

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS

FACULTAD DE TECNOLOGÍA

CARRERA DE QUÍMICA INDUSTRIAL



**OBTENCIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO A ESCALA LABORATORIO
PARA EL MUNICIPIO DE CAJUATA, PROVINCIA INQUISIVI,
DEPARTAMENTO DE LA PAZ**

**PROYECTO DE GRADO
PARA OPTAR AL TÍTULO DE LICENCIATURA EN QUÍMICA INDUSTRIAL**

POSTULANTE: DANIEL ARTURO LEÓN DEL BARRIO

TUTOR: MSC. LIC. MARIO L. HILAQUITA CH.

La Paz-Bolivia

2018

Agradezco a mi madre por apoyarme en todo momento, por los valores que me ha inculcado y por darme la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida, al Ing. Helmuth Salinas Iñiguez por el apoyo que ha brindado a este trabajo, a mi tutor Msc. Lic. Mario Hilaquita y mis docentes por el consejo y guía en el desarrollo del proyecto.

RESUMEN

El presente trabajo estudia el desarrollo de un sistema de condensación de agua por punto de rocío para el Municipio de Cajuata ubicado al sud este del Departamento de La Paz, ofreciendo una alternativa de abastecimiento de agua al problema de deficiencia del recurso que afronta el Municipio, coadyuvando con cálculos y parámetros adaptados a la región.

En este proyecto se aplica un ciclo de compresión mecánica simple, donde un refrigerante recorre un ciclo cerrado, evaporándose a una baja temperatura y condensándose a una temperatura mayor. Esta diferencia de temperaturas, que permite extraer calor de la corriente de aire que se deseca, es posible gracias al aporte de potencia por parte de un compresor.

Los resultados de simulaciones por software y cálculos presentes en el proyecto dan una idea de la cantidad y el precio final del agua obtenida, siendo 70 L/día con un precio que roza los 260 Bs/m³, frente a los cerca de 7000 Bs/m³ del agua embotellada o los 5428.8 Bs/m³ de otras máquinas condensadoras.

Como se concluye en este trabajo, este método es una opción realista ante un problema que exige soluciones responsables y adaptables a distintos escenarios.

SUMMARY

The present work studies the condensation of water by dew point in the Municipality of Cajuata located to the south east of the Department of La Paz, offering an alternative of water supply to the problem of deficiency of the resource facing the Municipality, contributing with calculations and parameters adapted to the region.

In this project, a simple mechanical compression cycle is applied, where a refrigerant goes through a closed cycle, evaporating at a low temperature and condensing at a higher temperature. This temperature difference, which allows to extract heat from the drying air flow, is possible thanks to the power supply by a compressor.

The results of software simulations and calculations present in the project give an idea of the quantity and the final price of the water obtained, being 70 L/day with a price that approaches 260 Bs /m³, compared to about 7000 Bs /m³ of bottled water or 5428.8 Bs /m³ of other condensing machines.

As it is concluded in this work, this method is a realistic option before a problem that demands responsible and adaptable solutions to different scenarios.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	15
1.1 SITUACIÓN ACTUAL AL ACCESO DE AGUA EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA	18
1.1.1 HIDROGRAFÍA.....	18
1.1.2 POTENCIAL HÍDRICO	18
1.1.3 DISPONIBILIDAD DE AGUA A TRAVÉS DE RESULTADOS DE BALANCES HÍDRICOS.....	20
1.1.4 SANEAMIENTO BÁSICO.....	20
1.1.5 PRINCIPALES AMENAZAS IDENTIFICADAS DEL MUNICIPIO	22
1.1.6 DISPONIBILIDAD DE SERVICIOS BÁSICOS	26
1.1.7 DISPONIBILIDAD DE SERVICIOS BÁSICOS	27
1.2 FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA	28
1.2.1 CUENCAS	29
1.2.1.1 SUBCUENCAS	30
1.2.2 RED HÍDRICA	32
1.2.3 FUENTES DE AGUA.....	33
1.3 ANTECEDENTES	34
1.4 LOCALIZACIÓN.....	36
1.5 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	38
1.5.1 SÍNTESIS ESQUEMÁTICA DEL PROBLEMA.....	39
1.6 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	40
1.7 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	40
1.8 OBJETIVOS	41
1.8.1 OBJETIVO GENERAL	41

1.8.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	41
1.9	JUSTIFICACIÓN	42
1.9.1	GEOGRÁFICA	42
1.9.2	SOCIAL.....	42
1.9.3	TECNOLÓGICA.....	43
1.9.4	AMBIENTAL.....	43
1.9.5	ACADÉMICA	44
1.10	ALCANCES Y LIMITES.....	44
1.10.1	ALCANCES	44
1.10.2	LÍMITES	44
2.	MARCO TEÓRICO.....	45
2.1	CONDENSACIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO	46
2.1.1	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	47
2.2	DATOS CLIMATOLÓGICOS DISPONIBLES DEL MUNICIPIO DE CAJUATA.....	50
2.2.1	CLIMA	50
2.2.1.1	CLASIFICACIÓN CLIMÁTICA	50
2.2.1.2	DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO	50
2.2.1.3	TEMPERATURA	52
2.2.1.4	PRECIPITACIÓN.....	54
2.2.1.5	HUMEDAD	55
2.2.1.6	ALTURA.....	56
2.2.2	CÁLCULO DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA DEL MUNICIPIO DE CAJUATA.....	57
2.2.2.1	LEY DE DISTRIBUCIÓN BAROMÉTRICA	58
2.2.2.2	APLICACIÓN DE LA LEY DE DISTRIBUCIÓN BAROMÉTRICA..	61

2.3	VARIABLES DE OPERACIÓN.....	61
2.3.1	CURVA DE PRESIÓN DE VAPOR	62
2.3.2	GAS HÚMEDO.....	63
2.3.3	DEFINICIONES.....	64
2.4	DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	71
2.4.1	MANEJO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	72
2.4.2	DESHUMIDIFICACIÓN DEL AIRE POR ENFRIAMIENTO	73
2.4.3	ANÁLISIS PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE CAJUATA	77
2.5	CICLO DE REFRIGERACIÓN	80
2.5.1	COEFICIENTE DE DESEMPEÑO	81
2.5.2	CICLO INVERTIDO DE CARNOT.....	81
2.5.3	CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN.....	83
2.5.4	CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	86
2.5.5	APLICACIÓN DEL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA SIMPLE A LA OBTENCIÓN DE AGUA.....	88
2.6	AUTOMATIZACIÓN.....	88
2.7	SOFTWARE.....	90
2.7.1	PSYCHROMETRIC CHART+DUCT CALCULATOR SOFTWARE	90
2.7.1.1	CARTA PSICROMÉTRICA	91
2.7.1.2	CALCULADORA DUCT.....	92
2.7.2	EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)	92
2.7.3	COOLPACK.....	94
2.8	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	95
2.8.1	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	95
2.8.1.1	DIMENSIONES UNIDAD CONDENSADORA VORTICE.....	96

2.8.1.2	COMPRESOR.....	96
2.8.1.3	EVAPORADOR.....	98
2.8.1.4	CONDENSADOR.....	100
2.8.1.5	VÁLVULA DE EXPANSIÓN O TUBO CAPILAR.....	102
2.8.1.6	CAPACITOR	103
2.8.1.7	CONTROLADOR.....	103
2.8.1.8	PRESOSTATO.....	103
2.8.1.9	VÁLVULA SOLENOIDE	106
2.8.2.0	REFRIGERANTES	106
3.	MARCO PRÁCTICO	110
3.1	DISEÑO PRELIMINAR	111
3.1.1	REQUISITOS INICIALES	111
3.1.1.1	CAUDAL DE AGUA	111
3.1.1.2	POTENCIA ELÉCTRICA	112
3.1.1.3	DIMENSIONES.....	112
3.2	SELECCIÓN DE REFRIGERANTE	116
3.2.1	CÁLCULO DEL EVAPORADOR	116
3.2.2	TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN.....	117
3.2.3	CÁLCULO PRELIMINAR DEL CICLO	118
3.2.4	REFRIGERANTE R410A.....	123
3.2.4.1	CARACTERÍSTICAS	124
3.2.4.2	SEGURIDAD.....	124
3.2.4.3	SIMILITUDES CON R-22	125
3.3	OPTIMIZACIÓN DE TEMPERATURAS	126
3.3.1	CAUDAL DE AIRE.....	128

3.3.2	BALANCE DE MASA GLOBAL	129
3.3.3	CICLO DEL SISTEMA	131
3.3.3.1	CONSTRUCCIÓN DEL GRÁFICO P-H.....	133
3.3.4	BALANCE DE ENERGÍA	134
3.4	CONSTRUCCIÓN Y DISEÑO DEL EQUIPO	137
3.4.1	UNIDAD EVAPORADORA	138
3.4.2	UNIDAD CONDENSADORA	138
3.4.3	BANDEJA COLECTORA DE AGUA.....	139
3.4.4	RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO.....	139
3.4.5	ESTRUCTURAS METÁLICAS.....	140
3.5	PRESUPUESTO.....	140
3.5.1	COSTE DEL PROTOTIPO.....	140
3.5.2	COSTE DEL LITRO DE AGUA.....	141
3.5.3	AMORTIZACIÓN DE CRÉDITO.....	143
3.5.4	INGRESOS Y EGRESOS	144
3.5.5	ANÁLISIS COSTO BENEFICIO	145
4.	RESULTADOS.....	146
4.1	CONTRASTE DE LOS RESULTADOS	147
4.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.....	148
4.3	CANTIDAD DE AGUA OBTENIDA	149
4.4	CALIDAD DEL AGUA	150
3.6.4.1	ANÁLISIS DEL AGUA CONDENSADA.....	155
5.	CONCLUSIONES	161
5.1	CONCLUSIONES OBJETIVO GENERAL	163
5.2	CONCLUSIONES OBJETIVOS ESPECIFICOS	164

6. RECOMENDACIONES	167
7. BIBLIOGRAFÍA.....	170
8. GLOSARIO.....	177
9. ANEXOS.....	180
ANEXO 1 ATRAPANIEBLAS.....	181
ANEXO 2 EOLEWATER.....	182
ANEXO 3 FRESWATER.....	183
ANEXO 4 WARKA WATER	184
ANEXO 5 FONTUS.....	185
ANEXO 6 CURVA DE PRESIÓN DE VAPOR.....	186
ANEXO 7 DEDUCCIONES	187
• 7-A HUMEDAD ABSOLUTA MOLAR O SATURACIÓN ABSOLUTA MOLAR (Y_m):	187
• 7-B HUMEDAD PORCENTUAL O SATURACIÓN PORCENTUAL YP	188
• 7-C VOLUMEN HÚMEDO O VOLUMEN ESPECIFICO (VH):.....	188
• 7-D TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA (T_s):	189
• 7-E TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (T_w):	190
ANEXO 8 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO A 1 ATM DE PRESIÓN.....	192
ANEXO 9 MANEJO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	193
ANEXO 10 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ACLARACIONES.....	194
ANEXO 11 ANALISIS CONDICIONES DE CAJUATA CON DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	195
• 11-A DIAGRAMA PSICROMÉTRICO MEZCLA AIRE - VAPOR DE AGUA A 1682 msnm $P_{ATM}=624.5993 \text{ mmHg}$	195
• 11-B DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CON VOLÚMENES DE AIRE.....	196

•	11-C CONDICIONES MÍNIMAS PROMEDIO	197
•	11-D CONDICIONES MEDIAS PROMEDIO.....	198
•	11-E CONDICIONES MÁXIMAS PROMEDIO	199
	ANEXO 12 TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL VAPOR DE AGUA SATURADO	200
	ANEXO 13 TABLA DE TENSIONES DE VAPOR	201
	ANEXO 14 TABLA DE VALORES ENTALPIA R410A	202
	ANEXO 15 ESQUEMA DE UN REFRIGERADOR DE CARNOT Y DIAGRAMA T-S DEL CICLO INVERTIDO DE CARNOT	203
	ANEXO 16 ESQUEMA Y DIAGRAMA T-S PARA EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	204
	ANEXO 17 DIAGRAMA <i>P-h</i> DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	205
	ANEXO 18 DIAGRAMA DE CICLO REAL.....	206
	ANEXO 19 ESQUEMA Y DIAGRAMA <i>T-S</i> PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	207
	ANEXO 20 DIMENSIONES DEL EQUIPO.....	208
	ANEXO 21 DIAGRAMA DE MOLLIER	209
	ANEXO 22 EVAPORADORES	210
•	22-A EVAPORADOR DE EXPANSIÓN SECA	210
•	22-B EVAPORADOR INUNDADO	211
•	22-C EVAPORADOR SOBREALIMENTADO	212
	ANEXO 23 SIMULACIONES POR SOFTWARE REALIZADAS PARA LOS REFRIGERANTES R134A, R404A, R407C, R410A Y R600A.....	213
•	23-A SIMULACIÓN REFRIGERANTE R134A	213
•	23-B SIMULACIÓN REFRIGERANTE R404A	214

- 23-C SIMULACIÓN REFRIGERANTE R407C..... 215
- 23-D SIMULACIÓN REFRIGERANTE R410A 216
- 23-E SIMULACIÓN REFRIGERANTE R600A..... 217

ANEXO 24 DIBUJOS Y PLANOS..... 218

- 24-A EVAPORADOR..... 218
- 24-B CONDENSADOR..... 219
- 24-C TIMER CICLICO..... 220
- 24-D BANDEJA COLECTORA..... 221
- 24-E RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO..... 222
- 24-F ESTRUCTURAS METALICAS 223
- 24-G CAJA DE PROTECCION DEL SISTEMA..... 224
- 24-H DIMENSIONES DE CADA UNIDAD 225
- 24-I BOCETO EQUIPO ENSAMBLADO 226

ANEXO 25 FOTOGRAFIAS..... 227

- 25-A PROCESO DE ENSAMBLADO..... 227
- 25-B PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO 235
- 25-C CAJUATA..... 238

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. VOLUMEN ANUAL DE PRECIPITACIÓN POR SUBCUENCA EN MILLONES DE M3 Y POTENCIAL HÍDRICO	19
TABLA 2 ANÁLISIS DE GESTIÓN DE RIESGOS Y CAMBIO CLIMÁTICO (PROYECCIÓN AL 2020).....	24
TABLA 3. CUENCAS DELIMITADAS EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA	29
TABLA 4. PRINCIPALES CURSOS DE AGUA	33
TABLA 5. FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN CAJUATA	33
TABLA 6. VARIABLES CONOCIDAS DEL MUNICIPIO	49
TABLA 7. CLASIFICACIÓN CLIMÁTICA MUNICIPIO DE CAJUATA	50
TABLA 8. DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO	51
TABLA 9. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN CHOROCONA.....	53
TABLA 10. PRECIPITACIÓN DEL MUNICIPIO DE CAJUATA	55
TABLA 11. HUMEDAD RELATIVA DEL MUNICIPIO DE CAJUATA	56
TABLA 12. FACTORES DE BY-PASS.....	77
TABLA 13. SEGURIDAD DE REFRIGERANTES	109
TABLA 14. DATOS ARBITRARIOS.....	119
TABLA 15. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES	122
TABLA 16. PRESUPUESTO PROTOTIPO	141
TABLA 17. AMORTIZACIÓN DE CRÉDITO	143
TABLA 18. INGRESOS Y EGRESOS.....	144
TABLA 19. ANÁLISIS COSTO BENEFICIO.....	145
TABLA 20. PARÁMETROS DE CONTROL MÍNIMO SEGÚN NB 512	152
TABLA 21. PARÁMETROS DE CONTROL BÁSICO SEGÚN NB 512	153
TABLA 22. PARÁMETROS DE CONTROL COMPLEMENTARIO SEGÚN NB 512.	154
TABLA 23. PARÁMETROS DE LA CALIDAD DEL AGUA OBTENIDA.....	163
TABLA 24. DATOS TÉCNICOS DEL MUNICIPIO DE CAJUATA	164
TABLA 25. DATOS TÉCNICOS DEL SISTEMA DE OBTENCIÓN DE AGUA.....	165

ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1. FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN CAJUATA	34
GRÁFICO 2. DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO	51
GRÁFICO 3. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN INQUISIVI	52
GRÁFICO 4. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN CHOROCONA.....	53
GRÁFICO 5. HUMEDAD RELATIVA, MÁXIMA, MEDIA, MÍNIMA CAJUATA	56
GRÁFICO 6. ALTITUDES DE LAS COMUNIDADES DE CAJUTA	57
GRÁFICO 7. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CONDICIONES INICIALES Y PUNTO DE SATURACIÓN	73
GRÁFICO 8. DESHUMECTACIÓN POR ENFRIAMIENTO.....	75
GRÁFICO 9. DIAGRAMA DE FLUJO	137
GRÁFICO 10. CUADRO COMPARATIVO COSTE DE OBTENCIÓN DE AGUA VS TÉCNICAS DE OBTENCIÓN DE AGUA	147
GRÁFICO 11. ZONAS DE TRABAJO DEL SISTEMA	149
GRÁFICO 12. CANTIDAD DE AGUA OBTENIDA VS TIEMPO	150
GRÁFICO 13. CARTA PSICROMÉTRICO A P= 492.72 MMHG.....	162

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. MAPA DE MICROCUENCAS DEL MUNICIPIO DE CAJUATA	31
FIGURA 2. UBICACIÓN GEOGRÁFICA MUNICIPIO DE CAJUATA.....	37
FIGURA 3. DIAGRAMA DE ISHIKAWA.....	39
FIGURA 4. SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO.....	48
FIGURA 5. COLUMNA DE FLUIDO EN UN CAMPO GRAVITACIONAL.....	58
FIGURA 6. TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA (TS)	67
FIGURA 7. ESQUEMA PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.....	69
FIGURA 8. ESQUEMA DE UN PROCESO CONTROLADO POR PLC	89
FIGURA 9. PRINCIPALES VENTANAS DE EES	93
FIGURA 10. SOFTWARE COOLPACK	95
FIGURA 11. PRESOSTATO DE BAJA.....	106
FIGURA 12. BALANCE DE MASA GLOBAL	129
FIGURA 13. ESQUEMA DEL EQUIPO PARA EL CICLO	132
FIGURA 14. DIAGRAMAS T-S Y P-H.....	132
FIGURA 15. ESQUEMA REAL DEL EQUIPO	133



1. INTRODUCCIÓN

Los recursos hídricos (agua dulce y salada) son vitales para todos los seres vivos del planeta Tierra. El agua dulce representa 2,5% de los recursos hídricos del mundo, se encuentra almacenada superficialmente en ríos y lagos (0,3%), bajo tierra (30,8%) y congelada en glaciares (68,9%) (FAO, 2016). El agua dulce se utiliza para el consumo humano, la agricultura, la industria, la generación de energía y el saneamiento; su acceso contribuye a la salud, nutrición, educación, producción y empleo (WWAP, 2016).

Ante la situación de escasez de agua que sufren muchas zonas del planeta, o los problemas de abastecimiento puntuales a raíz de catástrofes naturales, esta opción es una tecnología viable y cada vez más desarrollada. Sin embargo, el inconveniente al que se enfrenta es el hecho de que la cantidad de agua condensada dependa de la temperatura y humedad relativa. El dispositivo aquí presentado trata de ser un sistema que coadyuve a abastecer de agua a zonas donde el acceso al agua es deficiente, apuntando el emplazamiento de este al área rural.

El presente Proyecto de Grado estudia la condensación de agua por punto de rocío en las condiciones climatológicas del municipio de Cajuata.

Actualmente el municipio cuenta con muchos de los servicios básicos, entre los más relevantes se puede mencionar: la energía eléctrica, alcantarillado y agua, esta última considerando que el municipio tiene disponibilidad de este recurso. Sin embargo varios de los servicios solo están disponibles en el área urbana (Agua potable, alcantarillado, recojo de basura, etc.). (PTDI, 2016)

Esta situación nos permite identificar que se tiene deficiencias para atender a toda la población, por los costos elevados que implica su implementación, por tanto el Municipio no puede asumir solo esta tarea y requiere coordinar con la gobernación y otras instancias nacionales responsables de la implementación de dichos servicios. Esta coordinación también pasa por el conocimiento e interés de parte de las mismas organizaciones sociales, por conocer el estado en el que se están brindando dichos servicios y coordinar con las instancias gubernamentales mencionadas para encontrar soluciones.

Otro elemento que es cuestionado en Bolivia son los efectos que ocasionan los megaproyectos extractivos que se desarrollan en el país. El CEDIB señaló, por ejemplo, que la creciente actividad minera en Bolivia no sólo contamina muchos ríos, sino que consume enormes cantidades de agua que podrían abastecer a las poblaciones afectadas., además que la deforestación y tala de bosques para cultivos cerca de las cuencas afectaron el ciclo de preservación hídrica.

Lo mismo puede generar las operaciones de extracción y búsqueda de hidrocarburos que se llevan a cabo en varias regiones de Bolivia. Además, grupos ambientalistas y ONG de ese país denuncian que las grandes hidroeléctricas que el gobierno boliviano pretende construir en las selvas del norte de Bolivia afectarán el proceso de regeneración de lluvias. (MIRANDA, BBC MUNDO, 2016)

Una de las actividades económicas del municipio es la explotación de la mina Chilaya la cual contamina el rio Chilaya que pasa por la comunidad del mismo nombre, contaminando así otras vertientes, así mismo , los ríos y vertientes son una fuente poco confiable debido a la contaminación que presentan.

Sumando el difícil acceso, desabastecimiento y tendencia creciente de cambio climático que atraviesan comunidades del municipio de Cajuata que están afectando a la región, para los habitantes del municipio solo les queda buscar medidas de adaptación a la situación actual, una alternativa para coadyuvar al municipio es la implementación de un sistema de condensación de agua por punto de rocío.

1.1 SITUACIÓN ACTUAL AL ACCESO DE AGUA EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA

1.1.1 HIDROGRAFÍA

La red hidrográfica del municipio se caracteriza por la presencia de ríos de montaña. Entre los cursos principales el río Circuata que pertenece a la subcuenca Cajuata, ingresa por el sur del municipio a los 2100 msnm con dirección norte, cambia de denominación a río Suri Wichinca a los 1200 msnm para finalmente unirse con el río La Paz a los 950 msnm.

En la región central del municipio (subcuenca Circuata) nace el río Cañamina a los 2200 metros de altitud, que se une con el río Khora a los 1180 metros; aguas abajo, este curso confluye con el río Miguillas a los 1150 metros, este río continúa su recorrido y se acopla con la confluencia de los ríos Claras y Lujmani a una altura de 1000 metros, para finalmente encontrarse con el río La Paz a los 950 metros de altura. Al oeste del municipio en la subcuenca La Paz ingresa al municipio a los 1500 msnm el río La Paz, cuyo recorrido concuerda con los límites municipales y finalmente se junta al norte con el río Suri Wichinca a una altitud de 950 metros. (PTDI, 2016)

1.1.2 POTENCIAL HÍDRICO

El establecimiento de la disponibilidad de agua es esencial para la planificación y administración de recursos hídricos del municipio de Cajuata.

La disponibilidad hídrica se estima a partir de las subcuencas que forman parte del municipio y mediante un análisis espacial del volumen total de agua precipitada, que tiene potencial para ser utilizada en riego, generación de energía eléctrica, abastecimiento de agua potable, etc.

A nivel subcuencas Cajuata está conformado por tres subcuencas hidrográficas que se encuentran emplazadas en su superficie, donde se analizó la distribución, explotación, uso y aprovechamiento de aguas superficiales.

Para armonizar el uso, aprovechamiento y administración de los recursos hídricos y las actividades que generan desarrollo sostenible por subcuenca, tomando en consideración los objetivos económicos y sociales, así como las prácticas productivas y formas de organización que adoptan las poblaciones de Cajuata para satisfacer sus necesidades y procurar su bienestar en términos sustentables; una parte esencial es la determinación del agua disponible por unidad mínima para la gestión del agua (subcuencas).

Para poder responder a la creciente demanda actual y futura de información sobre la disponibilidad de agua y los conocimientos necesarios para el desarrollo sostenible en Cajuata, es indispensable conocer cuanta del agua precipitada desde la atmósfera llega a la superficie de la tierra y se genera escurrimiento superficial directo. (PTDI, 2016)

En la tabla 1 se muestra un resumen del volumen anual de precipitación captada por subcuenca y el potencial hídrico:

TABLA 1. VOLUMEN ANUAL DE PRECIPITACIÓN POR SUBCUENCA EN MILLONES DE m³ Y POTENCIAL HÍDRICO

Nro	Subcuenca	Volumen Anual de Precipitación por Subcuenca (Mm ³)		Porcentaje del Volumen Anual Total Precipitado (%)	Potencial Hídrico
		Máximo	Mínimo		
1	Quiquibey	4596.45	2855.49	13	Alto
2	Alto Beni	2905.30	2402.47	8	Alto
3	Quiquibey Chico	849.62	746.83	2	Bajo
4	Coroico	2710.71	2050.69	8	Regular
5	Boopi	3691.93	2970.99	11	Alto
6	Cotacajes	5777.38	3870.98	17	Alto
4	Zongo	1176.96	928.85	3	Bajo
8	Taipiplaya	1571.78	1384.88	5	Regular
9	Tamampaya	2934.78	1728.33	9	Alto
10	La Paz	2231.43	1362.11	7	Regular
11	Inicua	1138.23	1061.08	3	Bajo
12	Kaka	1229.02	1052.99	4	Bajo
13	Circuata	1322.14	905.91	4	Bajo
14	Cajuata	2120.56	1453.27	6	Bajo
	Total	34256.29	24774.86	100	

Fuente: (UNODC, 2009)

Considerando los volúmenes de precipitación por subcuenca de Cajuata, su extensión superficial y el aporte hídrico; las subcuencas Cajuata (6%) y Circuata (4%), deberían priorizarse para acciones integrales y coordinadas de manejo y conservación.

1.1.3 DISPONIBILIDAD DE AGUA A TRAVÉS DE RESULTADOS DE BALANCES HÍDRICOS

Para determinar la oferta de agua superficial de Cajuata el municipio realizó una evaluación cuantitativa espacial y temporal de los recursos hídricos, mediante el balance hídrico superficial. En respuesta a la demanda actual y futura de información, es indispensable conocer el comportamiento de las variables que intervienen en el balance hídrico: precipitación, evapotranspiración y escurrimiento

En el Municipio de Cajuata el nivel anual de la precipitación tiene un máximo de 1505 mm y un valor mínimo de 1086 mm. El escurrimiento superficial estimado se encuentra entre los valores de 692 mm/año y 337 mm/año. La evapotranspiración anual hallada espacialmente tiene un valor máximo de 965 mm y un valor mínimo de 908 mm al año.

La evaluación cuantitativa espacial y temporal de los recursos hídricos a nivel del municipio, mediante un balance hídrico, dio como resultado un almacenamiento (en función del tiempo) máximo anual de 13 mm (excedente) y un mínimo de -364 mm (déficit). (PTDI, 2016)

1.1.4 SANEAMIENTO BÁSICO

(Agua Potable, Disposición de Residuos Sólidos) corresponden a una necesidad muy importante para la salud de la población del municipio de Cajuata, también es un indicador importante para determinar el índice de pobreza, principalmente si consideramos el abastecimiento y procedencia del agua y disponibilidad. (MUNICIPIO CAJUATA, 2007)

En la Capital, Cantones y comunidades de la Sección Municipal no existe una estructura de carácter institucional consolidada que se ocupe de dar una buena gestión de los recursos hídricos, solo existe provisión de agua potable y es administrada por la propia comunidad

para tal efecto se conformó comités de agua potable que regula la distribución y el mantenimiento de las instalaciones. (PTDI, 2016)

La distribución y control del sistema de agua potable está regulado por el comité de aguas, compuesto por tres personas un presidente, vicepresidente y el tesorero, que trabajan en forma ad-honorem¹, por un año, su misión es efectuar el mantenimiento respectivo. La forma de administración de este Comité es autónoma en cada comunidad y el pago mensual asciende a la suma de 3 Bs como mínimo, costo que no cubre el mantenimiento y repuesto de algún desperfecto del sistema de agua, el cual debería ser auto sostenible.

(MUNICIPIO CAJUATA, 2007)

Las principales fuentes de agua para consumo humano son de vertientes, riachuelos o ríos que presentan aspectos gustativos favorables, que a simple vista nos puede determinar la calidad óptima a aceptable para el consumo humano. Según el autodiagnóstico comunal de la gestión 2005 presenta un 69% de las familias cuentan con agua por cañería y el restante 31% se abastece de pileta pública o de otra fuente; teniendo que recurrir al traslado desde vertientes o riachuelos, cuya distancia oscila entre los 500m a 1,5 Km en los últimos años la cobertura de los sistemas de abastecimiento de agua por cañería fue ampliada a un 85%.

(MUNICIPIO CAJUATA, 2007)

Existen fuentes de agua en el municipio, los principales ríos que cruzan el territorio de Cajuata son: el Miguillas, Suri, Limonvado, Cañamina, Santa Elena, Viscachala, Moxacoca, Grande Potrero, Chilaya, etc., estos son utilizados para riego y en algunos casos para el consumo humano y animal, con riesgos de contraer alguna enfermedad ya que no es una fuente apta para el consumo. (PTDI, 2016)

¹ Locución latina que se usa para cualquier actividad que se lleva a cabo sin percibir ninguna retribución económica (RAE, 2017)

1.1.5 PRINCIPALES AMENAZAS IDENTIFICADAS DEL MUNICIPIO

Para poder entender mejor este punto es necesario definir lo que es Riesgo, Amenaza y Vulnerabilidad

- **Riesgo** se define como la combinación de la probabilidad de que se produzca un evento y sus consecuencias negativas. Los factores que lo componen son la amenaza y la vulnerabilidad.
- **Amenaza** es un fenómeno, sustancia, actividad humana o condición peligrosa que puede ocasionar la muerte, lesiones u otros impactos a la salud, al igual que daños a la propiedad, la pérdida de medios de sustento y de servicios, trastornos sociales y económicos, o daños ambientales. La amenaza se determina en función de la intensidad y la frecuencia
- **Vulnerabilidad** son las características y las circunstancias de una comunidad, sistema o bien que los hacen susceptibles a los efectos dañinos de una amenaza. Con los factores mencionados se compone la siguiente fórmula de riesgo.

$$\text{RIESGO} = \text{AMENAZA} \times \text{VULNERABILIDAD}$$

Los factores que componen la vulnerabilidad son la exposición, susceptibilidad y resiliencia, expresando su relación en la siguiente fórmula

$$\text{VULNERABILIDAD} = \text{EXPOSICIÓN} \times \text{SUSCEPTIBILIDAD} / \text{RESILIENCIA}$$

- **Exposición** es la condición de desventaja debido a la ubicación, posición o localización de un sujeto, objeto o sistema expuesto al riesgo

- **Susceptibilidad** es el grado de fragilidad interna de un sujeto, objeto o sistema para enfrentar una amenaza y recibir un posible impacto debido a la ocurrencia de un evento adverso.
- **Resiliencia** es la capacidad de un sistema, comunidad o sociedad expuestos a una amenaza para resistir, absorber, adaptarse y recuperarse de sus efectos de manera oportuna y eficaz, lo que incluye la preservación y la restauración de sus estructuras y funciones básicas

En este punto se muestran los resultados del análisis diagnóstico de amenazas extraído del Plan Técnico de Desarrollo Integral de la Alcaldía del Municipio de Cajuata en este se identificaron las principales amenazas del municipio, para ello se han priorizado acciones/proyectos/actividades a desarrollar en los próximos cinco años, dirigidas a fortalecer la Gestión de Riesgos Municipal y mejorar las capacidades de Adaptación al Cambio Climático principalmente en el sector agrícola, ya que se constituye en el sector que mayores daños a registrado en los últimos años. (PTDI, 2016)

Amenaza 1: Inundaciones

Amenaza 2: Vientos Fuertes

Amenaza 3: Sequias

**TABLA 2 ANÁLISIS DE GESTIÓN DE RIESGOS Y CAMBIO CLIMÁTICO
(PROYECCIÓN AL 2020)**

JURISDICCIÓN TERRITORIAL: CAJUATA									
DETALLE	INUNDACIONES			VIENTOS FUERTES			SEQUIAS		
Amenaza Actual	Valor	Sup (ha)	Población (Hab)	Valor	Sup (ha)	Población (Hab)	Valor	Sup (ha)	Población (Hab)
Amenaza Actual	s/d	4	s/d	s/d	63,8	385	0,28 (Medio)	954	2980
Amenaza Proyectada (2020)	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	Medio	s/d	s/d
Acciones principales	<ul style="list-style-type: none"> Constitución unidad de Gestión de Riesgos Municipal 			<ul style="list-style-type: none"> Constitución unidad de Gestión de Riesgos Municipal 			<ul style="list-style-type: none"> Construcción Sistema de Microriego 		
Impacto de las Acciones propuestas para reducir o mitigación del riesgo	Fortalecer las capacidades del personal municipal en tareas de atención a emergencias			Fortalecer las capacidades del personal municipal en tareas de atención a emergencias			Incrementar la disponibilidad de agua para riego como medida contra la sequia		
Impacto de las Acciones propuestas para mejorar incrementar la adaptación al cambio climático	Fortalecer las capacidades de respuesta y la resiliencia de las comunidades de las comunidades con alto riesgo a inundaciones			Fortalecer las capacidades de respuesta y la resiliencia de las comunidades de las comunidades con alto riesgo a vientos fuertes			Fortalecer las capacidades de respuesta y la resiliencia de las comunidades de las comunidades con alto riesgos a sequias		

Fuente: (PTDI, 2016)

De manera estratégica el municipio afrontará los efectos de la variabilidad climática a través de la gestión del riesgo y adaptación al cambio climático, a través de la constitución de la Unidad de Gestión de Riesgos Municipal y el Comité de Operaciones de Emergencias Municipal, en apego a la Ley 602.

Así mismo se elaborará la Ley de conformación del “Comité Municipal de Reducción de Riesgos y Atención de Desastres”, Instancia superior de coordinación, asesoría, planeación y seguimiento para garantizar la efectividad y articulación de los procesos de conocimiento del riesgo, de reducción del riesgo, atención de desastres y/o emergencias y el de protección financiera.

Como acciones inmediatas se plante la construcción de sistemas de riego, los cuales permitirán el fortalecimiento de las capacidades productivas de la población a través de mayor acceso al agua para los sistemas agrícolas muy vulnerables al cambio climático. (PTDI, 2016)

A. INUNDACIÓN

Las inundaciones son eventos cuya complejidad se halla relacionada con el régimen de precipitación, características físicas de la cuenca, red de drenaje, escurrimiento, condiciones de humedad del suelo y actividad antrópica².

Las inundaciones se presentan con mayor frecuencia durante los meses de mayor acumulación de agua, entre enero y febrero. Las zonas con mayor riesgo se hallan en las partes más bajas de la cuenca, visibilizándose desbordes de ríos como resultado de precipitaciones intensas. En este sentido las poblaciones asentadas sobre ríos como: río Miguillas, Villa Khora, Playa Verde, Lujmaya entre otros, presentan mayor probabilidad a inundarse. (PTDI, 2016)

B. DESLIZAMIENTOS

Esta amenaza se caracteriza por ser un evento localizado, presente en terrenos ubicados en laderas, dada su inestabilidad y filtración de agua.

Se desarrolla generalmente durante la época de lluvias con alta acumulación de agua, cuando los suelos se saturan por completo, debilitando la resistencia del suelo. Situación que se ve agrava por la presencia de fuertes pendientes, construcción de infraestructura y procesos de deforestación, generando una alta probabilidad de ocurrencia de deslizamientos en el Municipio. (PTDI, 2016)

C. VIENTOS FUERTES

Esta amenaza se distribuye en todo el municipio, con diferentes grados de intensidad y durante diferentes épocas del año, siendo característico durante los meses de julio, agosto y septiembre. Este fenómeno ocasiona pérdidas al sector agrícola, en especial sobre frutales, que pierden sus frutos. (PTDI, 2016)

² **Actividad antrópica.** Cualquier acción o intervención realizada por el ser humano sobre la faz del planeta. (unam, 2012)

D. SEQUIAS

Este fenómeno se presenta por la carencia de precipitaciones durante los meses de mayo, junio, julio y agosto, algunos años de se prolonga hasta los meses de septiembre y octubre. Los efectos de este fenómeno se reflejan principalmente sobre el sector agrícola de las zonas altas del Municipio. (PTDI, 2016)

1.1.6 DISPONIBILIDAD DE SERVICIOS BÁSICOS

En cuanto a la disponibilidad de servicios básicos, se considera en primer lugar el acceso a servicios públicos tales como agua, luz y alcantarillado, al conjunto de estos se toman habitualmente en cuenta como una variable para caracterizar el déficit cualitativo.

En el caso del municipio de Cajuata la cobertura de los servicios básicos es regular, el acceso al agua del servicio público por cañería de red representan 78,64 %, las viviendas que cuentan con baño es el 39 % del cual solo el 13,2 % cuenta con alcantarillado, y el 84% cuenta con energía eléctrica del cual el 82,5 % es mediante red de empresa pública. (PTDI, 2016)

La incidencia en el déficit de cobertura, radica que el municipio es rural con densidad poblacional baja, debido a que el 72% de las comunidades, su población es menor a 200 habitantes con asentamientos dispersos, y en algunos casos distancias largas entre comunidades, resultando ser poblaciones que están en desventaja en acceso de servicios básicos, con respecto a las comunidades semidispersas y concentradas. (PTDI, 2016)

En cuanto al servicio sanitario y específicamente al servicio de desagüe por alcantarillado, las experiencias han mostrado que no es sostenible cuando se aplica en comunidades con menos de 500 viviendas, al mismo tiempo, se debe señalar que existen problemas en lograr una operación y mantenimiento adecuado de las plantas de tratamiento en poblaciones pequeñas, puesto que los sistemas convencionales de tratamiento muchas veces no se adecuan a la capacidad y necesidad de la comunidad. (PTDI, 2016)

Es así que se debe considerar otro tipo de tecnología como alternativa, como por ejemplo la implementación de baños ecológicos, que está mostrando resultados interesantes en otros municipios, siempre que el componente social sea más intensivo con el fin de lograr el uso eficiente de estos servicios, ya que de lo contrario se convierte en focos de infección.

Esta característica que el municipio presenta de poblaciones rurales menores y dispersas, amerita una atención particular debido a los desafíos que significa atender sus demandas por la lejanía, logística y por ende los costos más altos para las inversiones que en las poblaciones más concentradas. (PTDI, 2016)

1.1.7 DISPONIBILIDAD DE SERVICIOS BÁSICOS

En cuanto a la disponibilidad de servicios básicos, se considera en primer lugar el acceso a servicios públicos tales como agua, luz y alcantarillado, al conjunto de estos se toman habitualmente en cuenta como una variable para caracterizar el déficit cualitativo.

En el caso del municipio de Cajuata la cobertura de los servicios básicos es regular, el acceso al agua del servicio público por cañería de red representan 78,64 %, las viviendas que cuentan con baño es el 39 % del cual solo el 13,2 % cuenta con alcantarillado, y el 84% cuenta con energía eléctrica del cual el 82,5 % es mediante red de empresa pública. (PTDI, 2016)

La incidencia en el déficit de cobertura, radica que el municipio es rural con densidad poblacional baja, debido a que el 72% de las comunidades, su población es menor a 200 habitantes con asentamientos dispersos, y en algunos casos distancias largas entre comunidades, resultando ser poblaciones que están en desventaja en acceso de servicios básicos, con respecto a las comunidades semidispersas y concentradas. (PTDI, 2016)

En cuanto al servicio sanitario y específicamente al servicio de desagüe por alcantarillado, las experiencias han mostrado que no es sostenible cuando se aplica en comunidades con menos de 500 viviendas, al mismo tiempo, se debe señalar que existen problemas en lograr una operación y mantenimiento adecuado de las plantas de tratamiento en poblaciones pequeñas, puesto que los sistemas convencionales de tratamiento muchas veces no se adecuan a la capacidad y necesidad de la comunidad. (PTDI, 2016)

Es así que se debe considerar otro tipo de tecnología como alternativa, como por ejemplo la implementación de baños ecológicos, que está mostrando resultados interesantes en otros municipios, siempre que el componente social sea más intensivo con el fin de lograr el uso eficiente de estos servicios, ya que de lo contrario se convierte en focos de infección.

Esta característica que el municipio presenta de poblaciones rurales menores y dispersas, amerita una atención particular debido a los desafíos que significa atender sus demandas por la lejanía, logística y por ende los costos más altos para las inversiones que en las poblaciones más concentradas. (PTDI, 2016)

1.2 FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA

Un sistema de abastecimiento de agua potable es un conjunto de obras de ingeniería, concatenadas que permiten llevar hasta la vivienda de los habitantes de una ciudad, pueblo o área rural con población relativamente densa, agua potable, estos cuentan con distintas fuentes, las cuales pueden ser subterráneas (manantiales, pozos, nacientes, subálveos de ríos, etc.) , superficiales (ríos, lagos, embalses, arroyos, etc.), esta puede estar comprometida por contaminaciones, pluviales estas tienen muy baja turbiedad, bajo contenido de sólidos disueltos, son de baja alcalinidad y a su vez de alto contenido en CO₂ , y marítimas la cual debe ser desalinizada. (Gonzales, 2013)

Los recursos hídricos existentes en el municipio de Cajuata son poco aprovechados, debido al tipo de topografía existente y a la falta de una infraestructura apropiada, otro factor es el desconocimiento del potencial hídrico en el municipio. (DIRECCIÓN DISTRITAL DE EDUCACIÓN CAJUATA- LICOMA, 2012). Así mismo los caudales en ciertas épocas del año son reducidos, por tanto no son útiles para utilizarlos en un sistema de distribución de agua.

A consecuencia de la insuficiente cobertura de servicios básicos, en algunas poblaciones del municipio, donde no existe agua para consumo humano, la gente es obligada a abastecerse

de fuentes alternativas como riachuelos, ríos y pozos de agua, poniendo en riesgo su salud; teniendo las mismas limitaciones con el sistema de alcantarillado, solamente la capital del municipio cuenta con este servicio, restando a las otras poblaciones. (PDM, 2006)

El municipio presenta una organización de trabajo como asociaciones comunitarias la cual es un problema cuando se trata de la distribución de recursos hídricos, debido que cuando un caudal pasa por la propiedad de una persona, esta se apropia de este dejando sin agua a personas con propiedades adyacentes.

Los principales ríos que cruzan el territorio de Cajuata son: el Miguillas, Suri, Limonvado, Cañamina, Santa Elena, Viscachala, Moxacoca, Grande Potrero, Chilaya, etc., estos son utilizados para riego y en algunos casos para el consumo humano y animal, sin embargo con el pasar de los años estos reducen su caudal y especialmente en época seca. (PDM, 2006)

El establecimiento de la disponibilidad de agua es esencial para la planificación y administración de recursos hídricos del municipio de Cajuata.

1.2.1 CUENCAS

De acuerdo al estudio “Análisis Climático de los Yungas” se han identificado y delimitado 14 subcuencas, de las cuales tres se hallan dentro los límites del municipio de Cajuata: Circuata, La Paz y Cajuata; cuyas áreas y proporción de ocupación superficial en el municipio se muestran a continuación: (PTDI, 2016)

TABLA 3. CUENCAS DELIMITADAS EN EL MUNICIPIO DE CAJUATA

AREA DEL MUNICIPIO (km ²)	CUENCAS	ÁREA DE LA CUENCA (km ²)	ÁREA DE LA CUENCA EN EL MUNICIPIO (%)
966,86	Circuata	415,01	50,85
	La Paz	214,00	13,52
	Cajuata	337,85	24,91

Fuente: (PTDI, 2016)

Las partes más altas de Cajuata presentan un comportamiento hidrológico “clásico”. En cambio las partes bajas se desarrollan en un ambiente de transición de serranía a llanura y disminuye la velocidad del agua. (PTDI, 2016)

1.2.1.1 SUBCUENCAS

La disponibilidad hídrica se estima a partir de las subcuencas que forman parte del municipio y mediante un análisis espacial del volumen total de agua precipitada, y que tiene potencial para ser utilizada en riego, generación de energía eléctrica, abastecimiento de agua potable, etc.

A nivel subcuencas Cajuata está conformado por tres subcuencas hidrográficas que se encuentran emplazadas en su superficie, donde se analizó la distribución, explotación, uso y aprovechamiento de aguas superficiales.

Para proporcionar información básica para tomar acciones pertinentes al uso eficaz de los recursos hídricos que se distribuyen en el municipio de Cajuata. (PTDI, 2016)

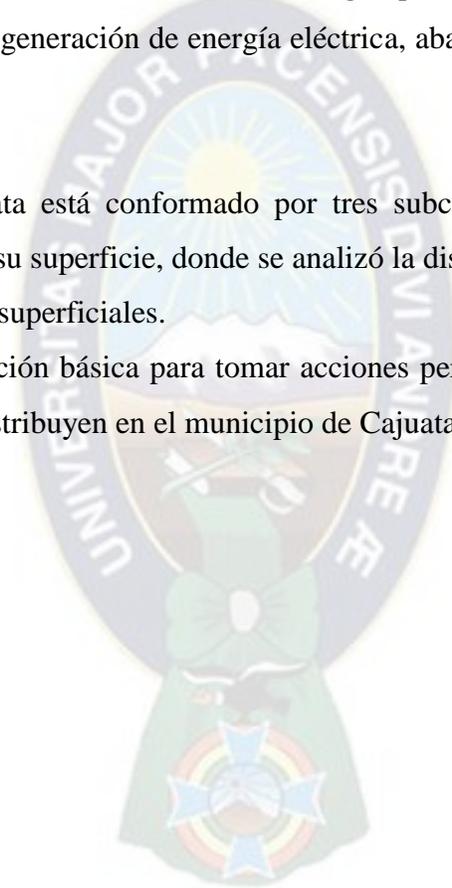
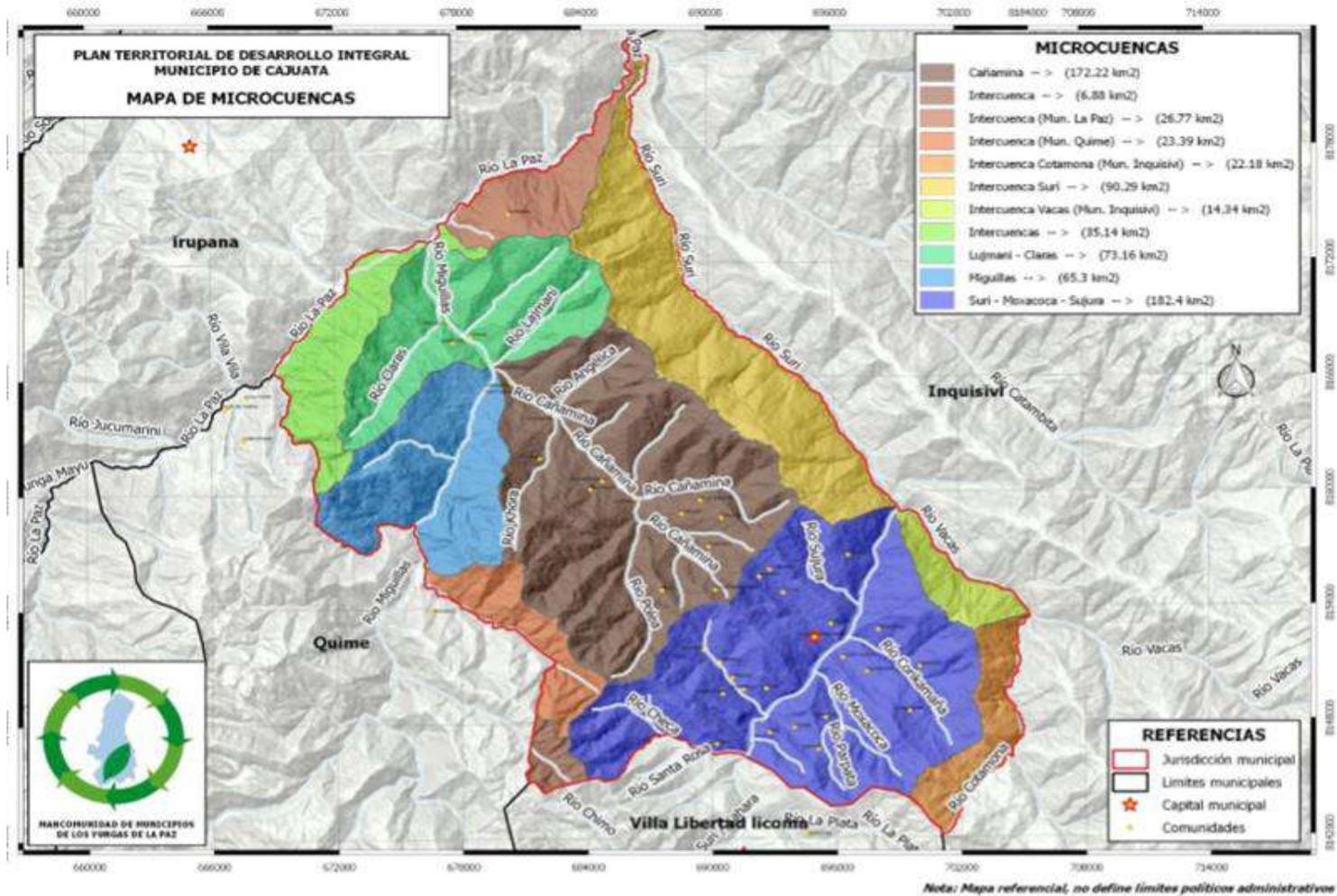


FIGURA 1. MAPA DE MICROCUENCAS DEL MUNICIPIO DE CAJUATA



FUENTE: (PTDI, 2016)

Para armonizar el uso, aprovechamiento y administración de los recursos hídricos y las actividades que generan desarrollo sostenible por subcuenca, tomando en consideración los objetivos económicos y sociales, así como las prácticas productivas y formas de organización que adoptan las poblaciones de Cajuata para satisfacer sus necesidades y procurar su bienestar en términos sustentables; una parte esencial es la determinación del agua disponible por unidad mínima para la gestión del agua. (PDM, 2006)

Para poder responder a la creciente demanda actual y futura de información sobre la disponibilidad de agua y los conocimientos necesarios para el desarrollo sostenible en Cajuata, es indispensable conocer cuanta del agua precipitada desde la atmósfera llega a la superficie de la tierra y se genera escurrimiento superficial directo.

Considerando los volúmenes de precipitación por subcuenca de Cajuata, su extensión superficial y el aporte hídrico; las subcuencas Cajuata (6%) y Circuata (4%), deberían priorizarse para acciones integrales y coordinadas de manejo y conservación. (PDM, 2006)

1.2.2 RED HÍDRICA

La red hidrográfica del Municipio se caracteriza por la presencia de ríos de montaña. Entre los cursos principales, el Rio Circuata, que pertenece a la sub cuenca Cajuata, ingresa por el sur del municipio con dirección norte, cambia de denominación a Rio Suri Wichinca, para finalmente unirse al Rio La Paz. En la región central del municipio (subcuenca Circuata) nace el rio Cañamina, que se une con el rio khora, aguas abajo confluye con el rio Miguillas, este rio continua su recorrido y se acopla con la confluencia de los ríos Claras y Llajmani hasta finalmente encontrarse con el río La Paz.

