5	56,1	42,3	47	0
19:23	11,3	10,5	53,4	38,4	43,1	0
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Corriente Amp
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
19:26	14,5	15,3	50,4	26,1	34,7	0
19:29	16	17,7	49,1	25,5	30,2	0
19:32	17,2	19,8	47,6	25,4	27,6	0
19:35	14,1	12	47	33,2	44,3	3,72
19:38	13,8	13,3	53	34,9	45,6	3,71
19:41	13,9	12,6	57,3	38,4	46,4	3,69
19:44	13,5	12,8	60,8	40,5	47,8	3,67
19:47	13,9	13	62	41	47,6	3,68
19:50	13,9	13,1	63,8	38,4	47,6	3,67
19:53	13,8	13	64,6	40	48	3,67
19:56	13	12,2	64,5	39,8	48,6	3,67
19:59	12,2	10,4	64,6	39,2	49,2	3,69
20:02	10,8	5,3	63,8	41,3	50,7	0
20:05	15,2	10,9	57,3	37,2	47,1	3,7
20:08	13,9	13,5	58,1	39,2	49,8	3,71
20:11	12,4	11,5	59,9	39,5	49,2	3,69
20:14	14,5	16,3	55	37,2	44,6	0
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Corriente Amp
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	

**Tabla 4-2:** Datos medidos de temperaturas de entrada y salida y flujo de corriente sobre la unidad de aire acondicionado híbrido, con radiación solar de  $1200 W/m^2$ .  
Fuente: Autor.

En la Tabla 4-3 se muestran los datos de temperatura medida sobre la tubería que va del evaporador al compresor, las temperaturas de entrada y salida del compresor, las temperaturas de entrada y salida del colector solar y los instantes donde la unidad de compresión del sistema, al llegar a la temperatura de bulbo húmedo, se apaga interrumpiendo el flujo de corriente. Para estas mediciones no se encendió la unidad de alumbrado de la estación experimental, es decir sin radiación solar ( $0 W/m^2$ ).

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Unidad
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
17:01	16,1	13,7	26,3	21,7	25,4	Encendió
17:04	15,7	12,2	37,2	25,2	26,9	Encendió
17:07	15,5	10	39,3	26,5	27	Encendió
17:10	17,2	15	46	31	28,8	Encendió
17:13	17	14,4	51,9	30,8	29,9	Encendió
17:16	16,5	13,1	57,3	34,1	31,6	Encendió
17:19	16,4	12,9	60,7	34,2	32,8	Encendió
17:22	15,9	12,3	62,8	35,7	34	Encendió
17:25	15,3	11,3	63,9	33,7	35	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Unidad
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
17:28	14	7,3	63,7	33	36,2	Encendió
17:31	13,4	5,9	63,1	37,2	37	Encendió
17:34	12,7	5	62,8	35,5	38	Encendió
17:37	11,4	1,7	60,9	36,9	38,4	Apagó
17:40	14,5	14,6	54,8	35	34	Encendió
17:43	17	13	55,5	30,3	37,7	Encendió
17:46	16,2	12	57,2	34,5	38,6	Encendió
17:47	14,5	11,4	56,7	39,3	39,6	Apagó
17:49	14,9	13	55,4	40,2	38,2	Apagó
17:52	16,4	17,6	51,8	31,5	31,6	Apagó
17:53	15,9	10,7	52	31	36,8	Encendió
17:55	16,5	14	53,9	34,1	38,7	Encendió
17:58	15,9	12,6	56,6	33,3	39,1	Encendió
18:01	14,3	11,6	59	35,5	39,8	Encendió
18:02	12	8,5	59,2	38,2	41	Apagó
18:04	14,1	12,2	56,2	39,2	38,6	Apagó
18:05	14,9	10	54,3	35,4	39	Encendió
18:07	15	13,2	55,4	34,4	39,8	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Unidad
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
18:10	15,4	13,2	56,5	36,1	40,4	Encendió
18:13	14,2	11,2	59,7	37,2	41,2	Encendió
18:16	11,5	8,1	60,3	40	42,6	Apagó
18:19	15	11,3	55,5	33,8	38,9	Encendió
18:22	15,8	13,8	56,6	34,5	41,1	Encendió
18:25	14,8	12,4	58,9	35,7	41,7	Encendió
18:28	14,5	11,1	61,1	34,7	41,9	Encendió
18:29	12,2	8,4	60,2	40,1	43,5	Apagó
18:31	14,3	15,2	56,7	37,9	39,3	Apagó
18:32	15,2	5,9	55,6	34,3	40,6	Encendió
18:34	15,2	13	56,5	35,7	42,3	Encendió
18:37	15,5	11,8	59,4	37,5	42,8	Encendió
18:40	15,1	10,5	60,7	35,5	43,3	Encendió
18:42	12,9	7,9	61,5	38,8	44,5	Apagó
18:43	13,3	10	59,9	40,1	44	Apagó
18:45	15,2	5,7	55,6	34,2	41,6	Encendió
18:46	14,8	8,6	56	34,5	42	Encendió
18:49	15,7	13	57,5	34,4	43,2	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Unidad
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	
18:52	15,6	11,1	60,5	36,9	43,9	Encendió
18:55	14,8	9,2	61,9	40	45,2	Apagó
18:58	15,7	17,9	56,3	35	40,6	Encendió
19:01	16	13,2	57,9	35,6	43,9	Encendió
19:04	15,3	11,5	60,4	36,4	44,5	Encendió
19:07	14,6	10,3	62	38,1	45,1	Encendió
19:08	14,5	10,4	62,2	38,1	46	Apagó
19:10	15,6	18,3	56,6	36	39,7	Apagó
19:11	15,7	6,3	56,4	34,2	42,7	Encendió
19:13	15,8	12,9	57,8	33,9	44,3	Encendió
19:16	15,3	11,9	59,6	36,4	44,9	Encendió
19:19	14	10,8	61,4	36,2	46	Encendió
19:22	13,7	9,2	62,8	40,8	46,6	Apagó
19:24	15,7	5,9	56,7	35,9	43,6	Encendió
19:25	15,1	8,5	57	35,2	44,2	Encendió
19:28	16,1	12,9	58,8	35,3	44,9	Encendió
19:31	15,1	11,4	60,8	37,1	45,8	Encendió
19:34	14,5	10,2	63,5	42,4	47,5	Apagó
Sigue en la página siguiente...						

Hora	T Eva	Compresor °C		Colector Solar °C		Unidad
	Compre °C	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	

**Tabla 4-3:** Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y el colector solar y las paradas y arranques de la unidad de refrigeración, sin radiación solar. Fuente:Autor.

En la Tabla 4-4 se muestran los datos medidos de las temperaturas de entrada y salida del refrigerante en el compresor, las temperaturas de entrada y salida del refrigerante en el colector solar, la temperatura de salida de la válvula de estrangulamiento y se registran los instantes donde la unidad del sistema se apaga al llegar a la temperatura del bulbo húmedo, estas mediciones se realizaron con la unidad de alumbrado de la estación GUN ET 202 encendida, radiación constante de  $1200 \text{ W/m}^2$ .

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C		Válvula	Unidad
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	Expan °C	
12:00	12,8	42,9	28,5	31,2	6,4	Encendió
12:03	15,7	51	30,9	34	6,3	Encendió
12:06	14	57	35,7	35,8	7,2	Encendió
12:09	13,1	60,1	35,1	37	6,1	Encendió
12:12	12,3	62,6	36,5	38,2	4,9	Encendió
12:14	10,6	62,6	44,3	40,1	6,8	Apagó
12:15	12,3	60,6	43,9	39,4	10,8	Apagó
12:17	12,5	57,7	36,9	37,9	3,8	Encendió
12:18	11	57,2	35,2	38,2	1,6	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C		Válvula Expan °C	Unidad
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida		
12:21	15,3	58,9	34,3	39,4	1,5	Encendió
12:24	13,5	61,8	36,3	40,8	4,2	Encendió
12:27	12,9	62,9	37	41,5	5	Apagó
12:30	18,3	58	37	38,5	12	Encendió
12:33	15,7	58,8	41,2	42,6	0,7	Encendió
12:36	14,2	60,7	43	43,8	2,4	Encendió
12:39	13	62,8	42,5	44,8	4,9	Encendió
12:41	12,1	63,6	44	45,9	6,9	Apagó
12:42	14,9	60,2	45,4	44,4	12,1	Apagó
12:44	14,2	58,4	36,9	42,8	7,4	Encendió
12:45	11,5	58,1	38	43,9	2,2	Encendió
12:48	14,9	59,6	40,7	45,5	1,3	Encendió
12:51	13,8	62,3	42	46,2	4,5	Encendió
12:54	12,5	63,9	42,6	46,9	5,2	Encendió
12:55	12,1	63,7	44,5	47,9	7,2	Apagó
12:57	18,4	58,7	40,9	42	17,6	Apagó
12:58	18,3	58,9	37,1	42,6	13,4	Encendió
13:00	15,6	58,8	39,8	46,7	0,7	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C		Válvula Expan °C	Unidad
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida		
13:03	14,8	60,8	40,5	47,3	2,5	Encendió
13:06	13,6	63,6	42,6	48,3	4,8	Encendió
13:09	16,2	59,7	44,7	46,6	14,5	Apagó
13:10	12,6	58,2	36,3	46,9	3,9	Encendió
13:12	13,3	58,2	36,2	47,3	1,2	Encendió
13:15	15,6	60,5	37	46,9	1,7	Encendió
13:18	13,8	62,7	39	47,5	4,9	Encendió
13:20	12,8	63,9	41,3	49,2	7,6	Apagó
13:21	14,9	60,7	42,7	48,2	11,9	Apagó
13:23	18,2	59,2	35,9	43,9	12,1	Encendió
13:24	11,8	58,2	35,9	46,1	4,2	Encendió
13:27	16,1	59,5	37,6	48,4	1,2	Encendió
13:30	14,4	61,9	38,5	49,2	4,4	Encendió
13:33	12,9	64,1	40,1	50,4	6,4	Apagó
13:36	15,7	58,8	36,2	45,9	8,4	Encendió
13:39	15,8	60,5	37,8	49,5	1,9	Encendió
13:42	14,6	62,6	38,7	49,9	5,2	Encendió
13:45	13,7	64,2	41,5	51,7	7,2	Apagó
13:48	20,2	58,6	38,1	43,2	18,8	Encendió
Sigue en la página siguiente...						

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C		Válvula	Unidad
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida	Expan °C	
13:51	16,5	59,5	38	50,4	1,2	Encendió
13:54	14,7	61,7	38,8	51,2	4,6	Encendió
13:57	13,8	64	40,1	51,7	5,4	Encendió
13:58	13,4	64,1	41,5	52,6	6,9	Encendió
14:00	19,9	59	37,9	44,7	18,8	Encendió
14:01	18,2	59,5	36,2	46,8	11,6	Encendió
14:03	16,7	59,5	38,1	51,3	1,2	Encendió
14:06	15,1	61,6	39,4	51,5	4,6	Encendió
14:09	13,8	64	39,4	52,2	5,5	Apagó
14:12	19,7	59,3	38,2	45,8	18,9	Encendió
14:15	16,7	59,7	37,6	52	1,3	Encendió
14:18	15,2	62,1	39,1	52,3	5,1	Encendió
14:21	14,1	63,3	42,1	53,6	7,9	Apagó
14:24	20	59,2	39,7	46,5	18,9	Encendió
14:27	16,8	59,6	37,7	52,3	1,7	Encendió
14:30	15,6	61,5	38,2	53,1	4	Apagó

**Tabla 4-4:** Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y el colector solar, la temperatura de salida de la válvula de estrangulamiento y las paradas y arranques de la unidad de refrigeración, con radiación solar de  $1200 \text{ W/m}^2$ . Fuente: Autor.

En la Tabla 4-5 se registraron los datos de las temperaturas de entrada y salida del compresor y las temperaturas de entrada y salida del colector solar con una radiación constante de  $1200 \text{ W/m}^2$ .

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C	
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida
14:35	18,8	18,7	18,6	18,6
14:40	13,4	35,1	33,1	27,6
14:45	16,2	45,2	40,6	29,7
14:50	18,5	51,9	47,2	32,8
14:55	18,4	54,1	48,8	34,9
15:00	18,1	55,5	50,1	37,2
15:05	18,8	55,3	51,5	39,4
15:10	17,1	55,4	51,2	40,7
15:15	19,3	55,6	51,6	41,9
15:20	18,7	54,6	50,6	42
15:25	18,5	54,9	51,9	43,3
15:30	12,7	57,6	54,8	45,8
15:35	12,9	60,5	51,1	45,3
15:40	13,2	62	43,6	46
15:45	17	55	42,6	47
15:50	12,9	58,8	41,9	46,9
Sigue en la página siguiente...				