En la siguiente tabla se indican los cursos principales de Cajuata y sus respectivas longitudes totales: (PTDI, 2016)

TABLA 4. PRINCIPALES CURSOS DE AGUA

NOMBRE DE RÍO	LONGITUD (km)
La Paz	99,50
Circuata	48,94
Cajuata	63,22

Fuente: (PTDI, 2016)

1.2.3 FUENTES DE AGUA

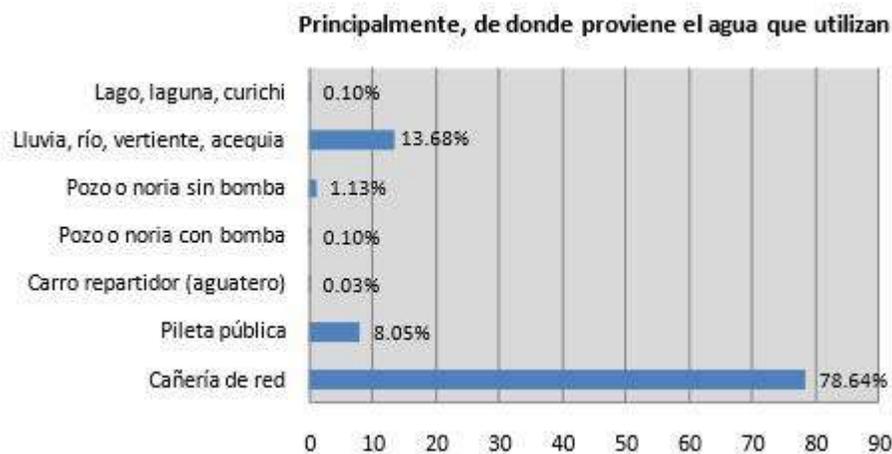
El Censo 2012 muestra que las viviendas ocupadas con personas presentes que tienen acceso al agua del servicio público por cañería de red representan 78,6 %, por pileta pública a 8,05 %, ambas alcanzan 86,65 %, las que obtienen agua por lluvia, río, vertiente, acequia alcanzan a 13,6 %, los restante 1,3% están en las demás tipos de fuente como son el pozo o noria con o sin bomba, carro repartidor, lago, laguna y curichi. (PTDI, 2016)

TABLA 5. FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN CAJUATA

Censo	Principalmente, de donde proviene el agua que utilizan							
	Total	Cañería de red	Pileta pública	Carro repartidor (aguatero)	Pozo o noria con bomba	Pozo o noria sin bomba	Lluvia, río, vertiente, acequia	Lago, laguna, curichi
2012	3,019	2,374	191	1	3	34	413	3

Fuente: (ine-cnpv, 2012)

GRÁFICO 1. FUENTES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA EN CAJUATA



Fuente: (ine-cnpv, 2012)

1.3 ANTECEDENTES

La recolección organizada de gotas de agua del rocío a través de procesos naturales o asistidos es una práctica antigua, desde las gotas de rocío a pequeña escala de charcos de condensación recogidos en los tallos de una planta

- Desde los años 1960, diversos investigadores habían concebido el aprovechamiento del agua en las camanchacas. Destacan, sobre todo, los trabajos hechos por Carlos Espinosa Arancibia, físico de la universidad de Chile que obtuvo una patente de invención (n° 18.424) por un aparato destinado a “captar agua contenida en las nieblas (ATRAPA NIEBLAS) o camanchacas”. Luego donó su invención a la universidad católica del norte y fomentó su difusión gratuita a través de la UNESCO. Los atrapa nieblas que se usan en los pueblos del norte chileno fueron desarrollados en conjunto con científicos israelíes. Están formados por un pedestal metálico en que hay un gran marco, de unos 6 m de largo por 4 m de alto. Este marco contiene una malla plástica que facilita la condensación de la neblina. En su parte inferior hay una canaleta y un estanque colector. (TWENERGY, 2014) (ANEXO 1)

- En 2012 un inventor francés desarrollo un aerogenerador que permite condensar agua a partir de la humedad del aire con energía eólica. Se trata de la turbina wms1000 de EOLEWATER. El aparato es capaz de funcionar durante años, produciendo 1000 litros de agua potable al día, sin peligro de agotar la fuente ni contaminar el ambiente, ya que al ser impulsada por el viento, no requiere de energía extra para funcionar. La turbina extrae el agua, la filtra y luego la remineraliza. La empresa (EOLEWATER) que tiene su sede en la pequeña localidad francesa de Sainte Tulle tiene planes de construir modelos capaces de producir entre 5000 y 10000 litros de agua potable diarios. (GABINETE PARALELO, 2012)

Además es capaz de producir 30kw de electricidad y soporta vientos de hasta 180 kilómetros por hora, utiliza parte de esa energía para hacer funcionar el condensador de agua, que es mucho más grande que el que posee un equipo de aire acondicionado hogareño. El desarrollo de esta turbina comenzó en mayo de 2010 y costó unos 2.1 millones de euros. En ella trabajaron unos 30 ingenieros y el proyecto fue apoyado por empresa de la talla de DANFOSS, EMERSON, SIEMENS, CAREL y ARCELOR MITTAL. (GABINETE PARALELO, 2012) (ANEXO 2)

- El 2014 en Chile se presentó FRESHWATER, una máquina que funciona por principios de condensación, emulando el ciclo natural del agua. En resumen, crea una nube, enfriándola y haciéndola llover, para luego pasar por procesos de filtración, purificación y esterilización obteniendo entre 9 y 30 litros de agua sin sodio, sin fluoruro, sin minerales pesados, químicos ni conservantes. (CODOCEO, 2014)

El sistema llegó al pueblo de San Pedro de Atacama, ubicado en medio del desierto más seco del mundo con el objetivo de probar el sistema en condiciones remotas, donde logró generar cerca de 9 litros diarios de agua pura. Asimismo, también fue probado en la localidad de Petorca, en condiciones de tipo costero, con una producción de entre 9 y 28 litros al día. Ambas experiencias fueron evaluadas como positivas por el equipo, ya que el rendimiento obtenido fue en lugares con

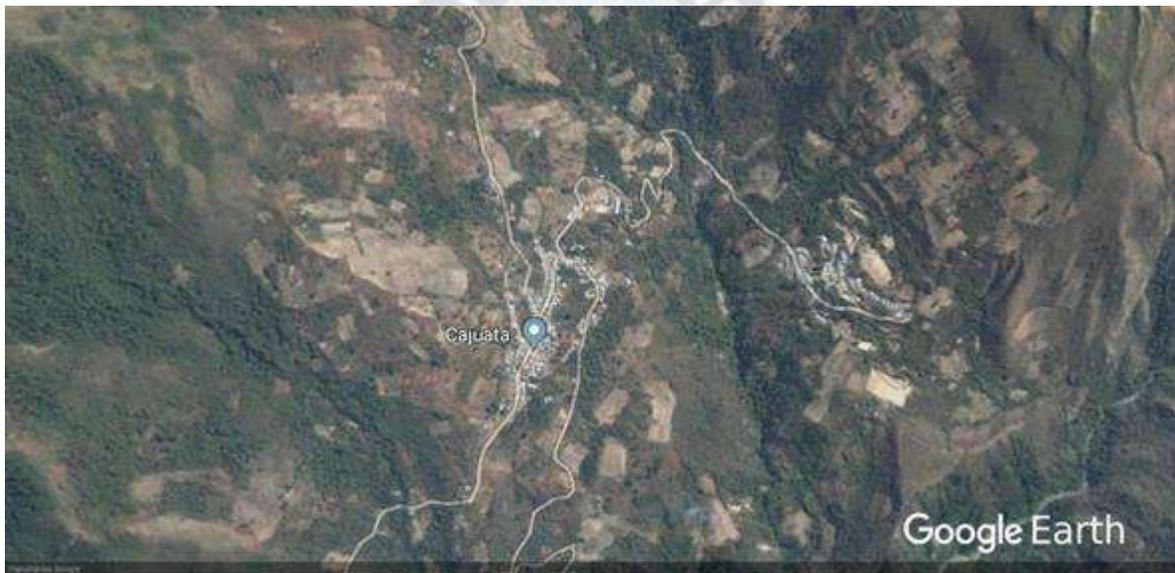
una humedad relativa de un 25% a un 30% entre las 8 pm y las 8 am. (CODOCEO, 2014) (ANEXO 3)

- En 2015 este concepto se utilizó para crear las torres condensadoras de bambú encargadas de extraer agua del medio ambiente conocida como WARKA WATER es una torre hecha de bambú y plástico biodegradable que puede recolectar agua de la lluvia, niebla y el rocío. Fue desarrollada por la firma arquitectónica Architecture and Vision para ayudar a las poblaciones de escasos recursos a tener agua potable todos los días. (ZAAVEDRA, 2015) (ANEXO 4)
- El 2016 se presentó una botella capaz de recargarse sola denominada FONTUS, diseñada por Kristof Retezár, por supuesto la cantidad de agua generada depende de factores como esa humedad del agua o la temperatura. El dispositivo está alimentado por energía solar y consta de un condensador que funciona como un refrigerador conectado a una serie de superficies hidrofóbicas que repelen el agua. Esta botella puede producir medio litro de agua en una hora en condiciones ideales. (TANDILDIARIO, 2016) (ANEXO 5)

1.4 LOCALIZACIÓN

El presente proyecto tendrá como campo de estudio el Municipio de Cajuata ubicado al sud este del Departamento de La Paz, limita con Los : al norte con la provincia Sud Yungas, al sud con el municipio de Licoma Pampa, al este con el municipio de Inquisivi y al oeste con el municipio Quime, geográficamente está ubicada a los 16° 31' 10" de altitud sud y 67° 08' 32" y 67° 20' 15" longitud oeste y está a una altitud de 1682 m.s.n.m. (DIRECCIÓN DISTRITAL DE EDUCACIÓN CAJUATA- LICOMA, 2012)

FIGURA 2. UBICACIÓN GEOGRÁFICA MUNICIPIO DE CAJUATA



Fuente: (Google Earth, 2018)



1.5 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

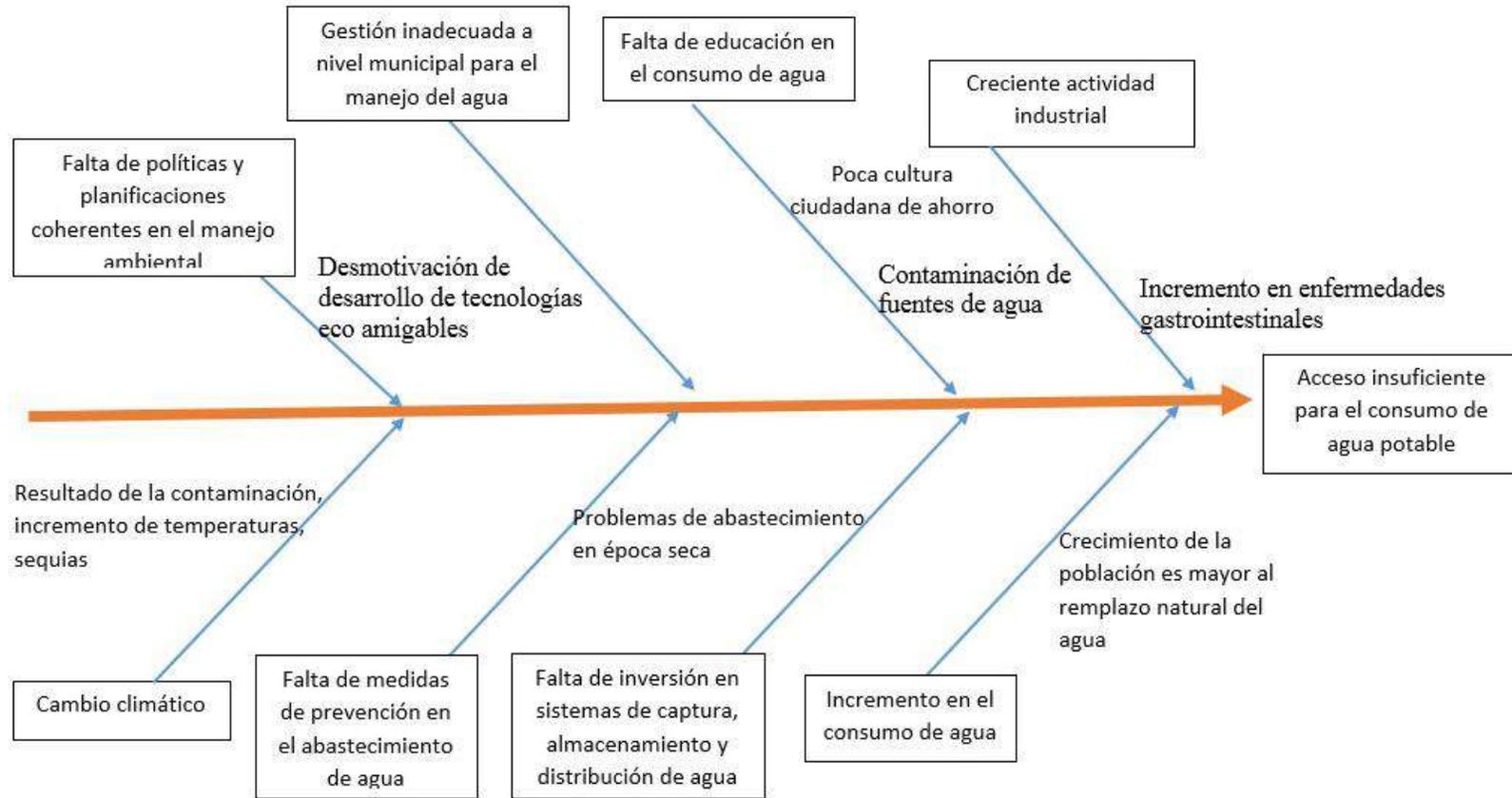
Para la identificación del problema se utilizara el diagrama de causa-efecto también conocido como diagrama de Ishikawa, es una representación gráfica que por su estructura también se llama diagrama de pescado, este consiste en una representación sencilla en la que puede verse una especie de espina central, que es una línea en el plano horizontal, representando un problema a analizar, que se escribe en la cabeza del pescado.

Es una de las diversas herramientas surgidas a lo largo del siglo XX en ámbitos de la industria, para facilitar el análisis de problemas y sus soluciones; esta también es considerada una de las 7 herramientas básicas de la calidad. El diagrama de pescado fue desarrollado por el licenciado en química japonés Dr. Kaoru Ishikawa en el año 1943.

Esta herramienta es la representación de las relaciones múltiples de causa – efecto entre las diversas variables que intervienen en un proceso. En teoría general de sistemas, un diagrama a causal es un tipo de diagrama que muestra gráficamente las entradas o inputs, el proceso, y las salidas u outputs de un sistema (causa-efecto), con su respectiva retroalimentación (feedback) para el subsistema de control.

1.5.1 SÍNTESIS ESQUEMÁTICA DEL PROBLEMA

FIGURA 3. DIAGRAMA DE ISHIKAWA



Fuente: elaboración propia

1.6 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

- El municipio de Cajuata no cuenta con un sistema de prevención de dotación de agua en épocas críticas, debido a la baja frecuencia pluvial de caudales de fuentes superficiales que abastecen a la región.
- En el departamento de La Paz existen muchas regiones donde un sistema de condensación de agua por punto de rocío puede ser implementado, debido a un problema de escasez de agua causado por el cambio climático que ha afectado al país, realidad que nos obliga a buscar diversas medidas de adaptación, buscando tecnologías no convencionales para la obtención de este vital recurso.

1.7 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La carencia de información e iniciativas tecnológicas de métodos no convencionales de obtención de agua en el Municipio de Cajuata de la provincia Inquisivi del departamento de La Paz ¿permitirá el desarrollo de un sistema de condensación de agua por punto de rocío para lidiar con la falta del vital elemento?

1.8 OBJETIVOS

1.8.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema capaz de obtener agua por punto de rocío a escala laboratorio a partir de la humedad del aire en las condiciones climatológicas del municipio de Cajuata de la Provincia Inquisivi.

1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar datos climatológicos disponibles del municipio de Cajuata.
- Desarrollar un análisis psicrométrico para la obtención de agua por punto de rocío con las condiciones climatológicas del Municipio de Cajuata.
- Definir las condiciones de funcionamiento del sistema de obtención de agua por punto de rocío a las condiciones climatológicas del municipio de Cajuata.
- Construir un equipo capaz de obtener agua por punto de rocío en base a teoría con datos técnicos del Municipio de Cajuata.

1.9 JUSTIFICACIÓN

1.9.1 GEOGRÁFICA

El municipio de Cajuata tiene un alto índice de pobreza y baja condición de vida debido a la mala gestión municipal de recursos básicos para sus habitantes, entre estos el acceso al agua de red en malas condiciones y distribución sin potabilizar, dando prioridad al área urbana del municipio, debido a que el presupuesto no es suficiente para ejecutar proyectos de distribución de agua en áreas rurales del mismo, el sistema propuesto por el presente trabajo, facilitara el acceso de agua limpia a los habitantes donde el acceso a esta sea deficiente o inexistente.

La sequía tiene un índice alto de amenaza en la región que se presenta por la carencia de precipitaciones durante los meses de mayo, junio, julio y agosto, algunos años se prolonga hasta los meses de septiembre y octubre. Los efectos de este fenómeno se reflejan principalmente sobre el sector agrícola de las zonas altas del Municipio. (PTDI, 2016)

1.9.2 SOCIAL

Según un estudio de la organización mundial de la salud se calculó que una persona promedio consume alrededor de 80 Litros de agua al día, contando higiene y consumo, en este estudio se resaltó que de estos 80 Litros, 60 son utilizados en higiene personal, y tan solo 3 Litros en consumo.

Este tipo de sistemas de obtención de agua por punto de rocío es capaz de generar 1000 litros de agua al día, dependiendo de las condiciones atmosféricas del lugar donde se encuentre, el tamaño y diseño del equipo, que es suficiente para cubrir las necesidades de una familia estándar (mamá, papá, 3hijos).

Así mismo la organización mundial de la salud (OMS) estima que 80% de todas las enfermedades en el mundo, son causadas por la falta de agua limpia y

saneamiento adecuado, siendo ésta una de los principales motivos de enfermedades y mortandad; comunidades dentro del departamento de La Paz no se excluyen de estas estadísticas, una de las causas de la falta de saneamiento es la gestión inadecuada de este recurso en cada municipio.

1.9.3 TECNOLÓGICA

En el país no existen tecnologías similares al sistema propuesto en el presente trabajo ya que países vecinos y de Europa, tienen años desarrollando esta tecnología y utilizándola en lugares de difícil acceso al agua potable, pese a que en Bolivia existen muchas regiones donde el acceso al agua es deficiente o inexistente, la implementación de este tipo de sistemas puede facilitar el acceso a este vital recurso. Por tal motivo es justificable el estudio propuesto por el presente trabajo, puesto que, la carencia de iniciativas tecnológicas e información en temas de obtención de agua potable por métodos no convencionales es alta en el país.

1.9.4 AMBIENTAL

El sistema propuesto por el presente trabajo de fin de grado es amigable con el medio ambiente, evitando así un impacto ambiental negativo en el municipio de Cajuata, sin ningún tipo de emisiones nocivas.

El estudio proveerá información útil para la implementación del sistema en comunidades donde el acceso al agua sea difícil o ineficiente, evitando provocar un efecto negativo sobre el medio donde fuese a ser implementado.

1.9.5 ACADÉMICA

La presente proyecto de grado coadyuvara con la aplicación de un sistema de obtención de agua útil por punto de rocío, sujeto a condiciones climatológicas del municipio de Cajuata de la provincia de Inquisivi del departamento de La Paz.

Aplicando conocimientos adquiridos en termodinámica para definir cuál es la acción del cambio de temperaturas presentes en el sistema y así identificar parámetros específicos para la adaptación del sistema según condiciones climatológicas del lugar propuesto, entendiendo el comportamiento fisicoquímico de la obtención de agua por punto de rocío para su aplicación según parámetros mínimos requeridos por el sistema.

1.10 ALCANCES Y LIMITES

1.10.1 ALCANCES

Este trabajo de grado busca la condensación de agua presente en el aire en forma de vapor con la construcción de un equipo adaptando teorías aplicadas a la región, así mismo el agua producida en el sistema propuesto es destinada para el consumo de los habitantes del municipio de Cajuata de la provincia Inquisivi del departamento de La Paz

1.10.2 LÍMITES

Este trabajo de grado se limitara a la condensación de agua por punto de rocío, estudiando la relación psicométrica de parámetros y condiciones climatológicas del Municipio de Cajuata de la Provincia Inquisivi del Departamento de La Paz adaptando la tecnología del sistema tratado en el presente trabajo de grado a la realidad de La Paz

The background features a large, faint watermark of the University of the Pacific logo. The logo is an oval shape containing a sun with rays, a mountain range, and a banner. The text "UNIVERSITAS MAJOR PACENSIS D. ANDREAE" is visible around the perimeter of the oval. Below the oval is a shield with a cross and other heraldic symbols.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 CONDENSACIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO

En el aire existen múltiples gases, principalmente oxígeno, nitrógeno y vapor de agua. Este último, a diferencia de los otros dos, no es estable. La ley de las presiones parciales de Dalton nos permite analizar su comportamiento siendo que en una mezcla de gases, la presión total de la mezcla es la suma de las presiones parciales de los gases que la componen (OCONTOJO, 1963).

La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire está determinada también por la temperatura. Se denomina punto de rocío a la temperatura en la que comienza a condensarse el agua. Esta condensación del agua es un problema importante en las instalaciones de aire comprimido y aire acondicionado, siendo este problema aprovechado para el funcionamiento del equipo propuesto.

La condensación de agua por punto de rocío tiene como fundamento en su estudio, la psicrometría la cual es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo; dado que el sistema busca condensar agua, será de vital importancia conocer los mecanismos que permiten este cambio de fase. (Hogar, 2015)

Así mismo, se aplica un ciclo de compresión mecánica simple, donde un refrigerante recorre un ciclo cerrado, evaporándose a una baja temperatura y condensándose a una temperatura mayor. Esta diferencia de temperaturas, que permite extraer calor de la corriente de aire que se deseca³, es posible gracias al aporte de potencia por parte de un compresor.

³ Desecar: *v. tr. y prnl.* Quitar la humedad o el líquido a un lugar o una cosa (RAE, 2017)

2.1.1 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Para este estudio son necesarias los valores de variables climatológicas como ser, precipitación, velocidad del viento, temperatura y humedad relativa, para condensar agua por esta última variable, es necesario enfriar una corriente de aire, de modo que el agua en estado gaseoso se condense en una superficie de la que pueda ser recogida. Este proyecto se basa, en la aplicación de la tecnología frigorífica y de la psicrometría para conseguir tal efecto.

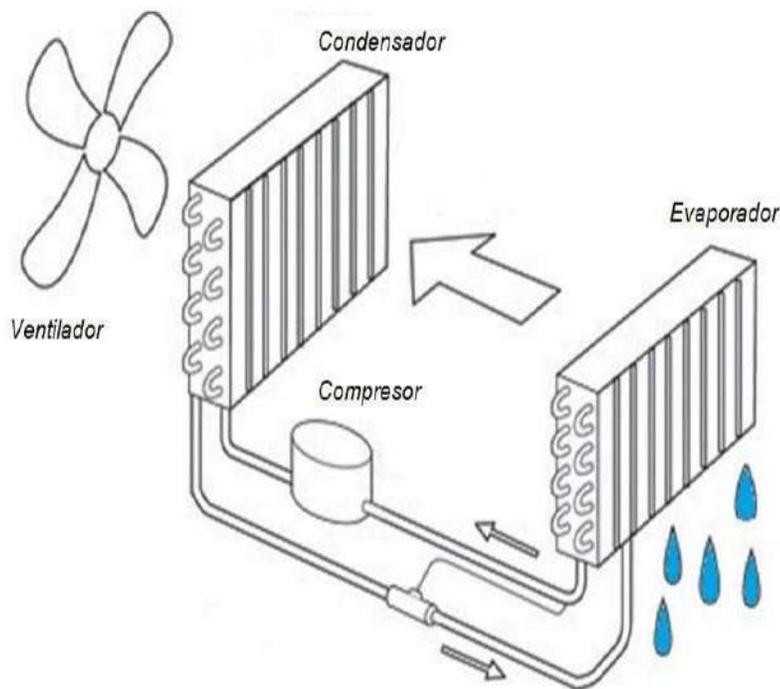
El rendimiento del sistema depende de los componentes y su distribución en el equipo al ser utilizados en su fabricación, todos adaptados a las variables climatológicas del municipio de Cajuata.

El compresor del sistema de enfriamiento es la parte más importante del sistema, debido a que comprime y bombea el refrigerante forzándolo a circular alrededor de todo el sistema siendo que a mayor presión existe un mayor incremento de temperatura del refrigerante, el refrigerante comprimido en estado gaseoso es transportado a través de una tubería al condensador donde la temperatura del refrigerante desciende y así permite la condensación del vapor de agua disuelto en el aire húmedo.

El calor del refrigerante es recibido por el aire alrededor del condensador. El refrigerante cambia su estado de gas a líquido debido a su presión y la caída de temperatura, éste condensado corre a través del filtro de extrusión de agua, el cual absorbe el vapor que puede encontrar el camino en el secador cuando se encuentra en mantenimiento. Después de pasar por el filtro, el líquido pasa a través de un capilar o una válvula de expansión de las que su resistencia al flujo causa una diferencia de presión que hace que el refrigerante se expanda y evapore, este proceso toma lugar en el evaporador.

A diferencia del condensador, el evaporador causa una caída en ambas variables presión y temperatura, siendo propio de este fenómeno, el aire transfiere su calor al refrigerante y permite su evaporación. La temperatura del aire desciende por debajo del punto de rocío, lo que hace que el exceso de humedad condense en las paredes del condensador, luego el refrigerante expandido es succionado de nuevo por el compresor, y todo el ciclo comienza de nuevo.

FIGURA 4. SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO



Fuente: (Dantherm, 2017)

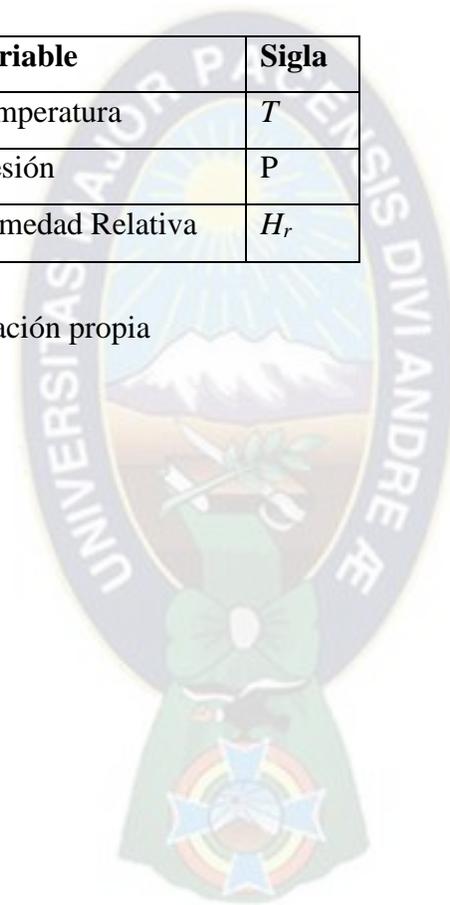
En el rango de temperaturas y presiones cercanas a la atmosférica, todos estos gases se pueden considerar incondensables excepto el vapor de agua, por lo que en el estudio se tratara al aire como una mezcla de aire seco y vapor de agua, además puesto que las presiones de interés son bajas podemos considerar un comportamiento ideal para el cálculo, con este modelo ideal podemos hablar de presiones parciales de cada uno de los componentes de la mezcla. (Rodriguez, 2016)

Cuando la temperatura es tal que la presión de saturación del agua iguala a la presión parcial del vapor de agua en la mezcla, condensa la primera gota de rocío. A esta temperatura se le llama temperatura de rocío; Dicho todo esto, conviene definir las variables de la mezcla para poder calcular sus propiedades termodinámicas. Para ello será necesario especificar algunas variables, como temperatura, presión y la humedad relativa.

TABLA 6. VARIABLES CONOCIDAS DEL MUNICIPIO

Variable	Sigla
Temperatura	T
Presión	P
Humedad Relativa	H_r

Fuente: Elaboración propia



2.2 DATOS CLIMATOLÓGICOS DISPONIBLES DEL MUNICIPIO DE CAJUATA.

2.2.1 CLIMA

2.2.1.1 CLASIFICACIÓN CLIMÁTICA

El municipio de Cajuata presenta un clima templado húmedo con estación invernal seca y verano caliente, calificación realizada en función a las siguientes variables.

TABLA 7. CLASIFICACIÓN CLIMÁTICA MUNICIPIO DE CAJUATA

Grupo	T mínima (°C)	Subgrupo	Humedad	T Media (°C)	División	Clave	Tipo de Clima
C	21.7	w	Seco inv.	24.3	a	Cwa	Clima templado húmedo con estación invernal seca y verano caliente.

Fuente: (PTDI, 2016)

Dónde:

C: Climas templados y húmedos. El mes más frío tiene una temperatura media comprendida entre 18 °C y -3 °C, y la media del mes más cálido supera los 10 °C.

W: Estación seca en invierno.

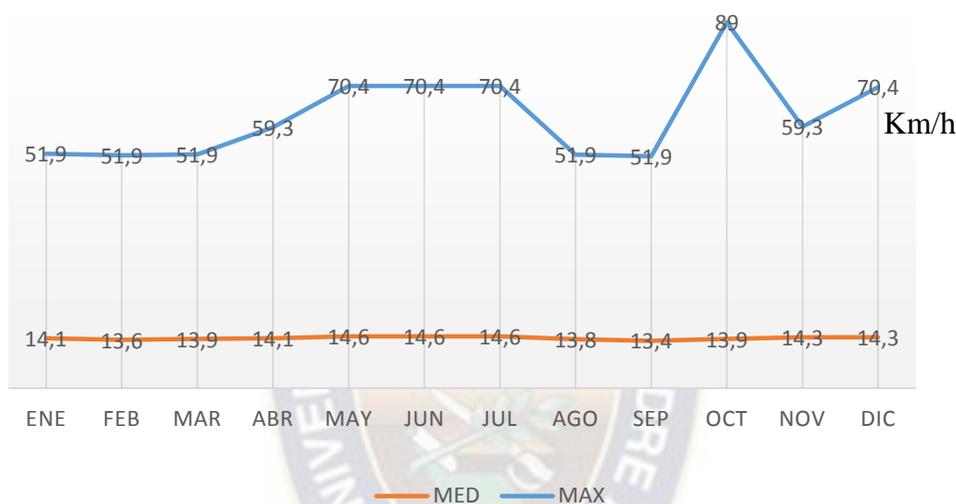
a: Temperatura media del mes más cálido superior a 22°C.

2.2.1.2 DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO

El viento es el aire en movimiento, el cual se produce en dirección horizontal, a lo largo de la superficie terrestre. La dirección, depende directamente de la distribución de las presiones, pues aquel tiende a soplar desde la región de altas presiones hacia la de presiones más bajas. Se llama dirección del viento el punto del horizonte de donde viene o sopla. El instrumento más antiguo para conocer la dirección de los vientos es la veleta que, con la ayuda de la rosa

de los vientos, define la procedencia de los vientos, es decir, la dirección desde donde soplan. Para distinguir uno de otro se les aplica el nombre de los principales rumbos de la brújula. Los cuatro puntos principales corresponden a los cardinales: Norte (N), Sur (S), Este (E) y Oeste (W), Debido a la topografía del municipio de Cajuta la velocidad del viento varía mucho, y proviene de norte.

GRÁFICO 2. DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO



Fuente: Elaboración propia en base datos SENAMHI

TABLA 8. DIRECCIÓN Y VELOCIDAD DEL VIENTO

DIRECCION Y VELOCIDAD DEL VIENTO (Dir-Km/h)													ANUAL
MAX	N 51.9	N 51.9	N 51.9	N 59.3	N 70.4	N 70.4	N 70.4	N 51.9	N 51.9	N 89.0	N 59.3	N 70.4	N 70.4
MEDIA	N 14.1	N 13.6	N 13.9	N 14.1	N 14.6	N 14.6	N 14.6	N 13.8	N 13.4	N 13.9	N 14.5	N 14.3	N 13.8
MIN	C 0.0												

Fuente: Elaboración propia en base datos SENAMHI

Con los datos obtenidos por el SENAMHI de la estación llamada Chorocona la que es la más cercana al municipio de Cajuta para fines de cálculo utilizaremos el dato promedio anual de la velocidad del viento de 13.8 Km/h, el emplazamiento del equipo será dando la cara recibiendo el viento de dirección norte.

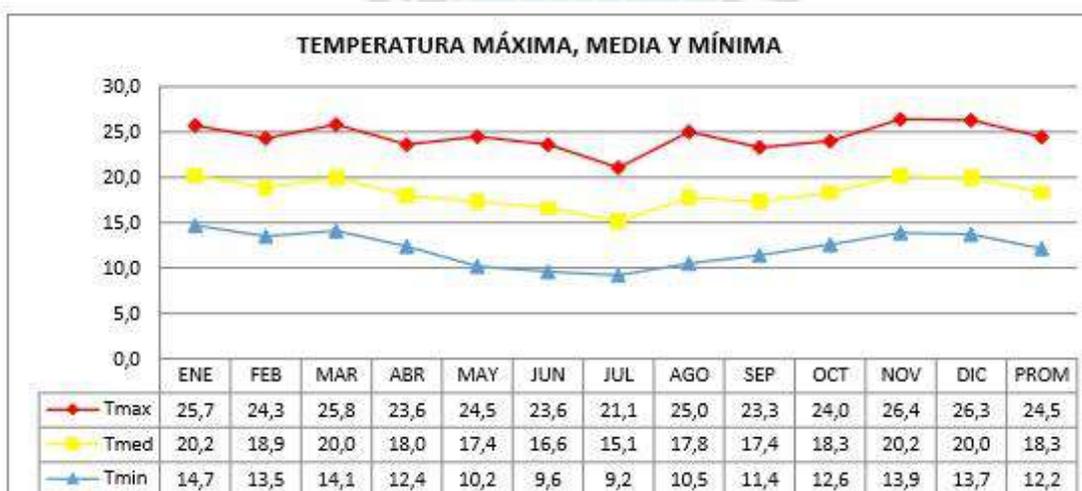
2.2.1.3 TEMPERATURA

La temperatura refleja el estado energético del aire, el cual se traduce en un determinado grado de calentamiento. Este parámetro del clima se fija mediante promedios diarios, por mes, estableciéndose temperaturas medias mensuales.

En particular, el Municipio presenta un clima templado a cálido que se comporta con relativa homogeneidad en el espacio cierta estacionalidad en el tiempo, con descensos de temperatura en el mes de julio.

La temperatura del aire varía en el Municipio, con mínimas de 9,2 °C en el mes de julio, máximas de 26,4 °C en el mes de noviembre y con una media de 18,3°C⁴. (PTDI, 2016)

GRÁFICO 3. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN INQUISIVI

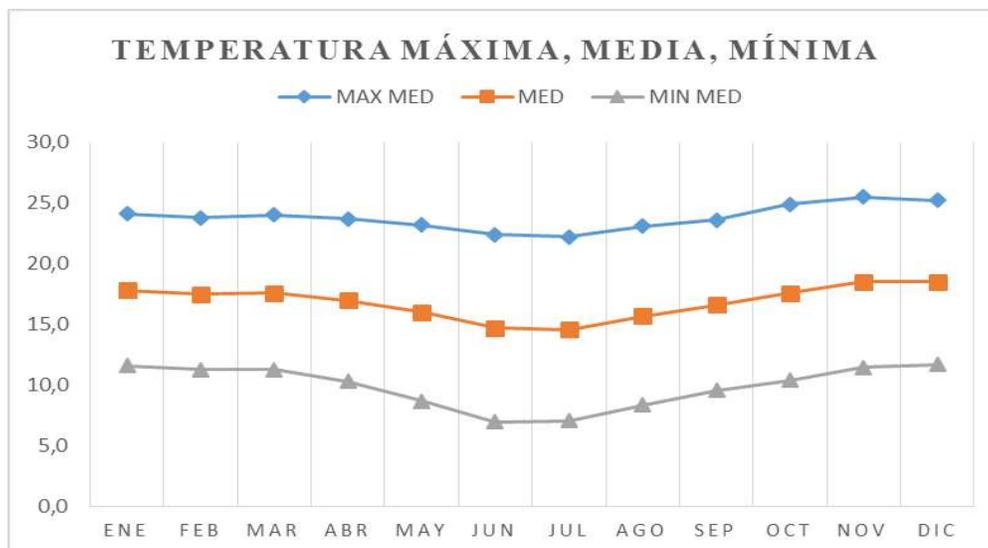


Fuente: (PDM, 2006)

Al pertenecer los datos a una estación cercana al municipio y debido a que en este no existe una estación para medir la temperatura, los datos utilizados por en el PTDI son comparados con datos de la estación perteneciente a la comunidad de Chorocona que se encuentra en los municipios de Quime y Licoma, de la provincias de Inquisivi, estando activa desde 1972 al presente.

⁴La fuente de los datos de temperatura corresponde al SENAMHI (Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología), la estación utilizada es la denominada Inquisivi, la cual se encuentra más próxima al municipio de Cajuaata

GRÁFICO 4. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN CHOROCONA



Fuente: Elaboración propia en base datos SENAMHI

TABLA 9. TEMPERATURA MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA ESTACIÓN CHOROCONA

MEDIAS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
MAX MED	24,1	23,8	24,0	23,7	23,2	22,4	22,2	23,1	23,6	24,9	25,5	25,2	23,7
MED	17,8	17,5	17,6	17,0	16,0	14,7	14,6	15,7	16,6	17,6	18,5	18,5	16,7
MIN MED	11,6	11,3	11,3	10,3	8,7	7,0	7,1	8,4	9,6	10,4	11,5	11,7	9,7

Fuente: Elaboración propia en base datos SENAMHI

- **ISOTERMAS**

Las isotermas son isolíneas que unen puntos de igual valor de temperatura, y que representan los promedios o tendencias en variaciones espaciales de un fenómeno meteorológico.

Sobre el Municipio se observa una tendencia de decrecimiento de las isotermas del noreste de la región hacia la parte suroeste. Las temperaturas anuales en el municipio oscilan entre 20 y 19 °C. (PTDI, 2016)

2.2.1.4 PRECIPITACIÓN

La precipitación es el producto de la condensación atmosférica y se establece mediante la lectura de la precipitación diaria total registra en pluviómetros. Los registros diarios se suman por mes, determinándose así, las precipitaciones mensuales.

La distribución temporal de las precipitaciones son muy similares en toda la región: verano húmedo e invierno seco. Se trata de un régimen típicamente monomodal⁵, con el periodo de lluvias de diciembre a marzo (máximos en enero) y el periodo seco de mayo a julio (mínimo en junio), siendo los meses restantes de transición. La precipitación promedio anual registrada de un periodo de 16 años (2000-2015) alcanza a 1571,2 m. (SISMET, 2017)

A nivel interanual, los años menos lluviosos de este periodo fueron el 2010-2012. La comparación de las lluvias de 2012 respecto a la media anual muestra un incremento del 41,5%. A su vez el año 2001 fue el menos lluvioso, con una precipitación inferior a 51,9% del promedio interanual. (PTDI, 2016)

⁵ **Régimen de lluvias monomodal** que tiene un máximo de precipitación definido en el año (RAE, 2017)

TABLA 10. PRECIPITACIÓN DEL MUNICIPIO DE CAJUATA

PRECIPITACIÓN													
MEDICION	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
frecuencia (días)	16,4	15,2	13,0	7,5	3,1	3,0	3,2	5,7	7,7	8,7	9,3	12,7	108,1
MAX en 24 hrs. (mm)	63,0	50,7	47,5	38,1	72,4	39,8	48,6	58,4	47,0	69,9	36,5	61,2	72,4
MEDIA (mm)	9,8	9,5	8,4	7,2	8,5	6,1	7,5	9,0	8,4	8,4	7,8	10,0	98,2
total (mm)	157,9	136,7	103,3	50,7	28,6	22,0	26,3	56,0	69,8	69,9	70,0	118,4	918,2

Fuente: (SENAMHI, ESTACION CHOROCONA, 2003-2017)

- **ISOYETAS**

Las isoyetas⁶ son isolíneas que unen puntos de igual valor de precipitación, y que representan los promedios o tendencias en variaciones espaciales de un fenómeno meteorológico.

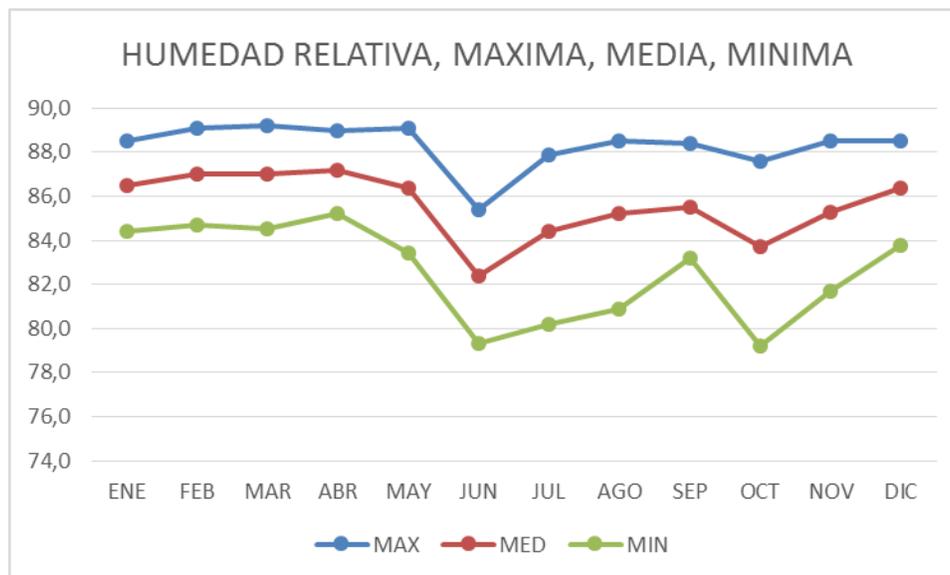
Sobre el Municipio se observa un incremento en magnitud de las isoyetas desde el norte hacia el sur. Las precipitaciones acumuladas anuales medias para la región central son del orden de los 1250 mm; la isoyeta máxima tiene un valor de 1450 mm al sur y la isoyeta mínima es de 1100 al norte. (PTDI, 2016)

2.2.1.5 HUMEDAD

El municipio de cajuata tiene humedades relativas que oscilan entre 70 % y 90 % dependiendo la época del año, en invierno precisamente en los meses de junio y julio el clima es seco, teniendo un registro de días con una humedad mínima de hasta 40 %, según información del SENAMHI, en el gráfico 7 se puede apreciar la variación de humedades relativas medias por meses, de un registro de 15 años, de una de las estaciones más cercanas al municipio denominada Chorocona, debido a que el municipio no cuenta con una estación de registro de estos datos. (PTDI, 2016)

⁶**Isoyeta**= f. Meteor. Curva para la representación cartográfica de los puntos de la Tierra con el mismo índice de pluviosidad media anual (RAE, 2017).

GRÁFICO 5. HUMEDAD RELATIVA, MÁXIMA, MEDIA, MÍNIMA CAJUATA



Fuente: (SENAMHI, ESTACION CHOROCONA, 2003-2017)

TABLA 11. HUMEDAD RELATIVA DEL MUNICIPIO DE CAJUATA

DATOS DE : HUMEDAD RELATIVA(%)													
MEDIAS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
MAX	88,5	89,1	89,2	89,0	89,1	85,4	87,9	88,5	88,4	87,6	88,5	88,5	88,8
MED	86,5	87,0	87,0	87,2	86,4	82,4	84,4	85,2	85,5	83,7	85,3	86,4	87,3
MIN	84,4	84,7	84,5	85,2	83,4	79,3	80,2	80,9	83,2	79,2	81,7	83,8	85,7

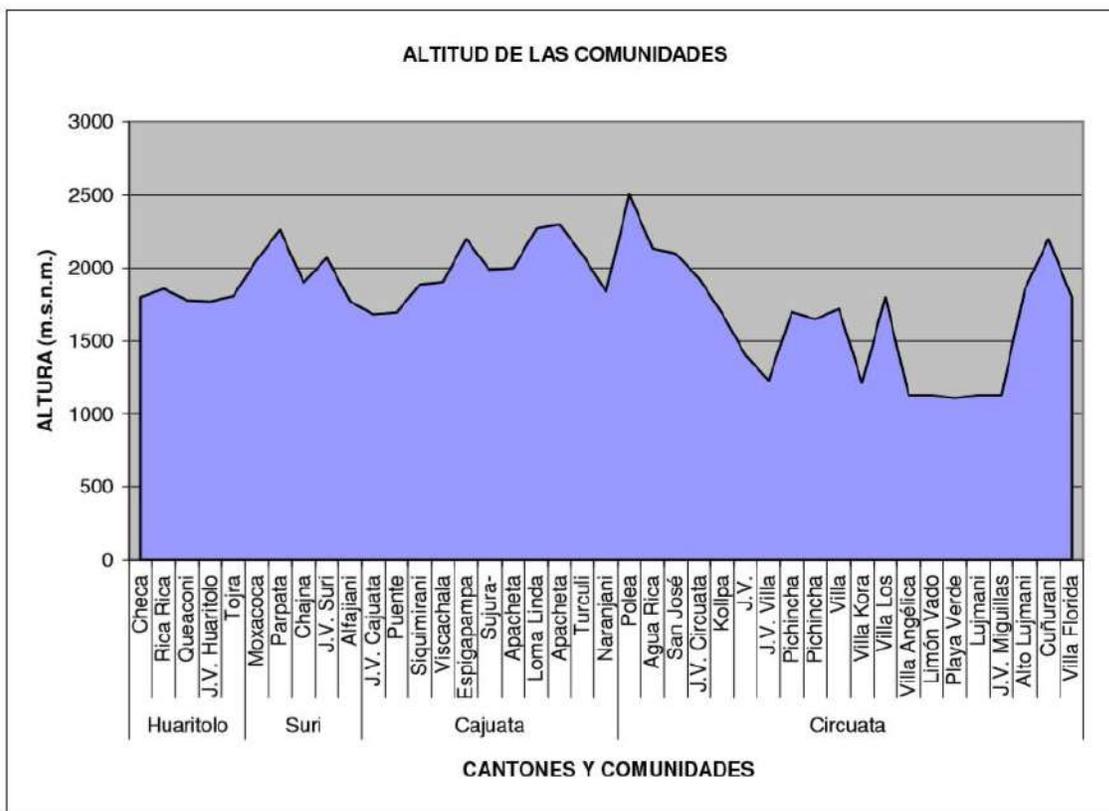
Fuente: (SENAMHI, ESTACION CHOROCONA, 2003-2017)

2.2.1.6 ALTURA

La tercera sección municipal de la provincia, abarca un rango de alturas entre los 1000 y 2600 metros sobre el nivel del mar.

La capital del municipio se encuentra a la altura de 1682 metros sobre el nivel del mar. La comunidad Polea del municipio presenta una altura de 2503 metros sobre el nivel del mar y la comunidad más baja Playa verde se encuentra a 1110 metros sobre el nivel del mar (PDM, 2006)

GRÁFICO 6. ALTITUDES DE LAS COMUNIDADES DE CAJUTA



Fuente: (PDM, 2006)

2.2.2 CÁLCULO DE PRESIÓN ATMOSFÉRICA DEL MUNICIPIO DE CAJUATA

El cálculo de la presión atmosférica para el municipio se realizara utilizando la **LEY DE DISTRIBUCIÓN BAROMÉTRICA** la cual se refiere a la variación de la presión y densidad con la altitud, se puede calcular en términos de peso de aire, el cambio de presión que corresponde a un pequeño cambio de altura.

2.2.2.1 LEY DE DISTRIBUCIÓN BAROMÉTRICA

No es lo mismo la variación de la presión con la altura en un líquido como el océano que en un gas como la atmósfera y la razón estriba en que un líquido no es compresible y por tanto su densidad permanece constante. (UNAM, 2016)

Una columna de fluido (**Figura 5**) con una sección transversal A , y a una temperatura uniforme T , está sujeta a un campo gravitacional que actúa hacia abajo para dar a una partícula una aceleración g . La coordenada vertical z a partir del nivel de referencia donde $z=0$. La presión a cualquier altura z está determinada por la masa total m del fluido por encima de esta altura, la fuerza hacia abajo sobre esta masa es mg ; esta fuerza dividida por el área es la presión a la altura z :

$$p = \frac{mg}{A} \quad (\text{Ec. 1})$$

Sea la presión a la altura $z+dz$, $p+dp$; entonces

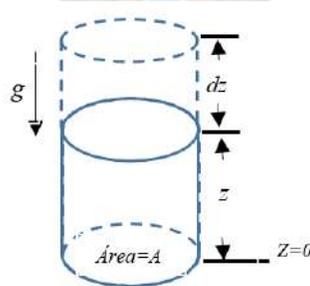
$$p + dp = \frac{m'g}{A} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde m' es la masa del fluido por encima de la altura $z+dz$.

Pero $m' + dm = m$ o $m' = m - dm$,

(CASTELLAN, 1998)

FIGURA 5. COLUMNA DE FLUIDO EN UN CAMPO GRAVITACIONAL



Fuente: (CASTELLAN, 1998)

Si dm es la masa del fluido en la porción entre z y $z+dz$. Por tanto,

$$p + dp = \frac{(m-dm)g}{A} = \frac{mg}{A} - \frac{g dm}{A} \quad (\text{Ec. 3})$$

Con la ecuación (Ec. 1), esta última se convierte en

$$dp = -\frac{g dm}{A} \text{ (Ec. 4)}$$

Si ρ es la densidad del fluido, entonces $dm = \rho A dz$; utilizando esto para la expresión para dp , tenemos

$$dp = -\rho g dz \text{ (Ec. 5)}$$

La ecuación (Ec. 6) diferencial relaciona el cambio en la presión. dp , con la densidad del fluido, la aceleración gravitacional y el incremento en la altura dz . El signo negativo quiere decir que si la altura aumenta (dz es +) la presión del fluido disminuirá (dp es -). El efecto del cambio en la altura sobre la presión es proporcional a la densidad del fluido; por tanto, es independiente de la presión. Como en el caso de los líquidos, entonces la ecuación (Ec. 5) puede integrarse de inmediato. Debido a que ρ y g son constantes, salen de la integral y obtenemos

$$\int_{p_0}^p dp = -\rho g \int_0^z dz \text{ (Ec. 6)}$$

Que una vez integrada da

$$p - p_0 = -\rho g z \text{ (Ec. 7)}$$

Donde p_0 es la presión en el fondo de la columna y p es la presión a la altura z por encima del fondo de la columna. La ecuación (Ec. 7) es la ecuación usual para la presión hidrostática en un líquido.

Para aplicarse la ecuación (Ec. 5) a un gas, debe aceptarse que la densidad del gas es una función de la presión. Si el gas es ideal, tendremos entonces que aplicar la ecuación de los gases ideales $PV = nRT$ expresada para nuestros fines como $\rho = Mp/RT$

Donde M es el peso molecular del gas, R la constante universal de los gases y T la temperatura. Aplicando esto a la ecuación (Ec. 5) tenemos

$$dp = -\frac{Mgp dz}{RT} \text{ (Ec. 8)}$$

Separando variables

$$\frac{dp}{p} = -\frac{Mg dz}{RT} \text{ (Ec. 9)}$$

Integrando, obtenemos

$$\ln p = -\frac{Mgz}{RT} + c \quad (\text{Ec. 10})$$

La constante de la integral c se evalúa en función de la presión a nivel del suelo; cuando $z=0$, $p=p_0$. Empleando estos valores en la ecuación (Ec. 10), encontramos que $\ln p = c$. sustituyendo c por este valor y reordenando la ecuación (Ec. 10) se reduce a

$$\ln \frac{p}{p_0} = -\frac{Mgz}{RT} \quad (\text{Ec. 11})$$

O

$$p = p_0 e^{-Mgz/RT} \quad (\text{Ec. 12})$$

Como la densidad es proporcional a la presión y el número de moles por metro cubico es proporcional a la presión, la ecuación (Ec. 12) puede expresarse en otras dos formas equivalentes:

$$\rho = \rho_0 e^{-Mgz/RT} \quad \text{o} \quad \tilde{c} = \tilde{c}_0 e^{-Mgz/RT} \quad (\text{Ec. 13}),$$

Donde ρ y ρ_0 son las densidades y \tilde{c} y \tilde{c}_0 son las concentraciones en mol/m³ en z y al nivel inferior. Cualquiera de las ecuaciones (Ec. 12) o (Ec. 13) se denomina **ley de distribución barométrica o ley de distribución gravitacional**. La ecuación es una ley de distribución, ya que describe la distribución del gas en la columna. La ecuación (Ec. 12) relaciona la presión a cualquier altura z con la altura, la temperatura de la columna, el peso molecular del gas y la aceleración producida por el campo gravitacional. (CASTELLAN, 1998)

2.2.2.2 APLICACIÓN DE LA LEY DE DISTRIBUCIÓN BAROMÉTRICA

En esta sección se aplicara la ecuación (Ec.13) deducida en el anterior punto con datos del municipio para poder hallar la presión atmosférica aproximada a la cual este se encuentra, sabiendo que la altura de la capital del municipio es de 1682 metros sobre el nivel del mar, como se explicó en el punto 2.2.1 la temperatura media promedio es de 18.3°C, considerando para fines de cálculo 18°C, así mismo, sabemos por bibliografía que la presión a nivel del mar es de 760 mmHg, peso molecular del aire promedio 28.8 g/mol, gravedad 980 cm/s², constante universal de los gases R=8.314472 J/mol K,

Datos:

$$P_0 = 760 \text{ mmHg}$$

$$M = 28.8 \text{ g/mol}$$

$$T = 18^\circ\text{C}$$

$$z = 1682 \text{ msnm}$$

$$g = 980 \text{ cm/s}^2$$

$$R = 8.314472 \text{ J/mol K}$$

$$p = p_0 e^{-Mgz/RT} \text{ (Ec. 13)}$$

$$p_{\text{Cajuata}} = 760 \text{ mmHg} e^{-\left[\left(\frac{28.8 \text{ g}}{\text{mol}}\right)\left(980 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2}\right)\left(1682 \text{ m} \times 10^2\right) / \left(8.314472 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \times 10^7\right) (18 + 273^\circ\text{K})\right]}$$

$$p_{\text{Cajuata}} = 760 \text{ mmHg} e^{-0.1962080813}$$

$$p_{\text{Cajuata}} = 624.5993 \text{ mmHg} = 0.8218 \text{ Atm}$$

2.3 VARIABLES DE OPERACIÓN

Debido a que el presente proyecto tiene como fundamento la psicrometría es necesario entender las variables de operación, y las operaciones unitarias que se aplican en el funcionamiento de este sistema.

2.3.1 CURVA DE PRESIÓN DE VAPOR

Cada líquido ejerce una presión de vapor en el equilibrio la cual depende de la temperatura. Cuando la presión de vapor de un líquido se grafica contra las temperaturas correspondientes, se obtiene una curva como **TBDC**. La curva de presión de vapor es única para cada sustancia, pero generalmente las curvas de presión exhiben características similares a (ANEXO 6).

La curva separa dos áreas de la gráfica, que representan respectivamente, las condiciones en que la sustancia existe completamente en estado líquido y en donde se encuentra completamente en estado vapor. Si las condiciones impuestas de la sustancia están en el área del estado líquido, como en el punto **A**, la sustancia será completamente líquida. En todas las condiciones propias del área inferior, como en el punto **E**, la sustancia es completamente un vapor, sin embargo, en todas las condiciones que corresponden a los puntos sobre la curva **TBDC**, el líquido y el vapor pueden coexistir indefinidamente en cualquier proporción. El líquido y el vapor representados por puntos sobre la curva de presión y vapor se llaman respectivamente, **líquido saturado** y **vapor sobrecalentado**. La curva de presión de vapor tiene dos puntos terminales abruptos, en **T** y **C**.

El punto **T**, desde se originan las líneas **LT** y **ST** que separan las condiciones para el estado sólido de las del líquido y el vapor, se conoce como el **punto triple**, en el cual pueden coexistir los tres estados de agregación. El punto **C** es el **punto crítico, o estado crítico** cuyas coordenadas son **la presión crítica y la temperatura crítica**. En el punto crítico desaparece la distinción entre las fases líquido y vapor, y todas las propiedades del líquido (como densidad, viscosidad, índice de refracción, etc.) son idénticas a todas las del vapor.

La sustancia a una temperatura superior a la crítica se conoce como un gas; no se licuara a pesar de lo elevada que sea la presión que se le imponga. Sin embargo, esta distinción entre un gas y un vapor no siempre se sigue estrictamente; con frecuencia, el término gas se emplea para designar simplemente una condición bastante alejada relativamente de la curva de presión de vapor.

La temperatura correspondiente a cada presión sobre la curva es llamada el punto de ebullición del líquido a la presión dada; la temperatura correspondiente a 1 atmosfera (atm) se conoce como *punto de ebullición normal* ($T_{eb.n}$).

Siempre que en un proceso una muestra de fluido debe llevarse a través de una curva de presión de vapor, como en el proceso isobárico **ABF**, habrá un cambio de fase. Este cambio ira acompañado de la evolución (por condensación) o absorción (por evaporación) del *calor latente de evaporación* a temperatura constante, por ejemplo en los puntos **B O D** en los procesos antes mencionados. El calor añadido o cedido al cambiar la temperatura se llama *calor sensible*. (OCON-TOJO, 1963)

2.3.2 GAS HÚMEDO

Para fines de cálculo se considera el aire a tratar como un gas húmedo (mezcla de aire y vapor de agua), suponiendo que el comportamiento de la mezcla, cumple con las leyes de los gases ideales, la presión total ejercida por la mezcla será igual a la suma de las presiones parciales del gas (aire) y la presión parcial del vapor (vapor de agua) (OCON-TOJO, 1963), es decir;

$$P_T = P_v + P_g \quad (\text{Ec. 14})$$

En estas condiciones la **fracción molar del vapor** es;

$$y = \frac{p_v}{p_t} = \frac{n_v}{n_t} = \frac{V_v}{V_t} \quad (\text{Ec. 15})$$

2.3.3 DEFINICIONES

- a) Humedad Absoluta Molar O Saturación Absoluta Molar (Y_m): Es la relación entre los números de moles de vapor y de gas contenidos en una determinada masa gaseosa (ANEXO 7-A).
(OCON-TOJO, 1963)

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{n_{agua}}{n_{aire\ seco}} = \frac{P_{V_{agua}}}{P_{aire\ seco}} \quad (\text{Ec. 16})$$

- b) Humedad Absoluta o Saturación Absoluta (Y): Es la relación entre el peso de vapor de agua y el peso de aire contenido en una masa de aire (OCON-TOJO, 1963)

$$Y = Y_m \frac{M_v}{M_g} = \frac{P_v}{P_T - P_v} \frac{M_v}{M_g} = \frac{n_v}{n_g} \frac{M_v}{M_g} = \frac{m_v}{m_g} \quad \left[\frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Kg de gas}} \right] = \left[\frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg de aire seco}} \right] \quad (\text{Ec. 17})$$

Donde:

P_v = Presión parcial de vapor

P_T = Presión total

M_v , M_g = Pesos moleculares del vapor y el gas = 18.02 y 28.92 g/mol = Kg/kmol

- c) Humedad Relativa (H_r): Es la relación entre la presión parcial del vapor de agua y la presión de saturación del vapor a la temperatura dada (este último dato se puede obtener por tablas) multiplicada por cien. (OCON-TOJO, 1963)

$$H_r = \frac{P_v}{P_{H_2O}^*} 100 \quad (\text{valores entre 0 y 100\%}) \quad (\text{Ec. 18})$$

- d) Humedad Porcentual O Saturación Porcentual Y_p : Es la relación entre humedad existente en la masa gaseosa y la que existe si estuviera saturada (ANEXO 7-B); la ecuación es:

$$Y_p = \frac{P_V (P_T - P_V^*)}{P_V^* (P_T - P_V)} \quad (\text{Ec. 19})$$

(OCON-TOJO, 1963)

- e) Volumen Húmedo O Volumen Especifico(V_H): Es el volumen ocupado por la mezcla (aire seco masa vapor de agua) que contiene 1Kg de aire seco, el cual viene dado por:
(ANEXO 7-C)

$$V_H = R \left(\frac{1}{M_{\text{aire seco}}} + \frac{Y}{M_{\text{agua}}} \right) \frac{T_{\text{gas}} + 273}{P_T} \left[\frac{\text{m}^3 \text{aire}}{\text{Kg aire seco}} \right] \quad (\text{Ec. 20})$$

(OCON-TOJO, 1963)

- f) Calor Específico Del Aire Húmedo (C): Es el calor que hay que suministrar a 1Kg de aire y su vapor que contiene, para elevar 1°C de temperatura, manteniendo constante la presión.

$$C = C_{\text{aire seco}} + C_{\text{vapor}} \left[\frac{\text{KCal}}{^\circ\text{C Kg aire seco}} \right] \quad (\text{Ec. 21})$$

(OCON-TOJO, 1963)

Para el caso de una mezcla de aire y vapor de agua: $C = 0.24 + 0.46Y$

- g) Entalpia Específica (H): Es la suma del calor sensible del aire y el calor latente de su vapor acompañante.

$$H=C (T-T_0)+\lambda Y \left[\frac{KCal}{Kg \text{ aire seco}} \right] \text{ (Ec. 22)}$$

Donde:

T_0 =Temperatura base seleccionada para ambos componentes en °C

λ =Calor latente del vapor de agua en Kcal/Kg de agua

Para el caso de aire - vapor de agua:

$$H= (0.24+0.46Y) T+597.2 Y$$

(OCON-TOJO, 1963)

- h) Densidad del aire Húmedo (δ_H): Es el producto del recíproco del volumen húmedo por la unidad.

$$\delta_H= \left(\frac{1}{V_H} \right) \left[\frac{Kg \text{ aire seco}}{m^3 \text{ aire}} \right] \text{ (Ec. 23)}$$

(OCON-TOJO, 1963)

- i) Temperatura De Roció (T_r): Es la temperatura que alcanza la masa de aire húmedo en la saturación por enfriamiento a presión constante. Una vez alcanzada esta temperatura, si se continua enfriando la mezcla se ira condensando el vapor, persistiendo las condiciones de saturación ($H_r=100$).

(OCON-TOJO, 1963)

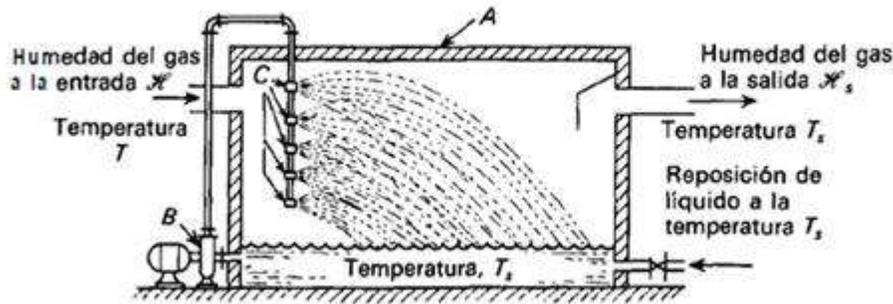
- j) Temperatura De Bulbo Seco (T): Es la temperatura de la mezcla vapor-.aire, por lectura directa.

(OCON-TOJO, 1963)

- k) Temperatura De Saturación Adiabática (T_s): Es la temperatura en estado estacionario, alcanzada por una masa de gas cuando se pone en contacto con líquido en condiciones adiabáticas. (ANEXO 7-D)

(OCON-TOJO, 1963)

FIGURA 6. TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA (T_s)



Fuente: (Martinez S. , 2014)

Considérese el proceso de la figura mostrada. Gas, con una humedad inicial Y y una temperatura T , fluye de forma continua a través de la cámara de lluvia A (aspersión por atomización o pulverización). La cámara está aislada térmicamente de forma que el proceso adiabático. El líquido se hace circular por medio de la bomba B desde el recipiente del fondo de la cámara de lluvia a través de los pulverizadores C , y después retorna al recipiente. El gas que pasa a través de la cámara se enfría y humidifica.

La temperatura del líquido alcanza un valor definido de estado estacionario T_s , que recibe el nombre de **Temperatura de saturación adiabática**.

Salvo que el gas que entra este saturado, la temperatura de saturación adiabática es inferior a la temperatura de entrada del gas. Si el contacto entre el líquido y el gas es suficiente para que el líquido y el gas salgan en equilibrio, el gas que sale de la cámara está saturado a la temperatura T_s , Puesto que el líquido que se evapora se pierde de la cámara, es preciso reponerlo. Para simplificar el análisis, se supone que el líquido se suministra al recipiente a la temperatura T_s , El trabajo de la bomba se desprecia y el balance de entalpia se basa en T_s , como temperatura de referencia. (OCON-TOJO, 1963)

Puesto que la entalpia del líquido de reposición es cero, la entalpia total del gas que entra es igual a la del gas que sale. El gas que sale está a la temperatura de referencia y su entalpia es simplemente $Y_s \lambda_s$, donde Y_s es la humedad de saturación y λ_s , es el calor latente, ambos a T_s .

A partir de la ecuación (Ec. 23) La entalpia total del gas que entra es $C(T-T_s)+\lambda_s Y$, el balance de entalpia es;

$$\cancel{\text{Entalpia liquida de reposición}} + \text{Entalpia total de la mezcla gaseosa de entrada} = \text{entalpia de la mezcla gaseosa saturado la salida}$$

(OCON-TOJO, 1963)

$$H_{Tot,mez.entrada} = H_{Tot,mez.salida}$$

$$(Y_s - Y) = \frac{C}{\lambda_s} (T - T_s) \quad (\text{Ec. 24})$$

Dónde: $H = C(T - T_0) + Y\lambda$

$$C = 0.24 + 0.446Y$$

(OCON-TOJO, 1963)

Para una mezcla de aire y vapor de agua la ecuación (Ec. 25) se convierte en;

$$(Y_s - Y) = \frac{0.24 + 0.446Y}{\lambda_s} (T - T_s) \quad (\text{Ec. 25})$$

Dónde:

T_s = Temperatura de saturación adiabática

λ_s = Calor latente de vaporización del líquido a T_s

Y_s = Humedad de saturación a la temperatura de saturación adiabática

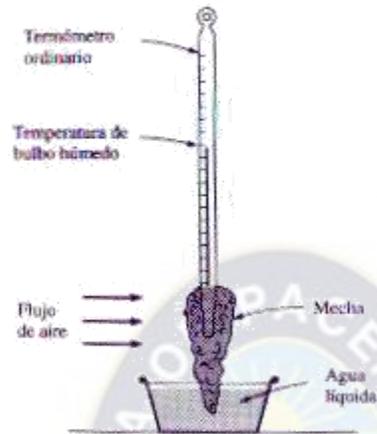
C_s = Calor específico a la temperatura de saturación adiabática

(OCON-TOJO, 1963)

- 1) Temperatura de bulbo húmedo (T_w): Es la temperatura de entrada en estado estacionario y no de equilibrio que se alcanza cuando se pone en contacto una pequeña cantidad de agua con una corriente de gas en condiciones adiabáticas. Puesto que la cantidad de líquido es pequeña (la temperatura y la humedad del gas no cambian, contrario a lo que sucede en el caso de saturación adiabática, donde la temperatura y la humedad del gas si cambian) (ANEXO 7-E)

(OCON-TOJO, 1963)

FIGURA 7. ESQUEMA PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO



Fuente; (todo.com, 2016)

En la figura mostrada se muestra el método usado para medir la temperatura de bulbo húmedo mediante un termómetro que se cubre con una mecha retorcida o un trozo de tela. La tela se mantiene húmeda con agua y se introduce en el flujo de una corriente de aire y vapor de agua, cuya temperatura es T (temperatura de bulbo seco) y con una humedad Y .

En estado estacionario el agua se evapora incorporándose a la corriente de gas; la tela y el agua se enfrían a T_w , que es inferior. (OCON-TOJO, 1963)

Es posible calcular un balance de calor para la tela. La temperatura base toma como T_w . la cantidad de calor perdida por convección, despreciando el pequeño cambio de calor sensible del líquido vaporizado y la radiación es:

$$(Y_w - Y) = \frac{h_c}{k_y \lambda_w} (T - T_w) \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde:

h_c =Coeficiente de convección liq-gas = Kcal/m²h°c o Kcal/ m²s°c

k_y = Coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión la saturación absoluta =Kg de aire

λ_w =Calor latente de vaporización a la temperatura húmeda T_w =Kcal/ Kg H₂O

(OCON-TOJO, 1963)

m) Relación Entre Temperatura De Bulbo Húmedo Y Saturación Adiabática

Temperatura de bulbo húmedo.

$$(Y_w - Y) = \frac{h_c}{k_y \lambda_w} (T - T_w) \quad (\text{Ec. 27})$$

Temperatura de saturación adiabática

$$(Y_s - Y) = \frac{C}{\lambda_s} (T - T_s) \quad (\text{Ec. 28})$$

(OCON-TOJO, 1963)

Las ecuaciones (Ec. 28) y (Ec. 29) son casi iguales debido a que los valores de C de la ecuación (Ec. 16) (de saturación adiabática) es de aproximadamente 0.24 y el valor de $\frac{h_c}{k_y}$ para vapor y aire es también cercano a 0.24, lo que significa que las líneas de saturación adiabática también pueden usarse como temperatura de bulbo húmedo, con precisión bastante razonable. (Se debe recalcar que esto es válido para mezclas de vapor de agua y aire, y no para otros líquidos).

(OCON-TOJO, 1963)

Por consiguiente, la determinación del bulbo húmedo se usa con mucha frecuencia para obtener la humedad de muchas mezclas de vapor de agua y aire.

2.4 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

El diagrama psicrométrico es una representación gráfica, de las ecuaciones analíticas analizadas anteriormente.

En la ANEXO 8, apreciamos este diagrama para las mezclas de aire y vapor de agua, a nivel del mar. En este diagrama se representa la humedad absoluta en ordenadas frente a su temperatura en abscisas. Está limitado por la curva de humedad relativa del 100% o curva de saturación, la cual da la humedad del aire saturado en función de su temperatura. El cálculo de los distintos puntos de esta curva se realiza determinando las humedades absolutas para distintas temperaturas, aplicando la ecuación **(Ec. 18)**

$Y = Y_m \frac{M_v}{M_g} = \frac{P_v}{P_T - P_v}$, en la que P_v es la presión de vapor del agua correspondiente a cada temperatura. (OCON-TOJO, 1963)

Los puntos situados a la izquierda de la curva de saturación representan mezclas de aire saturado o agua líquida que originan la formación de nieblas, y corresponden a condiciones inestables de aire-vapor de agua. Cualquier punto a la derecha de esta curva de saturación son las isolneas correspondientes a las distintas humedades relativas, y el cálculo de sus distintos puntos para cada una se efectúa determinando las humedades absolutas para diferentes temperaturas aplicando la ecuación **(Ec. 20)**, en la que $P_v = \frac{H_r}{100} P_{H_2O}^*$, siendo $P_{H_2O}^*$ la tensión de vapor del agua correspondiente a cada temperatura, y H_r la humedad relativa cuya curva queremos determinar. (OCON-TOJO, 1963)

Las líneas inclinadas de pendiente negativa corresponden a las isolneas de temperatura de saturación adiabática que coinciden con las temperaturas de bulbo húmedo para el caso del aire y vapor de agua, y el cálculo de sus puntos, para cada valor de la temperatura de saturación adiabática, se realiza determinando el valor de la humedad de saturación Y_s correspondiente a cada temperatura, dando luego distintos valores a la humedad absoluta y despejando el valor de la temperatura en la ecuación **(Ec.27)**.

$$(Y_w - Y) = \frac{h_c}{k_y \lambda_w} (T - T_w)$$

A este diagrama le acompañan las gráficas auxiliares para determinar el calor específico, el calor latente de vaporización, y los volúmenes específicos del aire seco y del aire saturado. Aunque el diagrama está constituido para la presión de 1 atm. Puede emplearse para otras presiones próximas a aquella, corrigiendo las humedades relativas. Para ello se multiplican los valores encontrados en ese diagrama por la relación entre la presión a que se ha construido el diagrama y la presión de operación mostrado en la ecuación. **(Ec. 30)**

Existen otros diagramas donde están incluidas entalpías, volúmenes húmedos, etc.

$$P_{(op)} * H_{r(op)} = P_{(1atm)} * H_{r(1atm)} \quad \text{(Ec. 29)}$$

(OCON-TOJO, 1963)

2.4.1 MANEJO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

Para fijar un punto en este diagrama, hemos de conocer dos de las cinco variables siguientes: T , T_r , Y , T_w , y , H_r , fijado el punto en el diagrama, la determinación de las distintas magnitudes se realiza del siguiente modo:

Sea A el punto fijado en ANEXO 9, la ordenada de este punto es la humedad absoluta Y ; su abscisa es la temperatura del aire T (bulbo seco); la abscisa del punto de intersección de la línea inclinada, que pasa por A con la curva de saturación, es la temperatura de saturación adiabática o temperatura de bulbo húmedo. Prolongando la vertical que pasa por A hasta la curva de saturación ($H_r=100$), la ordenada del punto de intersección de la humedad de saturación del aire a la temperatura T ; la humedad relativa del punto A, se lee directamente en isolinneas. En ANEXO 10 se realiza estas aclaraciones.

(OCON-TOJO, 1963)

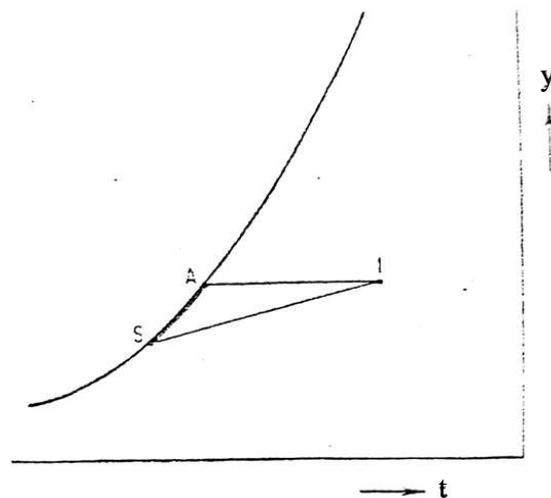
2.4.2 DESHUMIDIFICACIÓN DEL AIRE POR ENFRIAMIENTO

La deshumidificación se lleva a cabo enfriando la masa de aire hasta una temperatura para la cual la humedad de saturación sea requerida. Si una masa de aire húmedo se pone en contacto con una superficie metálica que se mantiene a temperatura inferior a la de rocío del aire, la masa de aire se va enfriando hasta alcanzar las condiciones de saturación; si se prosigue el enfriamiento, el vapor de agua se condensa, quedando la masa de aire saturada, además de disminuir su temperatura parte de la humedad condensará.

Si la temperatura es inferior a 0°C esta condensación será en forma de escarcha. Si suponemos que se va retirando continuamente la masa de agua condensada estando siempre seca la superficie metálica, la temperatura hasta la que ha de enfriarse la masa de aire será la temperatura de rocío para la cual la humedad final sea la deseada. (OCON-TOJO, 1963)

La interpretación sobre el diagrama psicrométrico (Gráfico 7) en el que el punto 1 corresponde a las condiciones iniciales de la masa de aire y el punto S a las condiciones que deseamos, es la siguiente:

GRÁFICO 7. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CONDICIONES INICIALES Y PUNTO DE SATURACIÓN



Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

Desde 1 a A enfriamiento de la masa de aire hasta las condiciones de saturación: desde A a S enfriamiento y condensación del vapor de agua a lo largo de la curva de saturación.

(OCON-TOJO, 1963)

Como en la práctica el proceso es continuo al producirse condensación sobre la superficie metálica el condensado no se retira rápidamente, y entonces hemos de considerar el contacto aire-agua. Dado que el agua alcanza rápidamente una temperatura muy próxima a la de la superficie metálica, habrá un gradiente de temperatura desde la masa global del aire hasta la superficie del agua condensada, existiendo también un gradiente de humedad en la misma dirección.

En realidad, la interpretación del proceso sobre el diagrama psicrométrico no será el correspondiente a 1AS, sino que en primera aproximación y considerando que la superficie metálica se mantiene a temperatura constante-la marcha del proceso viene representada por la recta 1S, cumpliéndose entonces que:

$$\frac{t_1 - t_s}{t - t_s} = \frac{Y_1 - Y_s}{Y - Y_s} \quad (\text{Ec. 30})$$

Como la entalpía del punto S es menor que la entalpía del aire.

Habrà paso de calor del aire a la superficie metálica, y para mantener esta superficie a temperatura constante será necesaria la refrigeración. Atendiendo al mecanismo de la transmisión del calor, la cantidad total del calor perdido por el aire será

$$q = (h/c) (i - i_s) A \quad (\text{Ec. 31})$$

Y la cantidad de calor que pasa desde la superficie de condensación hasta el refrigerante, que se encuentra a temperatura t_R . Será

$$q = UA' (t_s - t_R) \quad (\text{Ec. 32})$$

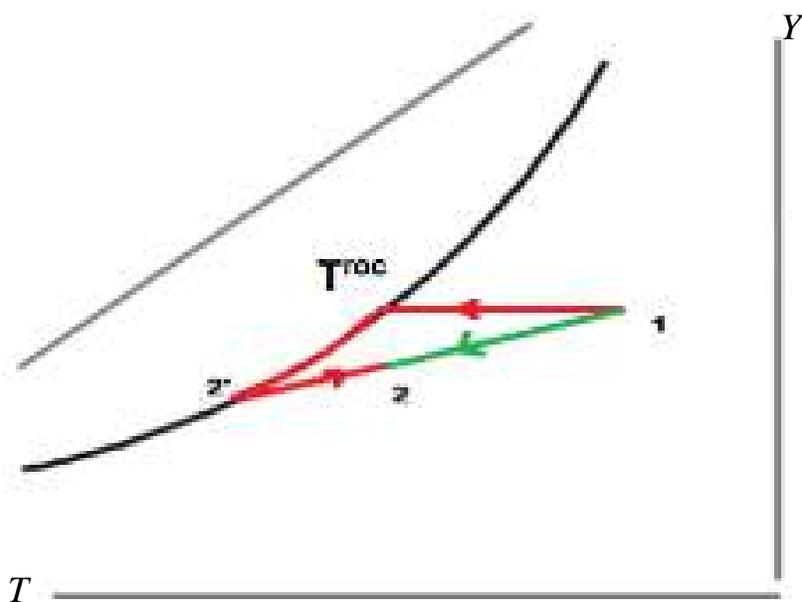
Igualando estas dos expresiones

$$\frac{t_1 - t_R}{i - i_S} = \frac{hA}{cUA'} \quad (\text{Ec. 33})$$

Siendo A el área de contacto aire-agua y A' el área de contacto agua-metal. Es evidente que la recta 1S solamente es oblicua si la temperatura de la superficie metálica es menor que la temperatura de rocío del aire, ya que si fueran iguales la representación sería una recta horizontal y no se produciría condensación. (OCON-TOJO, 1963)

Debido a que el contacto entre la superficie fría y el aire no es perfecta, no todo el vapor condensará, quedando parte del aire con condiciones entre la inicial y la de completa deshumectación. En el Gráfico 8 se representa en rojo el proceso que sufre el aire, siendo la última etapa la de la mezcla entre la corriente seca y la inicial; y en verde el proceso aparente.

GRÁFICO 8. DESHUMECTACIÓN POR ENFRIAMIENTO



Fuente: Elaboración propia.

El punto 1 del gráfico representa las condiciones iniciales del aire, el 2 las condiciones a la salida y el 2' las que tendría el aire si la deshumectación fuese perfecta. La temperatura de 2' coincide con la de la superficie fría o en su caso la batería enfriadora.

En este ejemplo se ha representado el caso en el que la superficie se encuentra a una temperatura equivalente T_2' inferior a T^{roc} .

La separación entre las condiciones ideales y las de operación real se miden en función del factor de by-pass⁷ FB, que se define como:

$$FB = \frac{T_2 - T_2'}{T_1 - T_2'} \iff FB = \frac{Y_2 - Y_2'}{Y_1 - Y_2'} \quad (\text{Ec. 34})$$

El factor de by-pass de la batería es una forma de indicar la efectividad de la misma. Un factor bajo indica una buena efectividad, Designaremos con T_1 las condiciones de aire a la entrada de la batería, con el T_2 las condiciones de salida, y con el T_2' las condiciones que tendría el aire si saliese de la baterías saturado y a la temperatura de la superficie de la batería.

En esta ecuación se debe tener en cuenta que:

- La relación de temperaturas será válida para cualquier proceso.
- La relación entre humedades específicas es válida sólo si el punto 2 no está en la zona de nieblas. En ese caso si se consigue recoger todo el agua líquida de la niebla, la humedad x_2 será la de saturación correspondiente a T_2 .
- El factor de by-pass será $FB=0$ cuando la batería sea infinita y capaz de entrar en contacto con todo el aire.

En la siguiente Tabla se incluyen factores de by-pass típicos en baterías.

⁷ Factor de by-pass: indica la cantidad de aire que la batería trata, ya que todo el aire que pasa por el climatizador no puede ser tratado, es la relación entre el aire no tratado y el aire total. $FB = \text{Aire no tratado} / \text{Aire total}$. (soloarquitectura, 2007)

TABLA 12. FACTORES DE BY-PASS

Número de filas	Paso entre aletas: 3,33 mm		Paso entre aletas: 1,66 mm	
	Velocidad del aire (m/s)		Velocidad del aire (m/s)	
	1,5	3,5	1,5	3,5
2	0,42	0,55	0,22	0,38
3	0,27	0,40	0,10	0,23
4	0,19	0,30	0,05	0,14
5	0,12	0,23	0,02	0,09
6	0,08	0,18	0,01	0,06
8	0,03	0,08	0,00	0,00

Fuente: (Aroca Lastra S., 2012)

2.4.3 ANÁLISIS PSICROMÉTRICO DE LAS CONDICIONES DE CAJUATA

Para definir las variables de operación del equipo es necesario un análisis psicrométrico de las condiciones climatológicas del municipio, para tal análisis es necesario un diagrama psicrométrico de mezclas aire - vapor de agua que cumpla con la presión atmosférica del lugar ($p_{Cajuata} = 624.5993 \text{ mmHg}$) (ANEXO 11)⁸, debido a que esta es afectada por la altura a la que se encuentra el municipio 1682 msnm

, en este punto se utilizara el dato de la presión atmosférica de cajuata calculado en el punto 2.2.2, En este análisis se realizara el cálculo de distintos parámetros de interés utilizando formulas ya descritas en el punto 2.3, de las condiciones medias promedio utilizando el análisis psicrométrico del punto 2.4.2.2

⁸ El diagrama psicrométrico y cálculos se realizaron con el software Psychrometric Chart+Duct Calculator Software, desarrollado en nueva York Estados Unidos (soft112, 2012)

A) Humedad Absoluta o Saturación Absoluta (Y)

Aplicando la (Ec. 18) :

$$Y = Y_m \frac{M_v}{M_g} = \frac{P_v}{P_T - P_v} \frac{M_v}{M_g} = \frac{n_v}{n_g} \frac{M_v}{M_g} = \frac{m_v}{m_g} \quad \left[\frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Kg de gas}} \right] = \left[\frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg de aire seco}} \right]$$

M_v , M_g = Pesos moleculares del vapor y el gas = 18.02 y 28.92 g/mol = Kg/kmol

Para calcular la humedad absoluta se debe calcular primero la **Humedad Absoluta Molar**

O Saturación Absoluta Molar (Y_m) aplicando la $Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{n_{\text{agua}}}{n_{\text{aire seco}}} = \frac{P_{v_{\text{agua}}}}{P_{\text{aire seco}}}$ (Ec. 18)

Suponiendo que la mezcla cumple con las leyes de los gases ideales, la presión total ejercida por la mezcla será igual a la suma de la presión parcial del gas y la presión parcial del vapor, se aplica $P_T = P_v + P_g$ (Ec. 15) (*ley de Dalton*)

Para tal caso sabemos que:

$$P_T = p_{\text{Cajuata}} = 624.5993 \text{ mmHg calculada en el punto 2.2.2}$$

Hallamos la presión de vapor de agua utilizando la ecuación $H_r = \frac{P_v}{P_{H_2O}^*} \cdot 100$ (*Humedad relativa*)

(Ec.19)

Sabiendo:

$$H_r = 80\%$$

Interpolando Por tablas (ANEXO 12)

$$\frac{15 - 20}{0.017376 - 0.02383} = \frac{15 - 17}{0.017376 - X}$$

$$X = \frac{0.012908 + 0 - 0.08688}{5}$$

$$X = 0.0199576 \text{ Kg/cm}^2 = P_{H_2O}^*$$

Ahora

$$P_v = \frac{H_r P_{H_2O}^*}{100} \Rightarrow P_v = \frac{80 \times 0.0199576}{100} \Rightarrow P_v = 0.01596608 \text{ Kg/cm}^2 = 11.74401 \text{ mmHg}$$

El valor obtenido se remplacea en la (Ec. 1)

$$624.5993 = P_v + P_g \Rightarrow 624.5993 = 11.74401 + P_g \Rightarrow P_g = 612.85529 \text{ mmHg}$$

Luego

$$\text{Aplicamos } Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{n_{\text{agua}}}{n_{\text{aire seco}}} = \frac{P_{V_{\text{agua}}}}{P_{\text{aire seco}}} \quad (\text{Ec. 18}) \Rightarrow Y_m = \frac{11.74401}{612.85529} \Rightarrow Y_m = 0.019162778$$

Finalmente

Aplicamos la (Ec. 18)

$$Y = Y_m \frac{M_v}{M_g} \Rightarrow Y = 0.019162778 \frac{18.02}{28.92} \Rightarrow Y = 0.01194029 \left[\frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Kg de gas}} \right]$$

B) Temperatura De Rocío (T_r):

Interpolando en tablas de tensión de vapor de agua (ANEXO 13) encontramos el valor de la tensión de vapor del agua (presión parcial del vapor de agua $P_s = P_v = 11.74401 \text{ mmHg}$), y se puede apreciar que a esta presión la temperatura al enfriar la masa de aire húmedo en las condiciones dadas es 13.67°C , por tanto este es el valor de la temperatura de rocío

$$\frac{13 - 14}{11.23 - 11.99} = \frac{13 - X}{11.23 - 11.74}$$
$$-X = \frac{-0.51}{0.76} - 13$$
$$X = 13.67^\circ\text{C} = T_r$$

C) Calor Específico Del Aire Húmedo (C)

Aplicamos la (Ec. 22) para el caso de una mezcla de aire y vapor de agua: $C = 0.24 + 0.46Y$

$$C = 0.24 + 0.46 \times 0.01194029$$

$$C = 0.24549 \left[\frac{\text{KCal}}{^\circ\text{C Kg aire seco}} \right]$$

D) Volumen Húmedo O Volumen Especifico (V_H)

Aplicamos la (Ec. 21)

$$V_H = R \left(\frac{1}{M_{\text{aire seco}}} + \frac{Y}{M_{\text{agua}}} \right) \frac{T_{\text{gas}} + 273}{P_T} \left[\frac{\text{m}^3 \text{aire}}{\text{Kg aire seco}} \right]$$

Para una mezcla aire-vapor de agua, se expresa P en atmosferas y T en $^{\circ}\mathbf{K}$ el volumen específico viene dado por:

$$V_H = 0.082 \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{T_{gas} + 273}{P_T} \Rightarrow V_H = 0.082 \left(\frac{1}{29} + \frac{0.01194029}{18} \right) \frac{290}{0.821841}$$

$$V_H = 1.01695 \left[\frac{m^3 \text{ aire}}{Kg \text{ aire seco}} \right]$$

E) Entalpia Específica (H)

La entalpia especifica se calcula aplicando la (**Ec. 23**)

$$H = C (T - T_0) + \lambda Y \left[\frac{KCal}{Kg \text{ aire seco}} \right]$$

Donde:

T_0 = Temperatura base seleccionada para ambos componentes en $^{\circ}\mathbf{C}$

λ = Calor latente del vapor de agua en Kcal/Kg de agua

Para el caso de aire - vapor de agua:

$$H = (0.24 + 0.46Y) T + 597.2 Y$$

$$H = (0.24 + 0.46 \times 0.01194029) \times 17 + 597.2 \times 0.01194029$$

$$H = 11.3041 \left[\frac{KCal}{Kg \text{ aire seco}} \right]$$

Comparando los resultados con los valores obtenidos por software, podemos ver que coinciden y se acercan mucho, por tal motivo se puede considerar ambos análisis como correctos y aceptables para poder continuar con el desarrollo del equipo.

2.5 CICLO DE REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. (Çengel, 2017)

2.5.1 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO

El desempeño de los refrigerantes se determina en términos de coeficiente de desempeño (COP)

$$COP_R = \frac{\text{Salida desada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\text{efecto de enfriamiento}}{\text{entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{Neto Entrada}}} \quad (\text{Ec. 35})$$

Donde:

Q_L = Magnitud de calor extraído del espacio refrigerado

$W_{\text{Neto Entrada}}$ = Es la entrada neta de trabajo al refrigerador o sistema

La capacidad de enfriamiento (la carga de refrigeración) de un sistema de refrigeración- es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado- a menudo se expresa en términos de **toneladas de refrigeración**. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (200lbm) de agua líquida a 0°C (32°F, 273^aK) en hielo a 0°C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 211 kJ/min o 200Btu/min. (Çengel, 2017)

2.5.2 CICLO INVERTIDO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T - s , que se llama el ciclo invertido de Carnot. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot o una bomba de calor de Carnot.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra en (ANEXO 15). El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T en la cantidad de Q , (**proceso 1-2**), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H , en la cantidad de Q_H (**proceso 3-4**) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4. Los coeficientes de desempeño de los refrigerantes de Carnot se expresan en términos de la temperatura como:

$$\text{COP}_{\text{RCarnot}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde:

T_H = temperatura del calor rechazado hacia el espacio

T_L = temperatura del calor extraído del espacio refrigerado

Observe que COP aumenta cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L , se eleva o T_H baja.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, como se explica más adelante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración. Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación.

Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

En apariencia, estos problemas podrían eliminarse si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

2.5.3 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T - S en ANEXO 16.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isotrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante.

Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado.

El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo. En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador

Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador.

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama T - S representa la transferencia de calor en caso de procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador.

Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 por ciento por cada grado Celsius que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación. Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P - h , como se muestra en ANEXO 17

En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor en el condensador y el evaporador es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente.

Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento).

Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4.

En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4'-4 en ANEXO 18) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el reemplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a:

$$(Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}} \quad (\text{Ec. 36})$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{W_{\text{Neto Entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_1} \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde $h_1 = h_g$ a p_1 y $h_3 = h_f$ a p_3 para el caso ideal.

A este ciclo se le deben realizar las siguientes correcciones para acercarlo más a la realidad (ANEXO 18):

- La aspiración del compresor no debe ser de vapor saturado, sino de vapor recalentado para evitar la cavitación. Este recalentamiento podrá ser útil, en caso de que se realice en el evaporador o inútil si no extrae calor del foco.
- La compresión isentrópica no es posible, provocando una disminución de la eficiencia.
- En todas las tuberías y componentes se producen pérdidas de carga, que también dan lugar a un aumento de la potencia del compresor y una disminución de la frigorífica.

2.5.4 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama $T-s$ de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en ANEXO 19.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor.

Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas.

El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos.

El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como *líquido saturado* a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conecta con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo.

En consecuencia, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

2.5.5 APLICACIÓN DEL CICLO DE COMPRESIÓN MECÁNICA SIMPLE A LA OBTENCIÓN DE AGUA

Para la obtención de agua por condensación de la humedad será necesario enfriar una corriente de aire. Dado que las temperaturas de aire a condiciones ambientales y la temperatura de rocío son lo suficientemente cercanas, se puede utilizar un ciclo de compresión mecánica simple para este enfriamiento, consiguiendo un buen rendimiento.

Al enfriar una corriente de aire para condensar agua, no sólo se conseguirá reducir su humedad específica, sino que la corriente de salida tendrá una temperatura inferior. Como el único efecto buscado es el primero, se puede usar esta corriente fría para refrigerar el condensador del ciclo, obteniéndose así un menor gasto energético en el compresor, ya que esto permite acercar las temperaturas entre las que trabaja el ciclo.

Las ecuaciones que rigen este dispositivo serán las mencionadas en los apartados anteriores, aplicados a balances de masa y energía del aire, agua, fluido refrigerante y a los componentes del ciclo.

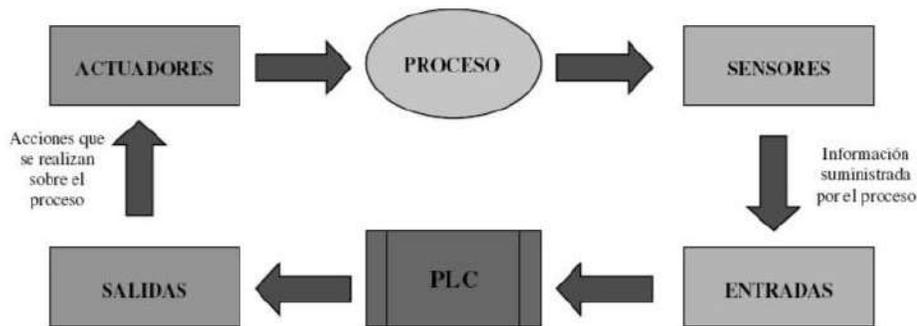
2.6 AUTOMATIZACIÓN

Se entiende por Automatización Industrial la aplicación de diferentes tecnologías para controlar y monitorear maquinarias o procesos industriales, para que operen sin intervención humana. Para el control de dispositivos como el de este trabajo se utiliza un PLC (Programmable Logic Controller) o autómeta programable.

Un PLC es una máquina electrónica programable diseñada para ser utilizada en un entorno industrial, capaz de ejecutar un programa para controlar un proceso secuencial, utilizando una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones. Se consigue así controlar en tiempo real dispositivos externos, ya que, a partir de las señales recibidas de sensores (entradas del PLC) y de la toma de decisiones de acuerdo al programa que el usuario

elabore según el esquema del proceso a controlar, el PLC envía órdenes de ejecución (salidas del PLC).

FIGURA 8. ESQUEMA DE UN PROCESO CONTROLADO POR PLC



Fuente: (Pablos, 2013)

Las principales ventajas que aporta un PLC se resumen en:

- Los PLCs son herramientas de fácil manejo por medio de software de programación y configuración.
- No se requiere de personal altamente cualificado.
- El interfaz hombre-máquina de estos dispositivos es muy potente, lo cual facilita la labor tanto del personal de mantenimiento como del de producción.

La utilización de este sistema, por tanto, implica la selección e instalación de sensores, actuadores y el propio PLC, además del conocimiento del sistema que permita programar la lógica de control adecuada.

2.7 SOFTWARE

2.7.1 PSYCHROMETRIC CHART+DUCT CALCULATOR SOFTWARE

Desarrollado en Nueva York Estados Unidos nombre en español "Tabla psicrométrica y calculadora Duct" traducido, esta es una herramienta útil, precisa y potente para los ingenieros de HVAC & R. Esta carta psicrométrica utilizar ecuaciones ASHRAE⁹ a temperatura normal y zona de presión y es perfectamente compatible con todas las cartas de ASHRAE. Tanto Métrico (SI) e Inglés (IP) unidades de apoyo.

Guardar y cargar los datos de la función de cada rejilla de entrada de datos, todos los datos de entrada se pueden guardar para la carga siguiente programa de tiempo empezar. El programa pertenece al grupo Herramientas de Office, en concreto al de aplicaciones sobre Calculadoras. Originariamente, esta herramienta la creó Yaode Yang.

Esta herramienta para PC se diseñó para correr en Windows XP, Windows 7, Windows 8 o Windows 10 y es compatible con sistemas de 32 bits. El tamaño del archivo de instalación más reciente disponible para descarga es de 5.7 MB. (ANEXO 11)
(soft112, 2012)

⁹ **ASHRAE** :La Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción (ASHRAE) es una sociedad internacional técnica dedicada a mejorar la calidad de vida a través de los avances tecnológicos relacionados a la calefacción, refrigeración, aire acondicionado y ventilación (HVACR).El ASHRAE está compuesto por más de 55000 miembros voluntarios en más de 130 países formando 165 capítulos. Los miembros de la sociedad participan en el desarrollo de tecnología en HVACR creando estándares, recomendando procedimientos y guías, investigando y publicando artículos técnicos. La historia de ASHRAE se remonta a 1894 cuando 75 Ingenieros de Calefacción y Ventilación se reunieron en Nueva York y formaron la Sociedad de Ingenieros de Calefacción y Ventilación (ASHVE). En 1904 un segundo grupo de Ingenieros se reúnen también para formar la Sociedad de Ingenieros en Refrigeración (ASRE). Posteriormente en el año de 1959 ambas sociedades se unen para dar origen al ASHRAE.

2.7.1.1 CARTA PSICROMÉTRICA

1. Utilice IAPWS-IF97 ecuación para las propiedades del agua / vapor de cálculo, y tratar la humedad del aire como gas real de alta precisión;
2. Temperatura de bulbo seco y la humedad rango de relación de eje se pueden cambiar fácilmente, la generación de tabla es automática y rápida;
3. Dibuje un transportador de entalpía-humedad y relación sensata-total de calor;
4. Captura Ratón punto, complemento y el cálculo, la información del punto de salida y de muchas de las propiedades del aire;
5. Normal y oriental (China) apoyo estilo;
6. Gráfico de atracción de la red, con la ayuda de líneas de parámetros constantes en todo punto del cursor, pan botón central y el zoom de la rueda del ratón para una cómoda tabla de funcionamiento;
7. Muchas gestiones puntuales de procesos, incluyen el punto de recogida, rejilla de entrada de datos, punto de definición de selección, elija agregar, insertar, reducir, eliminar, mover hacia arriba y hacia abajo, abrir y guardar lista de puntos;
8. Interfaz conveniente para el proceso y el punto de cálculo de la mezcla;
9. Una vez y dos veces reciclar cálculo;
10. Estado Punto de convertir el cálculo, y dar aviso y mensaje de error, la información del punto de salida si el estado de punto está bien;
11. Gráfico parcela / pantalla de configuración y apoyo a la gestión;
12. Gráfico se puede fácilmente imprimir, copiar al portapapeles como BMP y WMF, y se exporta como bmp, jpg, wmf o formato EMF. (soft112, 2012)

2.7.1.2 CALCULADORA DUCT

1. Calcular aire / líquido y redondo / rectangular del conducto sección transversal;
2. Calcular la resistencia del conducto de flujo, intercambio de calor del medio ambiente, y el efecto adiabático.

Nota: El coeficiente de transferencia de calor externo generalmente $3 \sim 10, > 10$, cuando los vientos.

Requisitos: 200MHz CPU, 64M RAM, 10M free disk space
(soft112, 2012)

2.7.2 EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)

Desarrollado por F-Chart Software, EES es un programa para la resolución de ecuaciones de carácter general. Este software resuelve sistemas de ecuaciones lineales o no lineales numéricamente de forma fácil, sin necesidad de programar algoritmos complejos. También tiene funciones para la resolución de ecuaciones diferenciales o integrales.

Para resolver un sistema de ecuaciones en EES, basta con escribirlas en la ventana de texto. Para ello no hace falta incluir ningún tipo de comando extra.

Además de resolver las ecuaciones, EES proporciona los residuos obtenidos en la cada solución, permitiendo ajustar su valor máximo, el número de iteraciones, el valor inicial de cada variable o el rango en el que se encuentra el resultado.

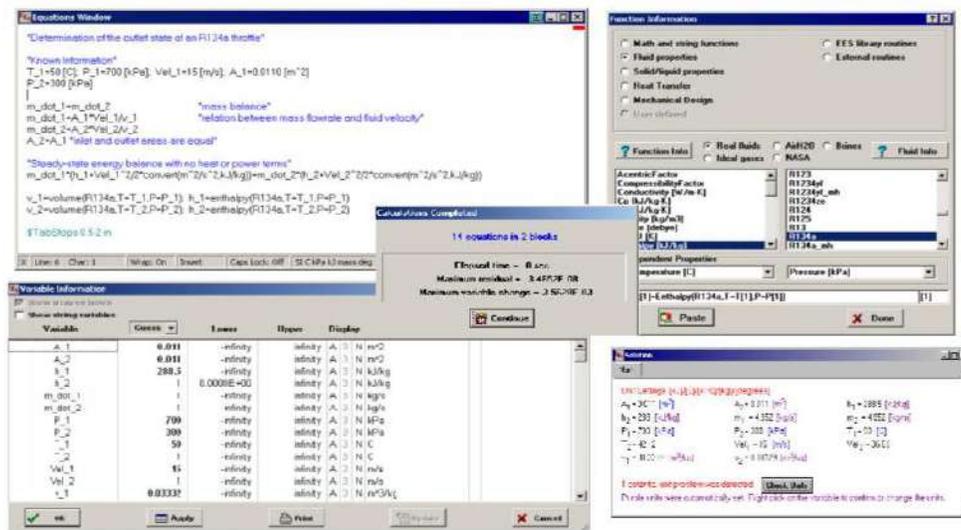
Además EES permite trabajar con variables con significado físico, asignando a cada una de ellas unas unidades y asegurándose de que las ecuaciones propuestas son consistentes dimensionalmente. La conversión de unas unidades a otras se implementa de forma sencilla con funciones programadas y disponibles en las librerías.

Sin embargo, la mayor ventaja de EES, es la posibilidad de incluir en el sistema de ecuaciones cualquier función de su amplia librería, en la que además de funciones matemáticas comunes, se encuentran correlaciones termodinámicas, de transferencia de calor y de mecánica de fluidos. También están disponibles librerías de propiedades de gran cantidad de fluidos, entre los que se incluye el aire húmedo o los refrigerantes tratados en este trabajo.

De igual modo se puede trabajar con tablas paramétricas, modo en el que EES se refiere a la resolución de problemas para muchos valores de una variable. Esto es útil para encontrar la solución óptima de un problema variando discretamente una o varias de sus entradas.

Con los valores obtenidos de cualquier resolución se pueden construir gráficas en 2D o en 3D, que también pueden ser editadas.

FIGURA 9. PRINCIPALES VENTANAS DE EES



Fuente: (soft112, 2012)

2.7.3 COOLPACK

CoolPack es una colección de programas de simulación, que puede ser utilizada para el diseño, dimensionamiento, análisis y optimización de sistemas de refrigeración. Fue desarrollada por el departamento de Ingeniería Mecánica de la DTU (Danmarks Tekniske Universitet).

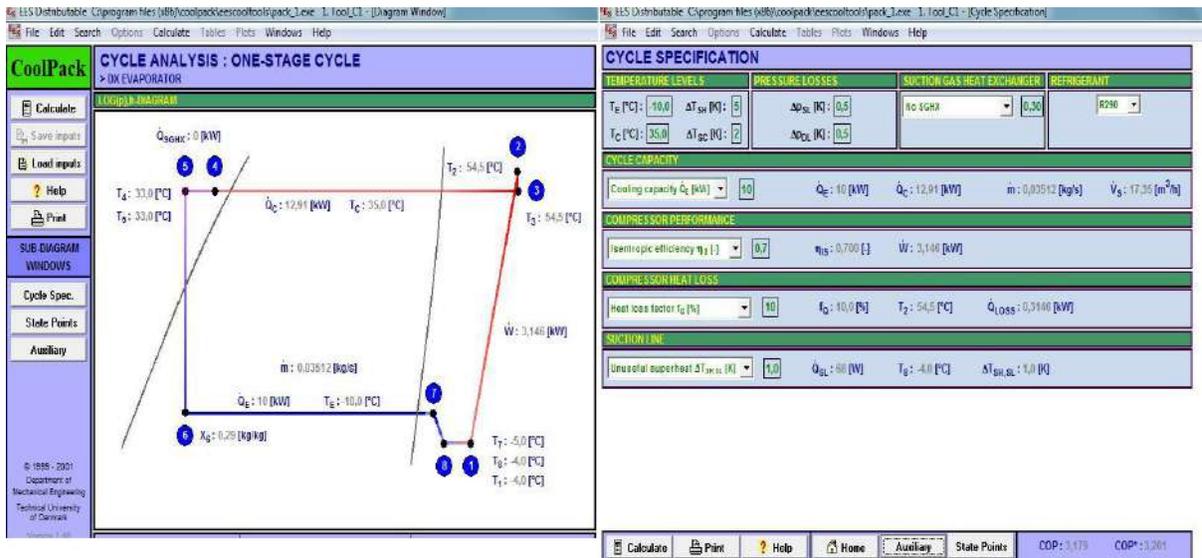
Este software tiene la ventaja de tener distintos ciclos de refrigeración programados, por lo que con introducir los parámetros del ciclo se obtienen las salidas. Además presenta un interfaz de funcionamiento sencillo y práctico.

Dado que está basado en EES, contiene una amplia librería de propiedades de refrigerantes y funciones y correlaciones de transferencia de calor y pérdidas de carga. Para el cálculo de ciclos de compresión mecánica simple, resulta especialmente interesante la herramienta de análisis, en la que especificando temperaturas de evaporación y condensación y potencia frigorífica requerida, se calculan el resto de parámetros y estados del refrigerante en cada punto del ciclo. La herramienta también proporciona el rendimiento del sistema.

Además, se puede analizar el ciclo incluyendo otros fenómenos, como pérdidas de carga en tuberías, sobrecalentamientos o subenfriamientos y rendimientos del compresor menores que la unidad.

Esta aplicación es especialmente útil para comparar el funcionamiento del ciclo con distintos refrigerantes o para el análisis final una vez seleccionados los diferentes componentes. Se incluye en la Figura 6 una captura de pantalla de las principales interfaces del programa de análisis de ciclos.

FIGURA 10. SOFTWARE COOLPACK



Fuente: (soft112, 2012)

2.8 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

En este punto se procederá a hacer una descripción de los materiales disponibles en un equipo de aire acondicionado, el cual se utilizara para la construcción del equipo de obtención de agua por punto de rocío, debido a que este contiene todos los, materiales necesarios para hacer posible la fabricación del equipo ya mencionado.

2.8.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

Para la construcción del sistema se tiene accesibilidad a un equipo de aire acondicionado marca VORTICE la cual es una empresa europea líder en el mercado de sistemas de ventilación, aire acondicionado, purificadores de aire, sistemas de calefacción y des humidificación, la compañía fue fundada en Milán en 1954 y opera en Italia, Francia, el Reino Unido y alrededor del mundo a través de varias agencias.