Hora	Compresor °C		Colector Solar °C	
	T-Entrada	T-Salida	T-Entrada	T-Salida
15:55	13,3	61,6	43,6	47,3
16:00	13	62,5	44,6	49,7
16:05	13,3	62,8	46,5	50,8
16:10	12,9	62,1	45,8	51,4
16:15	12,8	62,6	47,9	52,5
16:20	12,8	63,1	46,9	52,2
16:25	12,2	62,4	45,6	51,9
16:30	11,3	62,7	46,6	52,7
16:35	8,3	61,3	45	53
16:40	5,4	60,1	44,6	53,2
16:45	2,3	58,2	42,8	52,7
16:50	7,7	50,9	39,3	52,4
16:55	16	51,7	38	51,4
17:00	14,2	55,2	40,4	51,7
17:05	4,9	48,7	39,1	51,3

**Tabla 4-5:** Tabla de registro de medición de las temperaturas de entrada y salida del compresor y del colector solar, con radiación solar de  $1200 \text{ W/m}^2$ . Fuente: Autor.

### 4.3. CÁLCULOS TEÓRICOS

Con el fin de analizar teóricamente y mediante el uso del software SOLKANE v8 el ciclo de refrigeración por compresión de vapor de la unidad de aire acondicionado híbrido térmico solar con y sin aprovechamiento de la energía solar se comenzó midiendo la temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ ) y de bulbo húmedo ( $T_{bh}$ ) en el recinto a enfriar, para las cuales se obtuvieron los siguientes registros, ver Figura 4.3.1:



(a) Bulbo seco



(b) Bulbo húmedo

**Figura 4-4:** Temperatura de Bulbo seco y de bulbo húmedo. Fuente: Autor.

- $T_{bs} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 14,2 \text{ }^\circ\text{C}$

Dado que la toma de datos experimental se realizó en Pamplona (ciudad de clima frío,  $T_{amb} \cong 16^\circ\text{C}$ ), durante las pruebas se pudo observar la condensación que se daba sobre las superficies interiores de la unidad de aire acondicionado, debido a las bajas temperaturas del aire circundante.

Posteriormente y utilizando la carta psicométrica, ver Figura 4-5, para las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo, se hallan los valores de temperatura de punto de rocío, la humedad absoluta y la humedad relativa, para las cuales se obtuvieron los siguientes registros:

- Temperatura de punto de rocío:  $T_{pr} = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Humedad absoluta:  $\omega = 0,0096$

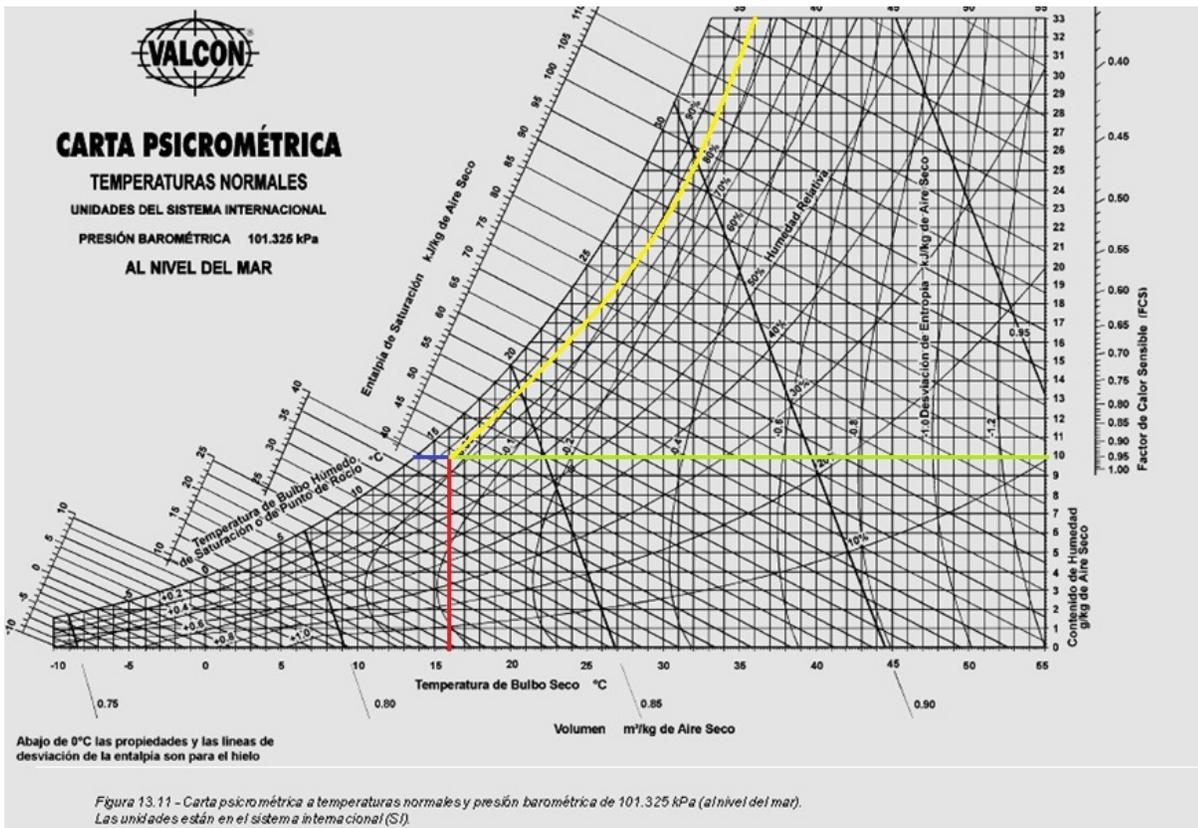


Figura 4-5: Carta Psicométrica. Fuente: [35]

- Humedad relativa:  $\phi = 80\%$

Con el fin de corroborar la Temperatura de punto de rocío  $T_{pr}$  se hizo el cálculo de forma teórica utilizando la presión de saturación ( $P_{sat}$ ) a la temperatura de bulbo seco, la cual se encuentra mediante interpolación en la Tabla A4 del libro de Termodinámica de Cengel [4], obteniendo, ver Tabla 4-6:

Tabla 4-6: Interpolación

Temperatura °C	Presión Saturación kPa
15	1,7057
16	1,8324
20	2,3392

$$\blacksquare P_{sat \text{ a } 16^{\circ}C} = 1,8324kPa$$

Luego, se halla la presión de vaporización del recinto despejando  $P_v$ , de la Ecuación 2-5.

$$\begin{aligned} P_v &= \phi * P_{sat \text{ a } 16^{\circ}C} \\ &= 0,8 * 1,8324kPa \\ &= 1,46592 kPa \end{aligned}$$

Por lo tanto, la Temperatura de punto de rocío  $T_{pr}$  es igual a temperatura de saturación a la presión de vapor  $T_v$ , la cual se encuentra mediante interpolación en la Tabla A5 del libro de Termodinámica de Cengel, [4], ver Tabla 4-7.

**Tabla 4-7:** Interpolación

Presión de Saturación <i>kPa</i>	Temperatura <i>°C</i>
1	6,97
1,4659	12,6
1,5	13,02

$$\begin{aligned} T_{pr} &= T_{sat \text{ a } 1,46592kPa} \\ &= 12,6^{\circ}C \end{aligned}$$

#### 4.3.1. Cálculos del ciclo de refrigeración sin radiación.

Inicialmente se midieron las variables de temperatura a la entrada y salida del compresor, la temperatura de entrada y salida en la válvula de expansión, la presión de baja a la entrada del compresor y la presión de alta a la salida del compresor. Estas variables fueron medidas sin estar encendidas las lámparas de la estación experimental GUNT ET 202, es decir sin radiación; también se midió con el flujómetro la cantidad de masa por unidad de tiempo  $\dot{m}$  que circulaba por los dispositivos del sistema de refrigeración.

- Temperatura de la tubería a la entrada del compresor:  $T_1$
- Presión de baja a la entrada del compresor:  $P_1$

- Temperatura de la tubería a la salida del compresor:  $T_2$
- Presión de alta a la salida del compresor:  $P_2$
- Temperatura de la tubería a la entrada de la válvula de expansión:  $T_3$
- Presión a la entrada de la válvula de expansión:  $P_3$

En la Figura 4-6 se muestra el diagrama T-s del ciclo de refrigeración.

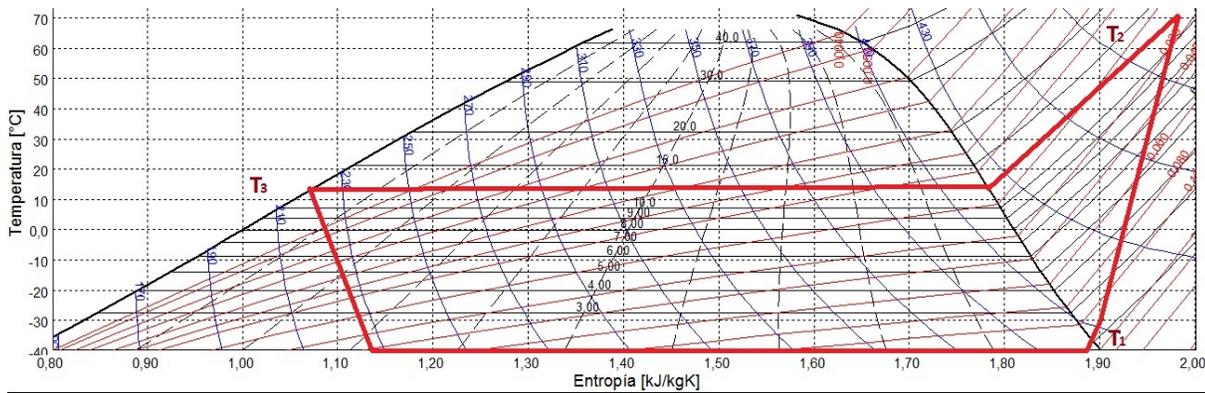


Figura 4-6: Diagrama T-s. Fuente: Autor .

Note que el refrigerante sale del condensador como un líquido comprimido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías  $h$  y las entropías  $s$  del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante, ver Anexo E como:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 1,52 \text{ bar} \cong 152 \text{ kPa} \\ T_1 = -43^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 403,82 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 1,9107 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \end{array} \quad (4-1)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 13,09 \text{ bar} \cong 1309 \text{ kPa} \\ T_2 = 70,72^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 484,01 \text{ kJ/kg} \quad (4-2)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 12,58 \text{ bar} \cong 1258 \text{ kPa} \\ T_3 = 15,05^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \cong h_{f_{a16,26^\circ\text{C}}} = 223,37 \text{ kJ/kg} \quad (4-3)$$

$$h_4 \cong h_3(\text{estrangulamiento}) \rightarrow h_4 = 223,37 \text{ kJ/kg}$$

La tasa de remoción de calor  $\dot{Q}_L$  del espacio refrigerado y la potencia de entrada al compresor  $\dot{W}_{ent \text{ compresor}}$  se determinan por sus definiciones y teniendo en cuenta que

el flujo másico del refrigerante es de 0,018 kg/s:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0,018 \text{ kg/s})[(403,82 - 223,37) \text{ kJ/kg}] \\ &= 3,2481 \text{ kW}\end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned}\dot{W}_{ent \text{ compresor}} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= (0,018 \text{ kg/s})[(484,01 - 403,82) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1,4434 \text{ kW}\end{aligned}$$

La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de la Ecuación 4-4:

$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4-4)$$

donde la entalpía en el estado 2s ( $P_{2s} = 1309 \text{ kPa}$  y  $s_{2s} = s_1 = 1,9107 \text{ kJ/kg} \cdot K$ ) es 465,81 kJ/Kg. Por lo tanto:

$$\begin{aligned}\eta_c &\cong \frac{(465,81 - 403,82) \text{ kJ/kg}}{(484,01 - 403,82) \text{ kJ/kg}} \\ &0,7731 \cong 77,31 \%\end{aligned}$$