2.8.1.1 DIMENSIONES UNIDAD CONDENSADORA VORTICE

El equipo de la marca VORTICE es el modelo VORT-KRYO 12 UE (Cod.65114) el cual tiene unas dimensiones de 540x848x320mm con un peso de 34Kg, este es un equipo que puede ser combinado con el modelo VORT-KRYO 12 UI (Cod. 65113) el cual es más pequeño y liviano con 283x872x178mm y 11Kg, este último cuenta con un control remoto para poder operarlo a distancia (ANEXO 20)

(VORTICE, 2014)

2.8.1.2 COMPRESOR



El compresor de aire acondicionado o bomba de calor tiene la función de comprimir el gas (fluido refrigerante) que permite en un ciclo de compresión/descompresión producir una transferencia de calor de una parte a otra de un circuito frigorífico. El compresor genera una fuerza comprimiendo el gas que llega desde el evaporador en estado gaseoso. Esta presión aumenta la temperatura del gas que vuelve a su estado líquido y se calienta.

El compresor de aire acondicionado funciona con energía eléctrica. Un compresor eficiente hace más eficiente al aparato de aire acondicionado desde el punto de vista del consumo de energía. Su consumo en relación al rendimiento de la instalación es el coeficiente de rendimiento o COP¹⁰. (Quintero, 2012).

¹⁰ **COP:** Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de potencia eléctrica aportada al sistema. (Rodríguez, 2016)

2.8.1.2.1 TIPOS DE COMPRESORES DE AIRE ACONDICIONADO

- Compresor scroll o centrífugo: Un rotor en forma de espiral comprime el gas sin interrupción girando en torno a otro espiral fijo. Este tipo de compresor es el utilizado para los aires acondicionados domésticos o split al ser muy eficiente energéticamente hablando. (frio, 2002)
- Compresor swing, rotativo o giratorio: Es un tipo de compresor que emplea un émbolo giratorio para bombear y comprimir el refrigerante en fase gaseosa. El funcionamiento del compresor rotativo permite diseñar compresores más compactos y más silenciosos. (frio, 2002)
- Compresor alternativo o de pistón: se utilizan uno o más pistones deslizantes de manera estanca en un cilindro para comprimir el fluido refrigerante, admitido en el cilindro por medio de una válvula o vía de paso, gracias a la aspiración causada por el retroceso del pistón. Este compresor es el menos eficiente. (frio, 2002)

Los dos últimos compresores se utilizan más para sistemas de aire acondicionado centralizado, en instalaciones para climatizar grandes superficies. El equipo utiliza un compresor de tipo rotatorio de paletas. Durante la rotación, la fuerza centrífuga extrae las paletas de las ranuras para formar células individuales de compresión. La rotación reduce el volumen de la célula y aumenta la presión del aire. El calor que genera la compresión se controla mediante la inyección de aceite a presión. Este tipo de compresor es más silencioso llegando a un nivel de presión acústica máximo de 35/30/27 dB(A)¹¹, con una velocidad máxima de un caudal de aire de 520 m³/h, (VORTICE, 2014)

¹¹ **dB(A)**:El oído humano no percibe igual las distintas frecuencias y alcanza el máximo de percepción en las medias, de ahí que para aproximar más la unidad a la realidad auditiva, se ponderen las unidades (para ello se utilizan las llamadas curvas isofónicas).

Por este motivo se definió el decibelio A (dBA), una unidad de nivel sonoro medido con un filtro previo que quita parte de las bajas y las muy altas frecuencias. De esta manera, después de la medición se filtra el sonido para conservar solamente las frecuencias más dañinas para el oído, razón por la cual la exposición medida en dBA es un buen indicador del riesgo auditivo y vital.

2.8.1.2.2 CÁLCULO DE POTENCIA DE ENTRADA AL COMPRESOR

Aplicando, la primera ley de conservación de la masa y energía para sistemas cerrados, debido a que no existe flujo de masa ni energía del componente hacia el medio ambiente, como se explicó en el punto 2.5.3, partimos de la (Ec. 37)

$$\underline{h_1} + \underline{E_{p1}} + \underline{E_{c1}} + \underline{Q_L} - \underline{W_1} = \underline{h_2} + \underline{E_{p2}} + \underline{E_{c2}} + \underline{Q_H} - \underline{W_2}$$

$$\underline{h_1} + \cancel{\underline{E_{p1}}} + \cancel{\underline{E_{c1}}} + \cancel{\underline{Q_L}} - \underline{W_1} = \underline{h_2} + \cancel{\underline{E_{p2}}} + \cancel{\underline{E_{c2}}} + \cancel{\underline{Q_H}} - \cancel{\underline{W_2}}$$

$$\underline{h_1} - \underline{W_1} = \underline{h_2} \quad \Longrightarrow \quad \underline{W_1} = \underline{h_1} - \underline{h_2} \quad (\text{Ec. 37})$$

2.8.1.3 EVAPORADOR

El evaporador es el componente encargado de extraer calor de la corriente de aire, consiguiendo con ello que se enfríe. Con este fin, el flujo de refrigerante se evapora absorbiendo calor.

Dado que el refrigerante se encuentra a baja presión, el cambio de fase se produce a baja temperatura, por lo que la corriente de aire que se desea enfriar está más caliente, siendo así posible el intercambio térmico.

El evaporador se encuentra entre la válvula de expansión, de la que se obtiene vapor saturado con muy poco título debido a que se encuentra a presión y temperatura de saturación; y descarga a la aspiración del compresor vapor seco. Existen distintos criterios para clasificar evaporadores. Según la alimentación del fluido refrigerante encontramos: (ANEXO 22)

Hay además otras unidades ponderadas, como dBC, dBD, adecuadas para medir la reacción del oído ante distintos niveles de sonoridad. (Laboratorio, 2012)

- Evaporador de expansión seca: utiliza una válvula de expansión termométrica, que sólo permite el paso de tanto fluido refrigerante como el evaporador sea capaz de llevar a vapor seco. (ANEXO 22-A)
- Evaporador inundado: en este tipo de dispositivos el evaporador se encuentra siempre lleno de líquido refrigerante. La admisión se controla por medio de una válvula de flotador que mantiene el nivel de líquido constante. La fase vaporizada se separa del líquido en un depósito, con lo que el compresor no corre el riesgo de aspirar fase líquida. Además de esta ventaja los evaporadores inundados evacúan calor a un ritmo elevado con un menor caudal de refrigerante. (ANEXO 22-B)
- Evaporador sobrealimentado: estos evaporadores están sobrealimentados de líquido refrigerante por medio de una bomba. Mientras que el vapor es aspirado por el compresor, el exceso de líquido se recircula al evaporador. (ANEXO 22-C)

Según el tipo de construcción, se pueden clasificar en los siguientes tipos:

- Evaporador de tubos lisos: Ya sea por medio de tubos concéntricos o de haces de tubos en el interior de una carcasa.
- Evaporador de placas: El fluido refrigerante sigue un camino a través de holguras entre una serie de placas embutidas entre sí. Son fáciles de limpiar y permiten variar la superficie de intercambio añadiendo o quitando placas.
- Evaporador de aletas: Se trata de evaporadores de tubos formando un serpentín, sobre los que se colocan aletas (ya sea por soldadura o por presión) para aumentar la superficie de intercambio. A este tipo pertenecen los

evaporadores compactos, muy comunes en aplicaciones de enfriamiento de aire.

2.8.1.3.1 CÁLCULO DE TASA DE REMOCIÓN DE CALOR DEL ESPACIO REFRIGERADO (Q_L)

$$\underline{h_4} + \underline{E_{P4}} + \underline{E_{C4}} + \underline{Q_L} - \underline{W_4} = \underline{h_1} + \underline{E_{P1}} + \underline{E_{C1}} + \underline{Q_H} - \underline{W_1}$$

$$\cancel{\underline{h_4}} + \cancel{\underline{E_{P4}}} + \cancel{\underline{E_{C4}}} + \underline{Q_L} - \cancel{\underline{W_4}} = \cancel{\underline{h_1}} + \cancel{\underline{E_{P1}}} + \cancel{\underline{E_{C1}}} + \underline{Q_H} - \cancel{\underline{W_1}}$$

$$\underline{h_4} + \underline{Q_L} = \underline{h_1} \quad \Rightarrow \quad \underline{Q_L} = \underline{h_1} - \underline{h_4} \quad (\text{Ec. 38})$$

Se debe tener en cuenta que aquí se han considerado las superficies limpias, si bien durante la operación se acumula suciedad, principalmente por el aceite del compresor y el polvo que arrastra el aire, que empeoran la transferencia de calor.

2.8.1.4 CONDENSADOR

El condensador es el componente del ciclo de refrigeración encargado de disipar el calor absorbido en el evaporador y cedido por el compresor. Se trata por tanto de un intercambiador de calor, en el que el fluido refrigerante pasa de estado gaseoso a líquido.

Este calor cedido por el refrigerante es absorbido en otro fluido, que sirve para clasificar los condensadores en tres tipos fundamentales:

- Condensadores refrigerados por aire: una corriente de aire, movida por un ventilador, sirve de foco frío.
- Condensador evaporativo: una corriente de aire sobre la que se rocía agua aumenta su humedad a lo largo del intercambiador, lo que le lleva a absorber calor. Aumenta también, como en el caso anterior, su temperatura.
- Condensador refrigerado por agua: un intercambiador de calor por el que circula agua como foco frío sirve de condensador. El agua se suele enfriar, a su vez, en una torre de refrigeración.

Los más utilizados son los refrigerados por aire. Este tipo de condensadores están formados por un serpentín por el que circula el refrigerante y un ventilador con su correspondiente motor.

Las ecuaciones que rigen el intercambio de calor en este dispositivo son análogas a las que se mostraron en la sección 3.5, con la diferencia de que en este caso la corriente fría corresponde a la de aire y la caliente a la de refrigerante. Para una superficie constante de intercambio de calor, un aumento en la temperatura del aire dará lugar a una disminución del calor intercambiado.

Si bien se puede controlar el calor disipado por el condensador variando la superficie de intercambio -por inundación de partes del condensador-, el método de control más utilizado se basa en variar el caudal de aire por medio del ventilador.

2.8.1.4.1 TASA DE RECHAZO DE CALOR DEL REFRIGERANTE AL AMBIENTE (QH)

$$\underline{h_2} + \underline{E_{P2}} + \underline{E_{C2}} + \underline{Q_L} - \underline{W_2} = \underline{h_3} + \underline{E_{P3}} + \underline{E_{C3}} + \underline{Q_H} - \underline{W_3}$$

$$\cancel{\underline{h_2}} + \cancel{\underline{E_{P2}}} + \cancel{\underline{E_{C2}}} + \cancel{\underline{Q_L}} - \cancel{\underline{W_2}} = \cancel{\underline{h_3}} + \cancel{\underline{E_{P3}}} + \cancel{\underline{E_{C3}}} + \underline{Q_H} - \cancel{\underline{W_3}}$$

$$\underline{h_2} = \underline{h_3} + \underline{Q_H} \quad \Rightarrow \quad \underline{Q_H} = \underline{h_2} - \underline{h_3} \quad (\text{Ec. 39})$$

2.8.1.5 VÁLVULA DE EXPANSIÓN O TUBO CAPILAR

Una válvula de expansión es un dispositivo de estrangulamiento en la que su resistencia al flujo causa una diferencia de presión que hace que el refrigerante se expanda y evapore, también se puede utilizar un tubo capilar debido a que este es un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, este proceso toma lugar en el evaporador.

2.8.1.5.1 APLICACIÓN DE PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Una válvula de expansión o tubo capilar en un sistema de ciclo de compresión de vapor tiene un comportamiento isentrópico.

$$\underline{h_3} + \underline{E_{P3}} + \underline{E_{C3}} + \underline{Q_L} - \underline{W_3} = \underline{h_4} + \underline{E_{P4}} + \underline{E_{C4}} + \underline{Q_H} - \underline{W_4}$$

$$\cancel{\underline{h_3}} + \cancel{\underline{E_{P3}}} + \cancel{\underline{E_{C3}}} + \cancel{\underline{Q_L}} - \cancel{\underline{W_3}} = \cancel{\underline{h_4}} + \cancel{\underline{E_{P4}}} + \cancel{\underline{E_{C4}}} + \cancel{\underline{Q_H}} - \cancel{\underline{W_4}}$$

$$\underline{h_3} = \underline{h_4} \quad (\text{Ec. 40})$$

2.8.1.6 CAPACITOR

Los capacitores son dispositivos para almacenar electrones; son usados para incrementar el torque de arranque y factor de potencia de los motores eléctricos (Mf / mfd / microfaradios).

Los capacitores de arranque están diseñados únicamente para un servicio intermitente: típicamente para no más de 20 arranques por hora (ciclo de 3 minutos) con cada periodo de arranque sin exceder de 3 segundos. Periodos más largos de arranque o arranques más frecuentes causarán un incremento excesivo de calor dentro del capacitor y provocarán una falla prematura.

Un capacitor muy simple puede estar hecho por dos placas separadas por un dieléctrico, en este caso aire, conectadas a una fuente de corriente directa (CD): una batería. Los electrones fluirán de la placa 1 y serán conectados a la placa 2.

Los capacitores de arranque y trabajo se manejan en diferentes procesos como en aire acondicionado, refrigeración, calefacción, motores eléctricos, etc.

2.8.1.7 CONTROLADOR

Los controladores facilitan la instalación y la puesta en marcha de las unidades condensadoras de refrigeración. Estos también aportan una mayor confiabilidad, ya que permiten reducir el número de componentes, además de reducir el riesgo de fugas de gas refrigerante a través de conexiones capilares y uniones roscadas sometidas a vibración.

Este controla el funcionamiento del presostato, facilitando su programación y control

2.8.1.8 PRESOSTATO

En general, los **presostatos** son instrumentos mecánicos. Su ajuste se realiza mediante un tornillo o una pequeña leva, que aumenta la presión que ejerce sobre un muelle central y éste a su vez, sobre el contacto o contactos. Cuando la presión del sistema supera a la del muelle,

los contactos varían de posición y al contrario, cuando la presión del sistema baja y la del muelle es superior, los contactos varían nuevamente. Con esta maniobra, los contactos abren o cierran y permiten al control central del compresor o del equipo de aire comprimido que corresponda, realizar la maniobra para la que fue diseñado.

Una aplicación típica de los presostatos es el arranque y paro de los compresores de pistón pequeños. Para **compresores** de gran tamaño y compresores rotativos, los presostatos abren o cierran los contactos para que el control central ponga el compresor en carga o descarga, actuando sobre las válvulas de despresurización, en el caso de los pistones o sobre la válvula de aspiración, en el caso de los rotativos.

2.8.1.8.1 TIPOS DE PRESOSTATO

Son aparatos destinados a regular y controlar las presiones de los equipos frigoríficos. Podemos distinguir varios tipos:

- **Presostato diferencial de aceite.**

Solamente se utilizan para compresores de gran potencia donde el engrase de cilindro, pistón, cigüeñal y bielas se realiza por una bomba de presión (a veces también se usa para separar el cigüeñal del cilindro en la parcialización de potencias). Una sonda en el cárter y otra a la salida de la bomba comprueban las presiones y si existe una pequeña diferencia, inferior a la normal, bloquea el funcionamiento de la máquina.

- **Presostato de baja.**

Se pueden usar como elementos de seguridad y como elementos de regulación. Cuando se usan como elementos de seguridad, el control de baja presión actúa para interrumpir el funcionamiento del compresor, si la presión de baja desciende por debajo de un valor

preestablecido. Al pararse el compresor, la presión sube lentamente dando lugar a una nueva puesta en marcha sin que se haya eliminado la causa que produjo la baja anormal de presión.

El presostato de baja se conecta a la línea de aspiración del compresor. Este componente se utiliza algunas veces como elemento de control de temperatura debido a que la presión de aspiración, depende de la temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador; los cambios de temperatura son reflejados por los cambios de presión de aspiración, lo que puede ser aprovechado para mantener, indirectamente, el control de temperatura del local.

- **Presostato de alta.**

Va conectado en la parte del circuito que corresponde a alta presión, generalmente en la descarga del compresor. Si por la existencia de aire en la instalación, suciedad interna o externa del condensador, avería en el ventilador o en la bomba de agua que enfría el condensador o por exceso de temperatura de los fluidos exteriores a éste, el flujo de refrigerante no se condensa, aumentando peligrosamente la presión de alta, el presostato de alta bloqueará el funcionamiento de la máquina. El compresor no volverá a arrancar hasta que subsanemos el problema y rearmemos manualmente el presostato.

- **Presostato de alta y baja.**

En ocasiones el mismo micro-ruptor eléctrico que bloquea el funcionamiento de la máquina puede ser accionado por dos dispositivos: uno de alta conectado a la salida del compresor y otro de baja en la línea de aspiración, tratándose entonces de un presostato de alta y baja.

FIGURA 11. PRESOSTATO DE BAJA



Fuente: (frionline, 2012)

2.8.1.9 VÁLVULA SOLENOIDE

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario iniciar o detener el flujo en un circuito de refrigerante para controlar automáticamente el flujo de líquidos en el sistema. Para ello se utiliza una válvula solenoide operada eléctricamente. Su función esencial es la misma que una válvula de paso operada manualmente pero, como es accionada eléctricamente, se puede instalar en lugares remotos y puede ser controlada por interruptores eléctricos simples.

2.8.2.0 REFRIGERANTES

El refrigerante es el fluido que pasa por todos los estados y componentes expuestos en el apartado anterior. Por ello debe cumplir con unos requisitos químicos, físicos y termodinámicos, pero también de seguridad y medioambientales. Dado que no existe el refrigerante perfecto se debe elegir uno en función de sus características, que a continuación se exponen.

2.8.2.0.1 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

- Temperatura de congelación: Deberá ser más baja que cualquier temperatura alcanzada en el ciclo, para asegurar que no se congele.
- Calor latente de vaporización: Un calor latente alto asegurará que el intercambio de calor en el evaporador no requiera mucho caudal. Sin embargo un valor excesivo dificultará el control.
- Presión de vaporización: Se buscará una presión superior a la atmosférica, pues en caso contrario puede entrar aire del exterior del circuito. Esto disminuiría la eficiencia y favorecería la corrosión de los componentes.
- Presión de condensación: Debe ser, en la medida de lo posible, baja. Así será más cercana a la presión de evaporación, el salto de presiones será menor y el compresor realizará un trabajo menor y más eficiente. Igualmente se disminuyen las fugas de refrigerante.
- Temperatura crítica: Debe ser elevada, pues determina el límite del enfriamiento con cambio de fase.
- Volumen específico: Este valor vendrá determinado por el tipo de compresor utilizado. Compresores volumétricos requieren valores pequeños, al contrario que los centrífugos.

2.8.2.0.2 PROPIEDADES QUÍMICAS

- Estabilidad: Una sustancia estable dura más y es inerte, por lo que no da problemas de corrosión. De cualquier forma dificulta su destrucción, lo que puede ser un gran inconveniente si es tóxica o peligrosa para el medio ambiente.
- Compatibilidad con materiales y lubricantes: Para asegurar la duración de éstos.
- Solubilidad con agua: Será baja, para evitar problemas de corrosión.
- Miscibilidad con el aceite: Esta propiedad puede afectar a la transmisión de calor y a la lubricación del compresor.

2.8.2.0.3 PROPIEDADES FÍSICAS

Dependen de la temperatura, aunque muchas veces se consideren constantes para un intervalo determinado.

- Conductividad: Debe ser alta, para disminuir las superficies de intercambio de calor.
- Viscosidad: Una viscosidad baja reducirá las pérdidas de carga en tuberías, con lo que la eficiencia mejorará.
- Rigidez dieléctrica del vapor: Siempre que el refrigerante entre en contacto con los devanados del motor eléctrico deberá ser alta.

2.8.2.0.4 SEGURIDAD Y MEDIO AMBIENTE

- Toxicidad e inflamabilidad: Deben ser lo menor posible. En caso contrario se tomarán las medidas de seguridad necesarias.

Para evaluar la seguridad se establecen tres grupos: L1 de máxima seguridad (A1), L2 de seguridad media (A2, B1, B2) y L3 de baja seguridad (A3, B3).

La letra de la anterior clasificación hace referencia a la toxicidad (A es el mejor valor) y el número está dado en función de su inflamabilidad.

- Comportamiento ambiental: Muchos refrigerantes (como los CFCs y los HCFCs) contribuyen a la destrucción de la capa de ozono cuando se descomponen por acción de la radiación ultravioleta. Muchos de ellos están restringidos. Se definen dos índices importantes:

-ODP o PAO: Potencial de agotamiento de la capa de ozono.

-GWP o PCA: Potencial de calentamiento atmosférico, valora el efecto invernadero provocado en un intervalo de tiempo.

TABLA 13. SEGURIDAD DE REFRIGERANTES

Refrigerant type	Refrigerant	Name	Safety Groups
-	R717	Ammonia	B2L
-	R744	Carbon Dioxide	A1
HCFC	R22	Chlorodifluoromethane	A1
HFC	R134a	1,1,1,2-tetraflouroethane	A1
HFC	R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	A1
HFC	R407C	R32/125/134a (23/25/52)	A1
HFC	R410A	R32/125 (50/50)	A1
HFC	R507A	R125/143a (50/50)	A1
HFC	R152a	1,1-difluoroethane	A2
HC	R290	Propane	A3
HC	R600	Butane	A3
HC	R600a	Iso-butane	A3
HC	R1270	Propylene	A3

Source: ASHRAE 34-2010

Fuente: (Refrigerants, 2015)



3. MARCO PRÁCTICO

3.1 DISEÑO PRELIMINAR

En este capítulo se realizó un diseño preliminar del ciclo de compresión mecánica simple. Para ello se comenzó exponiendo los datos de partida sobre los que se sustentarán el resto de cálculos, fijando temperaturas de trabajo iniciales, se escogió el refrigerante óptimo para la aplicación que se busca, basando la decisión en cálculos termodinámicos, psicrométricos y variables ambientales y de seguridad, datos definidos por el análisis psicrométrico del punto 2.4.3, la temperatura promedio del municipio y humedad relativa, definidos por información recolectada del SENAMHI del punto 2.2.

Una vez escogido el refrigerante, será posible seleccionar las temperaturas definitivas entre las que trabajará el ciclo. Estas temperaturas, son decisivas para el rendimiento del ciclo y la cantidad de agua a obtener.

3.1.1 REQUISITOS INICIALES

Para calcular la potencia del ciclo de compresión mecánica simple, la cantidad de agua que condensa y continuar con el diseño de sus componentes, será necesario tomar datos de partida como ser el caudal de agua, potencia eléctrica y dimensiones previstos para su construcción y definir el refrigerante adecuado.

3.1.1.1 CAUDAL DE AGUA

Debido a que este es un sistema a escala laboratorio, se fija como objetivo principal que la máquina obtenga entre 35 a 70 litros de agua al día, dependiendo de las condiciones de trabajo. Se supondrá un factor de utilización horario de 20 horas/día.

3.1.1.2 POTENCIA ELÉCTRICA

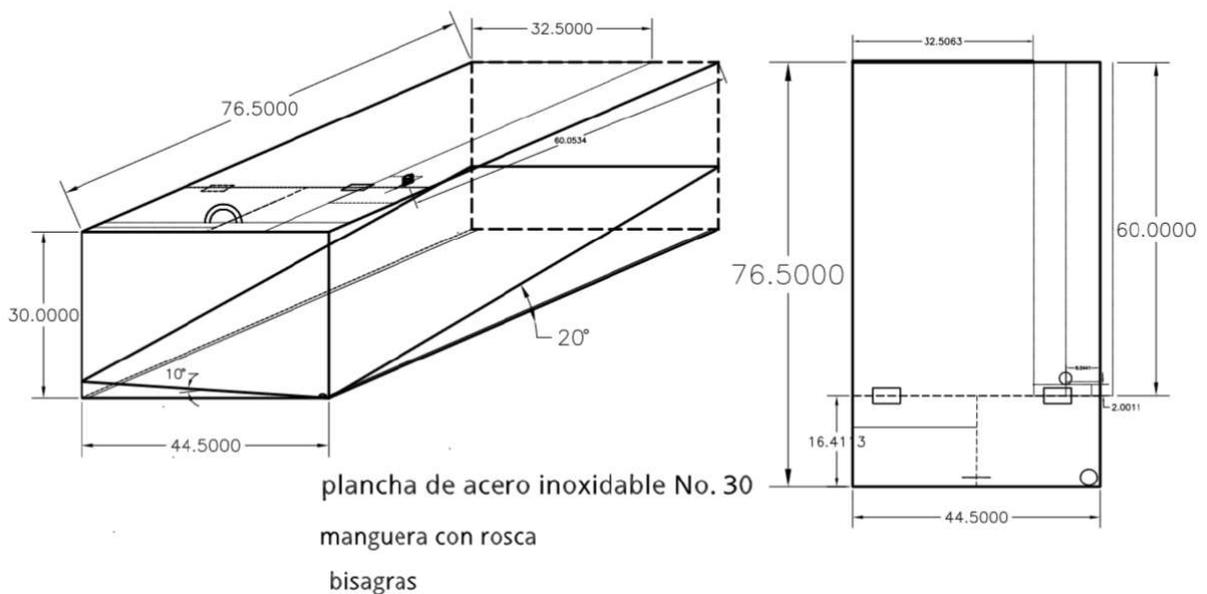
Para no sobrepasar una potencia excesiva, ésta debe ser siempre inferior a 10 kW eléctricos en total. Además, la conexión será en trifásica y a 50 Hz, pues es la frecuencia utilizada en Bolivia, el sistema utilizado consume 1.090 Kw eléctricos, siendo este consumo del compresor, ventilador y sensores de control.

3.1.1.3 DIMENSIONES

Las dimensiones del dispositivo vendrán dadas por los siguientes aspectos fundamentales (ANEXO 24):

- Recipiente de almacenamiento: debido a la escala del sistema el contenedor no será de más de 76.5 cm de largo, 30 cm de alto y 44.5 cm de ancho para un fácil acoplamiento en el equipo, capaz de almacenar 100 litros de agua.

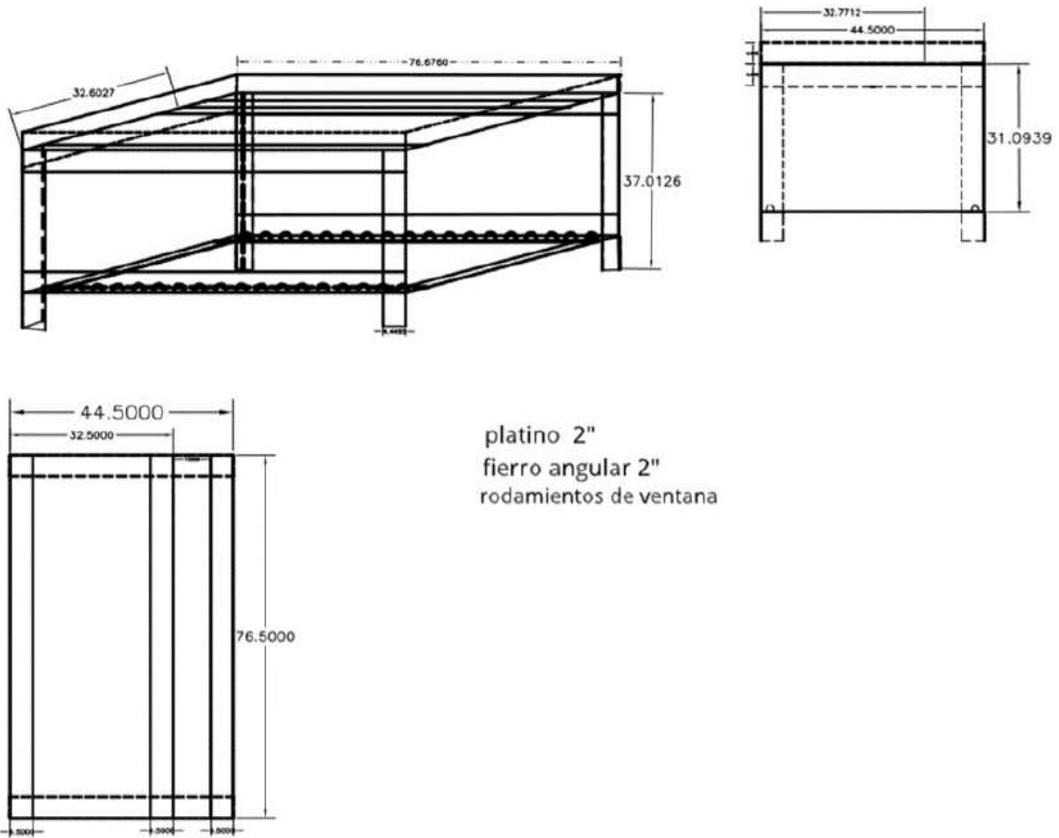
Recipiente de Almacenamiento



Fuente: Elaboración propia

- Armazón: una estructura metálica diseñada para mantener las piezas del sistema en su lugar y además que esqueleto para sostener el sistema.

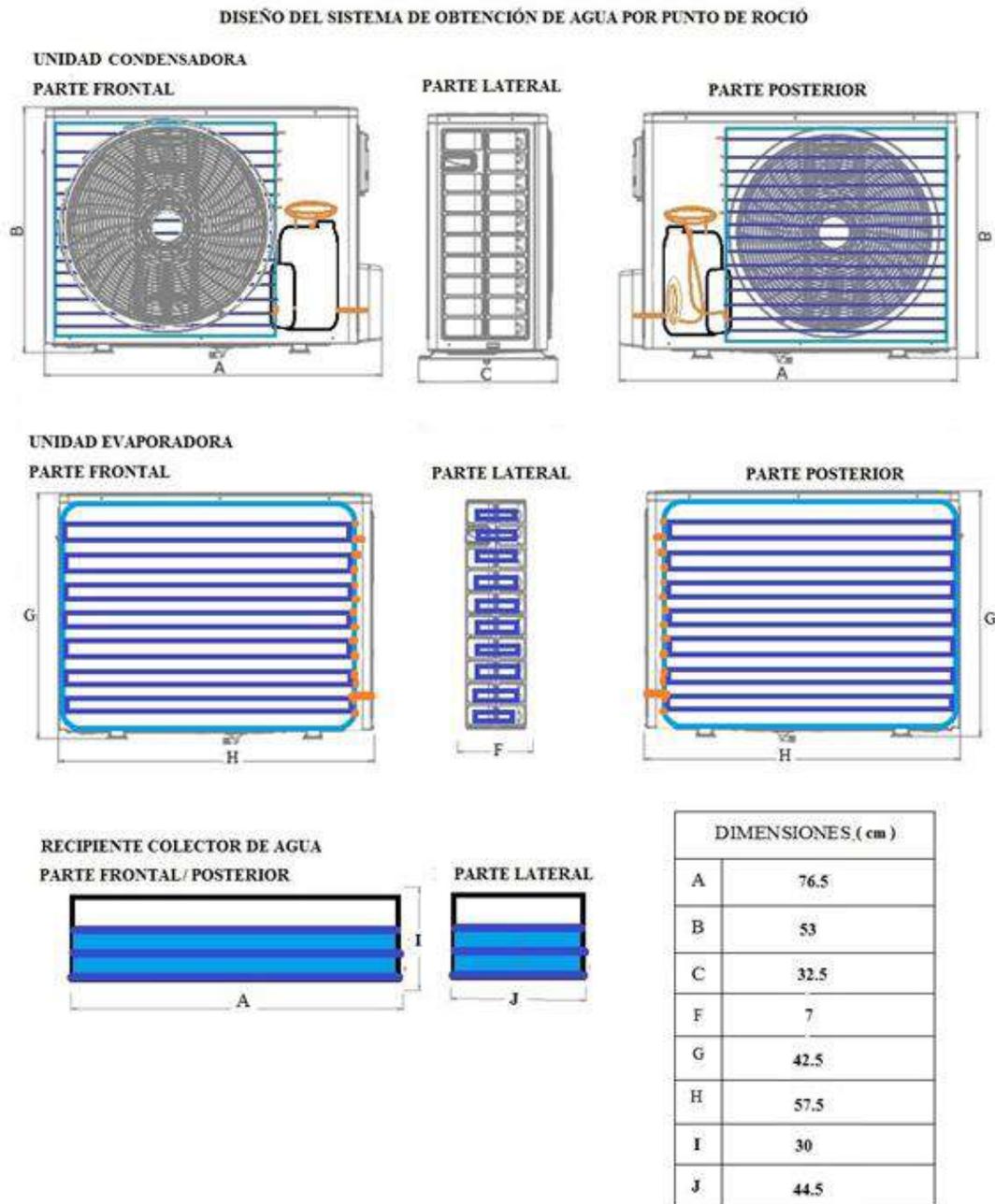
Armazón



Fuente: Elaboración propia



- Unidad de condensación: básicamente la caja que contiene, al panel condensador, el compresor y el tubo capilar (ANEXO 24-D)



Fuente: Elaboración propia

- Dimensiones orientativas de otros sistemas similares

Para la realización de este apartado se ha realizado un estudio de los dispositivos similares a los de este trabajo existentes en el mercado. Se incluye a continuación las principales características de las máquinas más representativas:

- Water Micron - AWG-C500

Potencia	10 kW, 380V/50Hz en trifásica	
Capacidad de producción	500 l/día (a 30° y 80%HR)	
Compresor	2 compresores Daikin de 4,8 kW	
Condiciones de trabajo	15°C a 38°C y 40% a 95% HR	
Refrigerante	R22	
Defrost	Automático	
Nivel de ruido	<79dB	
Tamaño	225-75-146 cm	

Fuente: (MICRON, 2013)

- Air Water Systems - AWB500

Potencia	10 kW, 380V/50Hz en trifásica	
Capacidad de producción	500 l/día (a 30°C y 80%)	
Compresor	2 compresores de 4,8 kW	
Condiciones de trabajo	10°C a 38°C y 35% a 90% HR	
Refrigerante	R22/R407C	
Tamaño	200-65-145 cm	

Fuente: (AirWaterSystems, 2015)

- FreshWater

Potencia	450 W, 220V/50Hz	
Capacidad de producción	28 L/día (a 30°C y 80%)	
Compresor	4.5Kw	
Condiciones de trabajo	18°C a 40°C y 35% a 95%	
Refrigerante	R134A	
Tamaño	126-432-470 cm	

Fuente: (CODOCEO, 2014)

3.2 SELECCIÓN DE REFRIGERANTE

Para comparar el funcionamiento del ciclo con distintos refrigerantes, es necesario fijar las temperaturas extremas a las que trabajarán el condensador y el evaporador del ciclo, Los datos utilizados serán datos arbitrarios basados en el comportamiento del sistema.

3.2.1 CÁLCULO DEL EVAPORADOR

En el cálculo del evaporador se deben tener en cuenta dos temperaturas, la del refrigerante que se evapora y la del lado aire (corriente con la que se obtiene agua). La temperatura del refrigerante es fija y viene determinada por el salto de presiones en el ciclo termodinámico, que en última instancia es controlada por el flujo. La temperatura de la corriente de aire será siempre mayor a la temperatura del refrigerante

Dado que no se desea que la temperatura del lado aire sea inferior a 0°C, para evitar así congelación del condensado, que empeoraría considerablemente el intercambio de calor y por tanto la producción de agua, se restringe la temperatura de evaporación a:

$$T_{\text{evaporación}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Además, se tomará como dato arbitrario para fines de cálculo que la temperatura de las baterías será superior, a $T^{batería} = 1.5 \text{ °C}$.

3.2.2 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Convendrá reducir al máximo la temperatura de condensación, ya que es equivalente a reducir el salto de presiones del compresor.

En un primer acercamiento se puede pensar que la temperatura de condensación debe ser superior a la mayor temperatura ambiental dentro de los límites de trabajo (40 °C). Sin embargo, en beneficio de la eficiencia, esta temperatura puede reducirse.

Esto se debe a que el condensador no está enfriándose a expensas del ambiente, sino también de la corriente recién secada en el evaporador. En la corriente de aire, además de una reducción de la humedad absoluta, se produce una reducción de la temperatura.

En una primera aproximación se tomará un factor de by-pass $FB=0,25$ lo que quiere decir que de un 100% de flujo de aire, a través del evaporador, solo un 25% pasara por el sistema. Cualquier disminución en el factor de by-pass implica una disminución de la temperatura de la corriente de salida. Si la temperatura del condensador ya ha sido fijada, se podrá ver incrementada la producción de agua de este modo.

Con el factor de by-pass; la temperatura de la batería del apartado anterior $T_2' = 1.5$; y una temperatura de entrada del aire lo más desfavorable posible ($T_1 = 40$):

$$FB = \frac{T_2 - T_2'}{T_1 - T_2'} \quad (\text{Ec.22}) \implies 0.25 = \frac{T_2 - 1.5}{40 - 1.5} \implies T_2 = 11.125 \text{ °C}$$

El condensador no es tan voluminoso como el evaporador. Esto conlleva que para la transmisión de calor necesite una diferencia mayor entre temperaturas de condensación y de

la corriente. Como acercamiento inicial, tal y como se suele hacer en este tipo de cálculos, se darán 10°C de diferencia.

$$T_{\text{condensación}} = 21^{\circ}\text{C}$$

3.2.3 CÁLCULO PRELIMINAR DEL CICLO

Hecho esto, junto con el resto de variables comentadas en requisitos iniciales, se puede simular el ciclo para distintos refrigerantes

Entre todos los refrigerantes existentes se han preseleccionado cinco, entre los cuales se encuentran los más utilizados para aplicaciones de este tipo y aquellos diseñados para trabajar en el intervalo de temperaturas ya explicado.

Los factores que se analizarán para decantarse por uno o por otro serán los siguientes:

- Aspectos legales: se ha consultado el Real Decreto 138/2011 Se aprueba el reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias, y el reglamento 517/2014 sobre determinados gases de efectos fluorados, ambos del Parlamento Europeo
- Seguridad (toxicidad e inflamabilidad).
- Efectos medioambientales: evaluados por el PCA o GWP (potencial de calentamiento atmosférico) y el PAO u ODP (potencial de agotamiento del ozono ambiental).
- Desplazamiento volumétrico: medida del tamaño del compresor. Cuanto menor sea el desplazamiento volumétrico menor será el tamaño y por tanto el coste del compresor.

- Temperatura de descarga del compresor: Una elevada temperatura de descarga propicia el fallo del compresor. Normalmente temperaturas inferiores a 120 °C no causan problemas.
- Potencia del compresor: Para un caudal de agua dado de 70 l/día se calculará la potencia frigorífica necesaria. Esta potencia en el evaporador será mantenida a expensas de una potencia en el compresor cuyo valor variará entre distintos refrigerantes.

Los indicadores ambientales y de seguridad vienen dados para cada refrigerante, mientras que el resto de factores se calculan con una simulación. Para ello se ha usado el software de cálculo Coolpack 1.5.

Como datos iniciales para las simulaciones se toman:

TABLA 14. DATOS ARBITRARIOS

Temperatura condensación (°C)	21
Temperatura evaporación (°C)	0
Sobrecalentamiento (°C)	5
Subenfriamiento (°C)	2
Sobrecalentamiento útil (°C)	1
Rendimiento volumétrico	1
Rendimiento isentrópico	0,7
Agua obtenida (kg/s), 70 l/día	0,000972
Temperatura ambiente (°C)	30
Humedad relativa (%)	80
Factor de by-pass en la batería	0,25
Temperatura de la batería (°C)	1,5

Fuente: Elaboración propia

El cálculo de la cantidad de agua se realiza teniendo en cuenta que la temperatura de entrada del aire y la de salida es conocida (ya que se relacionan por el factor de by-pass). Además, el punto de salida en el diagrama psicrométrico está en la recta que une el punto inicial y el de aire saturado a temperatura de la batería.

Es de interés mencionar que si dicho punto se encuentra en zona de nieblas el aire a la salida de la batería, suponiendo que se logra recoger toda el agua líquida en suspensión de la corriente, corresponderá a aire saturado (HR=100%) a la misma temperatura. Con esto se puede afirmar: a partir de la **(Ec. 35)**

$$FB = \frac{T_2 - T_2'}{T_1 - T_2'} \implies 0.25 = \frac{T_2 - 1.5}{30 - 1.5} \implies T_2 = 8.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por diagrama psicrométrico se definen los valores de humedad absoluta del aire para una humedad relativa 100% y una temperatura ambiente de 30 °C con una humedad relativa de 100% tanto de entrada como de salida

$$Y_1 = 0.02191 \text{ (Kg agua/Kg aire seco)}$$

$$Y_2 = 0.00714 \text{ (Kg agua/Kg aire seco)}$$

Sabemos que la cantidad de agua que se aprovechara en el equipo será la cantidad de agua de entrada menos la cantidad de agua de salida

$$M_{\text{agua}} \text{ (Kg agua/Kg aire seco)} = Y_1 - Y_2 \text{ (Ec. 41)}$$

$$M_{\text{agua}} \text{ (Kg agua/Kg aire seco)} = 0.01477 \text{ (Kg agua/Kg aire seco)}$$

Por medio de un balance de energía en el evaporador y un balance de masa a la corriente de aire, despreciando la entalpía de la corriente de agua líquida al enfriarse (pues su valor es muy pequeño frente a la del aire y la de condensación):

Sabemos que $\underline{Q_L} = \underline{h_2} - \underline{h_1}$ (Ec.39)

Por tanto:

$$Q_L = M_{aire} (h_2 - h_1) \text{ (Ec.39)}$$

$FB = \text{aire no tratado} / \text{aire total}$

$$M_{aire} = \frac{m_{agua}}{y_1(1-FB)}$$

Sabemos:

$$m_a = 0.01477 \text{ (Kg agua/Kg aire seco)}$$

$$\dot{Q}_L = 47.54 \text{ Kj/s}$$

Simulaciones por software realizadas para los refrigerantes R134a, R404A, R407C, R410A y R600a. (ANEXO 23)

En la siguiente tabla (Tabla 14) se pueden comparar todos los factores de influencia para la elección del refrigerante, obtenidos de las anteriores simulaciones y de la bibliografía.

TABLA 15. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

<i>Variables Refrigerante</i>	Desplazamiento Volumétrico (m ³ /h)	$T_{descarga}(^{\circ}C)$	PCA o GWP	PAO o ODP	Grupo seguridad, $T_{autoignición}(^{\circ}C)$	Potencia compresor (kW)
R134a	70,39	35,4	1200	0	743 / A1	6,016
R404A	41,3	33,6	3922	0	728 / A1	6,311
R407C	47,87	39,9	1774	0	704 / A1	6,132
R410A	29,94	41,9	1890	0	* / A1	6,212
R600a	133,08	30,7	3	0	460 / A3	5,95

* No conocido

Fuente: Elaboración propia

Conforme a todo esto se realizan los siguientes descartes:

- R600a: Pese a ser el que mejor comportamiento ambiental presenta, da un desplazamiento volumétrico excesivo. Además, debido a sus peores características de seguridad, la legislación limita su uso a cargas inferiores a 0,2 kg.
- R134a: Su desplazamiento volumétrico es también alto en comparación con el del resto.
- R404A: Presenta la mayor potencia en el compresor y las peores características ambientales.

En cualquiera de las opciones la temperatura de descarga es muy baja, por lo que este factor no es decisivo, salvo en el R600a, que ya ha sido descartado.

Con todo esto nos quedan el refrigerante R407C y el R410A. Ambos muy utilizados en el medio de sistemas de ambientación por el comportamiento que presentan en los ciclos de refrigeración y rangos de temperaturas en los que trabajan los convierten en los más idóneos para el sistema propuesto por el presente trabajo.

Debido a la disponibilidad de materiales, se utilizara el R410A, siendo un refrigerante muy utilizado en sistemas de aire acondicionado, además que el compresor a utilizar está diseñado para este refrigerante, este en una carga estándar de 1000 g/m y un intervalo de funcionamiento de $-7/48^{\circ}\text{C}$ (VORTICE, 2014) , sin embargo, por sus características ambientales, el refrigerante recomendado es el R407C

3.2.4 REFRIGERANTE R410A

El gas R-410A que se vende bajo las denominaciones comerciales de FORANE 410A, Puron, EcoFluor R410, Genetron R410A y AZ-20, es una mezcla casi azeotrópica¹² de dos gases HFC o hidrofluorocarbonados: diflorometano (llamado R-32) y pentafluoroetano (llamado R-125), (refrigerantes, 2000)

Es la opción preferida internacionalmente para equipos nuevos de aire acondicionado, bombas de calor, etc. A diferencia del R-22, el R-410A trabaja a presiones muy superiores y únicamente con aceite sintético POE. La gran ventaja del R-410A es su elevada capacidad frigorífica que puede resultar un 50% superior al R-22. Por este motivo, se pueden utilizar componentes más pequeños y realizar máquinas más compactas en comparación con el R-22.

Accesorios de cobre, tubería, válvulas, compresores, etc deben ser diseñados para soportar el aumento de presión del R-410A. Debido a sus presiones de trabajo, el R-410A no es adecuado para la conversión de los equipos ya existentes con R-22. Para esta conversión se

¹² **AZEÓTROPO.-** es una **mezcla** de compuestos químicos (dos o más) diferentes en estado líquido, los cuales llegan a un punto de ebullición a temperatura constante, y actúan como si fuesen un solo compuesto químico. (química, 2012)

recomendaría como sustituto directo (drop-in) el R-424A o como retrofit el R-407C.\" (refrigerantes, 2000)

3.2.4.1 CARACTERÍSTICAS

- No daña la capa de ozono, ODP = 0.
- Únicamente compatible con aceites sintéticos POE.
- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Capacidad frigorífica y presión de trabajo muy superior al R-22.
- Potencial de calentamiento atmosférico PCA (GWP) = 2088
- Punto ebullición a 1,013 bar (°C): -51,58
- Deslizamiento de temperatura ó glide (°C): 0,1
- Densidad vapor saturado a 25°C (kg/m³): 61,5
- N° ONU: 1078
- Clasificación seguridad: A1. Baja toxicidad y no inflamable.
- Cargar siempre en fase líquida.

(refrigerantes, 2000)

3.2.4.2 SEGURIDAD

La seguridad, por supuesto, es una parte esencial del trabajo con cualquier refrigerante. El R410A posee una presión de operación mayor que el refrigerante R-22 (un 60 – 70 por ciento superior) lo que significa que los técnicos deberán usar manómetros o analizadores diseñados para R410A. Además, los equipos para la recuperación de R410A también deberán estar preparados para tal efecto. (frionline, 2012)

3.2.4.2.1 GENERALIDADES:

Cuando se trabaja con refrigerantes, deben usarse guantes y gafas de seguridad.

Los cilindros de refrigerante deberán ser almacenados en recipientes apropiados y alojados en forma vertical y bien sujetos.

No permitir que los cilindros de refrigerante se calienten dentro del vehículo o furgón.

Evite inhalar los vapores y procure no trabajar en espacios cerrados. El refrigerante desplaza el oxígeno.

El R410A posee una presión de operación mayor que el refrigerante R-22 (un 60 – 70 por ciento superior) lo que significa que los técnicos deberán usar manómetros o analizadores diseñados para R410A (frionline, 2012)

3.2.4.3 SIMILITUDES CON R-22

Hay muchas similitudes entre el R-22 y R410A, tanto en características de operación como de equipamiento. Por ejemplo, los sistemas unitarios equipados con R410A tienen el mismo nivel de sobrecalentamiento y subenfriamiento que el R-22. La mayoría de los técnicos reconoce que el glide o deslizamiento del R410A es mínimo.

El refrigerante R410A debe ser aplicado en estado líquido. Los dos refrigerantes que lo componen se evaporan casi a la misma temperatura. Por lo tanto, para pequeñas fugas, el refrigerante R410A puede ser recargado. Solo asegúrese de que el refrigerante es aplicado en estado líquido.

Si se está realizando una carga de refrigerante R410A por el lado de baja presión de un sistema, recuerde que el líquido debe evaporarse antes de ingresar a la línea de succión.

(frionline, 2012)

3.3 OPTIMIZACIÓN DE TEMPERATURAS

Según todo lo anterior se pueden definir las características del ciclo para el diseño y elección de componentes de los capítulos siguientes. Una de las variables principales, que afectarán de forma decisiva al resto de parámetros, serán las temperaturas de evaporación y condensación en el ciclo.

El ciclo de este dispositivo será de compresión mecánica simple, dado que la alta temperatura del evaporador no requiere un ciclo más complejo. En este apartado, para unas condiciones ambientales de 17°C y 80% de humedad relativa, se analizará la cantidad de agua obtenida al poner el evaporador a distintas temperaturas (todas ellas positivas e inferiores a la de rocío, de 13.53°C) así como el consumo eléctrico específico. Este cálculo permitirá decidir la temperatura óptima del evaporador, y en función de ésta, el control que necesitará el dispositivo.

Antes de comenzar conviene aclarar distintos aspectos:

- Fijado el caudal de agua (70 L/día) se puede calcular, en función de las temperaturas, las potencias del compresor, evaporador y condensador, así como caudales de aire en cada uno de los intercambiadores. Para estas simulaciones no se considerarán recalentamientos ni pérdidas de carga en el compresor.
- Si se utiliza una temperatura de evaporador alta, la corriente de salida de aire no estará muy fría. En dicho caso, esta corriente no será necesaria para enfriar el condensador, que precisará de un caudal de aire mayor proveniente del exterior.

- Una disminución de la temperatura del evaporador revertirá en una disminución de la humedad del aire de salida, con lo que el agua obtenida aumentaría. Aun así, al alejar las temperaturas del foco frío y el caliente disminuye la eficiencia del ciclo, lo que reduce la potencia en el evaporador y por tanto el agua obtenida. Este apartado busca obtener la combinación óptima de ambos efectos, el sistema aprovecha la formación de escarcha con un ciclo de deshielo de 10 minutos.

Para ello se ha utilizado el refrigerante R410A, se ha supuesto un factor de by-pass $FB=0,25$ para el evaporador y el condensador.

Es importante tener en cuenta que los datos que se muestran tratan de agua condensada, que en el ideal de los casos podrá ser recogida totalmente.

Para la elección de las temperaturas óptimas se debe tener en cuenta:

- Potencia del compresor: responsable del mayor consumo eléctrico del dispositivo su influencia en el coste del agua es decisivo.
- Potencia en evaporador y condensador: cuan mayores sean, más grandes tendrán que ser estos intercambiadores, con la influencia en coste y pérdidas de carga en el aire que esto implica.
- Flujos de aire, pues determinarán la potencia de los ventiladores.

3.3.1 CAUDAL DE AIRE

Para el cálculo del caudal del aire se considera la velocidad del aire media seleccionada
 $V=13.8 \text{ Km/h} = 3.83 \text{ m/s}$

Equivalente a 3.83 m/s.

Para calcular el caudal de aire se multiplica por el área por el cual el aire pasara, en este caso el área expuesta del filtro (malla milimétrica de la caja protectora) para que pase por la batería (evaporador), que es de $A=0.2838 \text{ m}^2$

Tenemos:

$$V \cdot A = Q \text{ (Ec. 42)}$$

Donde Q =caudal de aire

$$Q = 0.2838 \text{ m}^2 \cdot 3.83 \text{ m/s}$$

$$Q = 1.08695 \text{ m}^3/\text{s} = 3913.21 \text{ m}^3/\text{h} = 1,3315 \text{ Kg/h}$$

El equipo cuenta con un ventilador capaz de mover 10 Kg/h, caudal suficiente para un funcionamiento óptimo del equipo, debido a que la obtención de agua varía dependiendo del caudal de aire, además es necesario mover grandes cantidades de aire para que el refrigerante pueda condensar en el condensador, por otro lado se debe considerar, que el equipo contara con un filtro de aire el cual disminuirá considerablemente el caudal del viento.

Balance General

$$M_1 = M_2 + M_3 \text{ (Ec. 43)}$$

Balance por componentes

$$M_1 = M_a + M_a Y_1$$

$$M_3 = M_a + M_a Y_3$$

Parea el cálculo de:

$$M_a = \frac{Q}{V_H}; V_H = V_a + \left(\frac{V_s - V_a}{Y_s} \right) Y_1 \text{ (Ec. 44)}$$

Cálculo del volumen húmedo

$$V_H = 0.99 + \left(\frac{1.015 - 0.99}{0.01498} \right) 0.011926 \implies V_H = 1.0099032 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Cálculo de masa de aire

$$M_a = \frac{3913.21}{1.0099032} = 3874.8367 \text{ Kg/h}$$

Cálculo de masa de entrada de mezcla aire-vapor de agua

$$M_1 = 3874.8367 + 3874.8367 * 0.011926 = 3921.048 \text{ Kg/h}$$

Cálculo de masa de aire de salida

$$M_3 = 3874.8367 + 3874.8367 * 0.01098 = 3917.382 \text{ Kg/h}$$

Cálculo masa de agua obtenida

$$M_2 = M_1 - M_3 \implies M_2 = 3921.048 - 3917.382 = M_2 = 3.665596 \text{ Kg/h} = 3.665596 \text{ l/h} \\ = 73.3119104 \text{ L/día}$$

El análisis realizado revela que el equipo es capaz de generar teóricamente 73.31, litros de agua al día, considerando un día de 20 horas de funcionamiento.