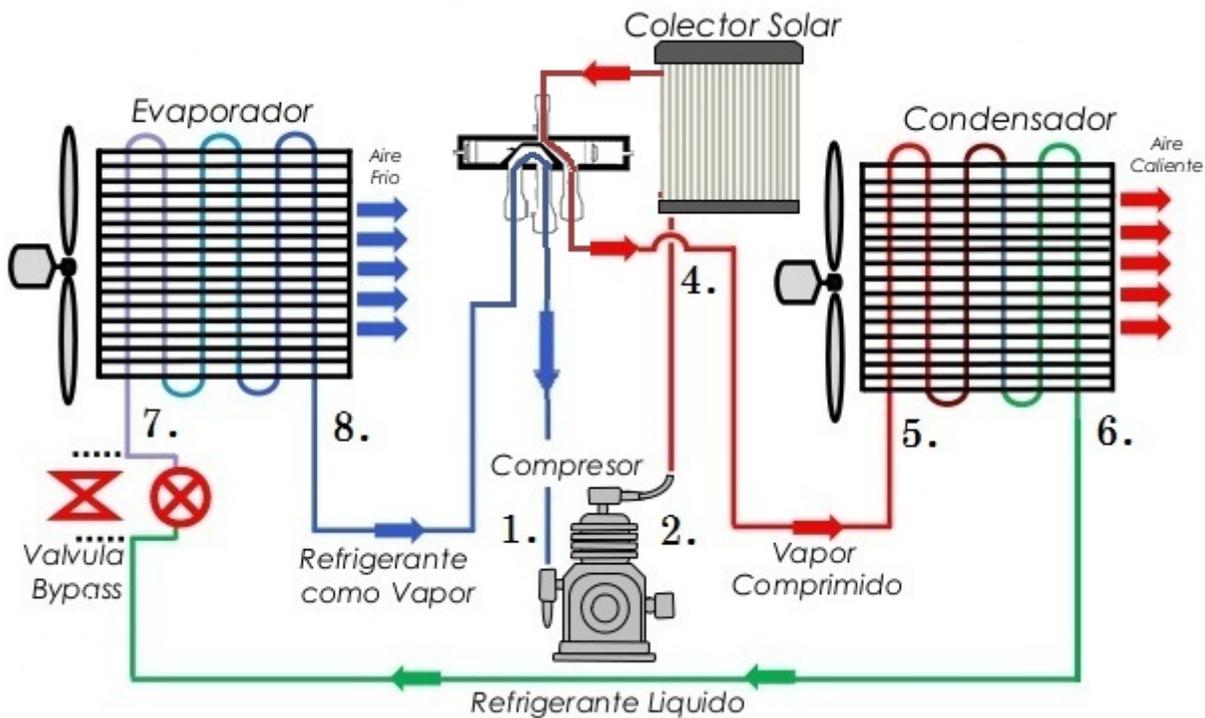
El coeficiente de desempeño del refrigerador es:

$$\begin{aligned}COP_R &= \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{entrada}} \\ &= \frac{3,2481 \text{ kW}}{1,4434 \text{ kW}} \\ &= 2,2503\end{aligned}$$

### 4.3.2. Ciclo de refrigeración con radiación.

Con el fin de caracterizar el sistema de aire acondicionado híbrido eléctrico solar se midieron las mismas variables que en la Sección 4.3.1, pero adicionalmente se midió la temperatura de entrada y salida en el colector solar colocado en la estación experimental. Durante este ciclo de refrigeración, el refrigerante sale del conducto de descarga del compresor en forma de vapor caliente, el vapor caliente entra al colector térmico solar de tubos evacuados, donde gana un poco más de presión y de temperatura; a la salida del colector el refrigerante se dirige a la válvula de 4 vías y sale de allí hacia el serpentín exterior (condensador), donde se expelle calor hacia el exterior por convección forzada.

Luego el refrigerante se condensa y sale del condensador en estado líquido dirigiéndose hacia la válvula de expansión, donde disminuye su temperatura y presión, para posteriormente expandirse en el serpentín interior donde se convierte en vapor. El vapor caliente sale del evaporador luego de haber realizado la transferencia de calor con el recinto y entra en el cuerpo de la válvula de 4 vías, la cual mediante su pistón dirige el refrigerante hacia el conducto de aspiración del compresor, donde el refrigerante se comprime, y el ciclo vuelve a empezar, ver Figura 4-7.



**Figura 4-7:** Ciclo de Refrigeración por Compresión mecánica-Térmico solar. Fuente cc.

Antes de iniciar los cálculos correspondientes al ciclo de refrigeración con radiación, se realizan los cálculos con la unidad experimental GUNT ET 202 para el almacenamiento de calor en el colector solar, a fin de ver cual es el trabajo total realizado por el compresor.

#### 4.3.2.1. Almacenamiento de calor en el colector solar

Para realizar el cálculo del calor captado por el colector solar, donde la unidad experimental GUNT ET 202 suministra radiación a una tasa constante de  $1200 \text{ W/m}^2$ , es

necesario hallar la cantidad de calor que es suministrado al ciclo de refrigeración.

La cantidad de calor almacenada  $Q_S$  se puede calcular mediante la Ecuación 4-5:

$$Q_S = V * \rho * C_p * \Delta T \quad (4-5)$$

Donde:

$V$  es el volumen del tanque del colector, 30 litros  $\cong 0,03 m^3$ .

$\rho$  es la densidad del fluido caloportador, agua;  $1000kg/m^3$ .

$C_p$  es el calor específico del agua,  $4,18kJ/kg^\circ C$ .

$\Delta T$  es la diferencia de temperatura generada,  $10^\circ C$ .

$$\begin{aligned} &= 0,03m^3 * 1000kg/m^3 * 4,18kJ/kg^\circ C * 10^\circ C \\ &= 1254 kJ \end{aligned}$$

### 4.3.3. Cálculos del ciclo de refrigeración con radiación.

En la Figura 4-8 se muestra el diagrama T-s del ciclo de refrigeración con radiación, para lo cual se hizo necesario medir las presiones de baja y de alta sobre la unidad de aire acondicionado híbrido y todas las demás variables mencionadas anteriormente.

- Temperatura de la tubería a la entrada del compresor:  $T_1$
- Presión de baja a la entrada del compresor:  $P_1$
- Temperatura de la tubería a la salida del compresor:  $T_2$
- Presión de alta a la salida del compresor:  $P_2$
- Temperatura de la tubería a la entrada del colector solar:  $T_3$
- Presión a la entrada del colector solar:  $P_3$
- Temperatura de la tubería a la salida del colector solar:  $T_4$
- Presión a la salida del colector solar:  $P_4$
- Temperatura de la tubería a la entrada de la válvula de expansión:  $T_5$
- Presión a la entrada de la válvula de expansión:  $P_5$
- Temperatura de la tubería a la salida de la valvula de expansión:  $T_6$

- Presión a la salida de la válvula de expansión:  $P_6$

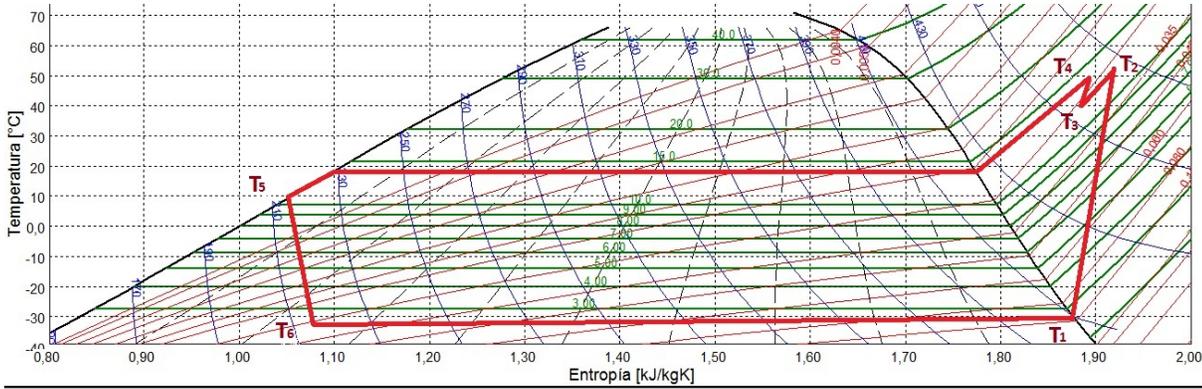


Figura 4-8: Diagrama T-s. Fuente: Autor.

En este ciclo el refrigerante sale del condensador como líquido comprimido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante, ver Anexos B y C.

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 2,69 \text{ bar} \cong 269 \text{ kPa} \\ T_1 = -30^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 409,99 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 1,8759 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \end{array} \quad (4-6)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 12,19 \text{ bar} \cong 1219 \text{ kPa} \\ T_2 = 51,78^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 465,89 \text{ kJ/kg} \quad (4-7)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 12,19 \text{ bar} \cong 1219 \text{ kPa} \\ T_3 = 40^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 = 453,61 \text{ kJ/kg} \quad (4-8)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_4 = 13,5 \text{ bar} \cong 1350 \text{ kPa} \\ T_4 = 48^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_4 = 459,76 \text{ kJ/kg} \quad (4-9)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_5 = 11,19 \text{ bar} \cong 1190 \text{ kPa} \\ T_5 = 10,94^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_5 \cong h_{fa-30^\circ\text{C}} = 216,98 \text{ kJ/kg} \quad (4-10)$$

$$h_6 \cong h_5 \text{ (estrangulamiento)} \rightarrow 216,98 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_6 = 2,69 \text{ bar} \cong 269 \text{ kPa} \\ T_6 = -30^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_f = 156,10 \text{ kJ/kg} \\ h_{fg} = 253,89 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad (4-11)$$

La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_5) \\ &= (0,018 \text{ kg/s})[(409,99 - 216,98) \text{ kJ/kg}] \\ &= 3,47 \text{ kW}\end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned}\dot{W}_{ent \text{ compresor}} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= (0,018 \text{ kg/s})[(465,89 - 409,99) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1,0062 \text{ kW}\end{aligned}$$

La tasa de aporte de calor del colector solar se determina:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{col} &= \dot{m}(h_4 - h_3) \\ &= (0,018 \text{ kg/s})[(459,76 - 453,61) \text{ kJ/kg}] \\ &= 0,1107 \text{ kW}\end{aligned}$$

La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de

$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

donde la entalpía en el estado 2s ( $P_{2s} = 1219 \text{ kPa}$  y  $s_{2s} = s_1 = 1,8759 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ) es  $452,48 \text{ kJ/kg}$ . Por lo tanto

$$\begin{aligned}\eta_c &\cong \frac{452,48 - 409,99}{465,89 - 409,99} \\ &0,7601 \cong 76,01 \%\end{aligned}$$

El trabajo de entrada total del refrigerador es:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{total} &= \dot{W}_{entrada} - \dot{Q}_{col} \\ &= 1,0062 \text{ kW} - 0,1107 \text{ kW} \\ &= 0,8955 \text{ kW}\end{aligned}$$

El coeficiente de desempeño total es:

$$\begin{aligned}COP_R &= \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{total}} \\ &= \frac{3,47 \text{ kW}}{0,8955 \text{ kW}} \\ &= 3,87\end{aligned}$$

La entalpía del refrigerante a la salida de la válvula de estrangulamiento es:

$$h_{est} = h_f + xh_{fg} \quad (4-12)$$

La calidad del refrigerante a la salida de la válvula de estrangulamiento se puede despejar de la Ecuación 4-12

$$\begin{aligned} x &= \frac{h_{est} - h_f}{h_{fg}} \\ &= \frac{216,98 \text{ kJ/kg} - 156,10 \text{ kJ/kg}}{253,89 \text{ kJ/kg}} \\ &= 0,2397 \end{aligned}$$

#### 4.3.4. CÁLCULOS SIN ENERGÍA SOLAR MODELADOS EN EL SOFTWARE SOLKANE

Mediante el uso del software SOLKANE v8.0 se valida lo encontrado en los cálculos teóricos usando los datos medidos de forma experimental para las pruebas donde la unidad de alumbrado estaba apagada, es decir sin simulación de la radiación solar. Inicialmente se deben introducir los datos de entrada que pide el software: Temperatura a la entrada del vaporizador, la capacidad frigorífica, la temperatura a la salida del condensador y la pérdida de presión en el mismo, tal que pide el software, tal como se observa en la Figura 4-15.

Vaporizador		Condensador		Compresor	
Temperatura	-40,00 °C	Temperatura	20,00 °C	Rendimiento isotrópico	0,734
Recalentamiento	0,00 K	Subenfriamiento	7,00 K		
Pérdida de presión	0,00 bar	Pérdida de presión	1,00 bar		
Capacidad frigorífica	3,50 kW				

Figura 4-9: Ingreso de datos SOLKANE.

Es de mencionar que la capacidad de refrigeración se tomó de la Ficha técnica de la unidad de aire acondicionado híbrido térmico-solar, Tabla 3-1 y que la pérdida de presión en el condensador se da debido a que sin aporte de energía solar, el refrigerante en su paso por el mismo, pierde un poco de presión. En la Figura 4-16 se muestra la tabla de presiones, temperaturas, volúmenes específicos, entalpías, entropías y la calidad del refrigerante en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración simulado en el software SOLKANE v8.0.

	<b>p</b>	<b>t</b>	<b>v</b>	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>x</b>
Punto	bar	°C	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	1,75	-40,00	143,39	405,30	1,9022	
2s	14,43	55,46	22,36	466,18	1,9022	
2	14,43	73,06	24,33	484,68	1,9571	
3	14,43	73,06	24,33	484,68	1,9571	
3'	14,43	20,00	17,61	425,38	1,7706	
3"4"m	13,92	18,65	9,26	326,25	1,4323	
4'	13,43	17,30	0,91	227,11	1,0940	
4	13,43	10,30	0,89	215,98	1,0559	
5	1,75	-40,06	40,84	215,98	1,0901	0,281
56"m	1,75	-40,03	92,11	310,64	1,4962	
6"	1,75	-40,00	143,39	405,30	1,9022	
6	1,75	-40,00	143,39	405,30	1,9022	

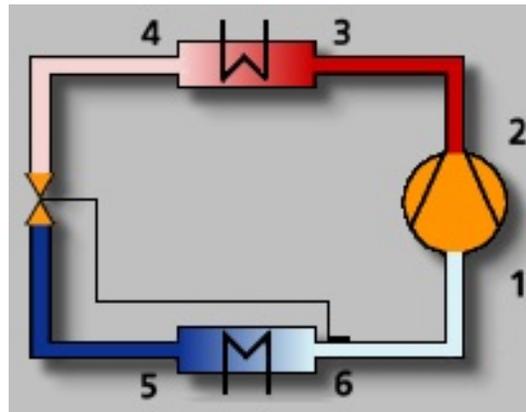
**Figura 4-10:** Tabla de resultados de SOLKANE v8.0.

El software también permite ver datos como la potencia en el vaporizador, el condensador y el compresor y la eficiencia isentrópica del compresor, índice de compresión, diferencia de presión, caudal másico, caudal de volumen desplazado, potencia de enfriamiento volumétrico e índice de potencia de enfriamiento, ver Figura 4-11.

Potencias	Proceso de una etapa	
Vaporizador	3,50 kW	Índice de compresión 8,26
Condensador	4,96 kW	Diferencia de presión 12,68 bar
Compresor	1,46 kW	Caudal másico 19,126 g/s
		Caudal de volumen desplazado 9,87 m <sup>3</sup> /h
		Potencia de enfriamiento volúm. 1276 kJ/m <sup>3</sup>
		Índice de potencia de enfriamiento 2,40

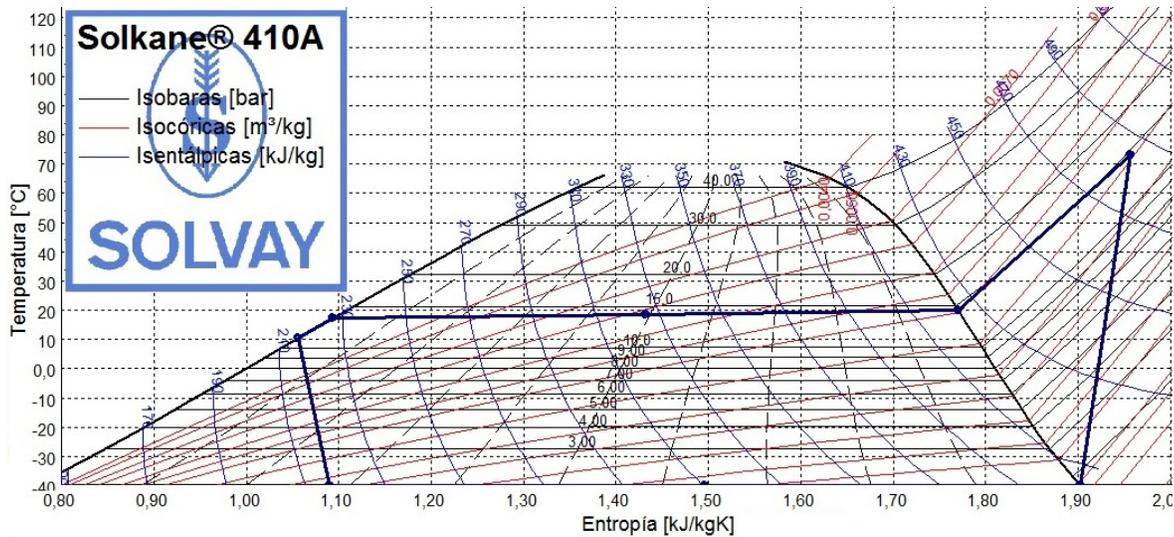
**Figura 4-11:** Cálculos sin radiación de SOLKANE v8.0.

En este caso, se obtiene una eficiencia isentrópica del compresor equivalente a  $0,734 \cong 73,4\%$ . En la Figura 4-18 se muestra el diagrama del ciclo de refrigeración por compresión del sistema modelado.

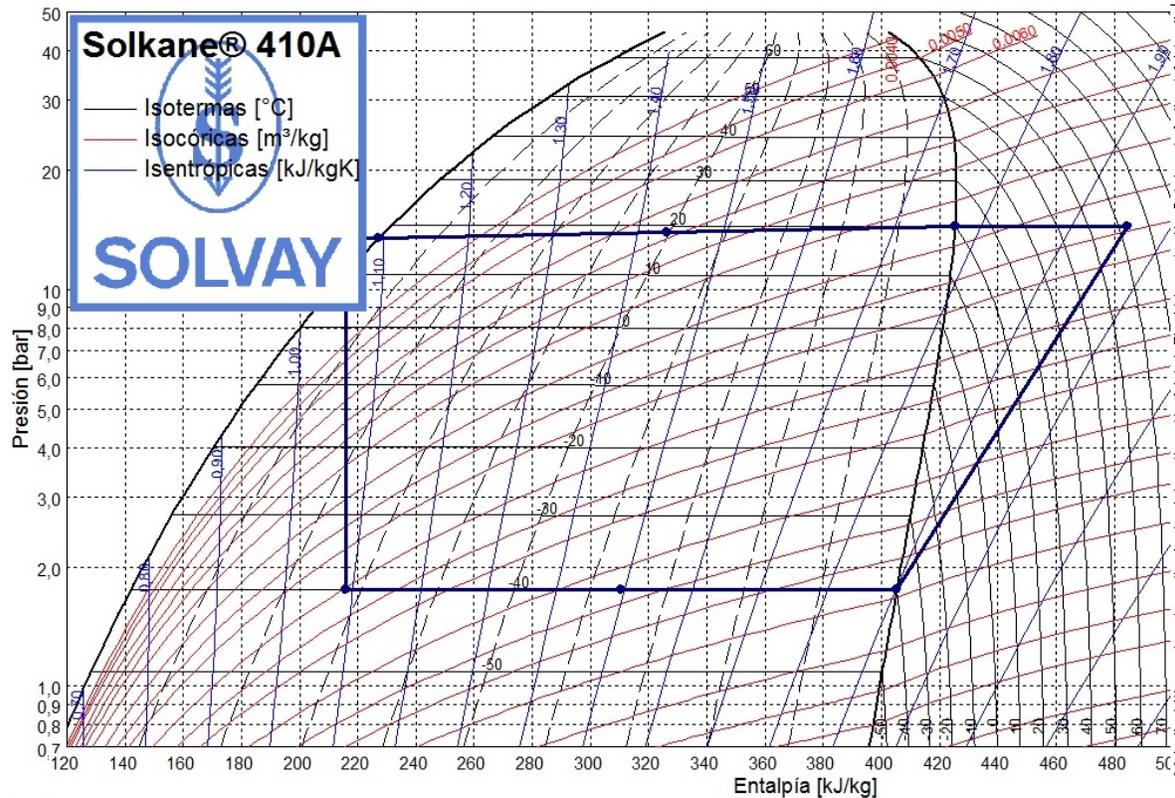


**Figura 4-12:** Esquema del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.

En la Figura 4-20 y 4-20 se muestran los diagrama T-s y P-h que arroja el software SOLKANE v8.0. para los datos tomados experimentalmente.



**Figura 4-13:** Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.



**Figura 4-14:** Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.

#### 4.3.5. CÁLCULOS CON ENERGÍA SOLAR MODELADOS EN EL SOFTWARE SOLKANE

Mediante el uso del software SOLKANE v8.0 se valida lo encontrado en los cálculos teóricos usando los datos medidos de forma experimental. En este caso, se hace el ciclo de refrigeración por compresión incluyendo el aporte de energía solar. Inicialmente se deben introducir los datos de entrada que pide el software, los cuales se observan en la Figura 4-15.

Vaporizador		Condensador		Compresor	
Temperatura	-29,00 °C	Temperatura	16,00 °C	Rendimiento isotrópico	0,772
Recalentamiento	3,00 K	Subenfriamiento	1,00 K		
Pérdida de presión	0,00 bar	Pérdida de presión	1,00 bar		
Capacidad frigorífica	3,50 kW				

**Figura 4-15:** Ingreso de datos SOLKANE.

Es de mencionar que la capacidad de refrigeración se tomó de la Ficha técnica de la unidad de aire acondicionado híbrido térmico-solar, Tabla **3-1**.

En la Figura **4-16** se muestra la tabla de presiones, temperaturas, volúmenes específicos, entalpías, entropías y la calidad del refrigerante en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración simulado en el software SOLKANE v8.0.

En la Figura **4-16** se muestra la tabla de resultados que arroja el software SOLKANE v8.0.

	<b>p</b>	<b>t</b>	<b>v</b>	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>x</b>
Punto	bar	°C	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	2,81	-26,00	92,87	413,00	1,8839	
2s	12,91	44,18	24,05	456,74	1,8839	
2	12,91	56,86	25,66	470,03	1,9250	
3	12,91	56,86	25,66	470,03	1,9250	
3'	12,91	16,00	19,87	424,84	1,7785	
3"4'm	12,39	14,53	10,38	322,59	1,4247	
4'	11,91	13,07	0,90	220,34	1,0710	
4	11,91	12,07	0,89	218,76	1,0655	
5	2,81	-29,06	22,74	218,76	1,0887	0,243
56"m	2,81	-29,03	57,03	314,60	1,4811	
6"	2,81	-29,00	91,32	410,44	1,8735	
6	2,81	-26,00	92,87	413,00	1,8839	

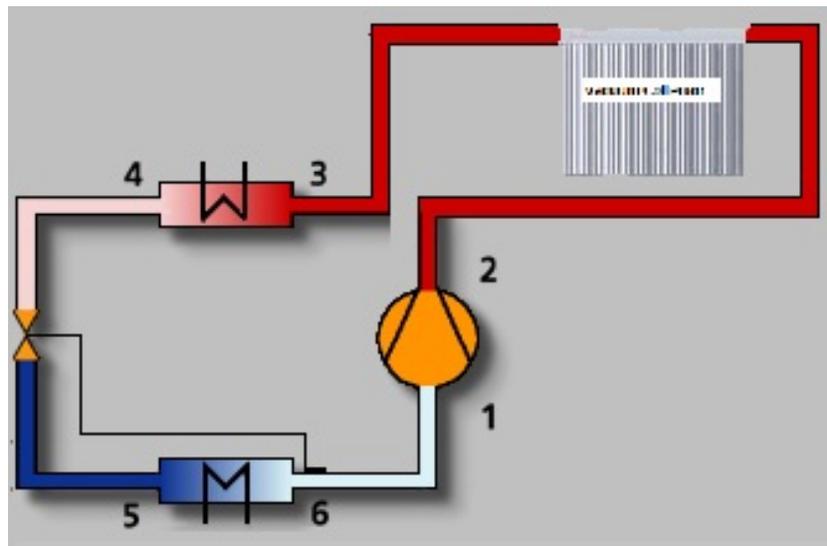
**Figura 4-16:** Tabla de resultados de SOLKANE v8.0.