3.3.3 CICLO DEL SISTEMA

El ciclo de Carnot invertido no es práctico para comparar el ciclo real de refrigeración. Sin embargo es conveniente que se pudieran aproximar los procesos de suministro y disipación de calor a temperatura constante para alcanzar el mayor valor posible del coeficiente de rendimiento. Esto se logra al operar una máquina frigorífica con un ciclo de compresión de vapor. En las figuras que siguen se muestra el esquema del equipo para tal ciclo, junto con diagramas TS y PH del ciclo ideal. El vapor saturado en el estado 1 se comprime isoentrópicamente a vapor sobrecalentado en el estado 2. El vapor refrigerante entra a un condensador, de donde se extrae calor a presión constante hasta que el fluido se convierte en líquido saturado en el estado 3. Para que el fluido regrese a presión más baja, se expande adiabáticamente en una válvula o un tubo capilar hasta el estado 4. El proceso 3-4 es una estrangulación y $h_3=h_4$. En el estado 4, el refrigerante es una mezcla húmeda de baja calidad. Finalmente, pasa por el evaporador a presión constante. De la fuente de baja temperatura entra calor al evaporador, convirtiendo el fluido en vapor saturado y se completa el ciclo. (UNET, 2008)

FIGURA 13. ESQUEMA DEL EQUIPO PARA EL CICLO

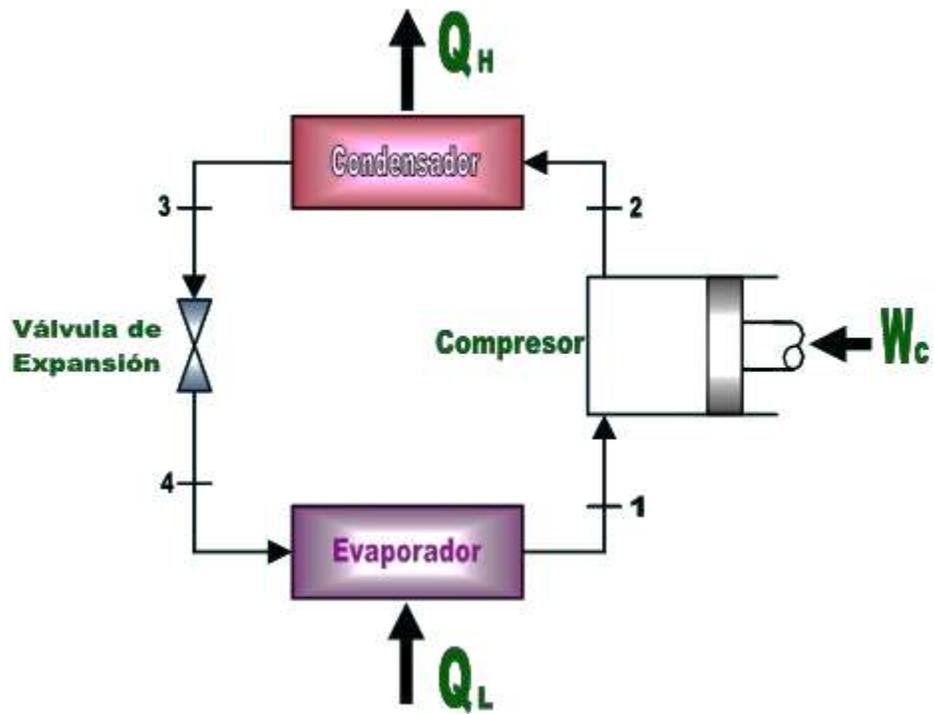
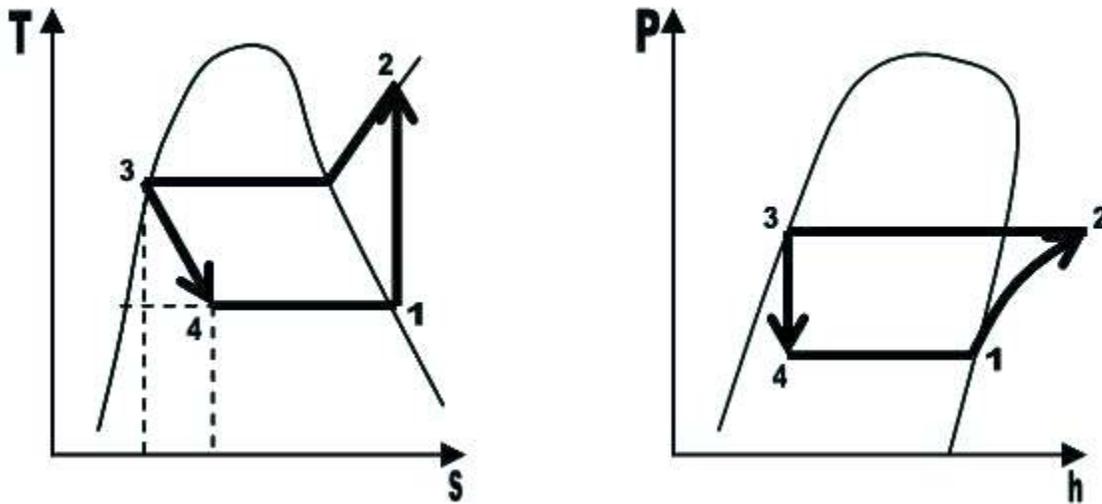


FIGURA 14. DIAGRAMAS T-S Y P-H

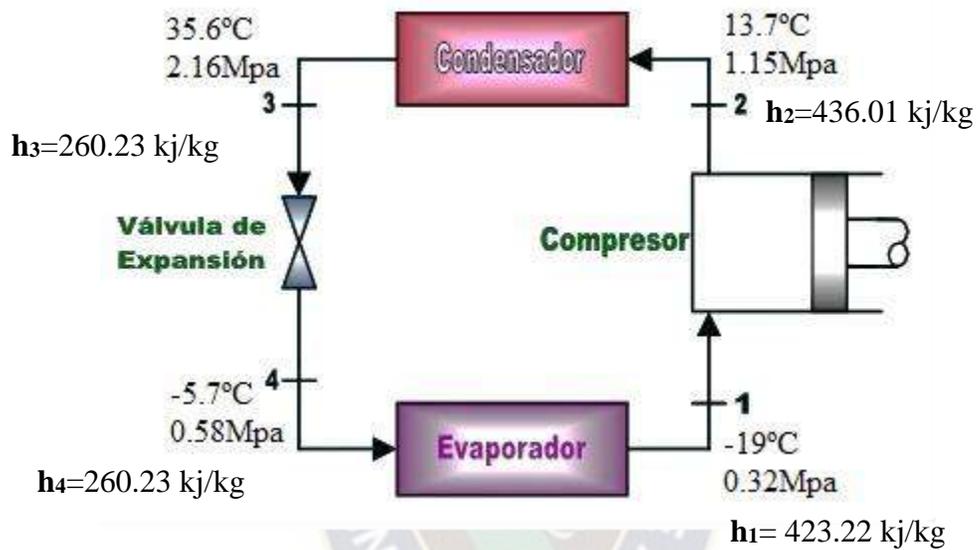


Fuente: (UNET, 2008)

3.3.3.1 CONSTRUCCIÓN DEL GRÁFICO P-H

Para la construcción de la gráfica P-H o Diagrama de Mollier (ANEXO 21) del ciclo real de compresión del equipo, es necesario tener los datos de reales de presión y temperatura que se presentan en cada punto del sistema propuesto por el presente proyecto de grado.

FIGURA 15. ESQUEMA REAL DEL EQUIPO



Fuente: Elaboración Propia

3.3.4 BALANCE DE ENERGÍA

Compresor



$$Q+W=m (h_2-h_1) \text{ (Ec.37)}$$

Datos:

$$m=0.016\text{kg/s}$$

Por tablas ANEXO 14

$$h_1= 423.22 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2=436.01 \text{ kJ/kg}$$

Sabemos que $Q=0$

$$W=0.016 (436.01-423.22)=W=0.2 \text{ kJ/s}$$



Condensador



Sabemos que $W=0$

$$h_2=436.01 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3=260.23 \text{ kJ/kg}$$

$$Q=m (h_3-h_2) \text{ (Ec.37)} =Q_H=0.016 (260.23-436.68)= Q_H=-2.82\text{kJ/s}$$

Evaporador



Sabemos que $W=0$

$$h_4=260.23 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1= 423.22 \text{ kJ/kg}$$

$$Q=m (h_1-h_4) \text{ (Ec.37)} =Q_L=0.016 (423.22-260.23)= Q_L=2.6 \text{ kJ/s}$$

CÁLCULO COP (Ec.36)

$$\text{COP} = \frac{QL}{W} = \frac{2.6}{0.2} = 13$$

RENDIMIENTO DE COMPRESIÓN

$$\eta = \frac{W}{W'} \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$h_1 = 423.22 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 436.01 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2' = 439.68 \text{ kJ/kg}$$

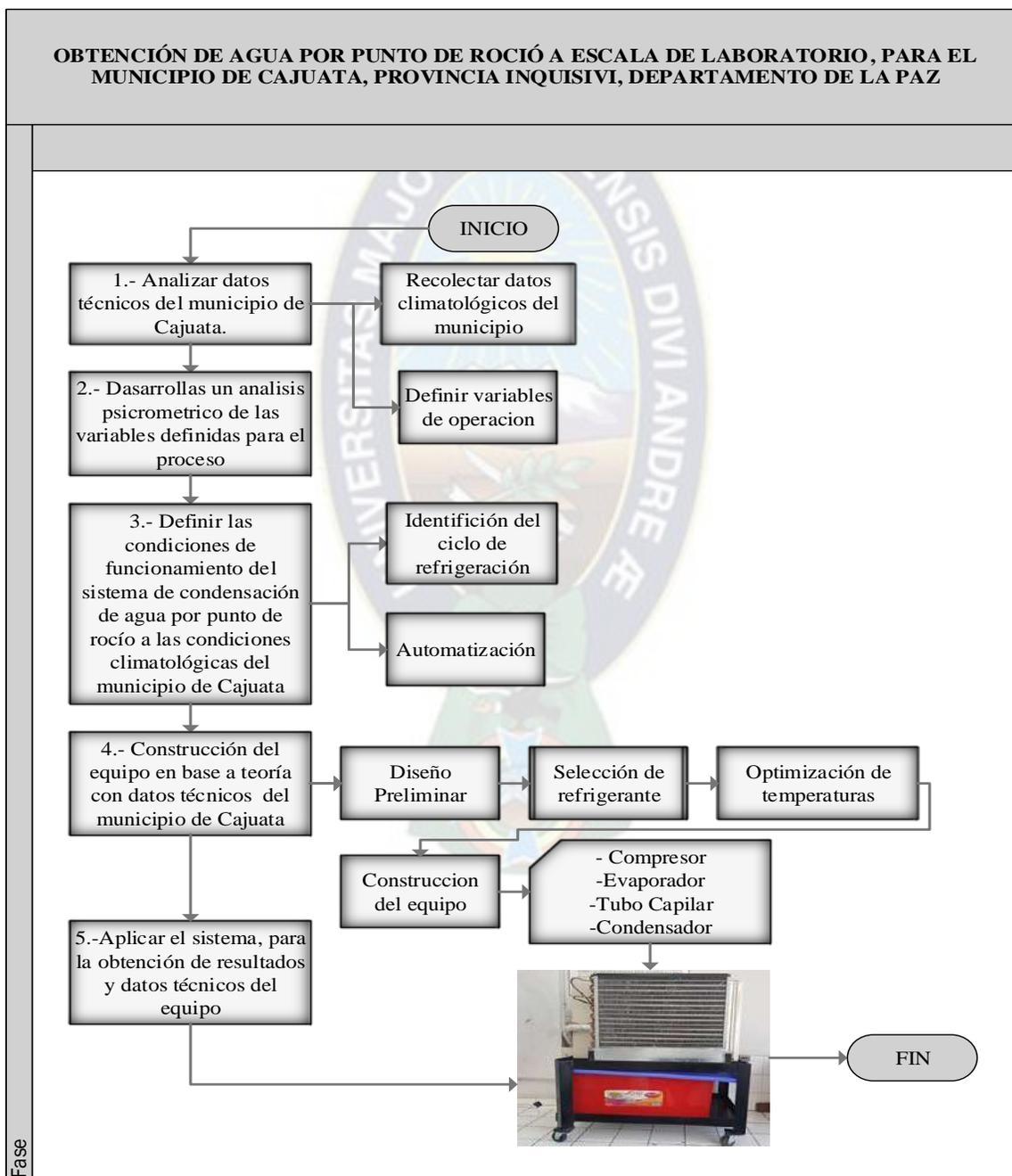
$$\eta = \frac{436.01 - 423.22}{439.68 - 423.22} = \frac{12.79}{16.46} = 0.77$$



3.4 CONSTRUCCIÓN Y DISEÑO DEL EQUIPO

Con la información recolectada en apartados anteriores se procede a realizar el diseño del equipo, a continuación en el diagrama de flujo se muestra una representación de los pasos para la construcción del equipo.

GRÁFICO 9. DIAGRAMA DE FLUJO



Fuente: Elaboración propia

3.4.1 UNIDAD EVAPORADORA

En esta unidad se encuentra se encuentra la batería de evaporación que es muy parecida a un condensador, esto para los fines que se quieren alcanzar con este sistema, según bibliografía y datos recolectados se determinó que el modelo de condensación será por gotas. Este tipo de condensación es complejo de modelar y por tanto su cálculo no es factible utilizando las ecuaciones de transferencia de masa como en el caso anterior (ANEXO 24-A).

Si bien no se logrará la exactitud anterior, los cálculos basados en procesos psicrométricos y en transferencia de calor en intercambiadores, nos darán unos resultados cercanos a la realidad.

El diseño del evaporador será el de un evaporador inundado de aletas, debido a la facilidad de poder controlar el flujo del refrigerante por las potencias que se utilizan, y por la superficie de intercambio que ofrece este diseño, y así facilitar la condensación del agua.

El evaporador es el componente donde el fluido refrigerante se evapora extrayendo calor de la corriente de aire. A raíz de la disminución de temperatura en el aire, sobre las paredes del evaporador se formarán gotas de agua condensadas. Para asegurar el mejor funcionamiento en el emplazamiento ya descrito, el evaporador de la máquina de este trabajo está diseñado para alcanzar una temperatura mínima de 14°C.

3.4.2 UNIDAD CONDENSADORA

En esta unidad (ANEXO 24-B) es donde se encuentra el compresor, capacitor, condensador, ventilador, controlador, tablero, electroválvula, presostato y capilar, todo en una estructura de metal.

El condensador es el componente que sirve de sumidero de calor del ciclo. En él, el refrigerante se condensa, cediendo calor al ambiente o a cualquier otro foco capaz de

enfriarlo. Para cumplir con los requisitos térmicos del dispositivo, el condensador aquí diseñado permanecerá a 32 °C.

La unidad condensadora a utilizar será la del equipo de aire acondicionado ya descrita en apartados anteriores, con un añadido:

- **Timer cíclico.-** Icematic es un timer cíclico (ANEXO 24-C) programable a través de teclas de ajuste, siendo posible programar hasta 12hrs. de salida conectada y 60min de salida desconectada. Presenta una interface de fácil utilización, visualizando la programación de forma precisa, debido a las columnas de leds. Posee también tecla de inversión manual de estados del relé de salida. Su nuevo diseño permite la fijación a través de rieles DIN o directamente por tornillos. Posee protección en la energización, activando la salida solamente después de 2min, durante este tiempo el LED indicador de estado NO (normalmente abierto) quedará parpadeando.

3.4.3 BANDEJA COLECTORA DE AGUA

Diseñada para recolecta toda el agua que se llegue a obtener por condensación, será de una plancha de acero inoxidable N° 30, con el fin de evitar que se oxide, encontrándose acoplada debajo del evaporador, este deberá tener 20° de inclinación para evitar estancamientos y facilitar el transporte del agua recolectada al tanque de almacenamiento (ANEXO 24-D)

3.4.4 RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO

Este es un recipiente encargado de almacenar el agua que cae de la bandeja colectora, este debe ser un recipiente cerrado con una conexión al colector, este diseño para evitar la evaporación del agua obtenida. (ANEXO 24-E)

3.4.5 ESTRUCTURAS METÁLICAS

El sistema necesita de una estructura metálica para sostener, la unidad condensadora y la unidad evaporadora, así facilitar la adaptación de un recipiente de almacenamiento de agua, el cual se encontraría debajo de estas unidades. (ANEXO 24-F)

3.5 PRESUPUESTO

En este capítulo se resumen tanto los costes de la realización del proyecto, como los costes que se derivarían de realizar un prototipo de la máquina diseñada.

Además, se incluyen en el último apartado los costes de la obtención de un litro de agua con este dispositivo, que resume económicamente el rendimiento del dispositivo diseñado.

3.5.1 COSTE DEL PROTOTIPO

En este apartado se ha especificado el precio de catálogo de los componentes seleccionados de distintos fabricantes. Además, se ha incluido un apartado de mano de obra de montaje del conjunto.

TABLA 16. PRESUPUESTO PROTOTIPO

Concepto	Cantidad	P/U	Coste (Bs)
Evaporador	1	1132	1132
Unidad condensadora (batería, compresor, capilar, ventilador) A Forz 1 Hp 1x350	1	9925,4	9925,4
Gas refrigerante R4010 (garrafa de kilo)	4	89	356
Timer cíclico Icematic	1	284,8	284,8
Depósitos y estructuras	1	800	800
tubos, cables, pernos, varios	1	1035,97	1035,97
mano de obra (ensamblado)	5	200	1000
TOTAL			14534.17

Fuente: Elaboración propia

3.5.2 COSTE DEL LITRO DE AGUA

Teniendo en cuenta todos los costes anteriores, suponiendo una amortización de la máquina de 10 años lineal, se calcula el precio del litro de agua.

Para ello se ha considerado una producción de 70 L de agua diarios, debido a la escala del equipo y un coste eléctrico de 0,60 Bs/kWh, puesto que está destinado al área rural.

- **Consumo Eléctrico del Sistema (CES)**

$$\text{CES} = 1090 \text{ W} = 1.090 \text{ Kw/h}$$

$$0,60 \text{ Bs/kWh} \times 1.090 \text{ Kw/h} = 0.654 \text{ Bs/h} \times \frac{20 \text{ h}}{1 \text{ dia}} = 13.08 \text{ Bs/día}$$

$$\text{Costo consumo eléctrico} = 0.654 \text{ Bs/h} = 13.08 \text{ Bs/día}$$

- **Coste máquina:**

Amortización anual

A 10 años lineales

$$\frac{14534.17 \text{ Bs}}{10 \text{ años}} = 1453.417 \text{ Bs/año}$$

Producción anual

$$70 \text{ L/día} \times \frac{350 \text{ días}}{1 \text{ año}} = 24500 \text{ L/año}$$

- **Coste mantenimiento:** se busca que el mantenimiento sea lo más sencillo y barato posible, limitando este al cambio de un filtro de aire cada mes 20 Bs/mes, tomando en cuenta 10 meses, son 100 Bs/año, filtro de agua 100 Bs/año, rellenado de refrigerante por año 1 garrafa 89 Bs/año siendo 289 Bs/año.

Coste Litro de agua

$$289 \text{ Bs/año} + 1453.42 \text{ Bs/año} = 1742.42 \text{ Bs/año}$$

$$\frac{1742.42 \text{ Bs}}{24500 \text{ L}} = 0.07 \text{ Bs/L}$$

- **Coste producción de agua:**

Siendo 70 L/día

Coste eléctrico 13.08 Bs/día

Costo producción de agua

$$\frac{13.08 \text{ Bs/día}}{70 \text{ L/día}} = 0.19 \text{ Bs/L.}$$

Todo esto hace un total de 0.19 Bs/L + 0.07 Bs/L= 0.26 Bs/L, siendo de este 0.19 Bs/L del coste energético.

3.5.3 AMORTIZACIÓN DE CRÉDITO

TABLA 17. AMORTIZACIÓN DE CRÉDITO

C.A.= Cuota Anual					
i= Interés					
A.C.= Amortización Capital					
M=Saldo a deber			$C.A.=I+A.C.$		$A.C. \text{ lette} = I.C./\#$
n= Periodo					años
Préstamo de 14534.17 [Bs]					
Interés del 9%					
Tiempo de préstamo: 10 años					
Años de gracia: 0				Prestamo	124000
Tipo de préstamo: Amortización Constante				Interes	10%
<i>Cuadro de amortización de crédito</i>					
Año	Saldo Deudor	Amortización	Interés	Cuota Anual	
1	Bs. 14.534,17	Bs. 1.453,42	Bs. 1.453,42	Bs. 2.906,83	
2	Bs. 13.080,75	Bs. 1.453,42	Bs. 1.308,08	Bs. 2.761,49	
3	Bs. 11.627,34	Bs. 1.453,42	Bs. 1.162,73	Bs. 2.616,15	
4	Bs. 10.173,92	Bs. 1.453,42	Bs. 1.017,39	Bs. 2.470,81	
5	Bs. 8.720,50	Bs. 1.453,42	Bs. 872,05	Bs. 2.325,47	
6	Bs. 7.267,09	Bs. 1.453,42	Bs. 726,71	Bs. 2.180,13	
7	Bs. 5.813,67	Bs. 1.453,42	Bs. 581,37	Bs. 2.034,78	
8	Bs. 4.360,25	Bs. 1.453,42	Bs. 436,03	Bs. 1.889,44	
9	Bs. 2.906,83	Bs. 1.453,42	Bs. 290,68	Bs. 1.744,10	
10	Bs. 1.453,42	Bs. 1.453,42	Bs. 145,34	Bs. 1.598,76	
TOTAL INTERES			Bs. 7.993,79		

Fuente: Elaboración propia

3.5.4 INGRESOS Y EGRESOS

TABLA 18. INGRESOS Y EGRESOS

EGRESOS ADICIONALES				
	Bs/año			
Mantrenimiento	289			
Consumo electrico	4578			
TOTAL	4867			
		Interes	10%	
n	Inversion	Ingresos	Egresos	Flujo de efectivo neto
1	Bs. 14.534,17		Bs. -	Bs. -14.534,17
2		Bs. 6.370,00	Bs. 2.761,49	Bs. 3.608,51
3		Bs. 6.370,00	Bs. 2.616,15	Bs. 3.753,85
4		Bs. 6.370,00	Bs. 2.470,81	Bs. 3.899,19
5		Bs. 6.370,00	Bs. 2.325,47	Bs. 4.044,53
6		Bs. 6.370,00	Bs. 2.180,13	Bs. 4.189,87
7		Bs. 6.370,00	Bs. 2.034,78	Bs. 4.335,22
8		Bs. 6.370,00	Bs. 1.889,44	Bs. 4.480,56
9		Bs. 6.370,00	Bs. 1.744,10	Bs. 4.625,90
10		Bs. 6.370,00	Bs. 1.598,76	Bs. 4.771,24
TOTAL		Bs. 57.330,00	Bs. 19.621,13	Bs. 23.174,70

Fuente: Elaboración propia

3.5.5 ANÁLISIS COSTO BENEFICIO

La relación costo beneficio en el presente proyecto es de 1.97, lo que quiere decir que por cada unidad monetaria invertida el retorno es de 0.97, es decir que el valor de los beneficios es mayor a los del costo del proyecto, dado que los ingresos son mayores a los egresos, haciendo el proyecto viable y de inversión recomendada.

TABLA 19. ANÁLISIS COSTO BENEFICIO

Suma Ingresos	Bs. 52.118,18
Costos	Bs. 11.891,59
Sumatoria Costo Inversion	Bs. 26.425,76
Costo/Beneficio	1,972248845

Fuente: Elaboración propia





4. RESULTADOS

En este capítulo, con los datos de coste de producción de agua y energía consumida por litro de agua, se realiza una comparativa con otros dispositivos y tecnologías para el abastecimiento de agua. Todos en condiciones climáticas óptimas del municipio de Cajuta de la provincia Inquisivi, Así mismo, en este apartado se explica cómo se puede adaptar esta tecnología a otros escenarios.

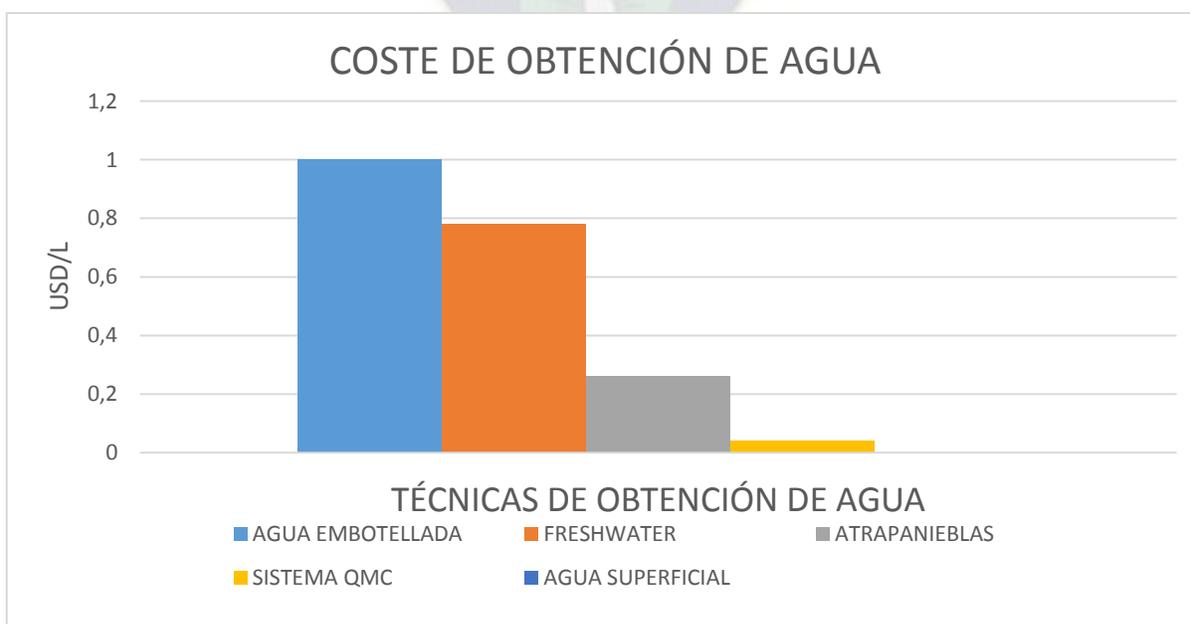
4.1 CONTRASTE DE LOS RESULTADOS

En este apartado se contrastarán los resultados de costes energéticos de agua obtenida con el de otras tecnologías similares para el aprovechamiento del agua por condensación atmosférica.

Comparativa con otras técnicas de obtención de agua

Se compara aquí el coste de la obtención de agua por distintos métodos. Para ello se han consultado los precios de las distintas tecnologías.

GRÁFICO 10. CUADRO COMPARATIVO COSTE DE OBTENCIÓN DE AGUA VS TÉCNICAS DE OBTENCIÓN DE AGUA



Fuente: Elaboración propia

La deshumectación no puede competir con la obtención de agua por medio de tecnologías tradicionales intensivas, pero sí es ideal para situaciones en las que:

- Existe difícil acceso al agua
- Las necesidades sean puntuales y se requiera trasladar el dispositivo de forma sencilla y rápida.
- No se pueda instalar una planta industrial de gran tamaño y costes de inversión.
- No se puedan aplicar otras tecnologías.

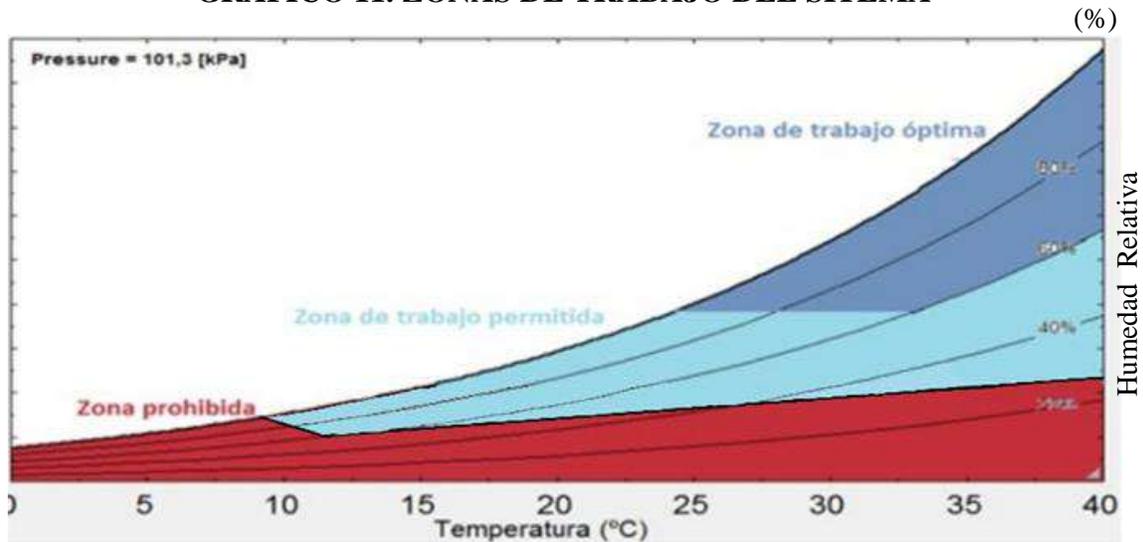
Para situaciones como estas la tecnología de deshumectación del aire, además de competir en coste con el agua embotellada, permite una independencia en cuanto a suministros. Esto adquiere gran importancia en zonas mal comunicadas.

4.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

En el emplazamiento del equipo se definió que este para un funcionamiento óptimo, debe estar emplazado en lugares con una humedad no menor a 40% para obtener una cantidad de agua significativa, dado que este sistema tiene por objeto el ser emplazado en zonas rurales del departamento de La Paz, considerando que las temperaturas tienden a descender por debajo de los 10 grados Celsius, especialmente en los meses de junio y julio, está prevista la formación de Escarcha por tal motivo el sistema funciona con ciclos de deshielo de 10 minutos cada hora, dando un descanso al compresor de 10 minutos al cumplir una hora de funcionamiento, esto para evitar el desgaste del compresor, esto por el descenso de temperaturas en el evaporador, cabe mencionar que dicho sistema está diseñado para exteriores y no así para su funcionamiento en interiores.

Las zonas de trabajo del sistema se definen en la siguiente gráfico 10, con la condición de que la temperatura de rocío no debe ser menor a 13°C.

GRÁFICO 11. ZONAS DE TRABAJO DEL SISTEMA



Fuente: Elaboración propia

4.3 CANTIDAD DE AGUA OBTENIDA

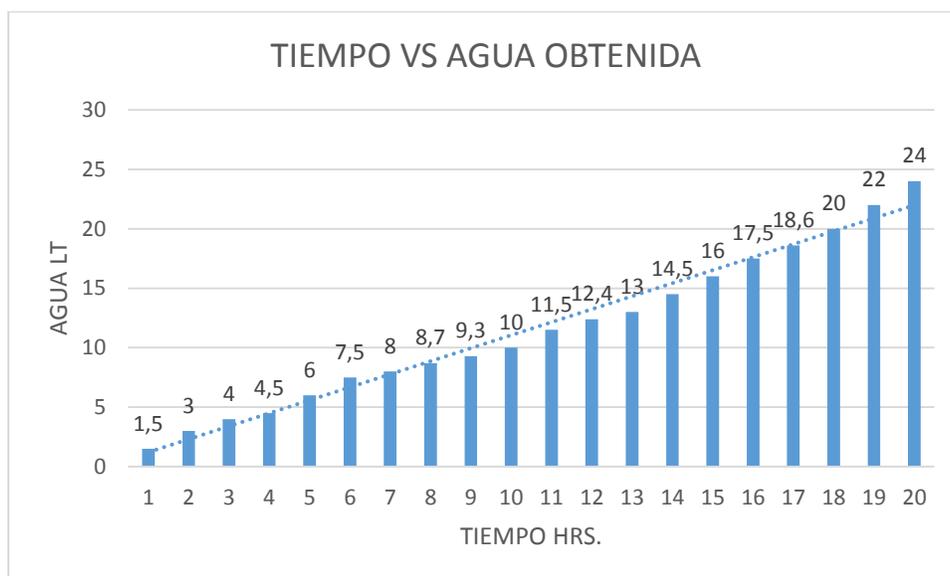
Según cálculos y balances la proyección teórica de la cantidad de agua a obtener eran 70 L/d según pruebas prácticas, se pudo obtener promedio 1.5 L/h, esto debido a la inconsistencia del clima variando los factores de humedad y temperatura, además debe considerarse que la prueba de funcionamiento del equipo fue en el mes de Junio, como se explica en capítulos anteriores los meses de junio y julio son los menos favorables para el funcionamiento óptimo del equipo, debido a las condiciones climatológicas de la estación del año, siendo el invierno seco en la zona del altiplano, siendo la baja humedad relativa un factor que limita la cantidad de agua que pueda ser condensada por el equipo.

Al día se obtuvieron 30 litros de agua dando un rendimiento de 42.8 %, al ser agua obtenida por condensación bajo condiciones de baja temperatura y humedad relativa de 48 % se puede considerar un rendimiento aceptable.

Sin embargo cabe mencionar que el equipo esta, muy limitado por la humedad relativa, en cuanto mayor sea el valor de humedad relativa, mayor será la cantidad de agua obtenida por

punto de rocío, a continuación en la gráfica 10 se muestra la cantidad de gua obtenida vs tiempo, dependiendo de las condiciones a las que el sistema este expuesto.

GRÁFICO 12. CANTIDAD DE AGUA OBTENIDA VS TIEMPO



Fuente: Elaboración propia

4.4 CALIDAD DEL AGUA

La calidad del agua con destino al consumo humano tiene implicaciones importantes sobre los aspectos sociales y económicos que actúan indirectamente sobre el desarrollo de un país. Caracterizar la calidad a través de la definición de los límites permisibles de los parámetros físico-químicos y microbiológicos es fundamental para garantizar la salud pública.

Para conocer la permisibilidad a la que está sujeta el agua obtenidas por el equipo es necesario realizar un análisis de aguas tomando en consideración la estructura de la norma boliviana 512 que toma en consideración la importancia sanitaria de los parámetros a analizar, la calidad y la sensibilidad de las fuentes utilizadas para la producción de agua para consumo humano.

Esta norma se aplica a todas las aguas abastecidas con destino al uso y consumo humano, a excepción de las aguas mineromedicinales¹⁴.

Los objetivos de esta norma son:

- a) Garantizar la salud de los consumidores: Los parámetros y sus niveles, que representan un peligro para la salud, son perfectamente conocidos y las exigencias asociadas para la protección del consumidor, están bien definidas. Basados en los conocimientos científicos y epidemiológicos y a los principios de gestión de riesgo, se definen límites permisibles de calidad del agua y se propone una jerarquía en referencia a los riesgos que presentan.
- b) Ser factibles en el contexto del país: Las recomendaciones se adecuan lo más posible con la situación existente en los laboratorios y en las empresas prestadoras de servicios de agua y alcantarillado sin poner en riesgo la salud humana.
- c) Ser adaptables Existen diferencias naturales y socioeconómicas entre los departamentos y las ciudades de Bolivia Por eso es necesario dar flexibilidad y gradualidad en los requisitos, para permitir una adaptación a las condiciones locales, sin que ello implique poner en riesgo la salud humana

¹⁴ Las **aguas mineromedicinales** son aquellas aguas que debido a su composición química tienen una serie de propiedades terapéuticas. Las **aguas mineromedicinales** emergen a la superficie portando la riqueza del subsuelo y proporcionando salud y bienestar a las personas que se sumergen en ellas o que las consumen. (Ised, 2011)

PARÁMETROS DE CONTROL DE CALIDAD DEL AGUA: En atención a la Norma Boliviana NB 512, los parámetros de control de calidad del agua para consumo humano que deben realizar las EPSA, se agrupan de acuerdo a su factibilidad técnica y económica en los siguientes grupos: Control Mínimo, Control Básico, Control Complementario y Control Especial.

- I. **PARÁMETROS DE CONTROL MÍNIMO SEGÚN NB 512:** Los parámetros de Control Mínimo de la calidad del agua para consumo humano que deben realizar las EPSA, se presentan en la Tabla 16

TABLA 20. PARÁMETROS DE CONTROL MÍNIMO SEGÚN NB 512

Parámetro	Valor Máximo aceptable
pH	6,5 – 9,0
Conductividad	1.500 $\mu\text{S}/\text{cm}^*$
Turbiedad	5 UNT
Cloro residual	0,2 – 1,0 mg/l
Coliformes termoresistentes	0 UFC/100 ml

* El valor máximo aceptable de la conductividad, se puede expresar también como 1.000 mg STD/l.

- El parámetro temperatura, se debe medir en el punto de muestreo y en laboratorio a tiempo de realizar los análisis. Sirve como referencia para los análisis microbiológicos y para el cálculo del Índice de Langelier.

Fuente: (IBNORCA, 2010)

- II. **PARÁMETROS DE CONTROL BÁSICO SEGÚN NB 512:** Los parámetros de Control Básico de la calidad del agua para consumo humano que deben realizar las EPSA, se presentan en la Tabla 17

TABLA 21. PARÁMETROS DE CONTROL BÁSICO SEGÚN NB 512

Parámetro	Valor máximo aceptable
Físicos	
Color	15 UCV
Químicos	
Sólidos totales disueltos	1.000 mg/l
Químicos Inorgánicos	
Alcalinidad total	370,0 mg/l de CaCO ₃
Calcio	200,0 mg/l
Cloruros	250,0 mg/l
Dureza	500,0 mg/l de CaCO ₃
Hierro total	0,3 mg/l
Magnesio	150,0 mg/l
Manganeso	0,1 mg/l
Sodio	200,0 mg/l
Sulfatos	400,0 mg/l

Fuente: (IBNORCA, 2010)

- III. **PARÁMETROS DE CONTROL COMPLEMENTARIO SEGÚN NB 512:** Los parámetros de Control Complementario de la calidad del agua para consumo humano que deben realizar las EPSA, se presentan en la Tabla 18

TABLA 22. PARÁMETROS DE CONTROL COMPLEMENTARIO SEGÚN NB 512

Parámetro	Valor máximo aceptable
a) Químicos Inorgánicos	
Aluminio	0,1 mg/l
Amoniaco	0,5 mg/l
Arsénico	0,01 mg/l
Boro	0,3 mg/l
Cobre	1,0 mg/l
Fluoruro	1,5 mg/l
Nitritos	0,1 mg/l
Nitratos	45,0 mg/l
Plomo	0,01 mg/l
Zinc	5,0 mg/l
b) Subproductos de la Desinfección	
Trihalometanos totales (THM)	100 µg/l
c) Químicos Orgánicos	
Plaguicidas	
Plaguicidas totales	0,5 µg/l
Plaguicidas individuales(*)	0,1 µg/l
Hidrocarburos	
Hidrocarburos totales (TPH)	10,0 µg/l
Benceno	2,0 µg/l
d) Microbiológicos	
Bacterias	
Coliformes totales	0 UFC/100 ml
Escherichia coli	500 UFC/100 ml
Heterotróficas totales	0 UFC/100 ml
Pseudomonas aeruginosa	0 UFC/100 ml
Clostridium perfringens	0 UFC/100 ml
Parásitos	
Cryptosporidium sp.	Ausencia
Giardia sp.	Ausencia
Amebas	Ausencia

(*) Existen plaguicidas cuyos valores individuales pueden superar el valor máximo aceptable individual o la suma de sus valores individuales superar el valor máximo total. **Fuente:** (IBNORCA, 2010)

3.6.4.1 ANÁLISIS DEL AGUA CONDENSADA

En el presente trabajo de grado se verifican los parámetros de control mínimo según la Norma Boliviana 512, para verificar los parámetros del control de calidad.

A. DETERMINACIÓN DE pH

Según norma el pH debe encontrarse entre 6.5-9, según análisis realizado al agua obtenida con un pH-metro modelo crison ph-meter basic 20, el valor leído es de 7.3, valor que se encuentra dentro de los parámetros básicos permisibles.

B. DETERMINACIÓN DE CONDUCTIVIDAD

Por norma la conductividad del agua debe ser mayor a 1500 $\mu\text{S}/\text{cm}$, utilizando equipo disponible en laboratorio de la carrera de química industrial, se utilizó un conductivímetro modelo METTLER TOLEDO, con el cual se obtuvo un valor de 85 $\mu\text{S}/\text{cm}$, el cual se encuentra muy por debajo de los valores máximos permisibles.

C. DETERMINACIÓN DE TURBIDEZ

Dentro de los parámetros mínimos a cumplir la turbidez del agua obtenida no debe pasar de los 5 UNT (Unidad Nefelométrica de turbidez), la medición de este parámetro se realizó con un turbidímetro modelo TURBIQUANT 1100T, dando un valor de 3.88 UNT.

D. DETERMINACIÓN DE CLORUROS

Este parámetro se determinó en laboratorio por el método de Mhor el cual consiste en una titulación de muestra con una solución de nitrato de plata 0.00141N, en la cual el ion cloruro precipita como cloruro de plata, utilizando cromato de potasio como indicador, cuando se excede el producto de solubilidad del cromato de plata, aparece un precipitado marrón rojizo dando a entender de que todo el cloruro precipitó, es de donde se obtiene el valor de la cantidad de cloruros disueltos. En muestra de agua del sistema se obtuvo 22 mg/L, siendo un valor por debajo de los parámetros de control básico permisibles por la Norma Boliviana 512 que establece como valor permisible 250 mg/L, la presencia de cloruros en el sistema de condensación de agua es extraña, sin embargo se debe tomar en cuenta que el agua que condensa está en contacto directo con el panel del evaporador, lo que puede explicar la cantidad de cloruros que se muestra en el análisis este parámetro puede ser controlado con la implementación de un filtro de agua potabilizador y/o iónico, a la salida del colector en el sistema. *Fuente:* (Espinoza, 2010)

E. DETERMINACIÓN DE COLIFORMES TERMORESISTENTES

Los agentes patógenos transmitidos por el agua constituyen un problema mundial que demanda un urgente control mediante la implementación de medidas de protección ambiental a fin de evitar el incremento de las enfermedades relacionadas con la calidad del agua, El grupo coliforme termo resistente es un grupo de microorganismos capaces de resistir altas temperaturas por lo que no es posible eliminarlos del agua o leche, haciendo hervir estos líquidos, el análisis de este parámetro fue realizado por el Instituto de Ingeniería Sanitaria, el cual devela en sus resultados que la muestra de agua enviada cuenta con una presencia de 0 UFC/100ml ¹⁵

Fuente: (Espinoza, 2010)

¹⁵ UFC.- **unidad formadora de colonias** es una unidad de medida que se emplea para la cuantificación de microorganismos, es decir, para contabilizar el número de bacterias o células fúngicas (levaduras)¹ viables en una muestra líquida o sólida.

Análisis de parámetros adicionales:

F. DETERMINACIÓN DE COLIFORMES TOTALES

El grupo coliforme abarca los géneros *Klebsiella*, *Escherichia*, *Enterobacter*, *Citrobacter* y *Serratia*. Cuatro de estos géneros (*Klebsiella*, *Enterobacter*, *Citrobacter* y *Serratia*) se encuentran en grandes cantidades en el ambiente (fuentes de agua, vegetación y suelos) no están asociados necesariamente con la contaminación fecal y no plantean ni representan necesariamente un riesgo evidente para la salud, el análisis de este parámetro fue realizado por el Instituto de Ingeniería Sanitaria, el cual devela en sus resultados que la muestra de agua enviada cuenta con una presencia de 0 UFC/100ml según NB 512 este valor debe ser de 0 UFC/100ml estando dentro de los parámetros dictados por la norma, así mismo un filtro UV puede asegurar que este valor se mantenga en 0 UFC/100ml, debido a que estos parámetros pueden variar según el lugar de emplazamiento, una alternativa más económica es la modificación del diseño del equipo para su adaptación del método SODIS de desinfección por luz solar.

Fuente: (Espinoza, 2010)

G. DETERMINACIÓN DE SÓLIDOS DISUELTOS

Por NB 512 este valor no debe superar los 1000 mg/L, La medición de este parámetro se realiza con el mismo equipo con el que se realizó la medición de turbiedad METTLER TOLEDO, cuyo valor de parámetro es 800 mg/L

H. DETERMINACIÓN DE LA DUREZA TOTAL

Las aguas comúnmente se clasifican por su dureza de la siguiente forma:

- 0-75 Blandas
- 75-150 moderadamente duras
- 150-300 duras
- 300 y más muy duras

La dureza del agua es causada por cationes metálicos polivalentes. Estos iones pueden reaccionar con jabón para formar precipitados y con ciertos aniones presentes en el agua para formar costras, los principales cationes causantes de la dureza son los iones de calcio, magnesio bivalentes, estroncio, hierro ferroso e ion manganeso, la dureza del agua se ocasiona en gran medida de su contacto con el suelo y formaciones rocosas, este parámetro se mide en laboratorio por titulación con EDTA, utilizando la sal di sódica de EDTA, que forman agentes muy estables con iones de calcio y magnesio y otros iones divalentes, esta titulación se lleva a cabo hasta que el EDTA se encuentre en exceso y los iones que causan la dureza ya formaron complejos, para conocer este punto se utiliza negro de eriocromo T como indicador, pasando de un color azul a un color vino, por este método se determinó que la dureza total del agua obtenida por punto de rocío es de 0.80 mg/L de CO_3Ca , clasificándola como BLANDA.

Fuente: (Espinoza, 2010)

I. DETERMINACIÓN DE ALCALINIDAD

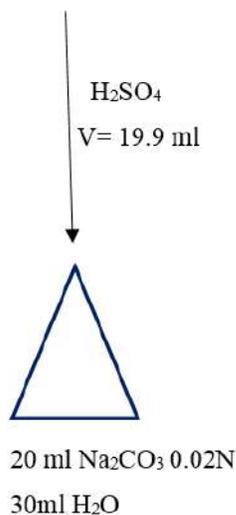
La alcalinidad del agua es la medida de su capacidad para neutralizar ácidos, la alcalinidad de aguas naturales se debe principalmente a las sales de ácidos débiles, aunque las bases débiles o fuertes también pueden contribuir. Los bicarbonatos son los que más contribuyen a este parámetro, en ciertas ocasiones las aguas naturales pueden ser alcalinas debido a cantidades apreciables de hidróxido y carbonatos, esta tiene poca importancia en la salud pública, debido a que tienen muy mal sabor, es medida volumétricamente con ácido sulfúrico 0.02 N y se expresa como equivalentes de CaCO_3 . Para muestras cuyo pH inicial está por

encima de 8.3, la titulación se hace en dos fases. La primera transcurre hasta cuando el pH baja a 8.3, punto en el cual el indicador de fenolftaleína cambia de rosado a incoloro. La segunda fase progresa hasta cuando el pH baja alrededor de 4.5, nivel que corresponde al punto final del verde de bromocresol. Cuando el pH de una muestra es menor que 8.3 se hace una titulación única para un pH de 4.5, en cuanto al agua obtenida por el equipo del sistema propuesto se realizó una única titulación con verde de bromocresol, dando un valor de 17.2 mg/l CaCO₃ comparando con parámetros de control básico permisibles de la norma boliviana 512 este está muy por debajo del máximo permisible el cual es 370 mg/L CaCO₃.

Fuente: (Espinoza, 2010)

ESTANDARIZACIÓN DE ÁCIDO SULFÚRICO

Para la determinación de la alcalinidad se debe tener una solución de ácido sulfúrico estandarizado, por titulación con Na₂CO₃ 0.02N



PRIMERO:

$$C_1V_1 = C_2V_2$$

$$0.02 \times 20 = 50 \times C_2$$

$$C_2 = 0.008N$$

CONCENTRACIÓN:

$$50\text{ml Na}_2\text{CO}_3 \times \frac{0.008 \text{ Eq-g Na}_2\text{CO}_3}{1000\text{ml}} \times \frac{1\text{mol Na}_2\text{CO}_3}{2 \text{ Eq-g Na}_2\text{CO}_3} \times \frac{1\text{mol H}_2\text{SO}_4}{1\text{mol Na}_2\text{CO}_3} \times \frac{2 \text{ Eq-g}}{1 \text{ mol H}_2\text{SO}_4} \times \frac{1}{0.0199\text{L}} =$$

0.02N H₂SO₄

ALCALINIDAD:

RESULTADO DE TITULACIÓN	ALCALINIDAD DE HIDRÓXIDOS	ALCALINIDAD DE CARBONATOS	ALCALINIDAD DE BICARBONATOS
F= 0	0	0	T
F < ½ T	0	2 F	T 2-F
F= ½ T	0	2 F	0
F > ½ T	2 F-T	2 (TF)	0
F= T	T	0	0

H₂SO₄ 0.02N
V=0.86ml

H₂O 50 ml

$\text{H}_2\text{SO}_4 \longrightarrow 2\text{H}^+ + \text{SO}_4^{2-}$
 $\text{H}^+ + \text{HCO}_3^- \longrightarrow \text{H}_2\text{CO}_3$

Caso 1 F=0

$$0.86\text{ml H}_2\text{SO}_4 \times \frac{1\text{L}}{1000\text{ml}} \times \frac{0.02 \text{ Eq-g H}_2\text{SO}_4}{1\text{L}} \times \frac{1\text{mol H}_2\text{SO}_4}{2\text{Eq-g H}_2\text{SO}_4} \times \frac{1 \text{ mol HCO}_3}{1 \text{ mol H}_2\text{SO}_4} \times \frac{1 \text{ mol H}_2\text{CO}_3}{1 \text{ mol HCO}_3} \times \frac{1 \text{ mol CaCO}_3}{1 \text{ mol H}_2\text{CO}_3} \times \frac{1000 \text{ ml}}{50 \text{ ml}} \times \frac{100 \text{ g}}{1\text{L}} \times \frac{1000 \text{ mg}}{1\text{g}} = 17.2 \text{ mg/L CaCO}_3$$

5. CONCLUSIONES



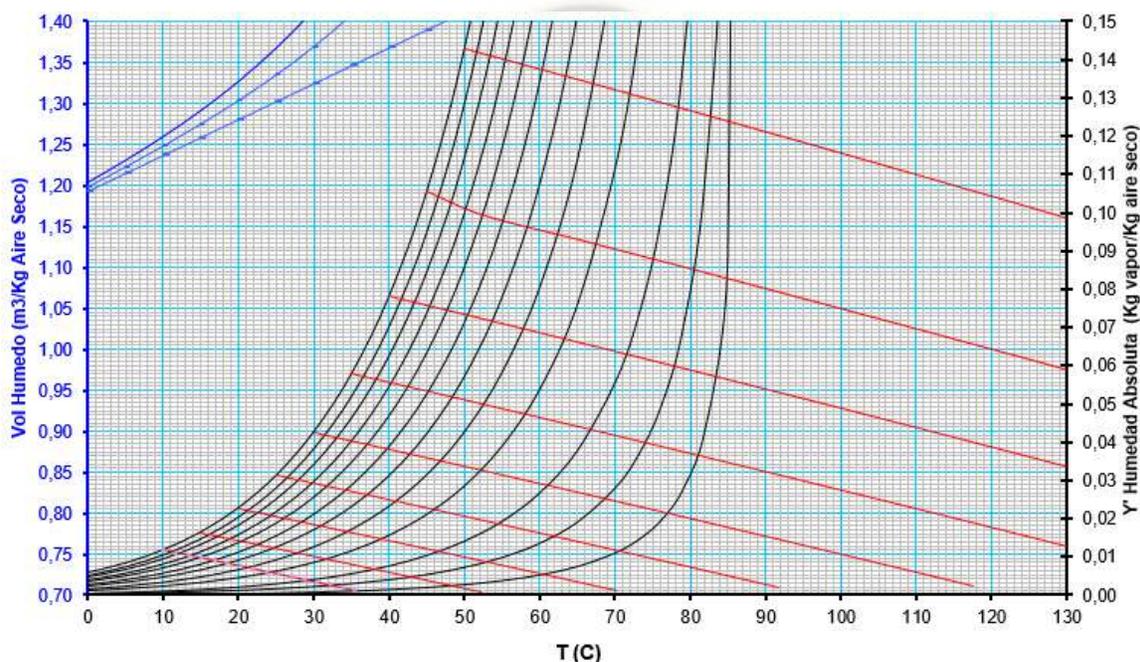
Los resultados y conclusiones expuestos en este documento son fruto de experimentación realizada en la ciudad de La Paz, Av. Illimani, bajo las siguientes condiciones:

Presión Atmosférica: 492.72 mmHg

Temperatura: 9 °C

Humedad: 64 %

GRÁFICO 13. CARTA PSICROMÉTRICO A P= 492.72 mmHg



Fuente: Elaboración Propia

Donde la temperatura de rocío es de 8°C, las condiciones climatológicas de la ciudad de la paz son menos favorables que las del municipio de cajuata, por lo cual es ideal realizar las pruebas del sistema bajo estas condiciones, eso quiere decir que si el sistema es capaz de condensar agua bajo estas condiciones, por lógica es capaz de condensar agua a las condiciones del municipio para el cual el sistema fue desarrollado.