El software también permite ver datos como la potencia en el vaporizador, el condensador y el compresor y la eficiencia isentrópica del compresor, índice de compresión, diferencia de presión, caudal másico, caudal de volumen desplazado, potencia de enfriamiento volumétrico e índice de potencia de enfriamiento, ver Figura **4-17**.

Potencias	Proceso de una etapa		
Vaporizador	3,50 kW	Índice de compresión	4,60
Condensador	4,48 kW	Diferencia de presión	10,10 bar
Compresor	0,99 kW	Caudal másico	18,019 g/s
		Caudal de volúmen desplazado	6,02 m <sup>3</sup> /h
		Potencia de enfriamiento volúm.	2091 kJ/m <sup>3</sup>
		Índice de potencia de enfriamiento	3,55

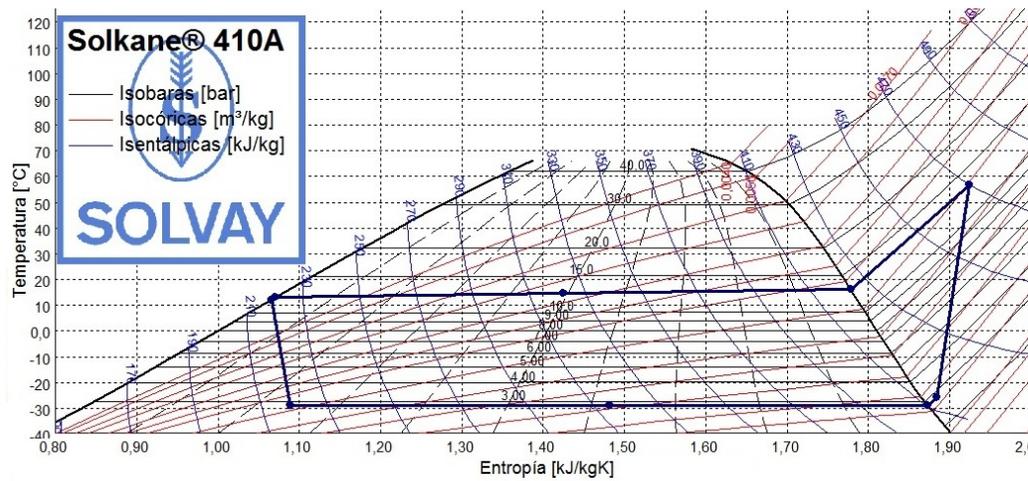
**Figura 4-17:** Cálculos con radiación de SOLKANE v8.0.

En este caso, se obtiene una eficiencia isentrópica del compresor equivalente a 0.764. En la Figura 4-18 se muestra el diagrama del ciclo de refrigeración por compresión del sistema modelado.



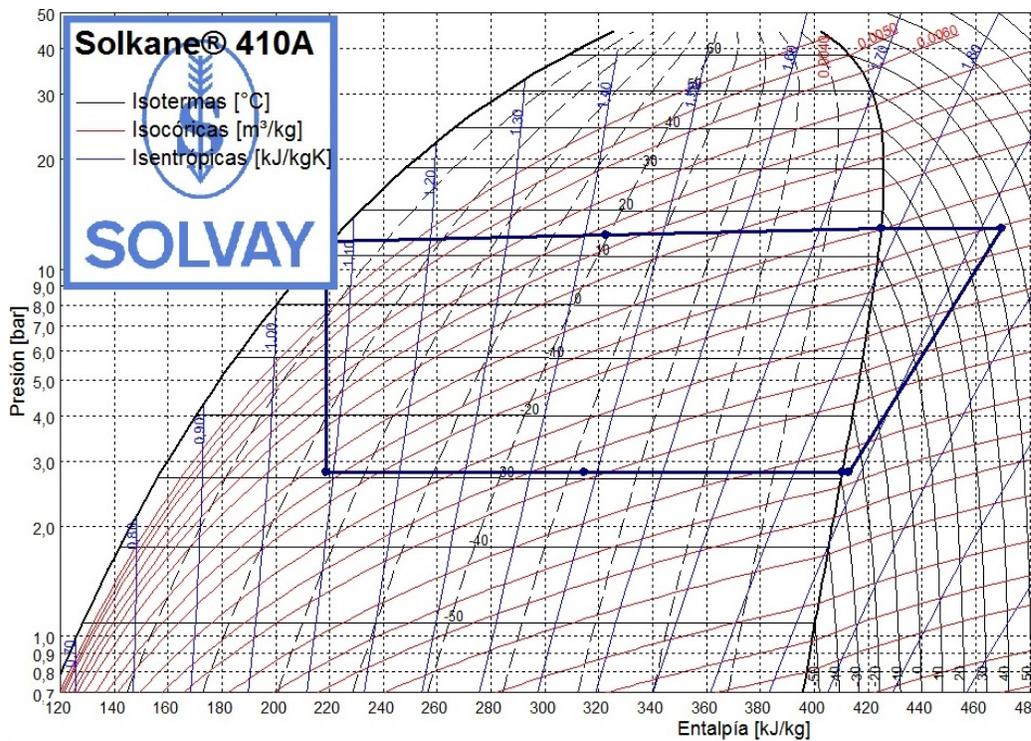
**Figura 4-18:** Esquema del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.

En la Figura 4-20 se muestra el diagrama T-s que arroja el software SOLKANE v8.0. para los datos tomados experimentalmente.



**Figura 4-19:** Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.

En la Figura 4-20 se muestra el diagrama T-s que arroja el software SOLKANE v8.0 para los datos tomados experimentalmente.



**Figura 4-20:** Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión con energía solar, simulado en SOLKANE v8.0.

### 4.3.6. Porcentajes de participación energética

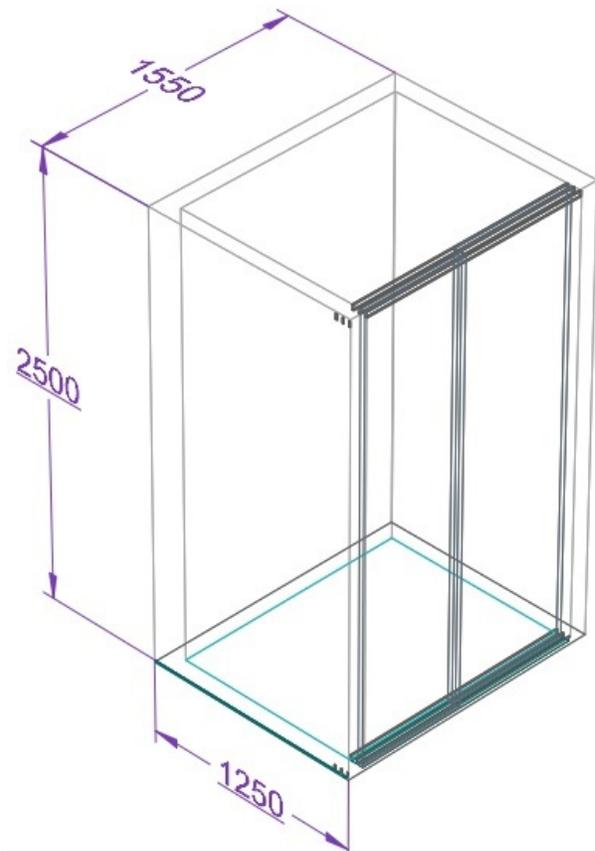
Para calcular los porcentajes de participación energética eléctrico y térmico se dividen los trabajos de entrada totales del compresor con y sin energía solar.

$$\begin{aligned}\% \text{ APORTE TÉRMICO} &= \left(1 - \left(\frac{0,8955}{1,4434}\right)\right) * 100 \% \\ &= (0,3795) * 100 \% \\ &= 37,95 \%\end{aligned}$$

$$\% \text{ CONSUMO ENERGÉTICO} = 62,05 \%$$

### 4.3.7. Cálculos carga térmica

La carga térmica de refrigeración es la cantidad de tasa de calor necesaria para mantener a una temperatura de confort en el recinto donde se encuentra instalado el evaporador del aire acondicionado híbrido, ver Figura 4-21 con medidas de 2,5 m de alto, 1,55 m de ancho y 1,25 m de profundidad, con un volumen total de  $4,84m^3$ . Lo anterior, con el fin de tener los datos que permitan cuantificar el valor de la carga de refrigeración en el recinto que es la suma de la carga térmica sensible y la carga térmica latente.



**Figura 4-21:** Recinto a refrigerar. Fuente: Autor.

La carga térmica sensible es la que afecta directamente la temperatura ambiente del recinto y para determinar el total de carga sensible se tiene que hallar los valores de carga térmica a través del cristal, a través de paredes y techos exteriores, a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores, por infiltraciones de aire exterior, iluminación, personas dentro del recinto, aparatos electrónicos y eléctricos.

Inicialmente con la Ecuación, 2-19, se calcula la carga térmica a través del cristal. La radiación  $R$  se registro con un Piranómetro que fue, ver Figura, 4-22. El factor de corrección de radiación  $F$  lo tomamos del anexo, A. La superficie del cristal  $S$



**Figura 4-22:** Radiación a través del cristal. Fuente: Autor.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{sr} &= S * R * F \\
 &= 3,875 \text{ m}^2 * 5,7 \text{ W/m}^2 * 0,74 \\
 &= 16,50 \text{ W}
 \end{aligned}$$

En la Ecuación 2-21, calculamos la temperatura exterior de diseño  $T_e$ , necesaria para hallar la carga a través de techos y paredes, la temperatura media  $T_{me}$  y la máxima temperatura  $T_{mx}$  que se registro en el recinto.

$$\begin{aligned}
 T_e &= 0,4\Delta T_{me} + 0,6\Delta T_{mx} \\
 &= 0,4(18^\circ C) + 0,6(24^\circ C) \\
 &= 21,6^\circ C
 \end{aligned}$$

La temperatura exterior de calculo,  $T_{ec}$ , se calcula con la Tabla, **2-7** y la temperatura exterior de diseño  $T_e$  hallada anteriormente.

$$\begin{aligned}
 T_{ec} &= T_e * 0,75 \\
 &= 21,6^\circ C * 0,75 \\
 &= 18^\circ C
 \end{aligned}$$

En la ecuación, 2-20, se calcula la carga térmica a través de paredes y techos. El coeficiente de transmisión de térmica  $K$  se encuentra en el anexo, B, y la superficie de flujo de calor externo  $S$ .

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{str} &= K * S * (T_{ec} - T_i) \\
 &= 3,158 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ C * 6,25 \text{ m}^2 * (18 - 16)^\circ C \\
 &= 39,475 \text{ W}
 \end{aligned}$$

En la Ecuación, 2-22, se calcula la carga por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores. El coeficiente global de transmisión térmica  $K$  se calcula en el anexo, B, la superficie interior de contacto  $S$ , la temperatura exterior  $T_e$  y la temperatura interior  $T_i$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{st} &= K * S * (T_e - T_i) \\ &= 4,353 \text{ W/m}^2\text{°C} * 3,875 \text{ m}^2 * (24 - 21)\text{°C} \\ &= 50,60 \text{ W}\end{aligned}$$

Para hallar la carga por infiltraciones de aire exterior inicialmente se calcula su caudal  $Q$  con la Ecuación 2-16, con la necesidad de calcular el volumen  $4,843 \text{ m}^3$  y el numero de renovaciones por hora del recinto, ver Tabla ??.

$$\begin{aligned}Q &= V * N \text{ (m}^3\text{/h)} \\ &= 4,843 \text{ m}^3 * 4 \text{ REN/h} \\ &= 19,375 \text{ m}^3\text{/h} \rightarrow 0,00538\text{m}^3\text{/s}\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-23, se calcula la carga por infiltraciones de aire exterior. La densidad del aire, el calor específico del aire y el delta de temperatura exterior e interior.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{si} &= Q * \rho * C_{p,aire} * \Delta T \\ &= 0,00538 \text{ m}^3\text{/s} * 1,18 \text{ kg/m}^3 * 1012 \text{ J/kg°C} * 3\text{°C} \\ &= 18,28 \text{ W}\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-25, se calcula la carga transmitida por lámparas incandescentes donde el número de lamparas es  $n$  y la potencia de cada lampara  $Pot_{Lmp.incandescente}$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sil,incandescente} &= n * Pot_{Lmp.incandescente} \\ &= 0 \text{ W}\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-26, se calcula la carga por lámparas de descarga.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sil,descarga} &= 1,25 * n * Pot_{Lmp.descarga} \\ &= 1,25 * 1 * 10 \text{ W} \\ &= 12,5 \text{ W}\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-27 se calcula la carga por iluminación que es la suma de los resultados de las ecuaciones 2-25 y 2-26.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sil} &= \dot{Q}_{sil,incandescente} + \dot{Q}_{sil,descarga} \\ &= 0 + 12,5 \text{ W} \\ &= 12,5 \text{ W}\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-28, se calcula la carga sensible por persona donde  $n$  es el número de personas y la tasa de calor sensible por persona  $C_{sensible, persona}$  se halla en la tabla **2-8**.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sp} &= n * C_{sensible, persona} \\ &= 1 * 60 W \\ &= 60 W\end{aligned}$$

$\dot{Q}_{se}$  es la carga de los aparatos electrónicos dentro del recinto que son dos hornillas de 1000 W cada una.

$$\dot{Q}_{se} = 2000 W$$

En la Ecuación 2-24, se calcula la carga sensible por aportaciones internas sumando los resultados de las ecuaciones 2-27, 2-28 y  $\dot{Q}_{se}$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sai} &= \dot{Q}_{sil} + \dot{Q}_{sp} + \dot{Q}_{se} \\ &= (12,5 + 60 + 2000) W \\ &= 2072,5 W\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-29, se calcula la carga térmica sensible total sumando los resultados de las ecuaciones 2-19, 2-20, 2-22, 2-23 y 2-24.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= \dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_{str} + \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_{si} + \dot{Q}_{sai} \\ &= (16,5 + 39,475 + 50,60 + 19,28 + 2072,5) W \\ &= 2198,355 W\end{aligned}$$

Posteriormente se calcula la carga térmica latente que afecta la humedad, que influye en la cantidad de agua dentro del aire circundante en el recinto a refrigerar.

En la Ecuación 2-31, se calcula la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior, donde se hace necesario saber el caudal de aire exterior  $Q$ , la densidad del aire  $\rho$ , calor específico del agua  $C_{l, agua}$  y el delta de humedad exterior e interior  $\Delta w$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{li} &= Q * \rho * C_{l, agua} * \Delta w \\ &= 0,00538 m^3/s * 1,18 kg/m^3 * 2257 J/kg^\circ C * 0,2 \\ &= 2,86 W\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-32, se calcula la carga latente por ocupación donde  $n$  es el número de personas en el recinto y  $C_{latente, persona}$  la tasa de calor latente de la persona en estado estático que se halla en la tabla **2-8**.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{lp} &= n * C_{latente, persona} \\ &= 1 * 30 W \\ &= 30 W\end{aligned}$$

En la Ecuación 2-33, se calcula la carga térmica latente total sumando los resultados de las ecuaciones 2-31 y 2-32.

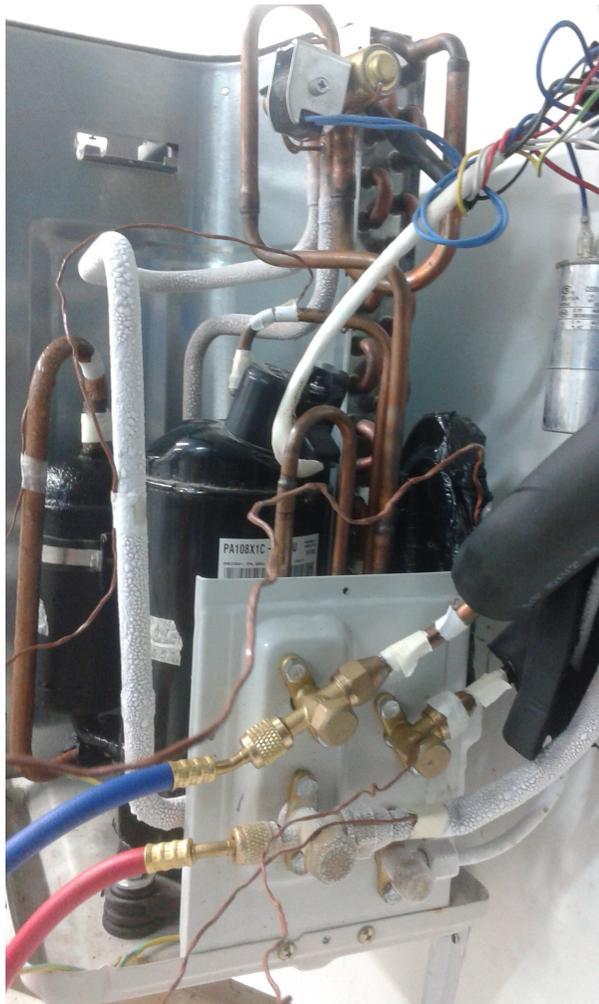
$$\begin{aligned}\dot{Q}_l &= \dot{Q}_{li} + \dot{Q}_{lp} \\ &= (2,86 + 30) W \\ &= 32,86 W\end{aligned}$$

Con la Ecuación 2-17, se calcula la carga térmica de refrigeración que es la suma de los resultados de las ecuaciones 2-29 y 2-32.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_r &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \\ &= (2198,355 + 32,86) W \\ &= 2231,215 W\end{aligned}$$

#### 4.4. Análisis de resultados

En la toma de datos experimentales se midió la variación de temperaturas en los diferentes puntos del circuito por donde circula el refrigerante en el sistema de refrigeración, la disminución de temperatura y presión por irreversibilidades como la fricción en la tuberías principalmente en la salida del compresor y a la entrada del colector solar, y la conexión de la unidad a el evaporador donde las pérdidas causadas aumenta el trabajo de entrada del compresor cuando se encuentra sin aporte de energía solar térmica lo que causa un subenfriamiento a la salida de la válvula de estrangulamiento, ver Figura, **4-23** y se controla a la entrada de la tubería del compresor con un pequeño sobrecalentamiento para que el ingreso del refrigerante sea de vapor caliente.



**Figura 4-23:** Subenfriamiento. Fuente: Autor.

Los datos obtenidos experimentalmente con radiación fueron tomados de forma posterior a dejar encendida la máquina GUNT ET 202, aproximadamente 8 horas, antes de encender la unidad de aire acondicionado híbrido para que el colector solar captara la suficiente radiación térmica. Durante el funcionamiento del ciclo de refrigeración se observó que la pérdida de temperatura desde el compresor hasta el colector es de aproximadamente de 10 a 20 °C, ésto como consecuencia de las condiciones del medio donde se encuentra la unidad, igualmente se empieza a condensar el refrigerante debido a la alta presión que ejerce el compresor, manteniéndose en vapor caliente, cuando el refrigerante ingresa al colector solar aumenta su presión a una menor temperatura y de esta manera alcanza en el ciclo una carga de refrigeración mas alta evidenciando que el tiempo de parada de la unidad es mucho mayor que sin la utilización de energía solar.

En las siguientes gráficas podemos observar como es el rendimiento del sistemas de refrigeración híbrido por compresión mecánica-térmico solar con y sin aporte de energía solar térmica, ver Figura 4-24



(a) Sin solar



(b) Con solar

**Figura 4-24:** Encendido y apagado de la unidad refrigeración con y sin energía solar . Fuente: Autor.

Al comparar las gráficas se evidencia el tiempo de trabajo por el compresor, ver Figura 4-24a observamos que los picos representan el tiempo de parada de la unidad que de aproximadamente 3 *min* donde el aporte de carga térmica de refrigeración no es lo suficiente para mantener el recinto con un confort térmico estable, causando que el compresor trabaje por mucho mas tiempo. En la figura 4-24b observamos que el tiempo de funcionamiento del compresor disminuye manteniendo por mucho mas tiempo

refrigerado el recinto gracias a la ayuda del colector solar.

Analizando el diagrama T-s podemos determinar como es en realidad el funcionamiento del ciclo de refrigeración híbrido, ver Figura 4-25, donde la línea verde es la entrada del colector solar en este punto disminuye la temperatura porque dentro del tanque de almacenamiento la temperatura del agua es menor que la temperatura del refrigerante a la salida del compresor. Esta temperatura es suficiente para alcanzar una presión superior en comparación a la presión de salida del compresor de esta manera se mantiene estable la presión de alta dentro del sistema y que no existan caídas de presión y temperatura que disminuyan la capacidad frigorífica y afecte el COP de refrigeración, la línea azul es la disminución en el trabajo del compresor donde comprueba que su eficiencia térmica es mayor.

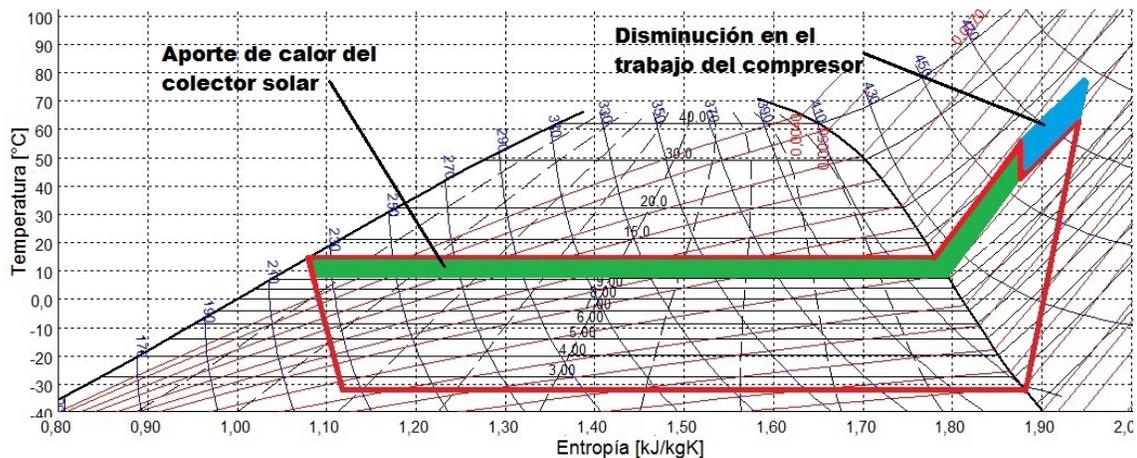


Figura 4-25: Diagrama T-s, Disminución trabajo. Fuente: Autor.

Los resultados de la simulación del sistema de refrigeración con el Software SOLKANE v.8.0. con datos de entrada obtenidos experimentalmente y comparándolos con los datos teóricos con y sin solar fueron muy parecidos demostrando que el sistemas de refrigeración por compresión mecánica-térmico solar es mas eficiente disminuyendo el trabajo ejercido por el compresor y su coeficiente de desempeño es mucho mas alto.

La carga térmica total para refrigeración del recinto es menor a la capacidad de refrigeración del aire acondicionado donde se justifica la continuas paradas y arranque de la unidad durante la toma de datos, este factor también es consecuencia del subenfriamiento del sistema de refrigeración contra restando la ganancia energética suministrada por el colector solar.

# Capítulo 5

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1. CONCLUSIONES

Las conclusiones obtenidas con el desarrollo de este proyecto están fundamentadas de acuerdo a los siguientes aspectos: Rendimiento térmico, carga térmica y validación de resultados.

- Se determinaron las variables relacionadas con el rendimiento termodinámico del aire acondicionado híbrido en condiciones de laboratorio obteniendo resultados satisfactorios e importantes porque el colector solar aporta a la disminución del consumo de energía eléctrica gracias a su aporte de energía térmica que aumenta la temperatura del refrigerante disminuyendo las pérdidas de presión del sistema de refrigeración, además los sistemas por compresión mecánica con aporte de energía térmica solar no ha tenido un estudio significativo siendo el presente trabajo de gran importancia para la investigación y mejoramiento de estos sistemas.
- De los resultados experimentales se pudo concluir que es más eficiente el sistema de refrigeración por compresión mecánica que usa energía solar comparado con uno convencional sin aporte de energía solar, dado que se obtuvo un incremento de 37,12 % en su eficiencia térmica, pese que la unidad de aire acondicionado fue estudiada y caracterizada en una ciudad de clima frío como lo es Pamplona, lo cual deja entrever que podría llegar a ser mucho mejor su rendimiento en climas tropicales.
- Al hacer comparación entre los datos teóricos y los datos arrojados por el software SOLKANE se observó y se comprobó que los cálculos no tienen un margen de error alto, ya que este software cuenta con un banco de datos del refrigerante y el ciclo de compresión que hacen que los datos sean mucho más exactos.