5.1 CONCLUSIONES OBJETIVO GENERAL

El sistema cumple con el objetivo planteado de obtener agua por condensación atmosférica, con un rendimiento aproximado de 71 %, obteniendo un volumen de agua aceptable para una familia estándar del departamento de La Paz.

Como se muestra en el punto 4.4 el agua obtenida cumple con las condiciones mínimas dictas por la Norma Boliviana 512:

TABLA 23. PARÁMETROS DE LA CALIDAD DEL AGUA OBTENIDA

PARÁMETROS DE LA CALIDAD DEL AGUA OBTENIDA
pH=7.3
Conductividad=85 μ S/cm
Turbidez=3.88 UNT
Cloruros=22 mg/L
Coliformes Termorresistentes= 0 UFC/100ml
Coliformes Totales=0 UFC/100ml
Dureza Total=0.80 mg/L de CO_3Ca (BLANDA)
Alcalinidad=17.2 mg/L CaCO_3

Fuente: Elaboración propia

5.2 CONCLUSIONES OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Por información recolectada del SENAMHI, oficina rural de contingencias, área técnica de la oficina municipal de Cajuata, se realizó una comparativa y análisis de datos disponibles, por la falencia de información fue necesario utilizar datos de comunidades vecinas al área de interés, datos igual utilizados en el PTDI del Municipio de Cajuata, con estos se pudo definir las condiciones climatológicas del municipio a las que el equipo trabajara.

TABLA 24. DATOS TÉCNICOS DEL MUNICIPIO DE CAJUATA

DATOS TÉCNICOS DEL MUNICIPIO DE CAJUATA	MAX.	MED.	MIN.
Dirección y velocidad del viento	N 70.4	N 13.8	-
Temperatura (°C)- Est. Inquisivi	24.5	18.3	12.2
Temperatura (°C)- Est. Chorocona	23.7	16.7	9.7
Presipitación	frecuencia (días) 108.1	Max. En 24hrs. (mm) 72.4	MEDIA (mm) 98.2
Humedad relativa (%)	88.8	87.3	85.7
Altura msnm	1682		
Presión atmosférica	624.60 mmhg = 0.82 Atm		

Fuente: Elaboración propia

- Gracias al análisis de datos climatológicos fue posible el análisis psicrométrico para definir el rango de temperatura a la que tienen que estar el evaporador, la cual debe ser entre 5° y 13° Celsius, rango a la que el vapor de agua condensa (temperatura de rocío). (ANEXO 11)
- Con la recolección de información y análisis realizados se pudo definir el funcionamiento del sistema estableciendo los parámetros y temperaturas óptimas para la obtención de agua por punto de rocío, así mismo se puede señalar los parámetros de funcionamiento del sistema que son:

- **Condiciones mínimas de funcionamiento :** T= 15°C, Hr=40%
- **Condiciones máximas de funcionamiento :** T= 40°C, Hr=95%

Entre estos parámetros es posible condensar agua, la cantidad de esta varía según a humedad relativa del medio, obteniendo aproximada mente 1,5 L de agua por hora

- Así con la información colectada, y las simulaciones realizadas fue posible el diseño y la construcción de un sistema que cumpla el objetivo propuesto (ANEXO 23), obteniendo agua por punto de rocío, enfriando un flujo de aire con los siguientes parámetros:

TABLA 25. DATOS TÉCNICOS DEL SISTEMA DE OBTENCIÓN DE AGUA

Potencia	10Kw,220V/50Hz	
Capacidad de producción	70 L/día (a 17°C y 80%)	
Compresor	1.090 Kw/h	
Condiciones de trabajo	15°C a 40°C y 35% a 95%	
Refrigerante	R410A	
Tamaño	95 – 76.5 – 44.5 cm	

Fuente: Elaboración propia

- Después de las pruebas realizadas y la verificación de funcionamiento a las temperaturas definidas por el análisis psicrométrico realizado, se realizó las pruebas en laboratorio para el Municipio de Cajua, de la provincia Inquisivi, donde se verifico la obtención de agua con un rendimiento del 71%, obteniendo aproximadamente 50 litros de agua al día. (ANEXO 25-B,C)

El sistema desarrollado en este proyecto de grado aplica teoría para la condensación de agua bajo las condiciones climatológicas del municipio de Cajuata de la Provincia Inquisivi Del departamento de la paz, sin embargo su emplazamiento no se limita a esta área geográfica, el rendimiento se incrementa bajo condiciones favorables, dejando claro que el sistema es capaz de condensar agua en otros departamentos de Bolivia, de la misma forma el equipo coadyuva al abastecimiento de agua que es un problema a nivel mundial y creciente por diferentes factores que limitan el acceso al vital elemento.



6. RECOMENDACIONES



- Se recomienda instalar un presostato de baja para el control de la presión en el compresor, controlado la presión y evitando que baje del valor establecido, esto con el fin de controlar la compresión, regular la temperatura del refrigerante y proteger el compresor como medida de seguridad.
- Válvula de solenoide o electroválvula para controlar el flujo del refrigerante y poder interrumpirlo cuando este se desvíe de los valores establecidos evitando que la temperatura descienda a un valor menor a 0°C, para evitar el punto de congelación del agua obtenida y la generación de escarcha en el evaporador, la cual puede afectar considerablemente al proceso.
- Tendremos un controlador, el cual servirá para programar y controlar el presostato, así como también programar presiones, definidas, e intervalos de trabajo de la electroválvula
- Válvula de Expansión.- Tomando en cuenta que una temperatura bajo los 0°C en el evaporador, la producción de escarcha en el sistema es un problema que afecta la eficiencia del mismo y puede dañar el compresor produciendo cavitación, por tal motivo la temperatura del evaporador debe estar entre la temperatura límite y la temperatura de rocío, Esto permitirá aumentar el caudal de agua obtenido por unidad de flujo de aire, esto se puede lograr con una válvula de expansión, la que es capaz de controlar las condiciones del refrigerante a la entrada del evaporador.
- Higrómetro.- para conocer la humedad relativa del aire de entrada al equipo.
- Filtro potabilizador del agua.- el sistema cumple con la obtención de agua por punto de rocío en condiciones climatológicas del municipio de cajuata de la provincia Inquisivi, sin embargo según el análisis realizado al agua se definió que esta no es apta para consumo humano según indica la norma boliviana 512, por tal motivo un filtro potabilizador es solución suficiente para llegar a los parámetros permisibles.

- Contribuyendo con el medio ambiente el sistema se puede construir con partes de refrigeradores en desuso, así mismo, se puede, reemplazar el uso del refrigerante bombeando agua fría en el sistema, y para su emplazamiento en lugares donde no se cuente con electrificado, al sistema se puede adaptar un panel de energía solar, para su purificación es posible adaptar el método SODIS de purificación por UV, también se recomienda adaptar una bomba para facilitar la extracción del agua obtenida del depósito.
- En el sistema ya armado se recomienda el uso del refrigerante R507 C el cual es un refrigerante puro, por tal motivo su comportamiento, en el ciclo es más adecuado, al realizar el cambio de refrigerante será necesario la instalación de una válvula de expansión, la cual controlara la entrada al evaporador, con el refrigerante ya en estado gaseoso saturado facilitado la llegada al punto de sobrecalentamiento, y así evitando el ingreso de líquido al compresor, incrementando considerablemente el rendimiento del sistema.
- Para evitar el cambio de refrigerante y sustitución de capilar por válvula de expansión se recomienda la instalación de un intercambiador de calor, el cual ayuda la formación de gas instantáneamente a la entrada del compresor, así evitando su rápido deterioro

7. BIBLIOGRAFÍA

- Aaps, a. D. (2016). *Resolución administrativa regulatoria aaps, n° 81/2012*. La paz: ministerio de medio ambiente y agua. Obtenido de <http://www.anesapa.org/wp-content/uploads/docs/rar/rar-81-2012.pdf>
- Absorsistem. (junio de 2017). *Absorsistem*. Obtenido de <http://www.absorsistem.com/tecnologia/compresion/ciclo-de-compresion>
- Accuweather. (agosto de 2017). *Accuweather*. Obtenido de <https://www.accuweather.com/es/cl/san-pedro-de-atacama/57225/current-weather/57225>
- Adital. (2008). Obtenido de <http://www.adital.com.br/site/noticia.asp?lang=es&cod=20720>
- Airwatersystems. (2015). Obtenido de www.airwatersystems-awb500.com/especifications
- Aroca lastra s., v. (2012). *Maunual de instalaciones de climatizacion*. Madrid: uned.
- Basicos, m. D. (2001-2010). *Ministerio de vivienda y servicios basicos*. Obtenido de <http://www.bvsde.paho.org/bvsacd/cd66/plannalsbv1.pdf>
- Bolivia, e. P. (2009). *Constitución política del estado*. *Gaceta oficial del estado plurinacional de bolivia*, 7 de febrero de 2009. Obtenido de <http://www.gacetaoficialdebolivia.gob.bo/index.php/normas/lista/9>
- Calidad, p. D. (febrero de 2008). Obtenido de <http://www.saguapac.com.bo/aplicacion/vista/politica-calidad.html>
- Castellan, g. W. (1998). *Fisicoquimica*. Mexico: addison wesley.
- Çengel, y. A. (2017). *Termodianamica (octava ed.)*. Buenos aires: mc graw hill.
Recuperado el 22 de noviembre de 2017
- Climático, c. M. (1992). *United nation climate change*. Obtenido de http://unfccc.int/portal_espanol/informacion_basica/la_convencion/items/6196.php
- Codoceo, f. (22 de diciembre de 2014). *Veoverde*. Obtenido de <https://www.veoverde.com/2014/12/chilenos-inventan-una-maquina-que-transforma-el-aire-en-agua-potable/>
- Conditioning, c. A. (2009). *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: marcombo s.a.
- Copco, a. (15 de junio de 2017). Obtenido de atlas copco: <http://www.atlascopco.es/es-es>

- Danfoss. (15 de junio de 2017). Obtenido de zelsio:*
<http://www.refrigeracionzelsio.es/compresores-y-bombas-de-refrigeracion/548-compresor-hermetico-danfoss-maneurop-mt100hs4dve.html>
- Dantherm. (06 de 2017). Obtenido de*
<https://www.dantherm.com/fr/d/%c3%a9shumidification/comment-choisir-un-d/%c3%a9shumidificateur/comment-fonctionne-un-deshumidificateur/>
- Diaz, i. M. (2002). Universidad de bogota jorge tadeo lozano. Obtenido de facultad de ingenieria.*
- Dirección distrital de educación cajuata- licoma. (2012). Dirección distrital de educación. Obtenido de* <http://adminweb.ddeduclpz.gob.bo/pr/documentos/distritales/2037.pdf>
- Dossat, r. J. (15 de abril de 2011). Obtenido de*
<https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>
- Earth, g. (septiembre de 2018). Google earth. Obtenido de*
<https://earth.app.goo.gl/?apn=com.google.earth&ibi=com.google.b612&isi=293622097&ius=googleearth&link=https%3a%2f%2fearth.google.com%2fweb%2f%40-16.70014836,-67.17012717,1636.86560803a,2531.07580608d,35y,-27.0000548h,0.1543076t,0r>
- Espinoza, l. G. (2010). Aplicada inorganica qmc303. La paz: umsa.*
- Fao. (2016). Fao.org. Obtenido de*
<http://www.fao.org/nr/water/aquastat/didyouknow/indexesp.stm>
- Flores, c. C. (30 de noviembre de 2015). Elementos para un análisis. Obtenido de el proyecto de ley de servicios de agua potable y alcantarillado sanitario "agua para la vida: <http://web.archive.org/web/20140811222405/http://aguabolivia.org/>*
- Fps. (2017). Fondo nacional de inversión productiva y social . La paz, murillo, bolivia.*
- Frio, c. Y. (2002). Caloryfrio.com. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-acondicionado-comercial/compresor-de-aire-acondicionado.html>*
- Frionline. (2012). Frionline. Obtenido de <http://frionline.net/articulos-tecnicos/219-carga-de-refrigerante-r410a-lo-que-el-tecnico-debe-saber.html>*
- Gabinete paralelo. (21 de mayo de 2012). Obtenido de*
http://gabinete.org.ar/mayo_2012/aguayenergia.htm

- Gonzales, a. (2013). *Sistemas convencionales de abastecimiento de agua*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/aneurygonzalez/sistemas-convencionales-de-abastecimiento-de-agua>
- Hogar, s. (2015). Obtenido de la gran enciclopedia ilustrada: https://www.salohogar.net/salones/ciencias/1-3/el_aire/el_aire.htm
- Ibnorca. (diciembre de 2010). *Ministerio medio ambiente y agua*. Obtenido de mmaya: http://www.anesapa.org/wp-content/uploads/2014/07/nb512ap_requisitos-ene2011.pdf
- Icematic. (10 de febrero de 2010). *Full gauge*. Obtenido de fullgauge.com: <http://www.fullgauge.com/es/>
- Incropera f.p., d. W. (1999). *Fundamentos de la transferencia de calor*. Mexico: prentice hall.
- Ine, e. P. (2012). *La paz, bolivia: instituto nacional de estadísticas*. Obtenido de censo 2012: indicadores a nivel municipal. : bolivia. Estado plurinacional, de. Ine (2016). *Censo 2012: indicadores a nivel municipal*http://censosbolivia.ine.gob.bo/sites/default/files/documentos_descargas/indicadores_municipios_
- Ine-cnpv. (24 de enero de 2012). *Instituto nacional de estadística*. Obtenido de ine: <http://censosbolivia.ine.gob.bo/webine/photo-gallery/bolivia-por-municipios-cnpv-2012-poblaci%c3%b3n>
- Inesad, f. (2016). *El abc del desarrollo de bolivia*. La paz: inesad. Obtenido de www.inesad.edu.bo
- Info-spie, m. D. (2017). *Info-spie*. Obtenido de <http://si-spie.planificacion.gob.bo/>
- Ised. (01 de marzo de 2011). *Ised.com*. Obtenido de instituto superior de estudios: <https://www.ised.es/articulo/salud-y-bienestar/tipos-de-aguas-mineromedicinales/>
- Laboratorio, e. Y. (octubre de 2012). *Equipoe y laboratorio de colombia*. Recuperado el enero de 2017, de http://www.equiposylaboratorio.com/sitio/contenidos_mo.php?it=3315
- Ley 602, p. A. (14 de noviembre de 2014). *Ley 602. Ley de gestion de riesgos*. La paz, bolivia.

- Mario, h. (abril de 2015). *Operaciones de separacion. Huidificacion. La paz: umsa.*
Recuperado el 16 de enero de 2018
- Martinez, c. (2010). *Mecanica de fluidos. Madrid.*
- Martinez, s. (2014). *Slideplayer. Recuperado el 11 de enero de 2018, de*
<http://slideplayer.es/slide/117695/>
- Micron. (2013). *Water micron. Obtenido de*
www.micronwatersistem.com.rus/especifications
- Miranda, b. (2016). *Bbc mundo. Obtenido de* <http://www.bbc.com/mundo/noticias-america-latina-38032745>
- Miranda, b. (21 de noviembre de 2016). *Bbc mundo. Obtenido de*
<http://www.bbc.com/mundo/noticias-america-latina-38032745>
- Municipio cajuata. (2007). *Diagnóstico plan de desarrollo municipal de "cajuata" 2007 - 2011. Cajuata.*
- Nergroup. (octubre de 2013). *Congreso.gob.pe. Obtenido de zabalketa:*
[http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/b0f868a4b8bae93705257cbc004fa71a/\\$file/1_informe_tecnico_final.pdf](http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/b0f868a4b8bae93705257cbc004fa71a/$file/1_informe_tecnico_final.pdf)
- Ocon-tojo, j. O.-g. (1963). *Problemas de ingenieria quimica tomo I. Madrid: aguilar.*
- Oms. (2000). *Organizacion mundial de la salud-informe sobre la salud en el mundo.*
Obtenido de <http://www.who.int/whr/2000/es/>
- Oms/unicef. (2016). *Programa de monitoreo conjuntode agua potable y saneamiento de la organizacion mundial de la salud. Unicef.*
- Onu. (2015). *World urbanization prospects, the 2014 revision new york: unated nations.*
New york: desa.
- Pablos, f. J. (25 de septiembre de 2013). *Obtenido de monografias:*
<http://www.monografias.com/trabajos-pdf5/aire-acondicionado-y-refrigeracion-notas/aire-acondicionado-y-refrigeracion-notas.shtml>
- Paraninfo, t. (2002). *Smc international training neumatica. Obtenido de*
<http://isa.uniovi.es/docencia/autom3m/temas/tema3-2.pdf>
- Pdm, i. A. (2006). *Plan de desarrollo municipal. Obtenido de*
<http://autonomias.gobernacionlapaz.com/sim/municipio/pdm/cajuata2006-2009.pdf>
- Ptdi, c. (2016). *Ptdi, plan territorial de desarrollo integra. La paz.*

Quimica, I. G. (2012). *Laguiaquimica.com*. Obtenido de <https://quimica.laguia2000.com/quimica-inorganica/azeotropo>

Quintero, R. (2012). *Scrib*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/94734799/caracteristicas-del-compresor-rotativo>

Rae. (octubre de 2017). *Real academia de la lengua española*. Obtenido de <http://www.rae.es/>

Rater, E. (2012). Obtenido de <https://pensamientoscaprichosos.blogspot.com/2012/01/el-agua-eolica.html>

Refrigerantes, E. E. (2000). *Gasservei*. Obtenido de <https://www.gasservei.com/es/componentes/sustitutos-directos-del-r12/r-410a>

Refrigerants, H. (18 de febrero de 2015). Obtenido de monografias: <http://www.monografias.com/trabajos104/evaluacion-aire-acondicionado-pared-diferentes-cargas-propano/evaluacion-aire-acondicionado-pared-diferentes-cargas-propano2.shtml>

Rodriguez, P. (junio de 2016). *Upm*. Obtenido de universidad politecnica de madrid: http://oa.upm.es/42784/1/tfg_pablo_rodriguez_pajaron.pdf

Saneamiento, P. N. (2006-2015). *Plan nacional de saneamiento*. Obtenido de <http://www.bvsde.paho.org/bvsacd/cd51/plan-saneamiento.pdf>

Senamhi. (2003-2017). *Estacion chorocona. Estacion meteorologica, la paz*. Recuperado el julio de 2017

Senamhi. (2017). *Modulo mecapaca 2005-2016. La paz: marzo*.

Sismet. (2017). *Senamhi*. Obtenido de <http://www.senamhi.gob.bo/sismet/>

Soft112. (2012). *Soft112*. Obtenido de <https://psychrometric-plus-duct-calculator.soft112.com/>

Soloarquitectura. (20 de mayo de 2007). Obtenido de soloarquitectura: <https://www.soloarquitectura.com/foros/threads/factor-by-pass-bateria-climatizacion.13613/>

Tandildiario. (17 de abril de 2016). Obtenido de tandildiario: <http://www.tandildiario.com/noticias/tecnolog%c3%ada/133242:9/una-botella-es-capaz-de-convertir-el-aire-en-agua.html>

- Todo.com, m. S. (2016). Mesetodo.com. Obtenido de <http://med.se-todo.com/law/5610/index.html>*
- Toro, j. F. (febrero de 2006). Departamento de ingeniería energética y mecánica de fluidos. Obtenido de ashrae: http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/apuntes/coleccion_tablas_graficas_ifc.pdf*
- Twenergy. (2 de julio de 2014). Obtenido de twenergy: <https://twenergy.com/a/atrapanieblas-exprimiendo-nubes-para-captar-agua-553>*
- Udape, u. D. (2016). Progresos en el acceso a fuentes mejoradas de agua e instalaciones mejoradas de saneamiento en Bolivia. La paz. La paz: unicef.*
- Unam. (2012). Diccionario unam. Recuperado el agosto de 2017, de unam: <http://www.cch-naucalpan.unam.mx/pd/mdexperimentales/md9/pdf%20listos/glosario.pdf>*
- Unam, u. N. (2016). Unam. Obtenido de <http://tuxchi.iztacala.unam.mx/cuaed/fisicoquimica/pdf/barom.pdf>*
- Unet. (2008). Unet.com. Obtenido de unet: http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/f_de_t-152.htm*
- Unicef, & oms. (2015). Progress on sanitation and drinking water: 2015 update and mdg assessment. Ginebra: oms. Obtenido de http://www.unicef.org/publications/files/progress_on_sanitation_and_drinking_water_2015_update_.pdf*
- Unodc. (2009). Proyecto f-57. Cochabamba: unodc. Obtenido de https://www.unodc.org/bolivia/es/presentacion_informe_coca.html*
- Villafán, á. (02 de marzo de 2017). La razón. Obtenido de http://www.la-razon.com/index.php?_url=/ciudades/agua-lapaz-fuentes-aliviar-deficit_0_2665533445.html*
- Vortice. (2014). Catalogo. Obtenido de vortice.com: http://www.vortice.it/media2/matele/italiano/doc_publicita_climatizzazione_129371.pdf*
- Wwap. (2016). Unesdoc. Obtenido de <http://unesdoc.unesco.org/images/0024/002452/245229e.pdf>*
- Yang, y. (enero de 2016). Psychrometric chart+duct calculator software. New York, New York, United States. Recuperado el 20 de enero de 2018, de <http://www.flycarpet.net/>*

Zaavedra, y. (1 de septiembre de 2015). Obtenido de <http://es.gizmodo.com/esta-torre-de-bambu-extrae-agua-del-mismo-aire-para-pal-1678626023>

Zuber, f. Y. (1955). *Nuclear engineering handbook, second edition.* Henneth.



8. GLOSARIO

Batería: Intercambiador de calor en el que uno de los fluidos es aire.

CFC: Refrigerantes a base de clorofluorocarburos. Tienen un alto potencial de agotamiento de la capa de ozono, por lo que su uso no está permitido.

Cavitación: Fenómeno que ocurre en compresores cuando se aspira líquido en el seno del gas. Puede dañar gravemente el compresor.

Ciclo de compresión mecánica simple: Ciclo termodinámico que consigue extraer calor de un foco frío y devolverlo a otro más caliente por la acción de un compresor.

Compresor: Máquina que eleva la presión de un caudal de gas a expensas de una potencia mecánica.

Condensador: En un ciclo de compresión mecánica simple, intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante se condensa cediendo calor al foco caliente.

COP: Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de potencia eléctrica aportada al sistema.

DVU: Desplazamiento volumétrico unitario del compresor.

Diagrama psicrométrico: Representación gráfica de la temperatura, contenido de vapor, volumen específico y entalpía del aire húmedo en condiciones ambientales.

Eficiencia termodinámica del ciclo: Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de trabajo mecánico reversible en la compresión.

Emplazamiento: Poner una cosa en un determinado lugar

Entalpía latente: Componente de la entalpía del aire húmedo debida a la presencia de vapor de agua.

Entalpía sensible: Componente en la entalpía del aire húmedo debida a su temperatura.

Evaporador: En un ciclo de compresión mecánica simple, intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante se evapora absorbiendo calor del foco frío.

Factor de by-pass: Medida de la eficiencia del intercambio térmico entre una batería y un flujo de aire.

GWP: Medida en la que un gas de efecto invernadero determinado contribuye al calentamiento global. Toma como referencia el la cantidad de CO₂ que causaría el mismo efecto invernadero en un intervalo determinado de tiempo (20, 100 o 500 años).

Grado de saturación: En psicrometría, relación ente la humedad absoluta de una masa de aire húmedo y la que tendría si estuviera saturado a la misma P y T.

HFC: Refrigerante a base de fluorocarburos. Presentan un mejor comportamiento ambiental que los CFCs, pero contribuyen al efecto invernadero.

Humedad absoluta: Masa de vapor de agua contenido en la unidad de masa de aire seco.

Humedad relativa: Relación entre la presión parcial del agua en el aire seco y su presión de saturación con las mismas condiciones. Es una forma de medir la saturación relativa de una masa de aire.

Máquina frigorífica: Dispositivo que consigue enfriar un foco frío.

Mariposa: Dispositivo que regula el caudal de aire a través de un conducto.

Niebla: En psicrometría, estado en el que el aire presenta más humedad de la que es capaz de diluir. Por tanto, parte de la humedad se encuentra en forma líquida dispersa en el aire.

ODP: Capacidad de destrucción de una gas sobre el ozono estratosférico, referenciado al mismo volumen de CFC-11 (que toma valor 1). Los libres de cloro tienen ODP=0.

Ósmosis inversa: Proceso para la obtención de agua dulce a partir de agua salada, por medio de someter a un volumen de agua a una presión superior a la osmótica, para que atraviese una membrana semipermeable, que las sales no pueden atravesar.

PAO: Ver ODP.

PCA: Ver GWP.

Presión de vapor: Presión a la que una sustancia comienza el cambio de fase líquido a gaseoso a una determinada temperatura.

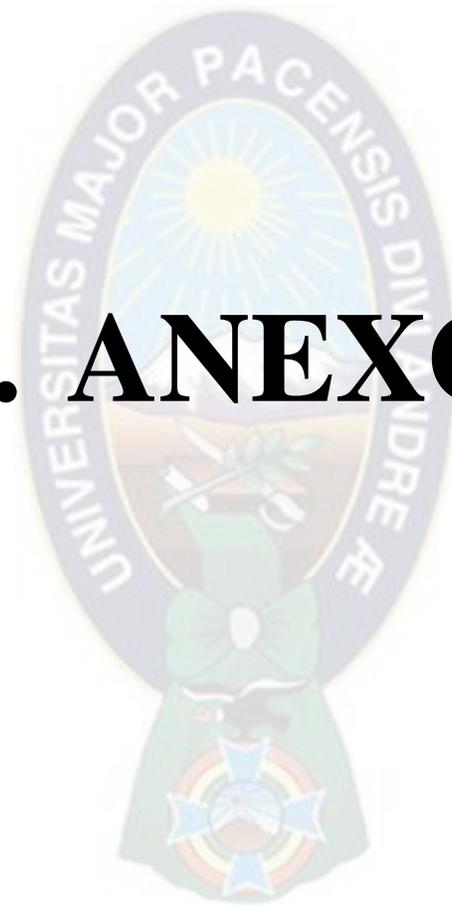
Psicrometría: Ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo.

Rendimiento isentrópico: Se refiere al rendimiento térmico de la máquina, comparándolo con el que tendría si efectuase el mismo salto de presiones por vía isentrópica.

Rendimiento volumétrico: Hace referencia a la cantidad de volumen que el compresor presuriza con relación al que aspira. Es una medida del aprovechamiento de su volumen.

Temperatura de rocío: En psicrometría, temperatura a la que aparece la primera gota de agua condensada en un aire determinado.

9. ANEXOS



ANEXO 1 ATRAPANIEBLAS

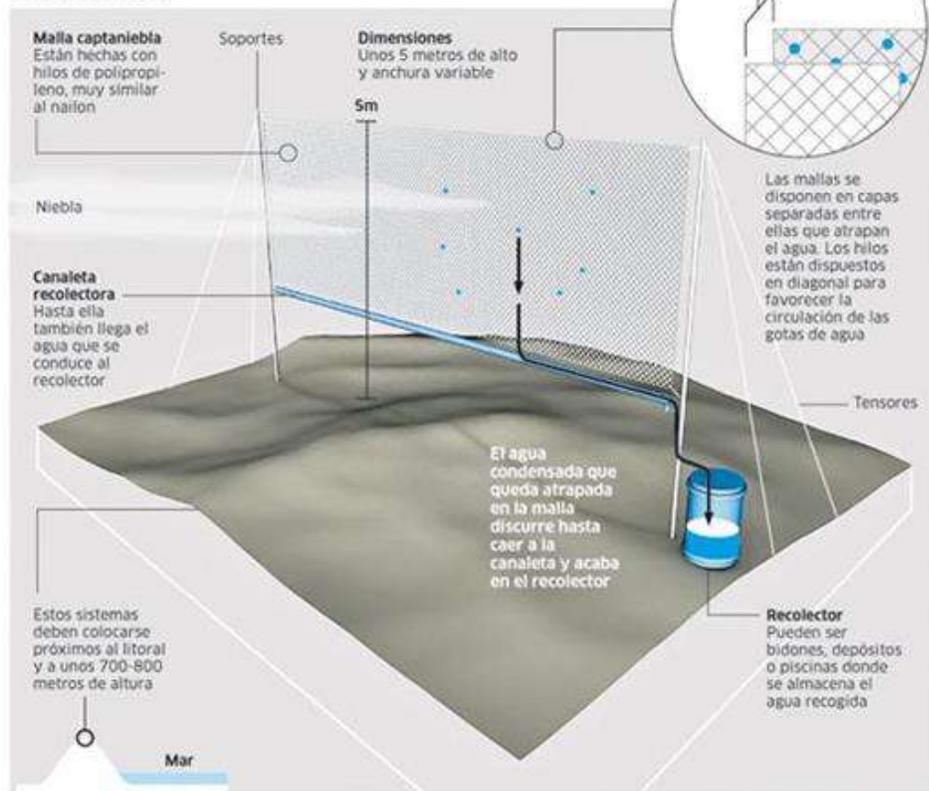
El sistema atrapanieblas

Cómo se forman las brumas

El sistema de atrapanieblas es aplicable en zonas elevadas y húmedas del litoral donde se forman nieblas de advección

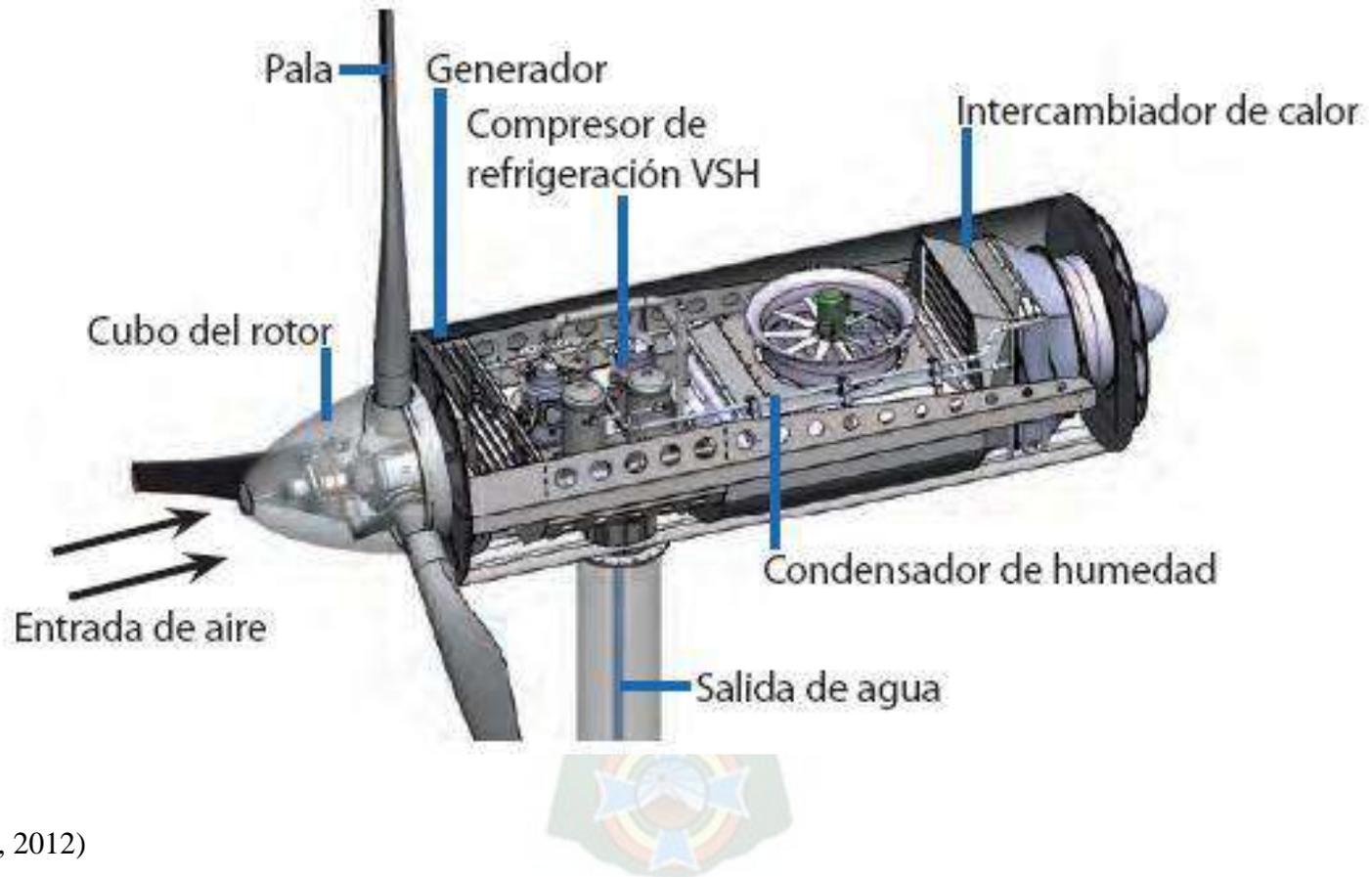


La instalación



Fuente: (TWENERGY, 2014)

ANEXO 2 EOLEWATER.

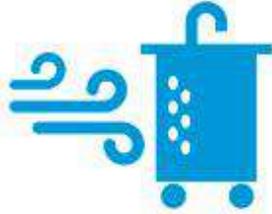


Fuente: (rater, 2012)

ANEXO 3 FRESHWATER

Así funciona

1 Recolecta agua a través del proceso de condensación.



Entradas de aire

2 El dispositivo acelera el ciclo natural del agua, generando lluvia en su interior.



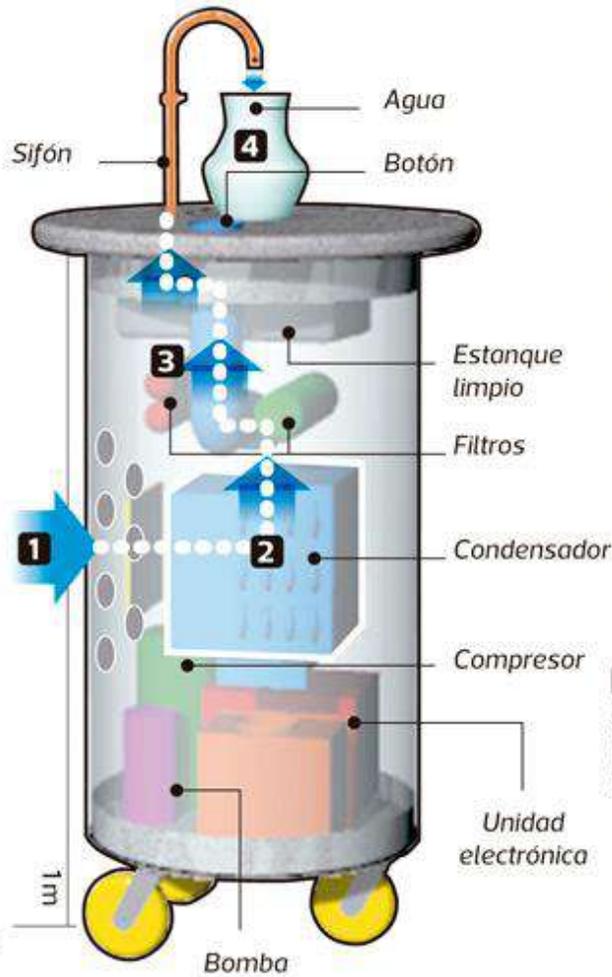
Condensador

3 El aparato filtra las impurezas del aire para entregar agua pura.



Filtro

4 Finalmente el agua es extraída por un tubo de cobre pulsando un botón.



Características



Puede recolectar:
35 litros



Precio:
\$ 600 mil



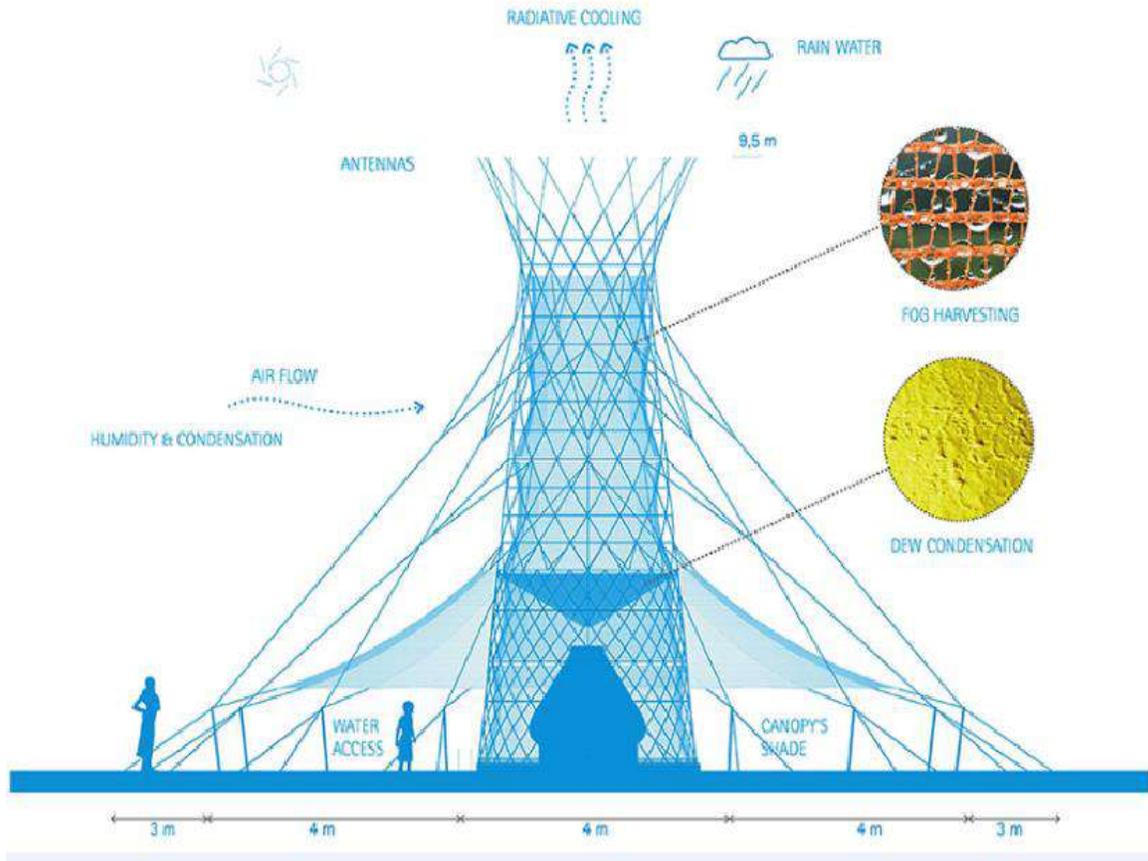
Peso:
35 kg



Alimentación:
Eléctrica o solar

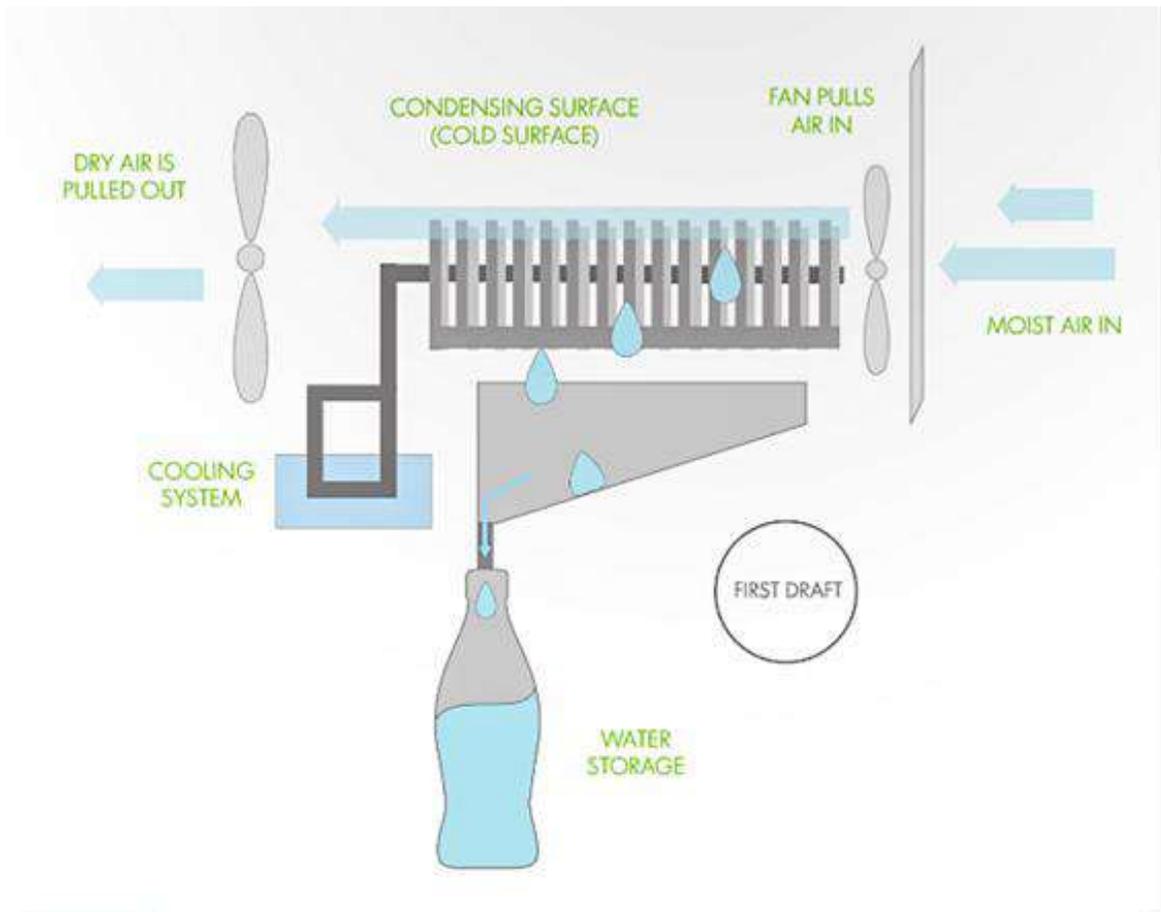
Fuente: (CODICEO, 2014)

ANEXO 4 WARKA WATER



Fuente: (CODOCEO, 2014)

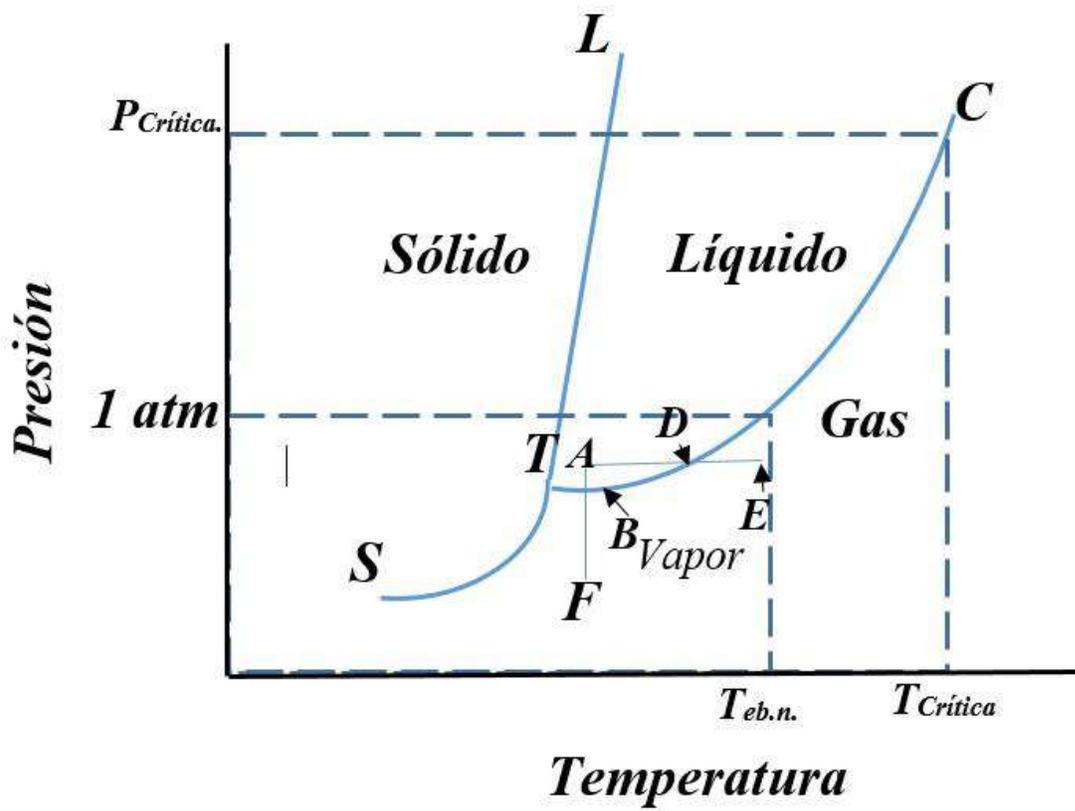
ANEXO 5 FONTUS



Fuente: (TANDILDIARIO, 2016)



ANEXO 6 CURVA DE PRESIÓN DE VAPOR



Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

ANEXO 7 DEDUCCIONES

- **7-A HUMEDAD ABSOLUTA MOLAR O SATURACIÓN ABSOLUTA MOLAR (Y_m):**

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \left[\frac{n^\circ \text{ de moles. agua}}{n^\circ \text{ de moles. aire seco}} \right]$$

$$P_T = P_V + P_g$$

$$P_g = P_T - P_V$$

$$Y_V = \frac{P_V}{P_T}; \quad Y_g = \frac{P_g}{P_T}$$

$$Y_V = \frac{n_V}{n_T}; \quad Y_g = \frac{n_g}{n_T}$$

Igualando

$$\frac{n_V}{n_T} = \frac{P_V}{P_T} \Rightarrow n_V = n_T \frac{P_V}{P_T}$$

$$\frac{n_g}{n_T} = \frac{P_g}{P_T} \Rightarrow n_g = n_T \frac{P_g}{P_T}$$

Remplazando

$$Y_m = \frac{n_T \frac{P_V}{P_T}}{n_T \frac{P_g}{P_T}} \Rightarrow Y_m = \frac{P_V}{P_g}$$

Luego

$$Y_m = \frac{P_v}{P_T - P_V}$$

$$Y_m = \frac{V_v}{V_T - V_V} = \frac{n_v}{n_T - n_V}$$

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{n_{\text{agua}}}{n_{\text{aire seco}}} = \frac{P_{V_{\text{agua}}}}{P_{\text{aire seco}}}$$

- **7-B HUMEDAD PORCENTUAL O SATURACIÓN PORCENTUAL Y_P :**

$$Y_P = \frac{Y}{Y^*} \quad \text{Donde: } Y = \frac{M_V}{M_g} \left(\frac{P_V}{P_T - P_V} \right) \text{ y } Y^* = \frac{M_V}{M_g} \left(\frac{P_V^*}{P_T - P_V^*} \right)$$

Luego

$$Y_P = \frac{\frac{M_V}{M_g} \left(\frac{P_V}{P_T - P_V} \right)}{\frac{M_V}{M_g} \left(\frac{P_V^*}{P_T - P_V^*} \right)} \Rightarrow Y_P = \frac{\left(\frac{P_V}{P_T - P_V} \right)}{\left(\frac{P_V^*}{P_T - P_V^*} \right)} \Rightarrow Y_P = \frac{P_V (P_T - P_V^*)}{P_V^* (P_T - P_V)}$$

- **7-C VOLUMEN HÚMEDO O VOLUMEN ESPECIFICO (V_H):**

$$P_T V_T = n_T R T$$

$$V_T = \frac{n_T R T}{P_T}$$

Sabiendo que:

$$n = \frac{m}{M}$$

$$n_T = n_g + n_v$$

Ahora

$$n_T = \frac{m_g}{M_g} + \frac{m_v}{M_v} // \text{ Dividimos por } m_g \text{ en el numerador de la expresión derecha, donde se tiene}$$

un mol

$$n_T = \frac{\frac{m_g}{m_g}}{M_g} + \frac{\frac{m_v}{m_g}}{M_v} \Rightarrow n_T = \frac{1}{M_g} + \frac{\frac{m_v}{m_g}}{M_v}$$

Partiendo del principio de la humedad absoluta:

$$Y = Y_m \frac{M_v}{M_g} \Rightarrow Y = \frac{M_v}{M_g} \frac{n_v}{n_g}$$

$$\text{Donde: } n = \frac{m}{M}$$

Luego

$$Y = \frac{M_v \frac{m_v}{M_v}}{M_g \frac{m_g}{M_g}} \Rightarrow Y = \frac{m_v}{m_g}$$

Ahora

$$n_T = \frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v}$$

Finalmente

$$V_T = \frac{n_T RT}{P_T} \Rightarrow V_T = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v} \right) \frac{RT_{aire}}{P_{T_{aire}}}$$

$$V_H = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v} \right) \frac{RT_{aire}}{P_{T_{aire}}}$$

(OCON-TOJO, 1963)

- **7-D TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA (T_s):**

$$H_{Tot,mez.entrada} = H_{Tot,mez.salida}$$

$$C (T - T_s) + Y \lambda_s = C_s (T_s - T_s) + Y_s \lambda_s$$

$$C (T - T_s) + Y \lambda_s = Y_s \lambda_s$$

$$C (T - T_s) = Y_s \lambda_s - Y \lambda_s$$

$$C (T - T_s) = \lambda_s (Y_s - Y)$$

$$(Y_s - Y) = \frac{C}{\lambda_s} (T - T_s)$$

Dónde: $H = C (T - T_0) + Y \lambda$

$$C = 0.24 + 0.446Y$$

(OCON-TOJO, 1963)

• **7-E TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (T_w):**

$$Y = \left(\frac{n_v}{n_v + n_g} \right) \Rightarrow y = \left(\frac{\frac{m_v}{M_v}}{\frac{m_v}{M_v} + \frac{m_g}{M_g}} \right) // \text{multiplicamos por } \frac{1}{m_g} \text{ el numerador y denominador}$$

$$y = \left(\frac{\frac{\frac{m_v}{m_g}}{M_v}}{\frac{\frac{m_v}{m_g}}{M_v} + \frac{m_g}{M_g}} \right) \text{ Sabiendo que } \frac{m_v}{m_g} = Y \text{ se tiene:}$$

$$y = \left(\frac{\frac{Y}{M_v}}{\frac{Y}{M_v} + \frac{1}{M_g}} \right) \text{ (El primer término del denominador es cero porque } Y \text{ es un valor muy}$$

pequeño)

Como Y es un valor poco significativo, se puede establecer como aproximación que;

$$y = \frac{Y M_g}{M_v} \text{ (iii)}$$

Donde:

$$M_g = \text{peso molecular del gas} = \left[\frac{\text{Kg de aire seco}}{\text{Kmol}} \right]$$

$$M_v = \text{peso molecular del vapor} = \left[\frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kmol}} \right]$$

De la ecuación (ii), se tiene;

$$N_v = k_y (y_w - y) \text{ (iv)}$$

Reemplazamos (iii) en (iv)

$$N_v = k_y \left(Y_w \frac{M_g}{M_v} - Y \frac{M_g}{M_v} \right) \Rightarrow N_v = k_y \frac{M_g}{M_v} (Y_w - Y) \Rightarrow N_v M_v = k_y M_g (Y_w - Y) \text{ (v)}$$

(v) en (i)

$$Q = k_y M_g (Y_w - Y) \lambda_w A \text{ (vi)}$$

(OCON-TOJO, 1963)

La transferencia convectiva de calor de La Corriente de gas a T de la mecha a T_w es:

$$Q = h_c (T - T_w)A \quad (vii)$$

Donde:

$$h = \text{Coeficiente convectivo de calor} = KW/m^2, ^\circ K = btu/h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F \text{ o } \left[\frac{KCal}{hm^2 \cdot ^\circ c} \right], \left[\frac{KCal}{sm^2 \cdot ^\circ c} \right]$$