- El análisis que se obtuvo a partir de los datos experimentales demostró que la función del colector Solar no es únicamente la de incrementar la temperatura del refrigerante si no aumentar su presión a una menor temperatura para que de esta manera no hayan pérdidas de presión significativas por irreversibilidades del sistema.
- Se realizaron algunas pruebas en días donde la temperatura alcanzaba los 10 °C siendo la temperatura mínima de operación de 16 °C, las hornillas instaladas dentro del recinto no mantenían una temperatura uniforme y este gradiente de temperatura provocaba que el evaporador no absorbiera el calor suficiente del recinto, por lo cual debido al exceso de trabajo se presentó recalentamiento en el compresor.

## 5.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda la instalación de este tipos de unidades de aire acondicionado híbrido en climas cálidos donde se puede obtener mayor eficiencia ya que la radiación solar es mayor y constante a diferencia de climas fríos como Pamplona.
- Reducir la distancia de las conexiones en tuberías, se obtienen menores pérdidas en presión y temperatura.

# Anexos

Anexos A

Tablas Térmicas

Tabla E.9 Transmitancia térmica  $U_s$  en  $W/m^2 K$ 

B'	$R_f$ ( $m^2K/W$ )					
	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
5	2,63	1,14	0,72	0,53	0,42	0,35
6	2,30	1,07	0,70	0,52	0,41	0,34
7	2,06	1,01	0,67	0,50	0,40	0,33
8	1,87	0,97	0,65	0,49	0,39	0,33
9	1,73	0,93	0,63	0,48	0,39	0,32
10	1,61	0,89	0,62	0,47	0,38	0,32
12	1,43	0,83	0,59	0,45	0,37	0,31
14	1,30	0,79	0,57	0,44	0,36	0,31
16	1,20	0,75	0,55	0,43	0,35	0,30
18	1,12	0,72	0,53	0,42	0,35	0,29
20	1,06	0,69	0,51	0,41	0,34	0,29
22	1,00	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29
24	0,96	0,65	0,49	0,39	0,33	0,28
26	0,92	0,63	0,48	0,39	0,32	0,28
28	0,89	0,61	0,47	0,38	0,32	0,28
30	0,86	0,60	0,46	0,38	0,32	0,27
32	0,83	0,59	0,45	0,37	0,31	0,27
34	0,81	0,58	0,45	0,37	0,31	0,27
≥36	0,79	0,57	0,44	0,36	0,31	0,27

- 6 Alternativamente, para un cálculo más detallado podrá utilizarse el método descrito en el apartado 10 de la norma UNE EN ISO 13 370.

### E.1.4 Huecos y lucernarios

#### E.1.4.1 Transmitancia térmica de huecos

- 1 La transmitancia térmica de los huecos  $U_H$  ( $W/m^2 K$ ) se determinará mediante la siguiente expresión:

$$U_H = (1-FM) \cdot U_{H,v} + FM \cdot U_{H,m} \quad (E.10)$$

siendo

$U_{H,v}$  la transmitancia térmica de la parte semitransparente [ $W/m^2K$ ];

$U_{H,m}$  la transmitancia térmica del marco de la ventana o lucernario, o puerta [ $W/m^2 K$ ];

FM la fracción del hueco ocupada por el marco.

- 2 En ausencia de datos, la transmitancia térmica de la parte semitransparente  $U_{H,v}$  podrá obtenerse según según la norma UNE EN ISO 10 077-1:2001 .

### E.2 Factor solar modificado de huecos y lucernarios

- 1 El factor solar modificado en el hueco  $F_H$  o en el lucernario  $F_L$  se determinará utilizando la siguiente expresión:

$$F = F_S \cdot [ (1-FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha ] \quad (E.11)$$

siendo

$F_S$  el factor de sombra del hueco o lucernario obtenido de las tablas E.11 a E.15 en función del dispositivo de sombra o mediante simulación. En caso de que no se justifique adecuadamente el valor de  $F_s$  se debe considerar igual a la unidad;

FM la fracción del hueco ocupada por el marco en el caso de ventanas o la fracción de parte maciza en el caso de puertas;

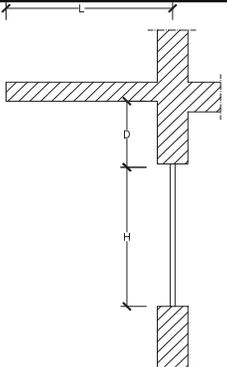
$g_{\perp}$  el factor solar de la parte semitransparente del hueco o lucernario a incidencia normal. El factor solar puede ser obtenido por el método descrito en la norma UNE EN 410:1998;

$U_m$  la transmitancia térmica del marco del hueco o lucernario [ $W/ m^2 K$ ];  
 $\alpha$  la absorptividad del marco obtenida de la tabla E.10 en función de su color.

**Tabla E.10 Absorptividad del marco para radiación solar  $\alpha$**

Color	Claro	Medio	Oscuro
Blanco	0,20	0,30	---
Amarillo	0,30	0,50	0,70
Beige	0,35	0,55	0,75
Marrón	0,50	0,75	0,92
Rojo	0,65	0,80	0,90
Verde	0,40	0,70	0,88
Azul	0,50	0,80	0,95
Gris	0,40	0,65	---
Negro	---	0,96	---

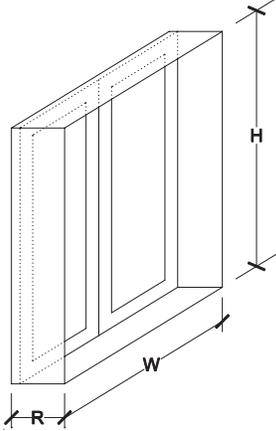
**Tabla E.11: Factor de sombra para obstáculos de fachada: Voladizo**



NOTA: En caso de que exista un retranqueo, la longitud L se medirá desde el centro del acristalamiento.

ORIENTACIONES DE FACHADAS			$0,2 < L/H \leq 0,5$	$0,5 < L/H \leq 1$	$1 < L/H \leq 2$	$L/H > 2$
			S	$0 < D/H \leq 0,2$	0,82	0,50
$0,2 < D/H \leq 0,5$	0,87	0,64		0,39	0,22	
$D/H > 0,5$	0,93	0,82		0,60	0,39	
SE/SO	$0 < D/H \leq 0,2$	0,90	0,71	0,43	0,16	
	$0,2 < D/H \leq 0,5$	0,94	0,82	0,60	0,27	
	$D/H > 0,5$	0,98	0,93	0,84	0,65	
E/O	$0 < D/H \leq 0,2$	0,92	0,77	0,55	0,22	
	$0,2 < D/H \leq 0,5$	0,96	0,86	0,70	0,43	
	$D/H > 0,5$	0,99	0,96	0,89	0,75	

**Tabla E.12: Factor de sombra para obstáculos de fachada: Retranqueo**



ORIENTACIONES DE FACHADAS			$0,05 < R/W \leq 0,1$	$0,1 < R/W \leq 0,2$	$0,2 < R/W \leq 0,5$	$R/W > 0,5$
			S	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,82	0,74
$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,76	0,67		0,56	0,35	
$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,56	0,51		0,39	0,27	
$R/H > 0,5$	0,35	0,32		0,27	0,17	
SE/SO	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,86	0,81	0,72	0,51	
	$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,79	0,74	0,66	0,47	
	$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,59	0,56	0,47	0,36	
	$R/H > 0,5$	0,38	0,36	0,32	0,23	
E/O	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,91	0,87	0,81	0,65	
	$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,86	0,82	0,76	0,61	
	$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,71	0,68	0,61	0,51	
	$R/H > 0,5$	0,53	0,51	0,48	0,39	

**Tabla E.13 Factor de sombra para obstáculos de fachada: lamas**

LAMAS HORIZONTALES		ANGULO DE INCLINACIÓN ( $\beta$ )		
		0	30	60
ORIENTACIÓN	SUR	0,49	0,42	0,26
	SURESTE/ SUROESTE	0,54	0,44	0,26
	ESTE/ OESTE	0,57	0,45	0,27

LAMAS VERTICALES		ANGULO DE INCLINACIÓN ( $\sigma$ )						
		-60	-45	-30	0	30	45	60
ORIENTACIÓN	SUR	0,37	0,44	0,49	0,53	0,47	0,41	0,32
	SURESTE	0,46	0,53	0,56	0,56	0,47	0,40	0,30
	ESTE	0,39	0,47	0,54	0,63	0,55	0,45	0,32
	OESTE	0,44	0,52	0,58	0,63	0,50	0,41	0,29
	SUROESTE	0,38	0,44	0,50	0,56	0,53	0,48	0,38

NOTAS Los valores de factor de sombra que se indican en estas tablas han sido calculados para una relación D/L igual o inferior a 1.  
El ángulo  $\sigma$  debe ser medido desde la normal a la fachada hacia el plano de las lamas, considerándose positivo en dirección horaria.

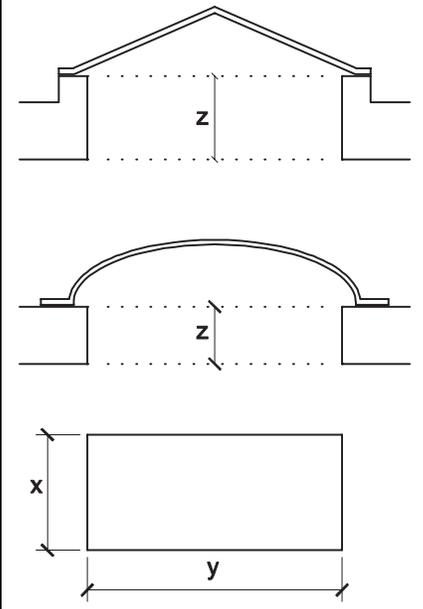
**Tabla E.14 Factor de sombra para obstáculos de fachada: toldos**

CASO A	Tejido opacos $\tau=0$		Tejidos translúcidos $\tau=0,2$	
	SE/S/SO	E/O	SE/S/SO	E/O
$\alpha$				
30	0,02	0,04	0,22	0,24
45	0,05	0,08	0,25	0,28
60	0,22	0,28	0,42	0,48

CASO B	Tejido opacos $\tau=0$			Tejidos translúcidos $\tau=0,2$		
	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO	E/O
$\alpha$						
30	0,43	0,61	0,67	0,63	0,81	0,87
45	0,20	0,30	0,40	0,40	0,50	0,60
60	0,14	0,39	0,28	0,34	0,42	0,48

**Tabla E.15 Factor de sombra para lucernarios**

		Y / Z						
		0,1	0,5	1,0	2,0	5,0	10,0	
	X / Z	0,1	0,42	0,43	0,43	0,43	0,44	0,44
		0,5	0,43	0,46	0,48	0,50	0,51	0,52
		1,0	0,43	0,48	0,52	0,55	0,58	0,59
		2,0	0,43	0,50	0,55	0,60	0,66	0,68
		5,0	0,44	0,51	0,58	0,66	0,75	0,79
		10,0	0,44	0,52	0,59	0,68	0,79	0,85

NOTAS Los valores de factor de sombra que se indican en esta tabla son válidos para lucernarios sensiblemente horizontal es.  
 En caso de lucernarios de planta elíptica o circular podrán tomarse como dimensiones características equivalentes los ejes mayor y menor o el diámetro.

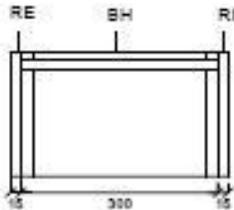
# Anexos B

## Tablas constructivas de fachadas



## Sistemas Constructivos: Fachadas

Tipo de fachada: Fábrica sin aislamiento  
 Tipo de aislante utilizado: Arcilla Expandida - Genérico  
 Espesor del aislante (mm): 5



- HP** hoja principal
- LC** fábrica de ladrillo cerámico (perforado o macizo)
- BH** fábrica de bloque de hormigón
- BC** fábrica de bloque cerámico
- RM** revestimiento intermedio formado por un enfoscado de mortero
- C** cámara de aire no ventilada
- SP** separación de 10mm
- AT** aislante no hidrófilo
- HI** hoja interior
  - LH** fábrica de ladrillo hueco
  - YL** panel yeso laminado
- RI** revestimiento interior formado por un enlucido, enfoscado o un alicatado
- RE** revestimiento exterior continuo

Transmitancia térmica (W/m<sup>2</sup> K): 3.837 - 4.136

# Anexos C

## Tablas para mortero



## 05 Morteros / Morteros / Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco o enlucido / Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco o enlucido

Materiales	$\rho$	$\lambda$	$C_p$	$\mu$
Genérico	> 2000	1.8	1000	10
Genérico	1800-2000	1.3	1000	10
Genérico	1600-1800	1	1000	10
Genérico	1450-1600	0.8	1000	10
Genérico	1250-1450	0.7	1000	10
Genérico	1000-1250	0.55	1000	10
Genérico	750-1000	0.4	1000	10
Genérico	500-750	0.3	1000	10

$\rho$  : Densidad, en Kg/m<sup>3</sup>

$\lambda$  : Conductividad térmica, en W/m·K

$C_p$  : Calor específico, en J/Kg·K

$\mu$  : Factor de resistencia a la difusión del vapor de agua, adimensional

# Anexos D

## Tablas para cristales

## 15 Vidrios / Acristalamientos incoloros / Vidrio sencillo / Vidrios normales (E=0.89)

Materiales	$U_{H,v}$ v	$U_{H,v}$ h
4mm espesor	5.7	6.9
6mm espesor	5.7	6.8

$U_{H,v}$  v: Transmitancia térmica vertical del acristalamiento del hueco o lucernario, en  $W/m^2K$

$U_{H,v}$  h: Transmitancia térmica horizontal del acristalamiento del hueco o lucernario, en  $W/m^2K$

# Anexos E

## Tablas de Refrigerante 410A

**TABLA ZONA DE VAPOR HUMEDO REFRIGERANTE R410a**

p	t`	t``	ρ`	ρ``	v`	v``	h`	h``	r	s`	s``
bar	°C	°C	Kg/dm <sup>3</sup>	Kg/dm <sup>3</sup>	dm <sup>3</sup> /kg	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
1.5	-43.40	-43.32	1.324	6.03	0.755	165.75	137.39	403.66	266.27	0.7527	19.116
2.0	-37.07	-36.98	1.303	7.93	0.767	126.16	146.47	406.76	260.58	0.7807	18.940
2.5	-31.87	-31.79	1.286	9.81	0.778	101.98	153.46	409.18	255.73	0.8212	18.804
3.0	-27.43	-27.35	1.271	11.68	0.787	85.63	159.75	411.17	251.42	0.8470	18.694
3.5	-23.53	-23.44	1.257	13.55	0.795	73.80	165.32	412.84	247.51	0.8693	18.601
4.0	-20.04	-19.95	1.245	15.42	0.803	64.85	170.36	414.28	243.91	0.8891	18.521
4.5	-16.87	-16.78	1.234	17.30	0.811	57.82	174.97	415.53	244.56	0.9070	18.450
5.0	-13.96	-13.86	1.223	19.18	0.818	52.15	179.23	416.64	237.40	0.9232	18.387
5.5	-11.26	-11.16	1.213	21.06	0.824	47.48	183.21	417.62	234.41	0.9382	18.329
6.0	-8.74	-8.64	1.204	22.96	0.831	43.56	186.94	418.50	231.56	0.9521	18.276
6.5	-6.38	-6.28	1.195	24.86	0.837	40.23	190.46	419.29	228.83	0.9651	18.227
7.0	-4.15	-4.05	1.186	26.77	0.843	37.35	193.81	420.01	226.21	0.9773	18.182
7.5	-2.04	-1.94	1.178	28.69	0.849	34.85	196.99	420.66	223.67	0.9889	18.139
8.0	-0.03	0.07	1.170	30.63	0.855	32.65	200.03	421.25	221.22	0.9998	18.099
8.5	1.88	1.99	1.162	32.57	0.861	30.70	202.95	421.79	218.84	10.103	18.061
9.0	3.72	3.82	1.155	34.53	0.866	28.96	205.76	422.28	216.52	10.202	18.024
9.5	5.47	5.58	1.147	36.50	0.872	27.39	208.47	422.72	214.26	10.297	17.990
10	7.16	7.27	1.140	38.49	0.877	25.98	211.08	423.3	212.05	10.389	17.957
10.5	8.79	8.90	1.134	40.49	0.882	24.70	213.61	423.50	209.89	10.477	17.925
11.0	10.36	10.47	1.127	42.51	0.887	23.53	216.07	423.83	207.76	10.562	17.894
11.5	11.87	11.99	1.120	44.54	0.893	22.45	218.46	424.14	205.68	10.645	17.864
12.0	13.34	13.45	1.114	46.58	0.898	21.47	220.78	424.41	203.63	10.724	17.835
12.5	14.76	14.88	1.107	48.65	0.903	20.56	223.04	424.66	201.62	10.802	17.807
13.0	16.14	16.26	1.101	50.73	0.908	19.71	225.25	424.88	199.63	10.177	17.780

Anexos F

Tablas de Refrigerante 410A

**TABLA DE VAPOR RECALENTADO (PRESIÓN=13,5  
bar) REFRIGERANTE R410a**

t	p	$\rho$	v	h	s
°C	bar	kg/m <sup>3</sup>	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg K
29,00	13,50	48,30	20,70	438,78	1,8216
30,00	13,50	47,97	20,85	439,93	1,8254
31,00	13,50	47,64	20,49	441,07	1,8292
32,00	13,50	47,32	21,13	442,21	1,8329
33,00	13,50	47,00	21,28	443,34	1,8366
34,00	13,50	46,70	21,42	444,47	1,8403
35,00	13,50	46,40	21,55	445,59	1,8439
36,00	13,50	46,10	21,69	446,71	1,8475
37,00	13,50	45,81	21,83	447,82	1,8511
38,00	13,50	45,53	21,96	448,92	1,8547
39,00	13,50	45,25	22,10	450,02	1,8582
40,00	13,50	44,98	22,23	451,12	1,8617
41,00	13,50	44,72	22,36	452,21	1,8652
42,00	13,50	44,45	22,50	453,30	1,8687
43,00	13,50	44,20	22,63	454,39	1,8721
44,00	13,50	43,95	22,76	455,47	1,8755
45,00	13,50	43,70	22,88	456,55	1,8789
46,00	13,50	43,45	23,01	457,62	1,8823
47,00	13,50	43,22	23,14	458,70	1,8857
48,00	13,50	42,98	23,27	459,76	1,8890
49,00	13,50	42,75	23,39	460,83	1,8923
50,00	13,50	42,52	23,52	461,89	1,8956

Anexos G

Tablas de Refrigerante 410A

### SIMULACIÓN CICLO DE REFRIGERACIÓN

	p	t	v	h	s	x
Punto	bar	°C	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg K	--
1	2,69	-30,00	94,98	409,99	1,8759	
2s	12,19	38,93	25,00	452,58	1,8759	
2	12,19	51,78	26,74	465,89	1,9181	
3	12,19	51,78	26,74	465,89	1,9181	
3`	12,19	14,00	21,11	424,51	1,7824	
3``4`m	11,68	12,47	11,00	320,75	1,4209	
4`	11,19	10,94	0,89	216,98	1,0594	
4	11,19	3,94	0,87	206,10	1,0214	
5	2,69	-30,07	19,37	206,10	1,0377	0,197
56``m	2,69	-30,03	57,18	308,05	1,4568	
6``	2,69	-30,00	94,98	409,99	1,8759	
6	2,69	-30,00	94,98	409,99	1,8759	

# Bibliografía

- [1] *Manual de experimentos; Fundamentos de la Energía Térmica Solar*. Mayo 2013
- [2] AL-ALILI, Ali ; HWANG, Yunho ; RADERMACHER, Reinhard: Review of solar thermal air conditioning. (2013)
- [3] BECERRA, Ariel Rey B.: *Manual De usuario. Sistema solar para calentamiento de piscina*. Carrera 42 No. 15-08, Autopista Duitama-Sogamoso. Duitama, Boyacá, Colombia.: Heliotermica
- [4] CENGEL, Yunus ; BOLES, Michael: *Termodinamica*. Mexico D.F., : Mc Graw Hill, 2009
- [5] CONDITIONER., Jiangsu Chuanglan Solar A. *Spilt Solar Powered Air Conditioner (TKFR-35GW)*
- [6] CURTIS HARRINGTON, Mark M.: Swimming pools as heat sinks for air conditioners: California feasibility analysis. (2012)
- [7] ECOPROJECTS. *Atlantis Solar*. 2015
- [8] ENERGY, Sunflower R. *Solar evacuated tubes*. 2013
- [9] ENERGY, Sunflower R. *Renewable Energy*. 2013
- [10] ERASO, Fredy G.: *Manual practico del taller de refrigeración domestica*
- [11] FINOCCHIARO PIETRO, Beccali M.: Innovative compact solar air conditioner based on fixed and cooled adsorption beds and wet heat exchangers. (2013)
- [12] FLUKE: *Manual de uso 51 & 52 Series II Thermometer*. Avenida Major Sylvio de Magalhães Padilha, 5200, Ed. Filadelfia, Bloque B, Conj. 42 Cond. America Business Park: FLUKE corporate, 1999
- [13] GENERAL, Ingeniería E. *Válvula de expansión termostática*. 2013

- [14] GUANGMING CHEN, Daibin Zhu Shaojie Chen Lingyun Fang Xinyue H.: Experimental study on two-stage ejector refrigeration system driven by two heat sources. (2016)
- [15] HIRAI, A.: Solar colling system using solar Driven Hybrid Chiller. (2012)
- [16] HVACR, Mundo ; HVACR, Mundo (Ed.). *Los Refrigerantes y sus Propiedades*. 2008
- [17] HVACR, Mundo ; HVACR, Mundo (Ed.). *Los Refrigerantes y sus Propiedades*. 2016
- [18] PCE IBERICA: *Manual de instrucciones de uso Caudalímetro por ultrasonido PCE-TDS 100H*
- [19] INGEMECANICA. *Guía para el Cálculo de las Cargas Térmicas en los Edificios*
- [20] JENNINGS, Burgess ; LEWIS, Samuel ; CONTINENTAL, Editorial (Ed.): *Aire acondicionado y refrigeración*. 1988
- [21] K.F. FONG, T.T. Chow A.M.L. F.: Investigation on solar hybrid desiccant cooling system for commercial premises with high latent cooling load in subtropical Hong Kong. (2011)
- [22] M. BALGHOUTH, A. G.: Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia. (2007)
- [23] M. PONS A, F. Boudehenn P. Bourdoukan J. Castaing-Lasvignottes G. Evola A. Le Denn N. Le Pierrès O. Marc N. Mazet D. Stitou F. L.: Performance comparison of six solar-powered air-conditioners operated in five places. (2012)
- [24] M.C. RODRÍGUEZ HIDALGO, M. Izquierdo Millán A. Lecuona Neumann R. Salgado M.: Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. (2007)
- [25] MENDOZA, Mario. *Conceptos generales sobre ambiente y Confort termico*
- [26] MICHAEL J. MORAN, Howard N. S.: *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 2005
- [27] MORENO, María H.: *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto*, Tesis de Grado
- [28] ORDOÑES, Melissa Graciela E. *Proseso para carga de refrigerante*. 2012

- 
- [29] PENGLEI ZHANG, Wenxing Shi Xianting Li Baolong W.: Dynamic performance of self-operated three-way valve used in a hybrid air conditioner. (2014)
- [30] Q.P. HA, V. V.: A novel solar-assisted air-conditioner system for energy savings with performance enhancement. (2012)
- [31] DE LA REFRIGERACIÓN, Club. *Elementos de control*. 2013
- [32] Y SOCIEDAD REPUBLICA DOMINICANA, Ciencia. *UNA ALTERNATIVA PARA PRODUCCIÓN DE FRÍO CON ENERGÍA SOLAR*. 2004
- [33] SABIHA, M.A. ; SAIDUR, R. ; MEKHILEF, Saad ; MAHIAN, Omid: Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015), p. 1038 – 1054. – ISSN 1364-0321
- [34] TECHNOLOGIES, Emerson C. *Válvula de termo expansión*
- [35] TECHNOLOGIES, Emerson C.: *El MANUAL TECNICO VALYCONTROL*. 2008
- [36] TSUNG-CHIEH CHENG, Zhu-Zin Huang Guo-Chun L.: Development of an energy-saving module via combination of solar cells and thermoelectric coolers for green building applications. (2010)
- [37] TYAGIA, V.V: Review on solar air heating system with and without thermalenergy storage system. (2012), p. 2289–2303
- [38] UNIDAS, Naciones. *El Vivir Bien como respuesta a la Crisis Global*. 2014
- [39]