(vi) igualamos con (vii)

$$k'_y M_g (Y_w - Y) \lambda_w A = h_c (T - T_w)A$$

$$(Y_w - Y) = \frac{h_c}{k'_y M_g \lambda_w} (T - T_w) \quad (\text{OCON-TOJO, 1963})$$

Sabiendo que la relación entre los coeficientes k'_y y k_y es;

$$k'_y = \frac{k_y}{M_B} \implies k'_y = \frac{k_y}{M_g} \implies k_y = k'_y M_B$$

La ecuación resulta;

$$(Y_w - Y) = \frac{h_c}{k_y \lambda_w} (T - T_w) \quad (\text{OCON-TOJO, 1963})$$

Donde:

$$h_c = \text{Coeficiente de convección liq-gas} = Kcal/m^2 h^\circ c \text{ o } Kcal/m^2 s^\circ c$$

$k_y = \text{Coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión la saturación absoluta} = Kg \text{ de aire}$

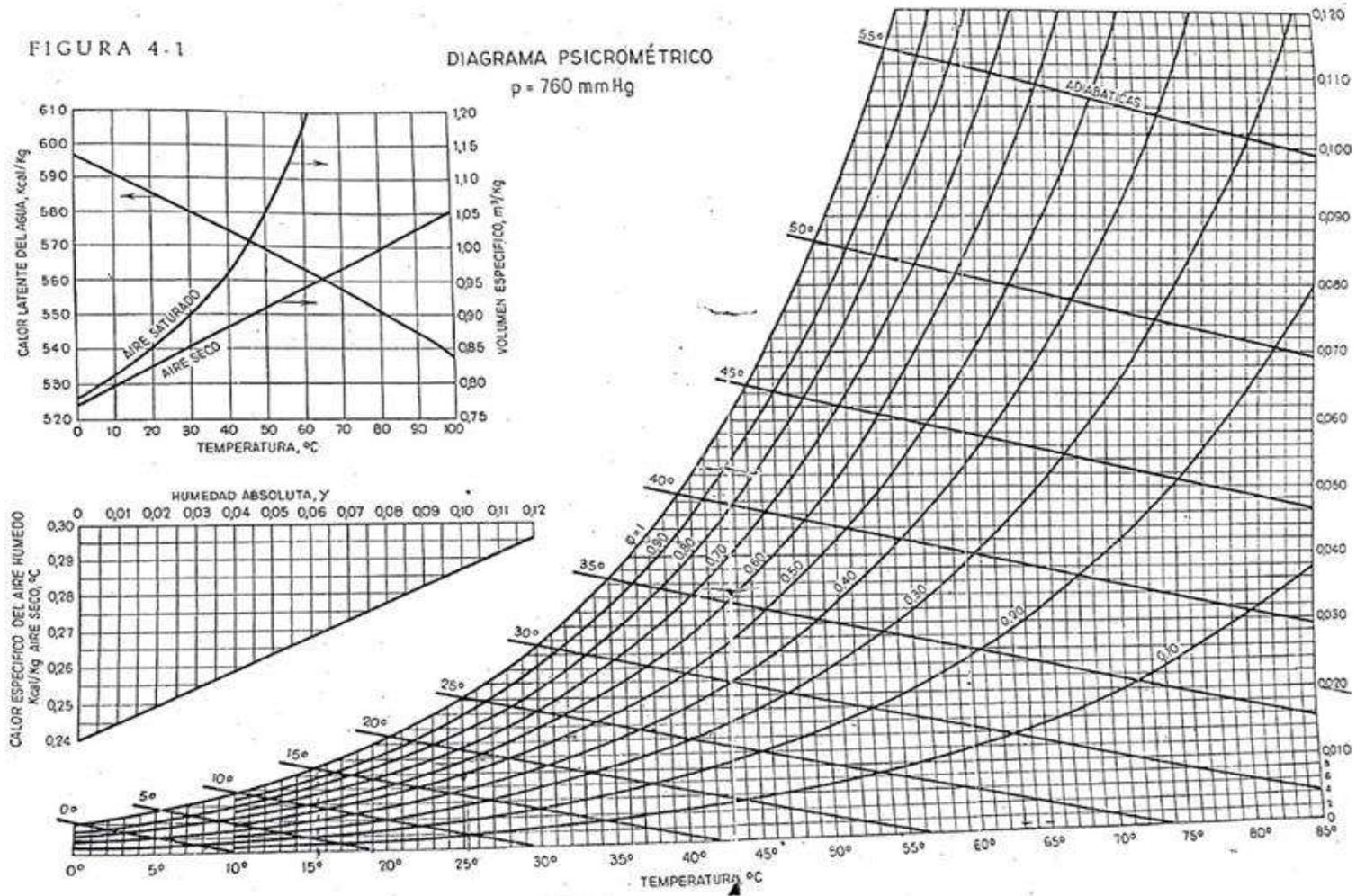
$$\lambda_w = \text{Calor latente de vaporización a la temperatura húmeda } T_w = Kcal/Kg H_2O$$

(OCON-TOJO, 1963)

El coeficiente $\frac{h_c}{k_y}$ llamada relación psicrométrico puede determinarse por la expresión;

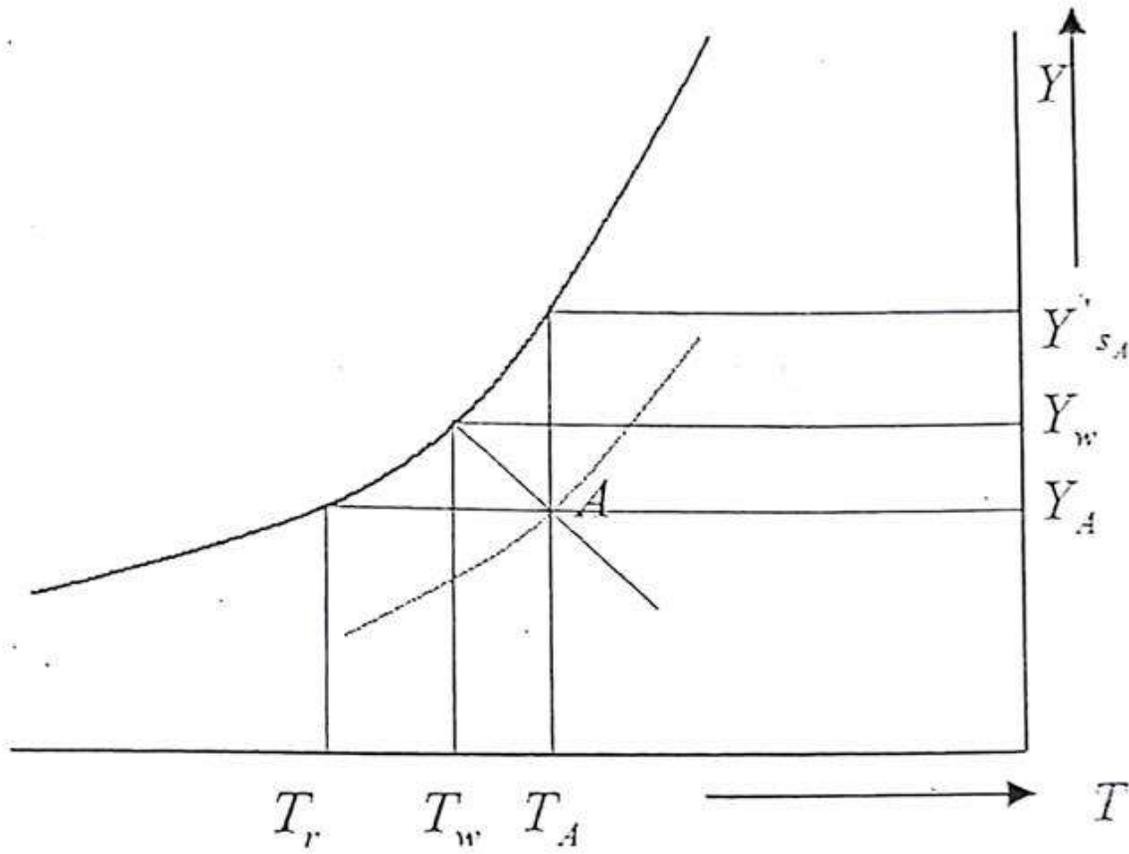
$$\frac{h_c}{k_y} = C \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0.567}$$

ANEXO 8 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO A 1 ATM DE PRESIÓN



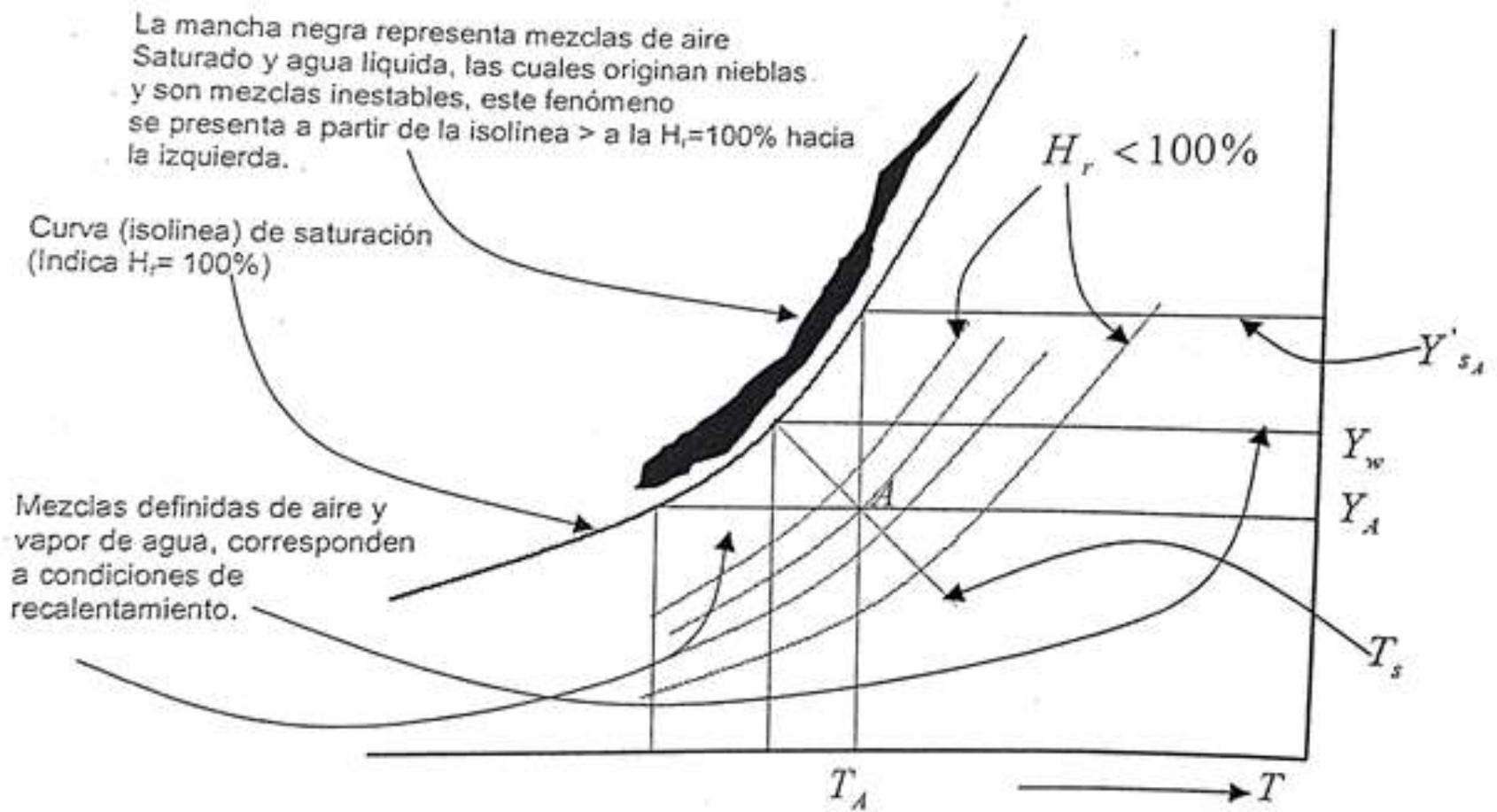
Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

ANEXO 9 MANEJO DEL DIAGRAMA PSICROMÉTRICO



Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

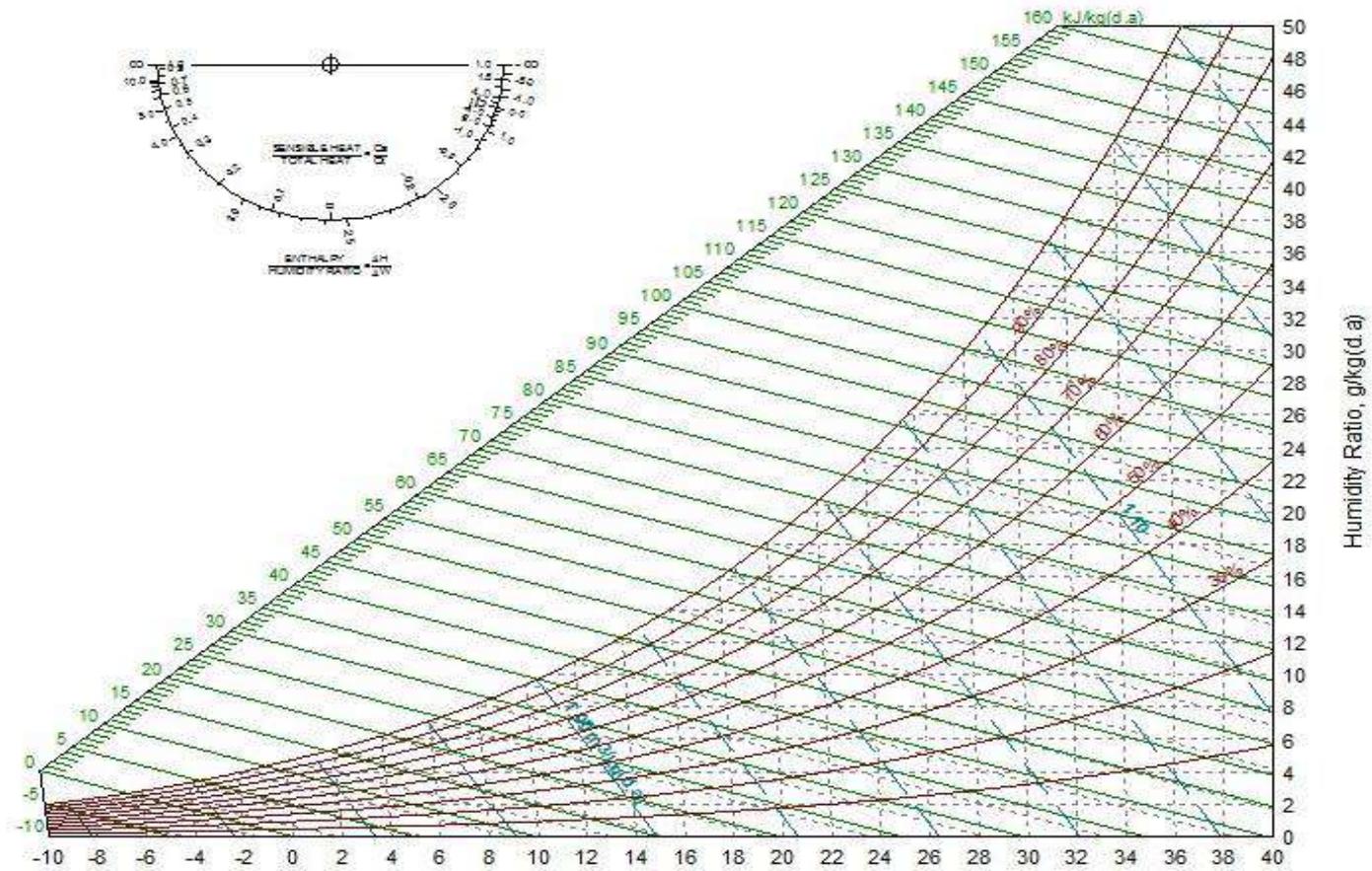
ANEXO 10 DIAGRAMA PSICROMÉTRICO ACLARACIONES



Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

ANEXO 11 ANALISIS CONDICIONES DE CAJUATA CON DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

- 11-A DIAGRAMA PSICROMÉTRICO MEZCLA AIRE - VAPOR DE AGUA A 1682 msnm $P_{ATM}=624.5993 \text{ mmHg}$

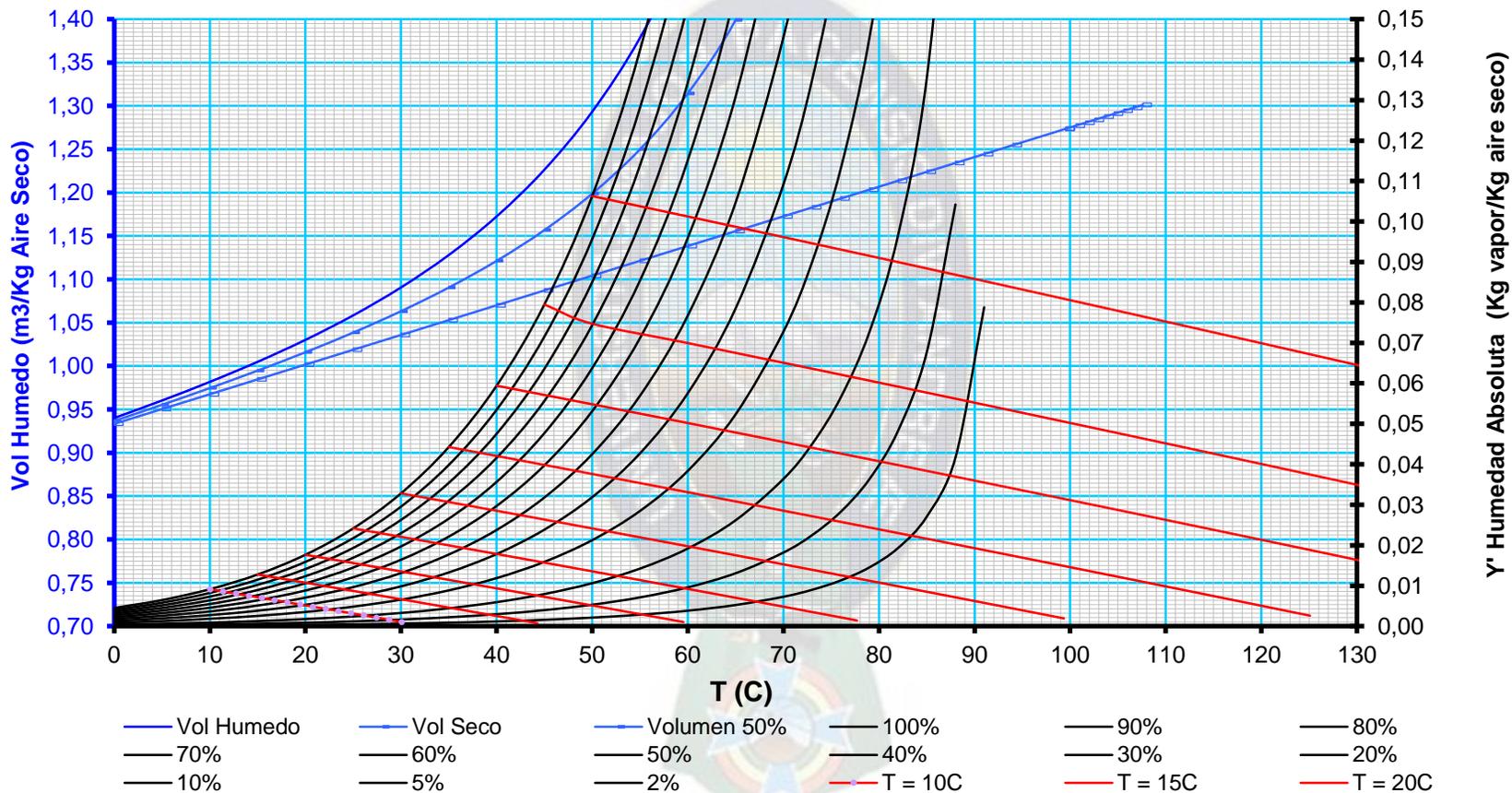


Fuente:

(TWENERGY, 2014)

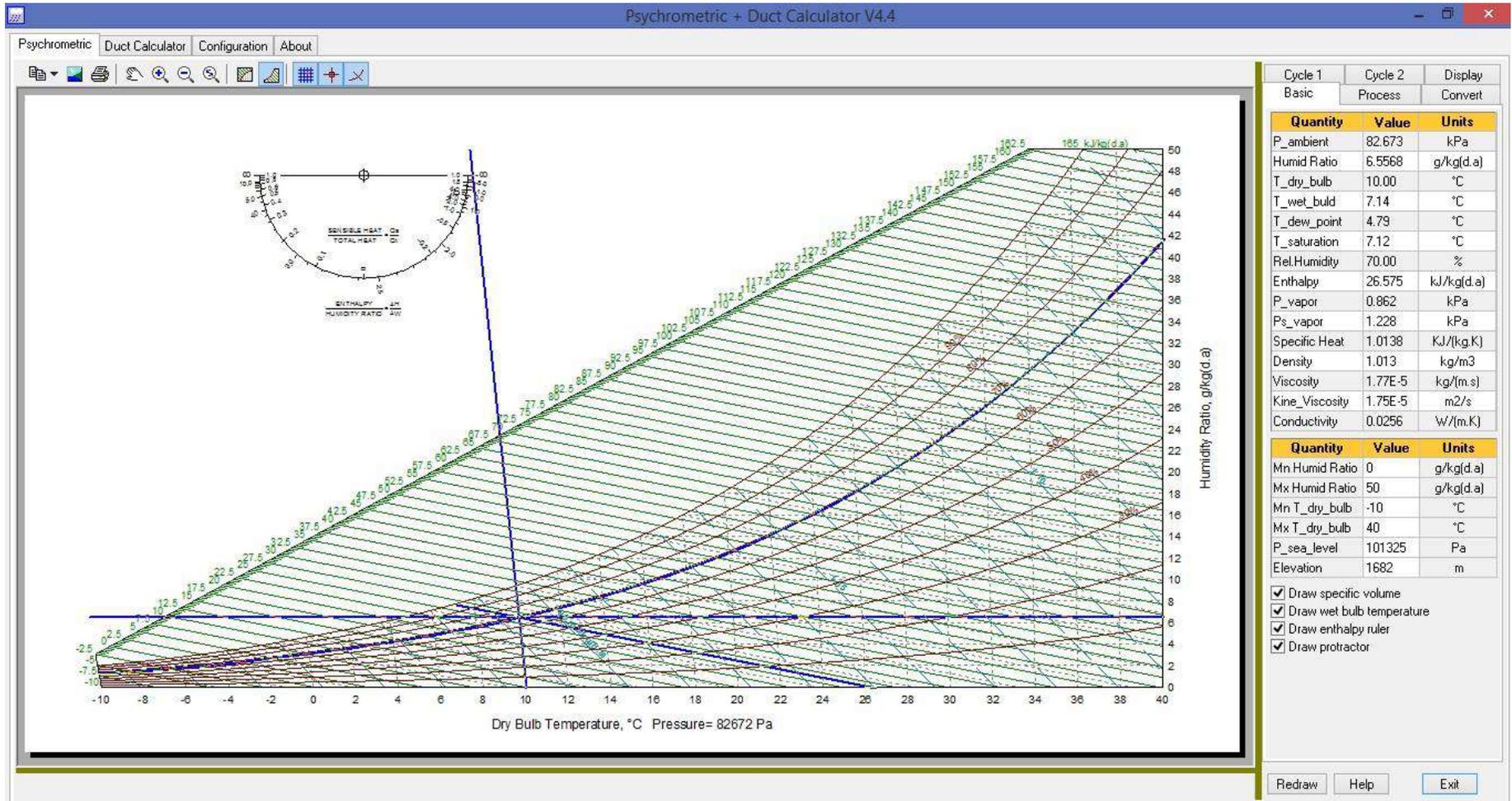
- **11-B DIAGRAMA PSICROMÉTRICO CON VOLÚMENES DE AIRE**

Carta Psicrometrica A P = 624.59 mmHg



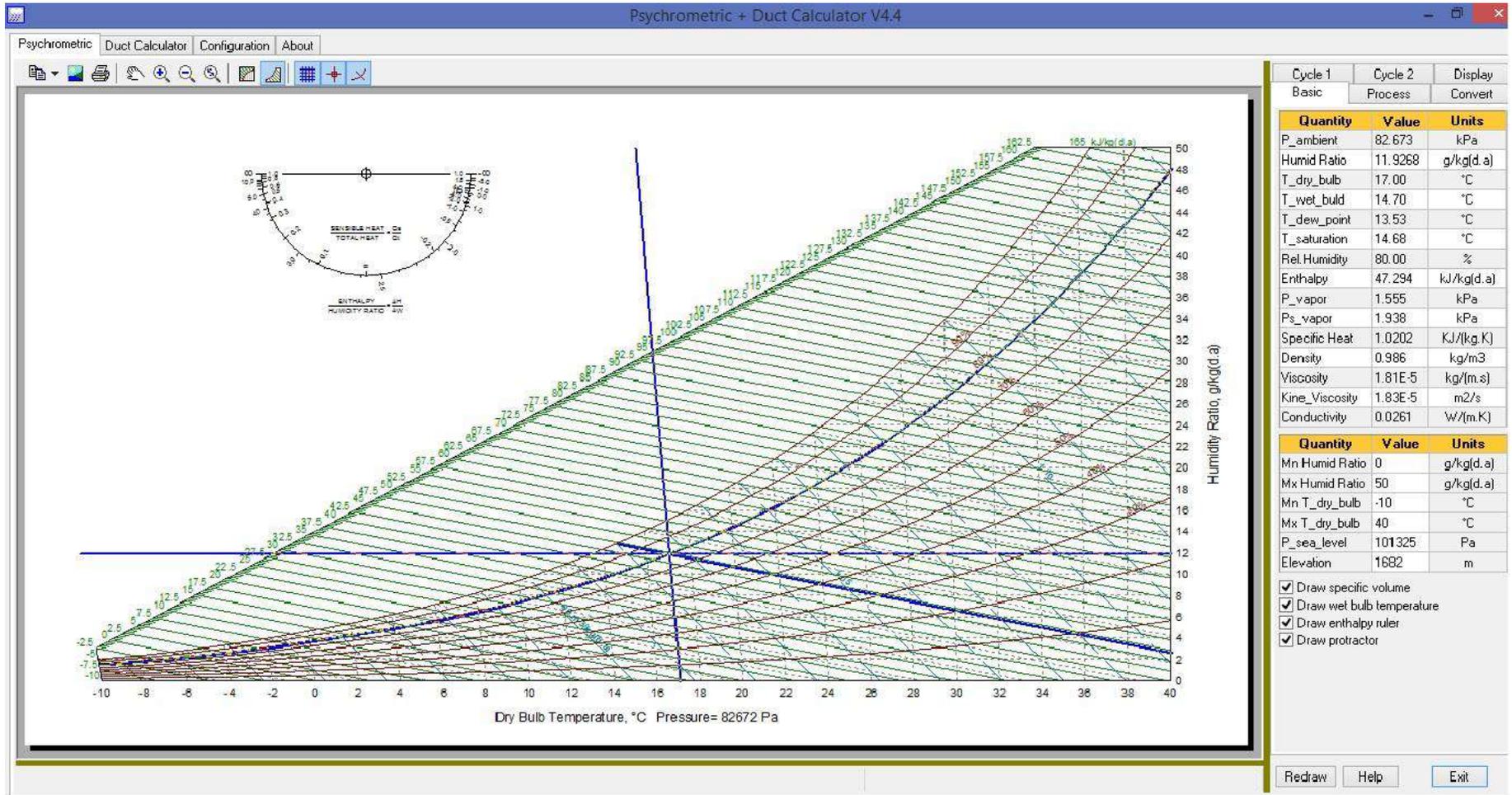
Fuente: (Diaz, 2002)

- 11-C CONDICIONES MÍNIMAS PROMEDIO



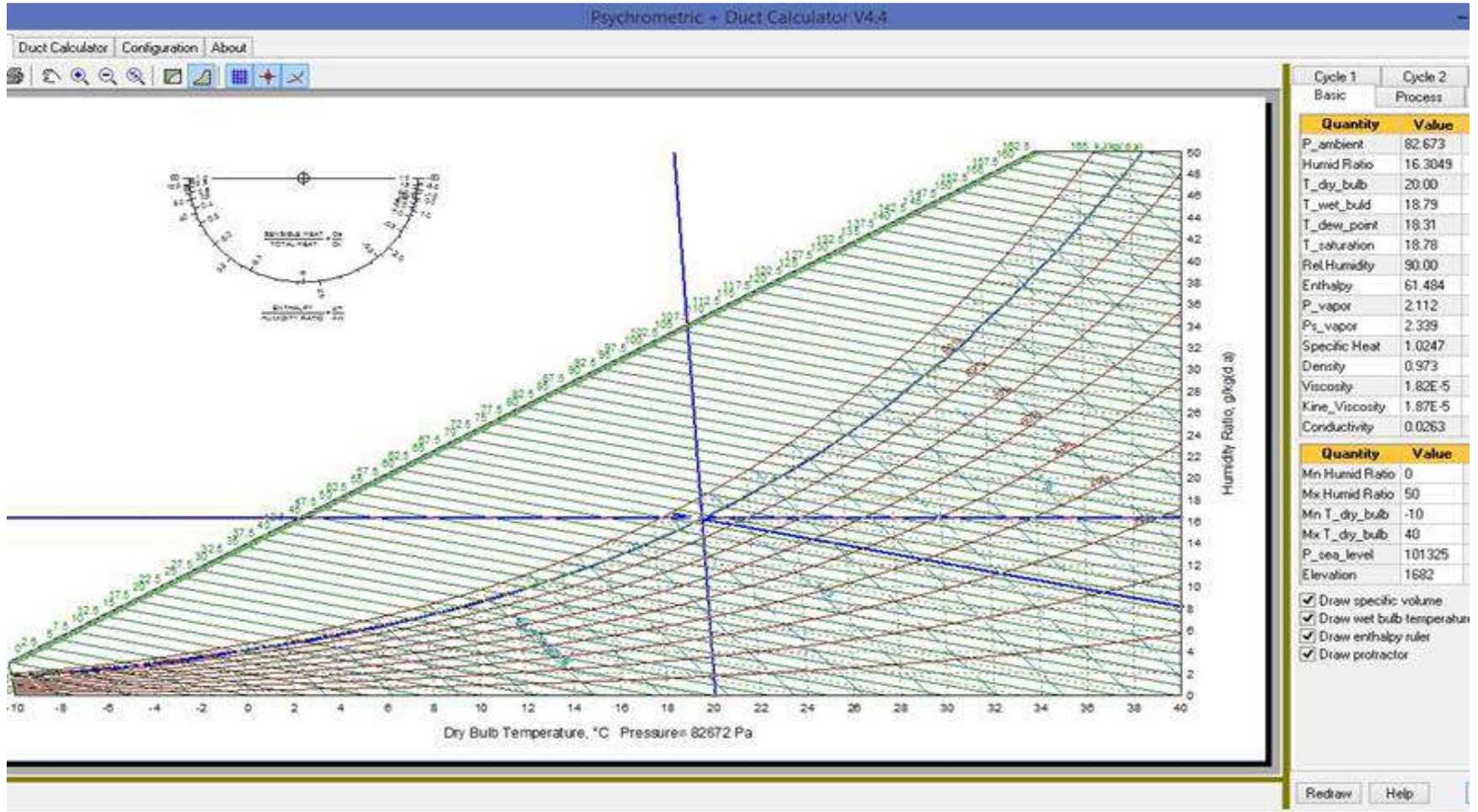
Fuente: (TWENERGY, 2014)

- 11-D CONDICIONES MEDIAS PROMEDIO



Fuente: (TWENERGY, 2014)

- 11-E CONDICIONES MÁXIMAS PROMEDIO



Fuente: (TWENERGY, 2014)

ANEXO 12 TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL VAPOR DE AGUA SATURADO

*Propiedades termodinámicas del vapor de agua saturado
(entrada por temperaturas)*

Temperatura de saturación °C <i>t</i>	Presión de saturación Kg/cm ² <i>p</i>	Volumen específico		Entropía Kcal/Kg °K		Entalpía Kcal/Kg	
		Del liq. dm ³ /Kg <i>v'</i>	Del vapor m ³ /Kg <i>v''</i>	Del liq. <i>s'</i>	Del vapor <i>s''</i>	Del líquido <i>h'</i>	Del vapor <i>h''</i>
0	0,006228	1,0002	206,3	0	2,1863	0	597,2
5	0,008890	1,0000	147,2	0,0182	2,1551	5,03	599,4
10	0,012513	1,0004	106,4	0,0361	2,1253	10,04	601,6
15	0,017376	1,0010	77,99	0,0536	2,0970	15,04	603,8
20	0,02383	1,0018	57,84	0,0708	2,0697	20,03	606,0
25	0,03229	1,0030	43,41	0,0876	2,0436	25,02	608,2
30	0,04325	1,0044	32,93	0,1042	2,0187	30,00	610,4
35	0,05733	1,0061	25,25	0,1205	1,9947	34,99	612,5
40	0,07520	1,0079	19,55	0,1366	1,9718	39,98	614,7
45	0,09771	1,0099	15,28	0,1524	1,9498	44,96	616,8
50	0,12578	1,0121	12,05	0,1679	1,9287	49,95	619,0
55	0,16051	1,0145	9,584	0,1833	1,9085	54,94	621,0
60	0,2031	1,0171	7,682	0,1984	1,8891	59,94	623,2
65	0,2555	1,0199	6,206	0,2133	1,8702	64,93	625,2
70	0,3177	1,0228	5,049	0,2280	1,8522	69,93	627,3
75	0,3931	1,0258	4,136	0,2425	1,8349	74,94	629,3
80	0,4829	1,0290	3,410	0,2567	1,8178	79,95	631,3
85	0,5894	1,0323	2,830	0,2708	1,8015	84,96	633,2
90	0,7149	1,0359	2,361	0,2848	1,7858	89,98	635,1
95	0,8619	1,0396	1,981	0,2985	1,7708	95,01	637,0
100	1,03323	1,0435	1,673	0,3121	1,7561	100,04	638,9
105	1,2318	1,0474	1,419	0,3255	1,7419	105,08	640,7
110	1,4609	1,0515	1,210	0,3387	1,7282	110,12	642,5
115	1,7239	1,0558	1,036	0,3519	1,7150	115,18	644,3
120	2,0245	1,0603	0,8914	0,3647	1,7018	120,3	646,0
125	2,3666	1,0650	1,7701	0,3775	1,6895	125,3	647,7
130	2,7544	1,0697	0,6680	0,3901	1,6772	130,4	649,3
135	3,192	1,0746	0,5817	0,4026	1,6652	135,5	650,8
140	3,685	1,0798	0,5084	0,4150	1,6539	140,6	652,5
145	4,237	1,0850	0,4459	0,4272	1,6428	145,8	654,0
150	4,854	1,0906	0,3924	0,4395	1,6320	150,9	655,5
155	5,540	1,0963	1,3464	0,4516	1,6214	156,1	656,9
160	6,302	1,1021	0,3068	0,4637	1,6112	161,3	658,3
165	7,146	1,1082	8,2724	0,4756	1,6012	166,5	659,6
170	8,076	1,1144	0,2426	0,4874	1,5914	171,7	660,9
175	9,101	1,1210	0,2166	0,4991	1,5818	176,9	662,1
180	10,225	1,1275	0,1939	0,5107	1,5721	182,2	663,2
185	11,456	1,1345	0,1739	0,5222	1,5629	187,5	664,3
190	12,800	1,1415	0,1564	0,5336	1,5538	192,8	665,3
195	14,265	1,1490	0,1410	0,5449	1,5448	198,1	666,2

Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

ANEXO 13 TABLA DE TENSIONES DE VAPOR

Tensiones de vapor del agua, y humedades y entalpías de saturación de la mezcla aire-agua ($p = 760$ mm Hg)

(t , °C, temperatura del aire; p_s , mm Hg, presión de saturación del vapor de agua; Y_s , Kg agua/Kg aire, humedad absoluta del aire saturado con agua; i_s , Kcal/Kg, entalpía del aire saturado con vapor de agua.)

t	p_s	$10^3 Y_s$	i_s	t	p_s	$10^3 Y_s$	i_s
0	4,58	3,78	2,25	35	42,18	36,6	30,8
1	4,93	4,07	2,66	36	44,56	38,8	32,4
2	5,29	4,37	3,08	37	47,07	41,1	34,0
3	5,69	4,70	3,52	38	49,69	43,5	35,7
4	6,10	5,03	3,96	39	52,44	46,0	37,6
5	6,54	5,40	4,42	40	55,32	48,8	39,6
6	7,01	5,79	4,90	41	58,34	51,7	41,6
7	7,51	6,21	5,40	42	61,50	54,8	43,7
8	8,05	6,65	5,90	43	64,80	58,0	45,9
9	8,61	7,13	6,43	44	68,26	61,3	48,3
10	9,21	7,63	6,97	45	71,88	65,0	50,8
11	9,84	8,15	7,53	46	75,65	68,9	53,4
12	10,52	8,75	8,14	47	79,60	72,8	56,2
13	11,23	9,35	8,74	48	83,71	77,0	59,0
14	11,99	9,97	9,36	49	88,02	81,5	62,1
15	12,79	10,6	9,98	50	92,51	86,2	65,3
16	13,63	11,4	10,7	51	97,20	91,3	68,6
17	14,53	12,1	11,4	52	102,1	96,6	72,3
18	15,48	12,9	12,1	53	107,2	102	75,9
19	16,48	13,8	12,9	54	112,5	108	80,0
20	17,53	14,7	13,8	55	118,0	114	84,1
21	18,65	15,6	14,6	56	123,8	121	88,6
22	19,83	16,6	15,3	57	129,8	128	93,2
23	21,07	17,7	16,2	58	136,1	136	98,5
24	22,38	18,8	17,2	59	142,6	144	104
25	23,76	20,0	18,1	60	149,4	152	109
26	25,21	21,4	19,2	61	156,4	161	115
27	26,74	22,6	20,2	62	163,8	171	121
28	28,35	24,0	21,3	63	171,4	181	128
29	30,04	25,6	22,5	64	179,3	192	135
30	31,82	27,2	23,8	65	187,5	204	143
31	33,70	28,8	25,0	66	196,1	216	151
32	35,66	30,6	26,3	67	205,0	230	160
33	37,73	32,5	27,7	68	214,2	244	169
34	39,90	34,4	29,2	69	223,7	259	179

Fuente: (OCON-TOJO, 1963)

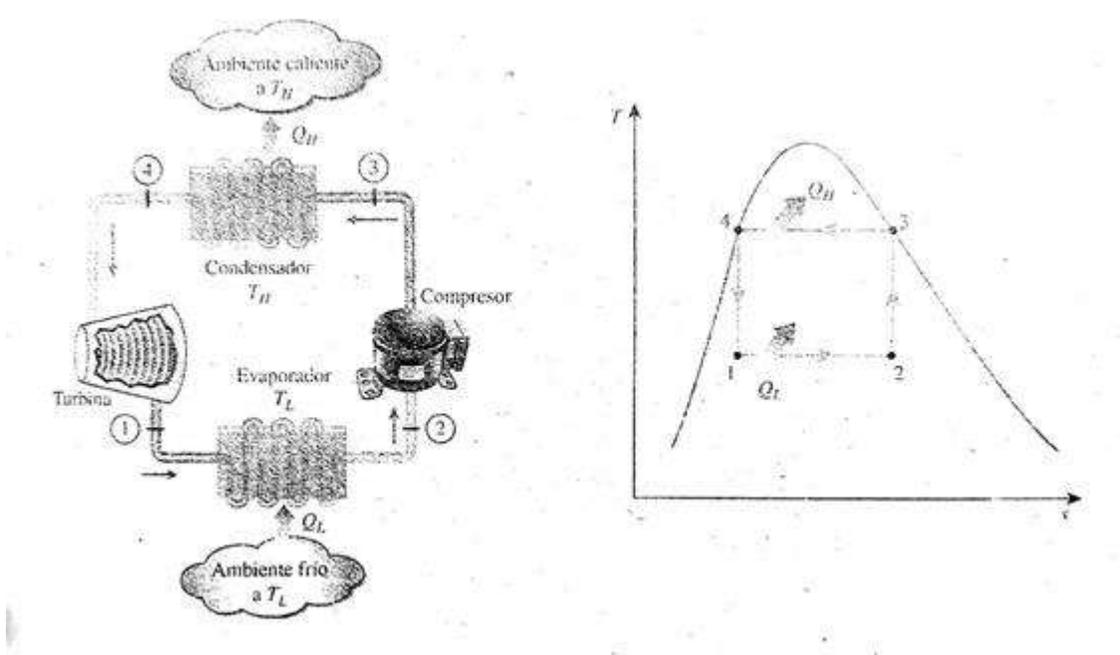
ANEXO 14 TABLA DE VALORES ENTALPIA R410A

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m ³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	1.124	1.121	1339.59	4.54	136.46	406.37	0.8104	2.0201
-45	1.428	1.424	1323.93	5.67	143.01	409.29	0.8393	2.0066
-40	1.793	1.788	1308.01	7.02	149.62	412.14	0.8679	1.9941
-35	2.228	2.222	1291.79	8.62	156.31	414.92	0.8961	1.9823
-30	2.740	2.732	1275.24	10.48	163.07	417.62	0.9240	1.9712
-25	3.340	3.330	1258.34	12.65	169.91	420.23	0.9517	1.9607
-20	4.036	4.023	1241.03	15.15	176.83	422.74	0.9791	1.9508
-15	4.838	4.821	1223.28	18.04	183.83	425.13	1.0062	1.9413
-10	5.757	5.735	1205.04	21.35	190.92	427.40	1.0331	1.9321
-5	6.802	6.774	1186.27	25.13	198.11	429.52	1.0599	1.9233
0	7.984	7.950	1166.89	29.44	205.41	431.50	1.0864	1.9146
5	9.315	9.274	1146.86	34.34	212.81	433.31	1.1129	1.9061
10	10.805	10.756	1126.10	39.91	220.34	434.94	1.1392	1.8977
15	12.467	12.408	1104.53	46.22	228.00	436.38	1.1655	1.8892
20	14.312	14.241	1182.05	53.38	235.80	437.59	1.1918	1.8807
25	16.351	16.269	1158.55	61.50	243.77	438.56	1.2181	1.8720
30	18.598	18.502	1133.91	70.71	251.91	439.27	1.2445	1.8631
35	21.063	20.954	1107.95	81.18	260.26	439.68	1.2710	1.8538
40	23.760	23.636	980.48	93.12	268.84	439.76	1.2977	1.8442
45	26.701	26.563	951.26	106.79	277.69	439.46	1.3248	1.8339
50	29.899	29.745	919.95	122.55	286.87	438.72	1.3524	1.8229

Fuente: (Refrigerants, 2015)



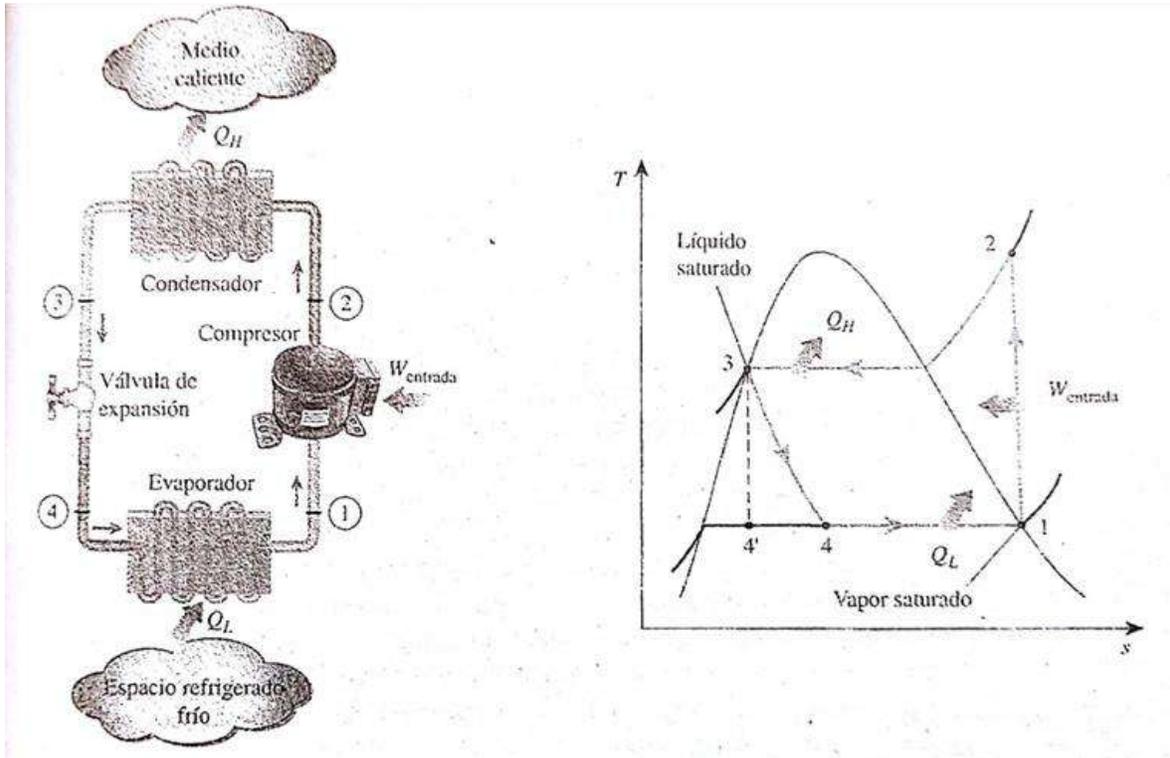
ANEXO 15 ESQUEMA DE UN REFRIGERADOR DE CARNOT Y DIAGRAMA T-S DEL CICLO INVERTIDO DE CARNOT



(Çengel, 2017)



ANEXO 16 ESQUEMA Y DIAGRAMA T-S PARA EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR



(Çengel, 2017)

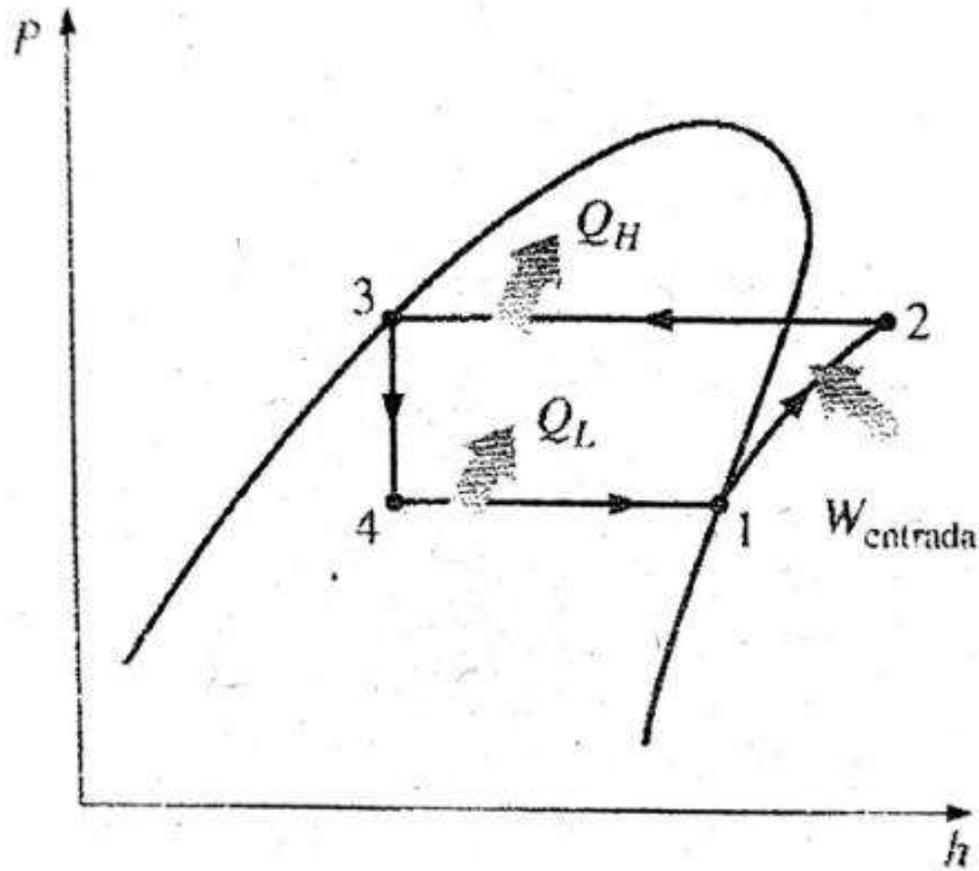
1-2 Compresión isentrópica en un compresor

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

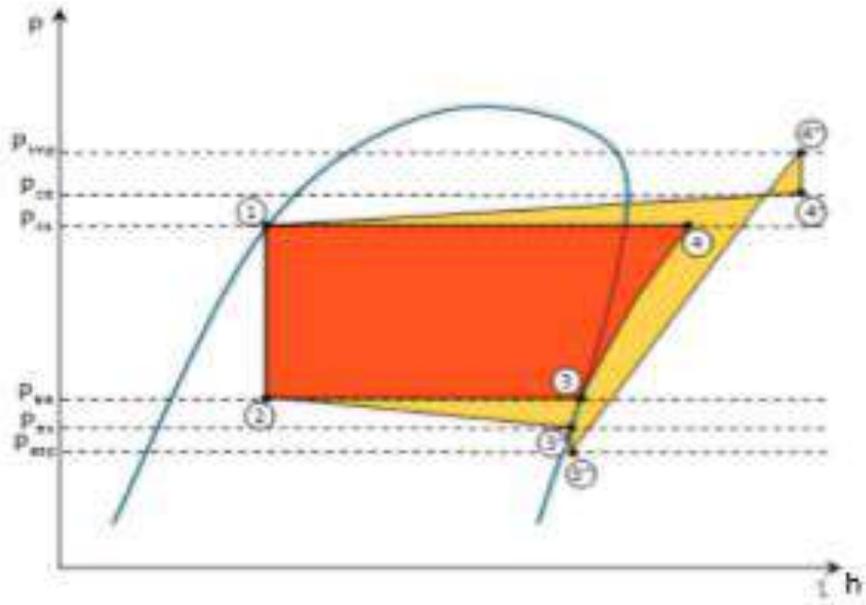
ANEXO 17 DIAGRAMA $P-h$ DE UN CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR



Fuente: (Çengel, 2017)



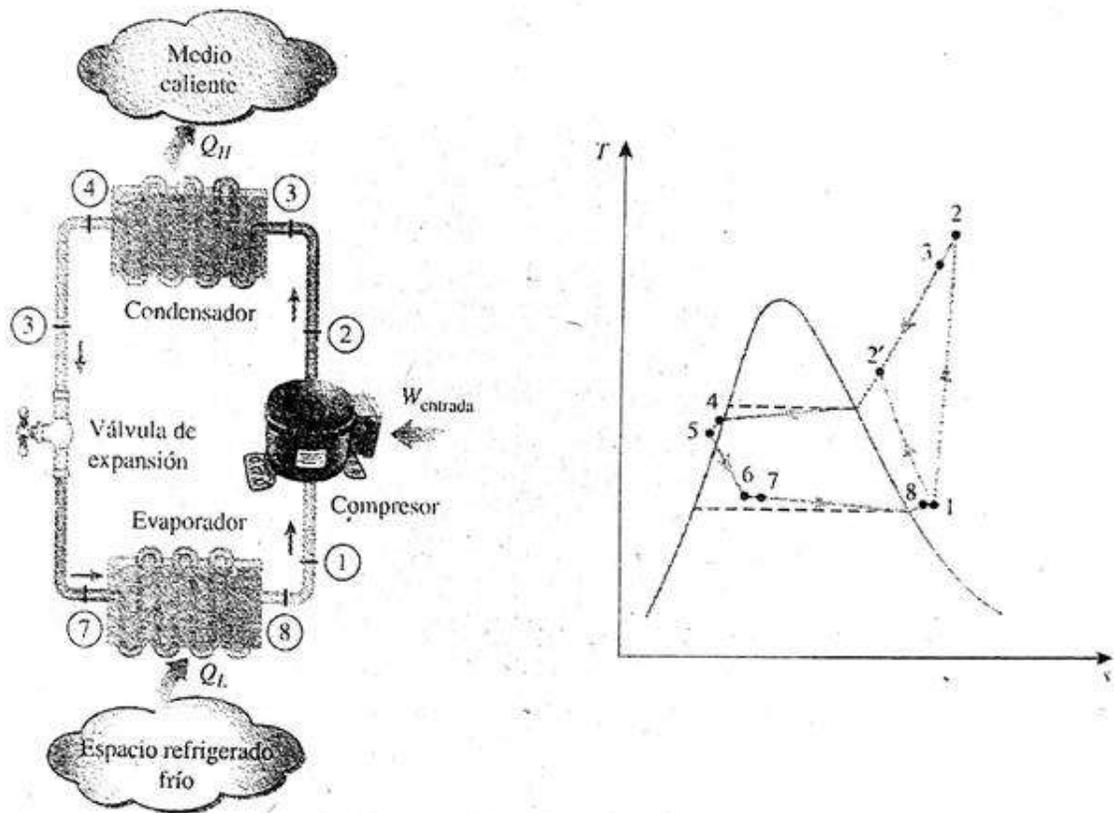
ANEXO 18 DIAGRAMA DE CICLO REAL



Fuente: (Çengel, 2017)



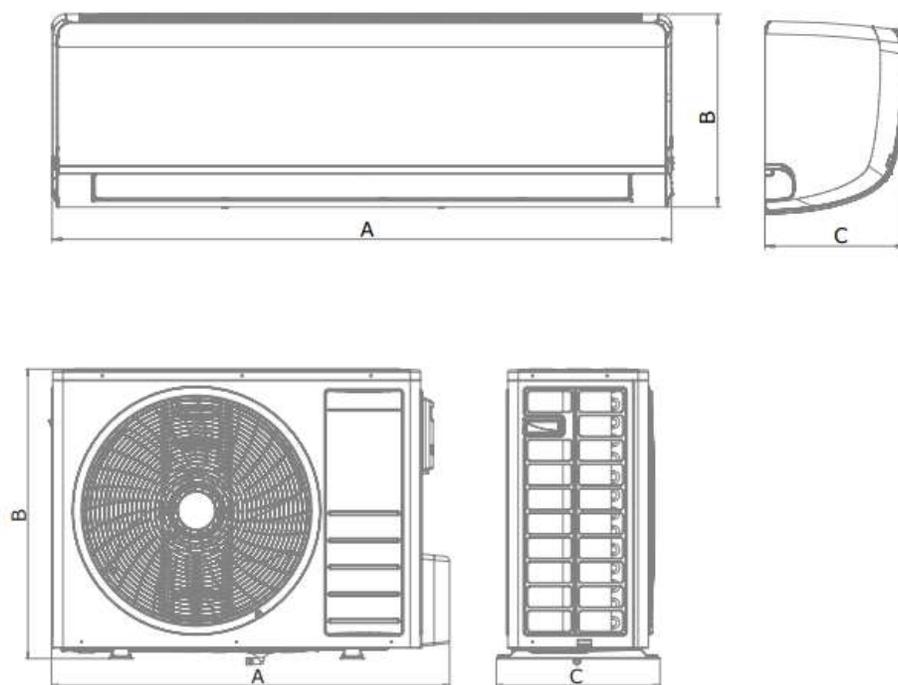
ANEXO 19 ESQUEMA Y DIAGRAMA T-S PARA EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR



Fuente: (Çengel, 2017)



ANEXO 20 DIMENSIONES DEL EQUIPO

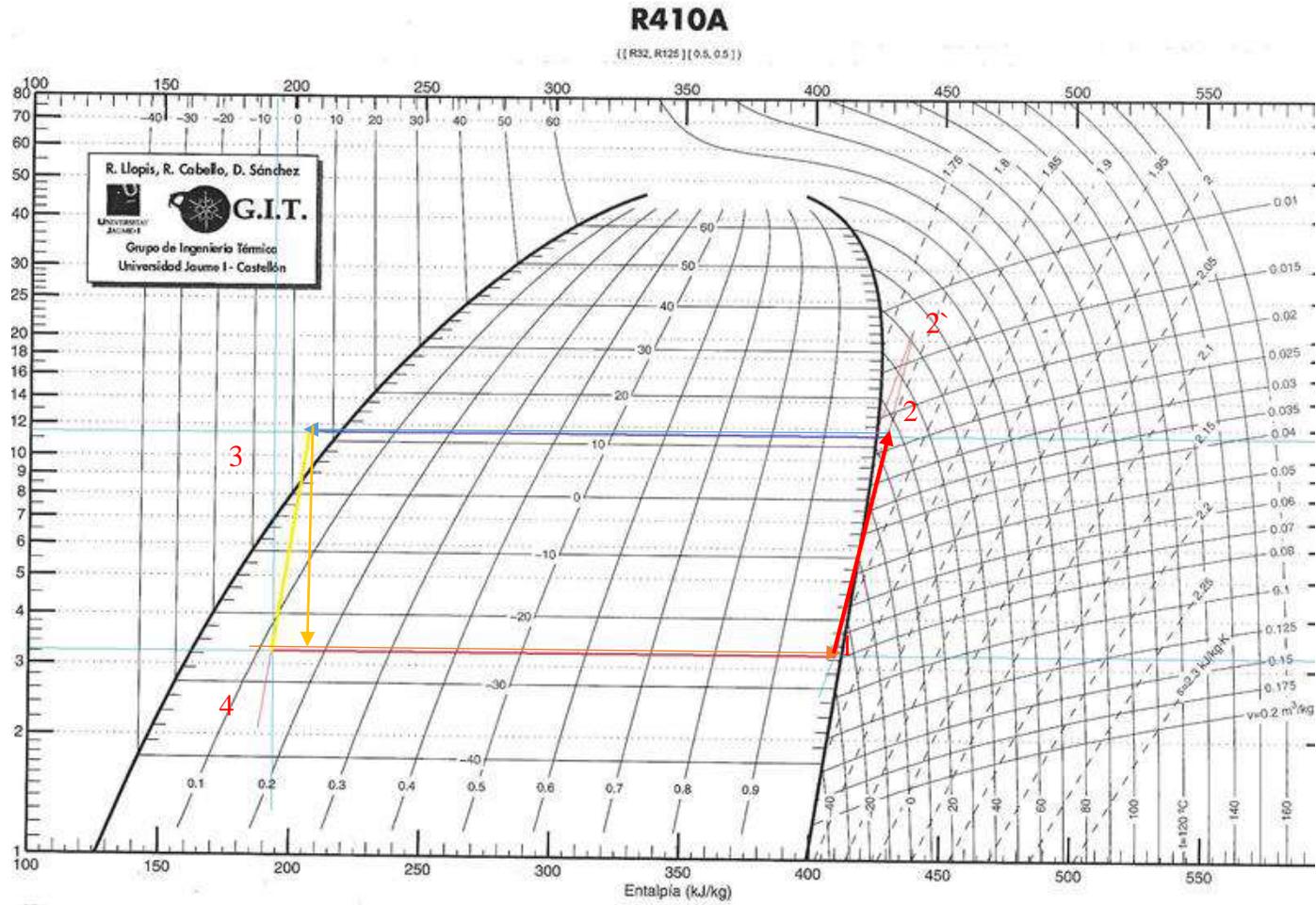


PRODOTTI	A	B	C	Kg
VORT ARTIK 9 UI	792	279	195	9.5
VORT ARTIK 12 UI	850	291	203	10.5
VORT ARTIK 18 UI	972	302	224	14.0
VORT ARTIK 9 UE	829	541	326	29.0
VORT ARTIK 12 UE	829	541	326	30.0
VORT ARTIK 18 UE	963	700	396	43.0

Fuente: (VORTICE, 2014)



ANEXO 21 DIAGRAMA DE MOLLIER

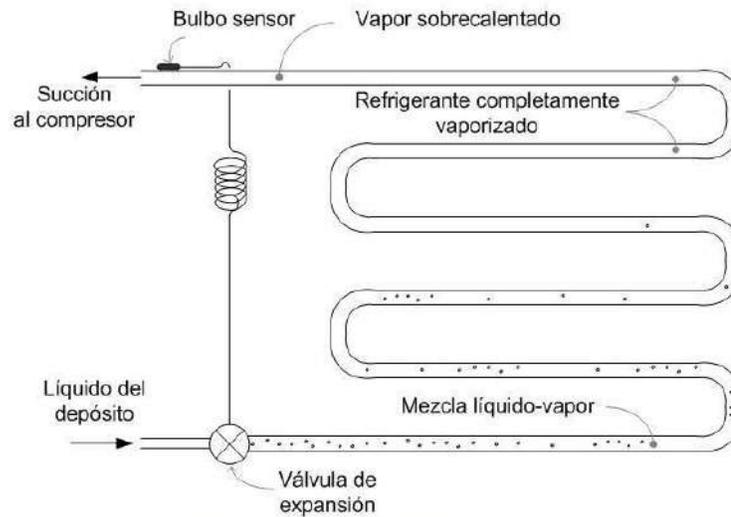


Fuente: Elaboración Propia

ANEXO 22 EVAPORADORES

• 22-A EVAPORADOR DE EXPANSIÓN SECA

Por la sencillez de su diseño y su bajo precio y mantenimiento son los más utilizados, aunque también los menos eficientes.

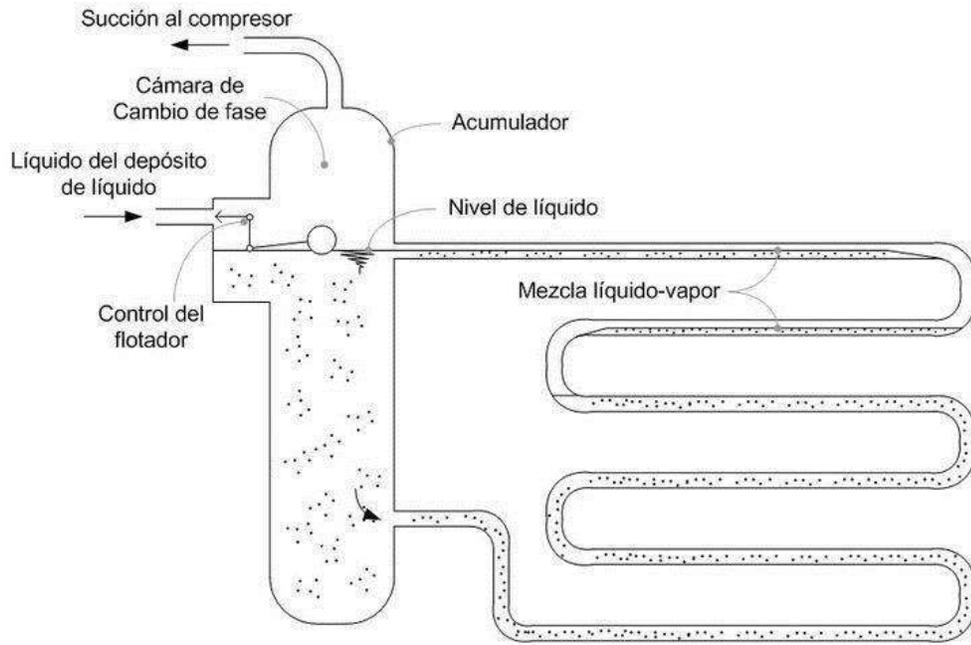


Fuente: (Çengel, 2017)



- **22-B EVAPORADOR INUNDADO**

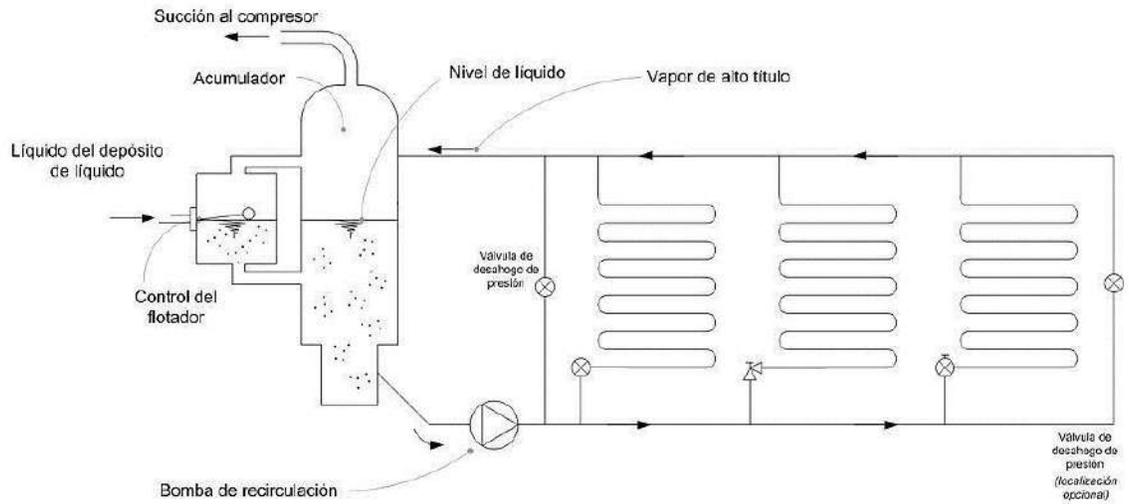
Por el contrario, el depósito ya mencionado ocupa un gran tamaño, por lo que son más voluminosos que los anteriores.



Fuente: (Çengel, 2017)



- **22-C EVAPORADOR SOBREALIMENTADO**

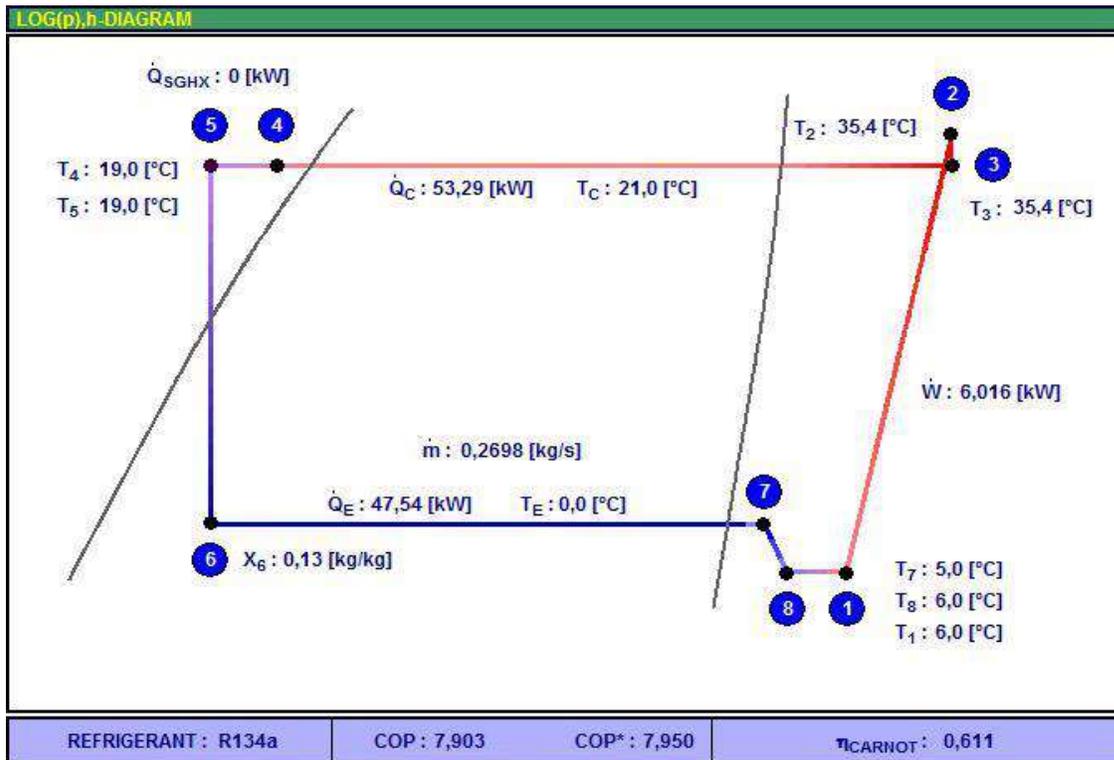


Fuente: (Çengel, 2017)



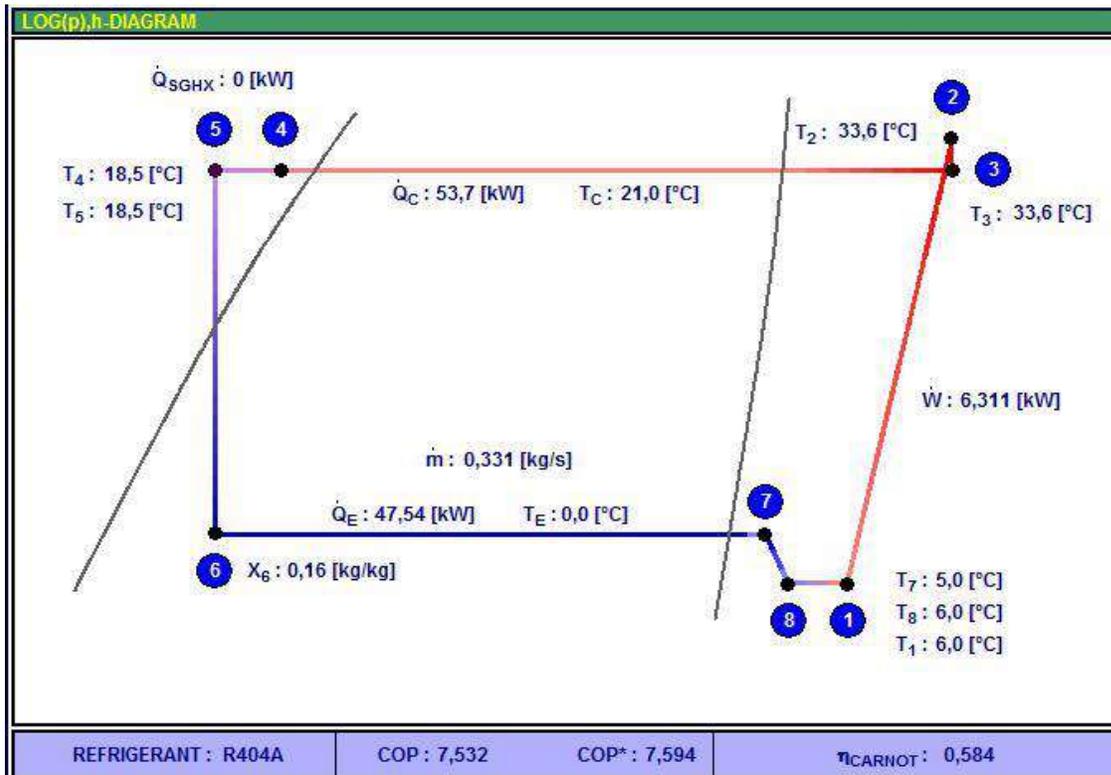
ANEXO 23 SIMULACIONES POR SOFTWARE REALIZADAS PARA LOS REFRIGERANTES R134A, R404A, R407C, R410A Y R600A.

- 23-A SIMULACIÓN REFRIGERANTE R134A**



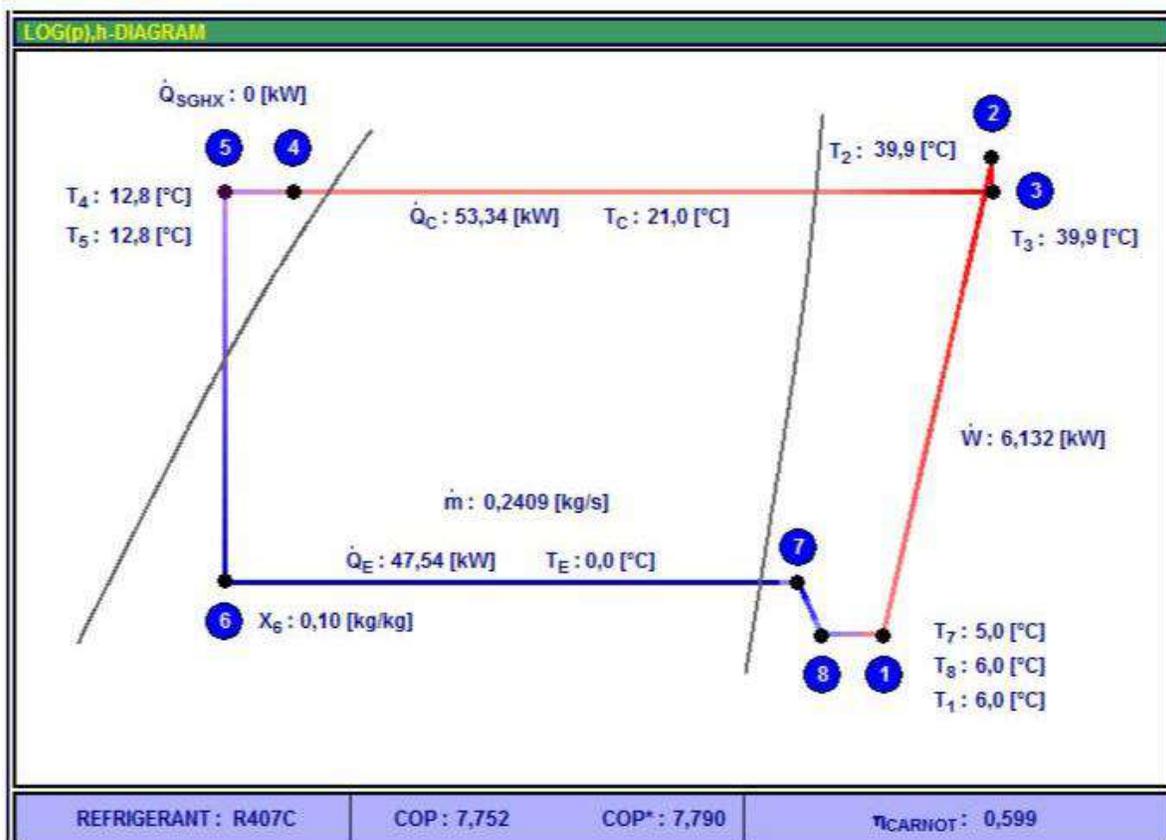
Fuente: Elaboración propia.

- 23-B SIMULACIÓN REFRIGERANTE R404A



Fuente: Elaboración propia.

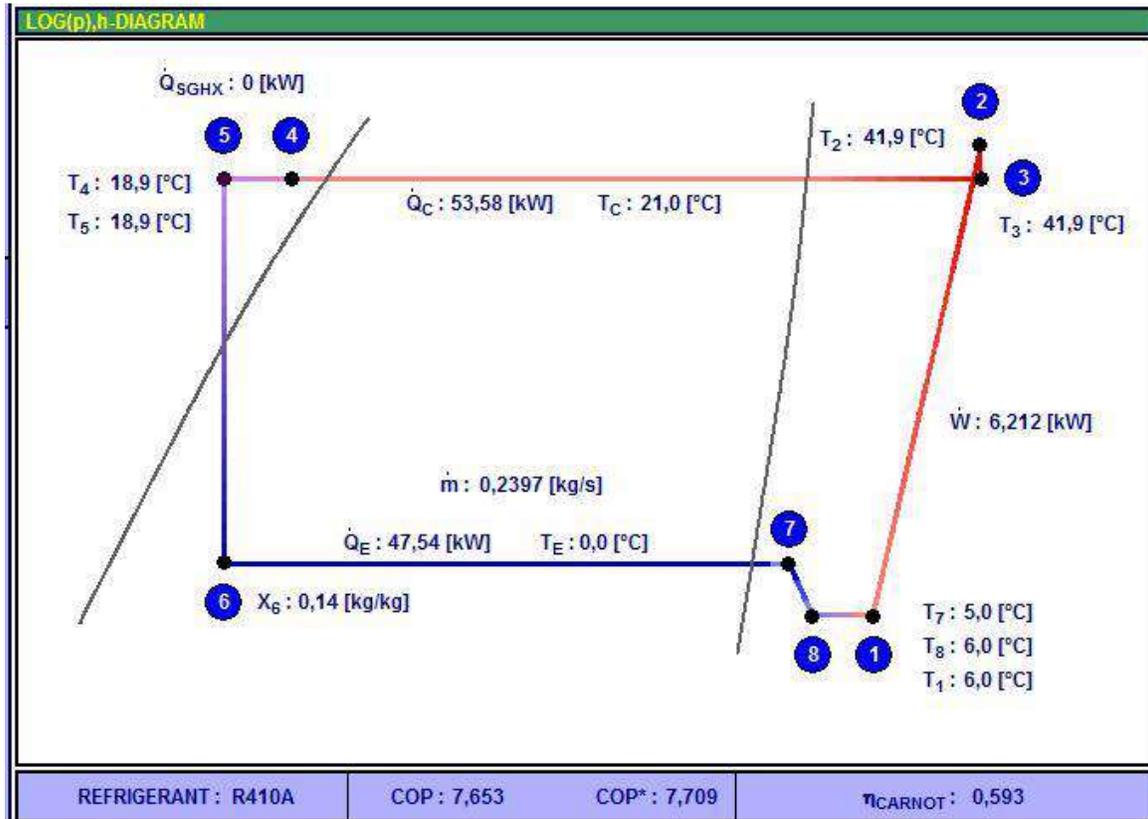
- 23-C SIMULACIÓN REFRIGERANTE R407C



Fuente: Elaboración propia.



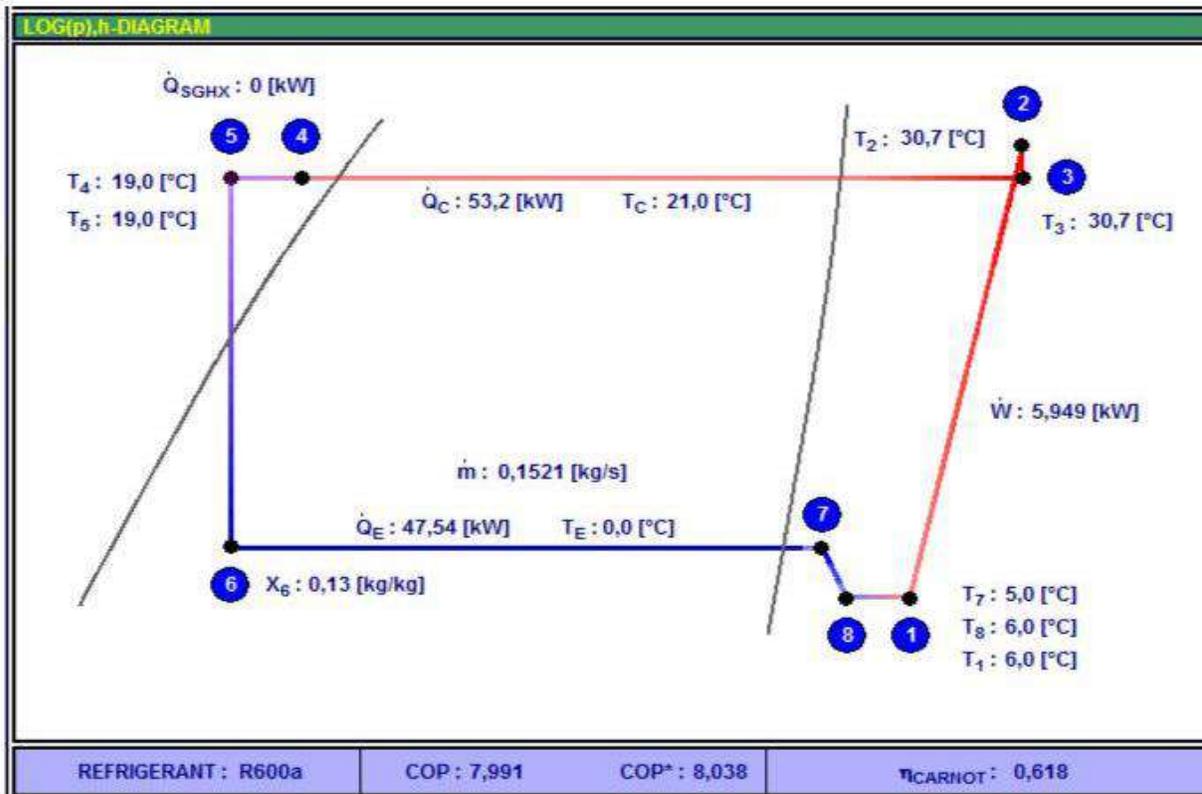
- 23-D SIMULACIÓN REFRIGERANTE R410A



Fuente: Elaboración propia.



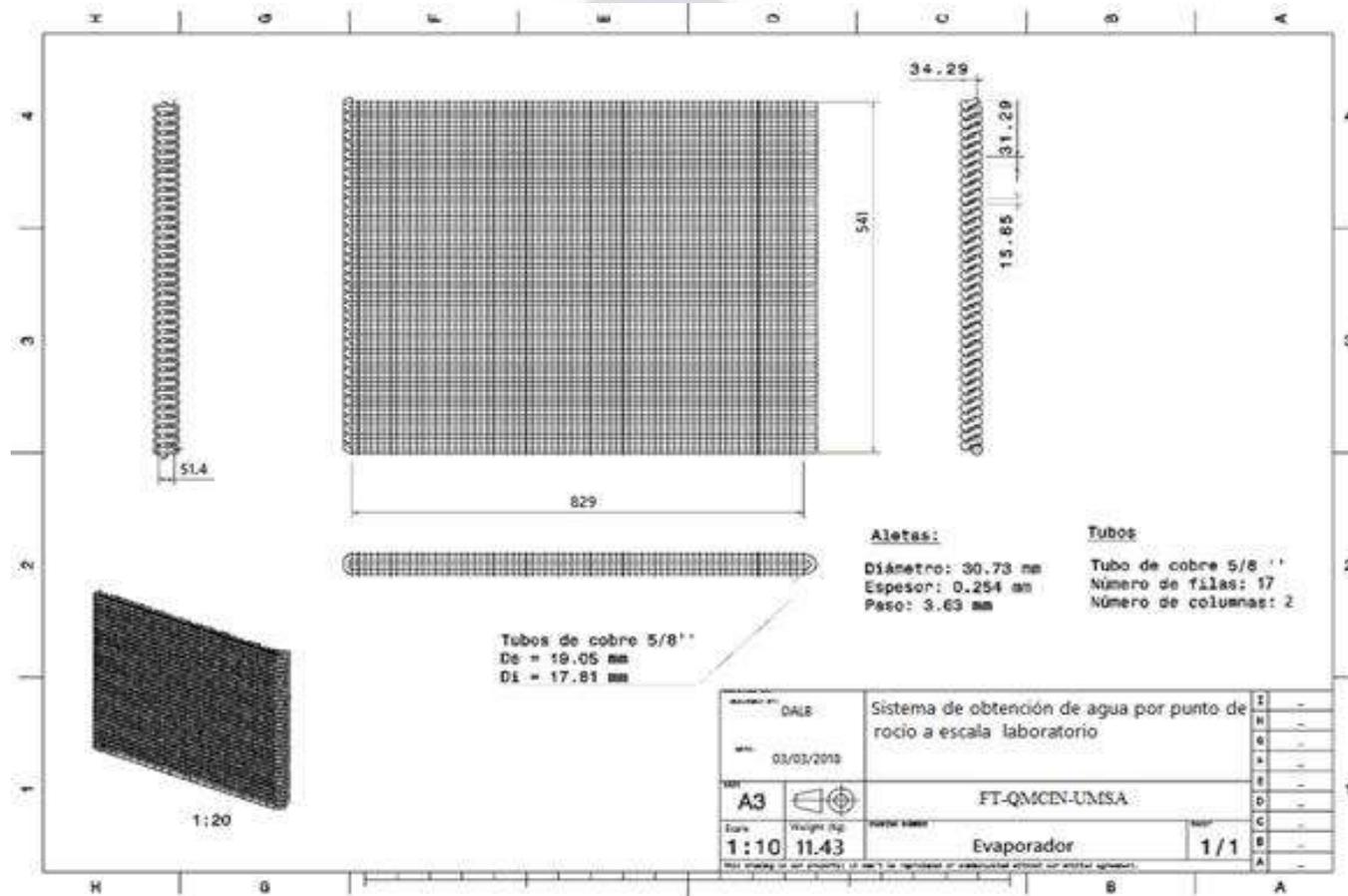
- 23-E SIMULACIÓN REFRIGERANTE R600A



Fuente: Elaboración propia.

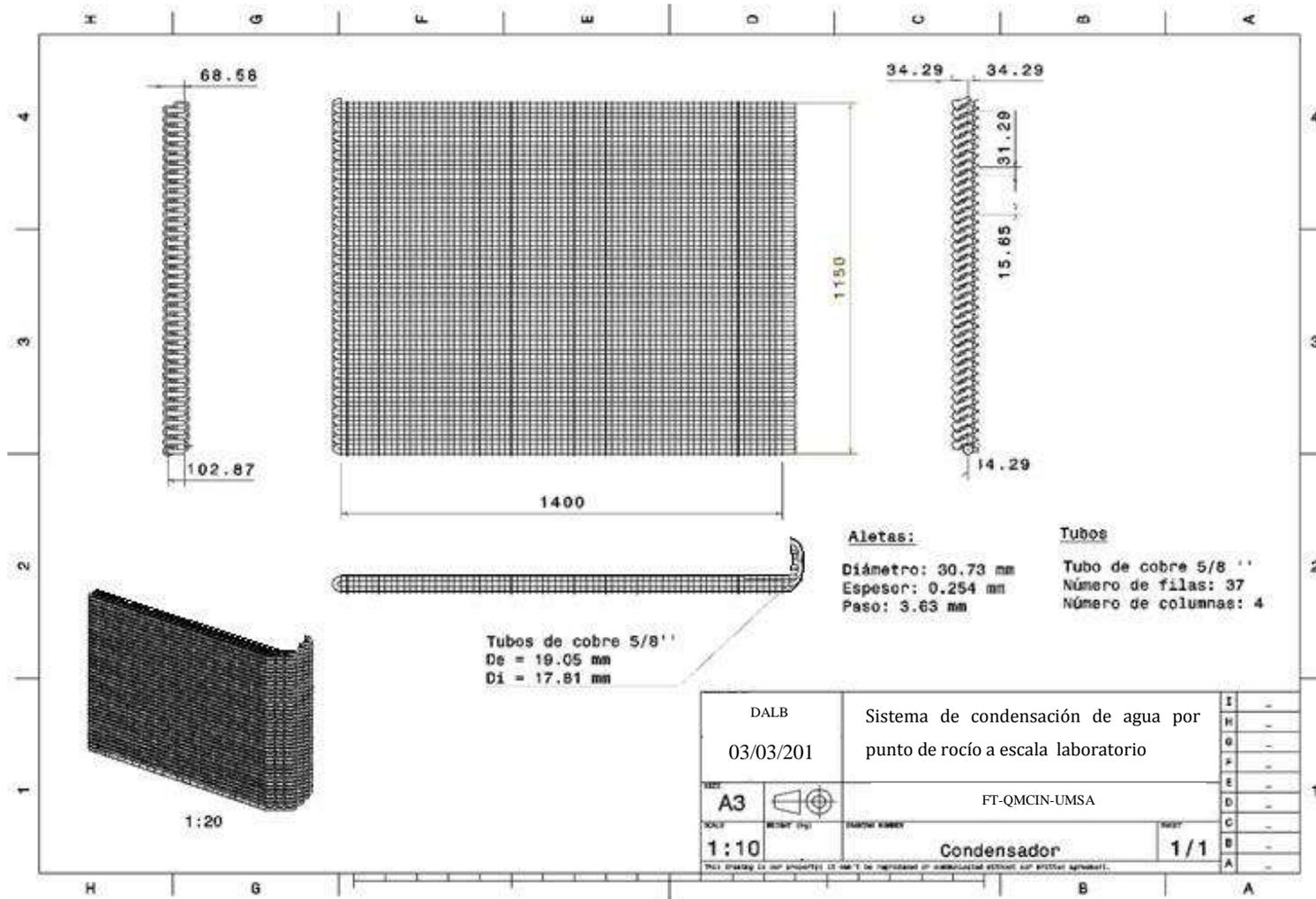
ANEXO 24 DIBUJOS Y PLANOS

- 24-A EVAPORADOR



Fuente: Elaboración propia

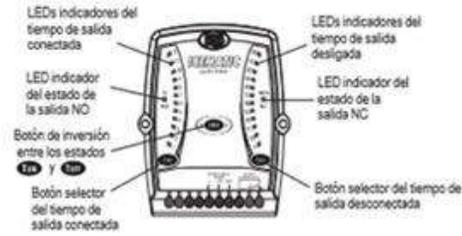
• 24-B CONDENSADOR



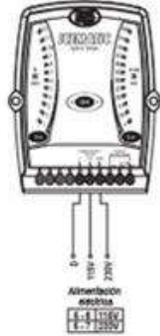
Fuente: Elaboración propia

- 24-C TIMER CICLICO

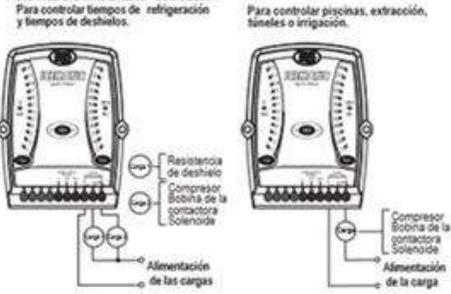
IDENTIFICACIÓN DEL PANEL



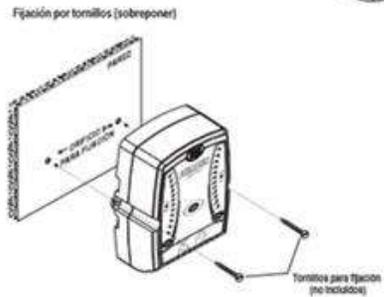
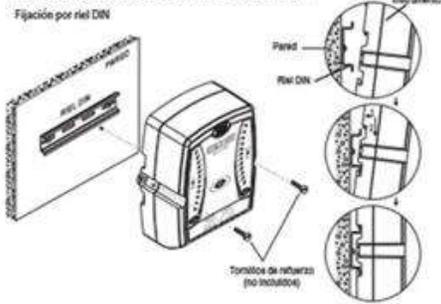
ESQUEMA DE CONEXIÓN



CONEXIÓN DE LAS CARGAS



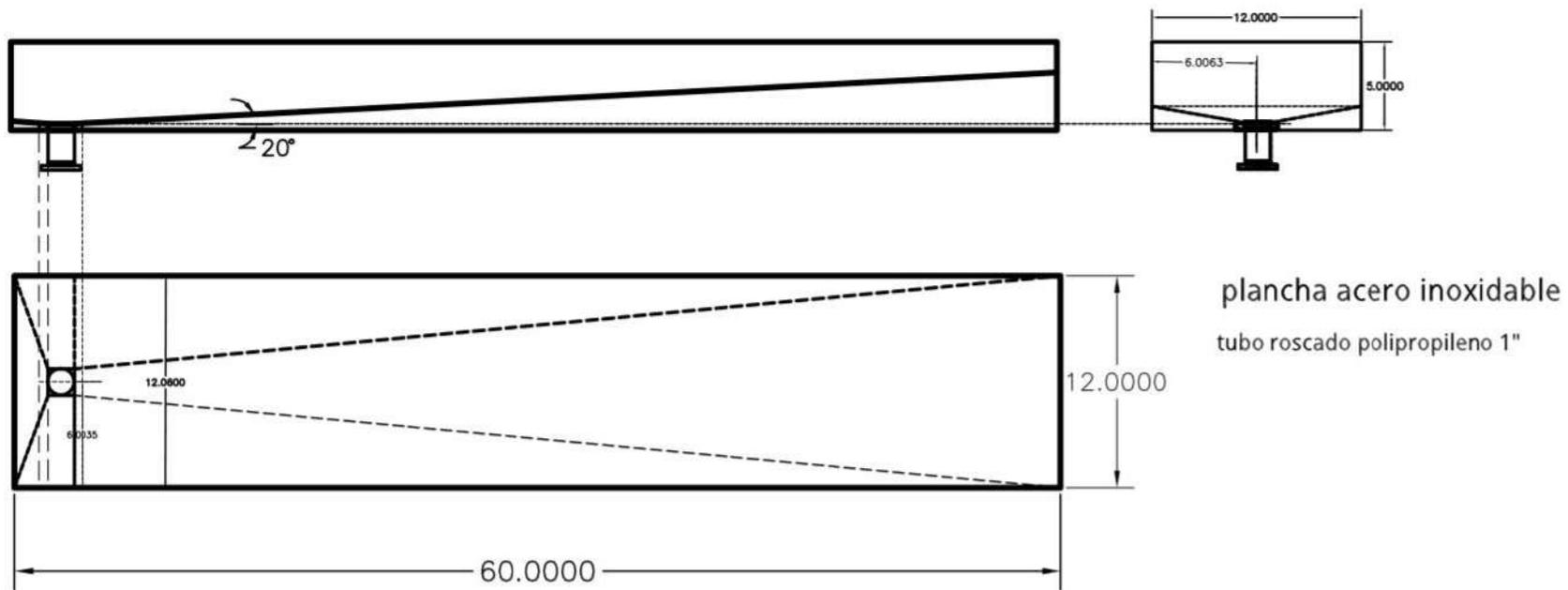
MODOS DE FIJACIÓN DEL INSTRUMENTO



Fuente: (icematic, 2010)

- 24-D BANDEJA COLECTORA

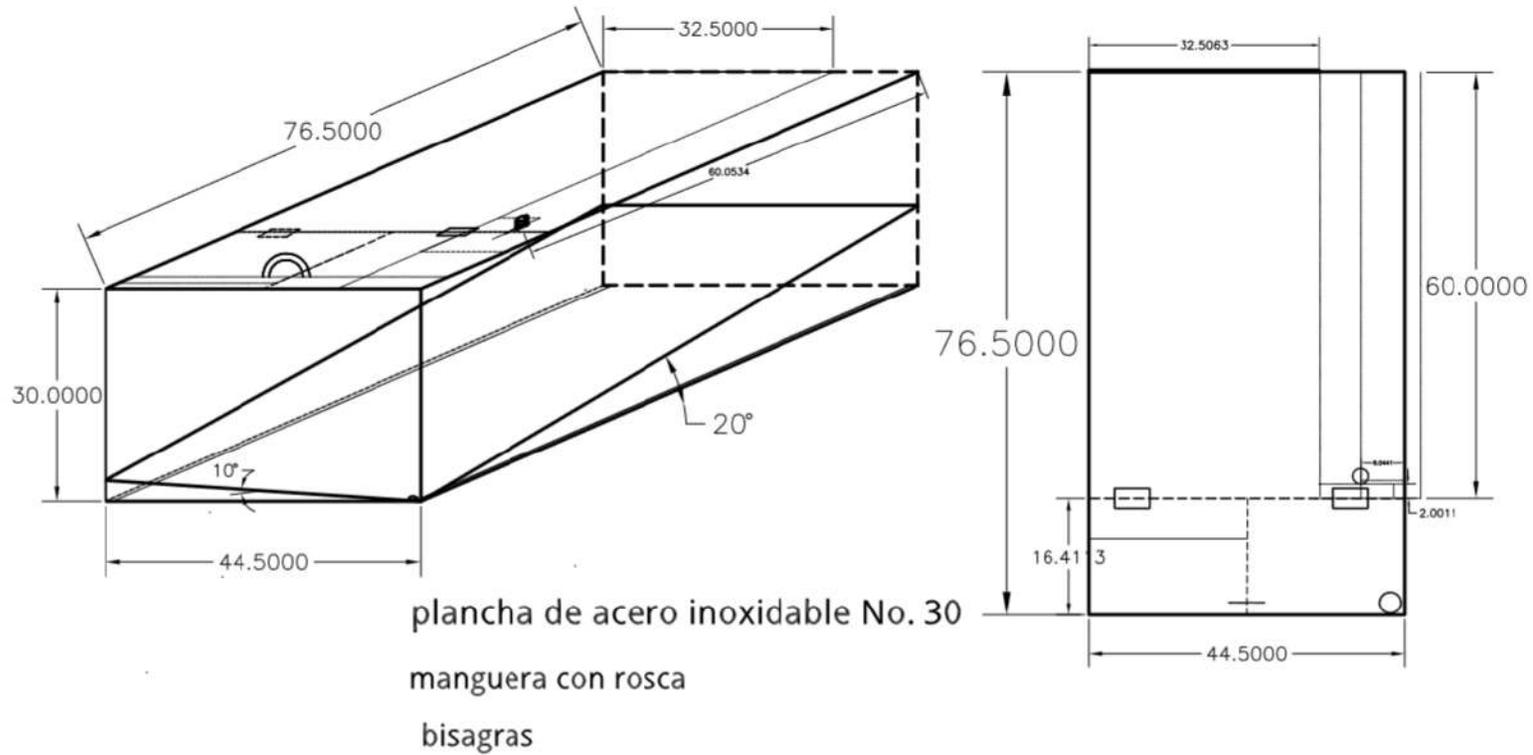
Bandeja Colectora



Fuente: Elaboración propia

- 24-E RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO

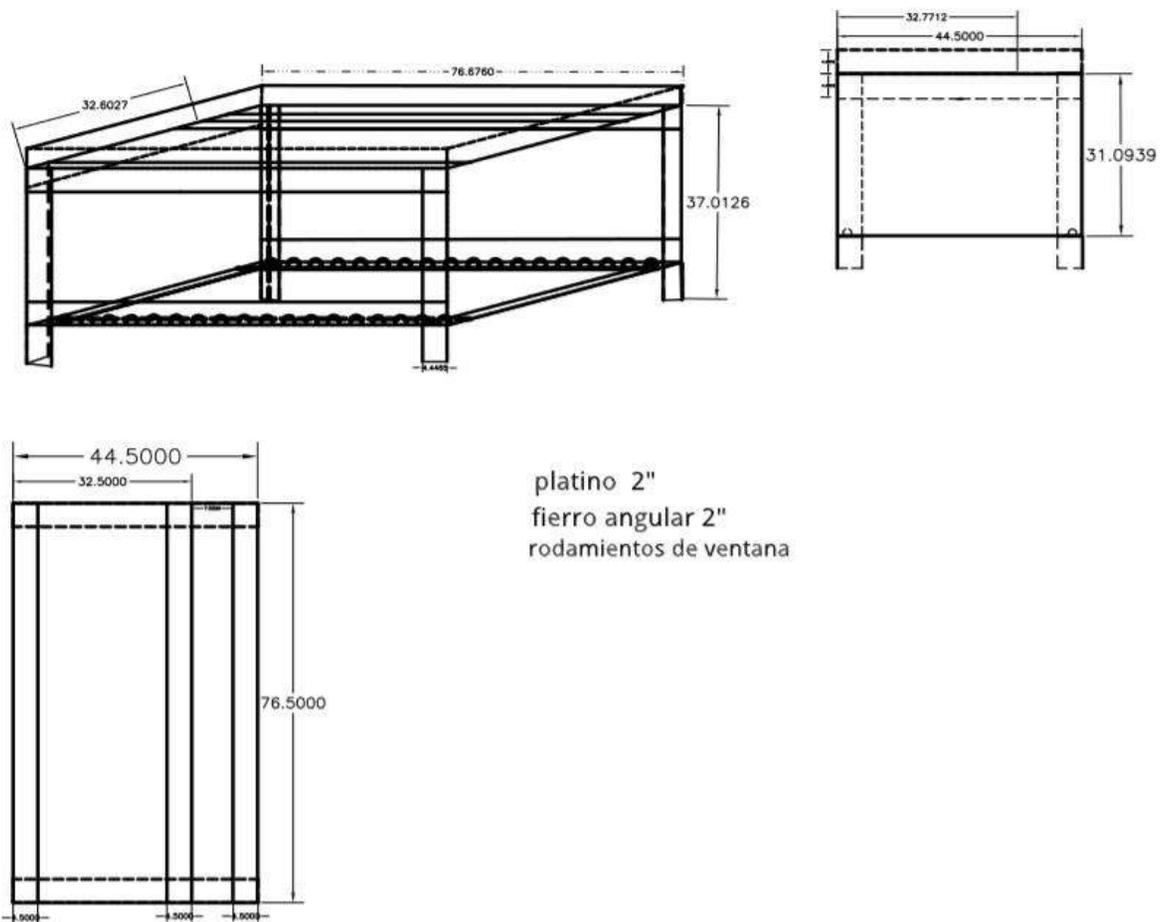
Recipiente de Almacenamiento



Fuente: Elaboración propia

- 24-F ESTRUCTURAS METALICAS

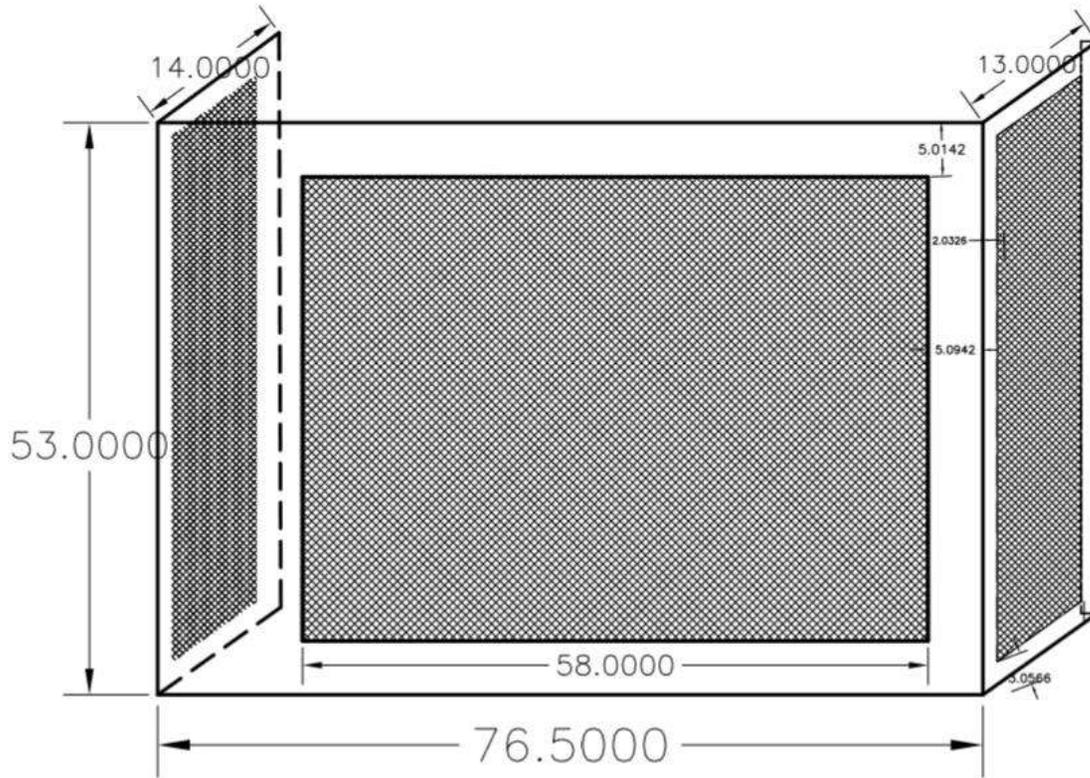
Armazón



Fuente: Elaboración propia

- **24-G CAJA DE PROTECCION DEL SISTEMA**

Caja de protección del sistema



plancha de acero
inoxidable No. 30
malla milimétrica

E

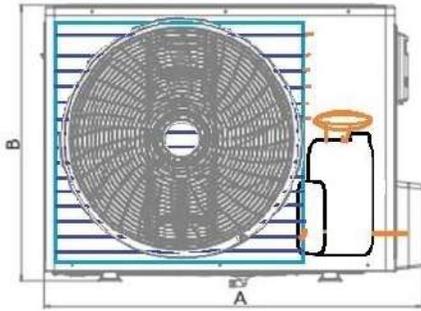
Fuente: Elaboración propia

- 24-H DIMENSIONES DE CADA UNIDAD

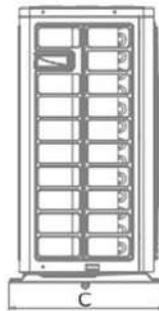
DISEÑO DEL SISTEMA DE OBTENCIÓN DE AGUA POR PUNTO DE ROCÍO

UNIDAD CONDENSADORA

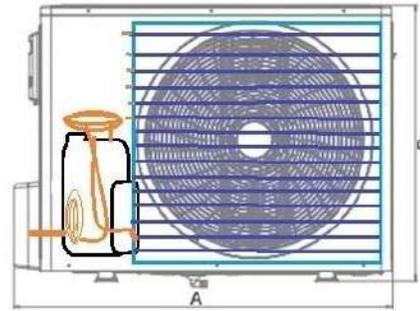
PARTE FRONTAL



PARTE LATERAL

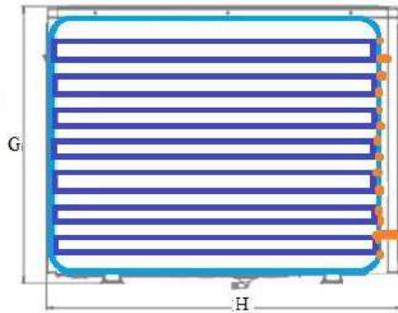


PARTE POSTERIOR



UNIDAD EVAPORADORA

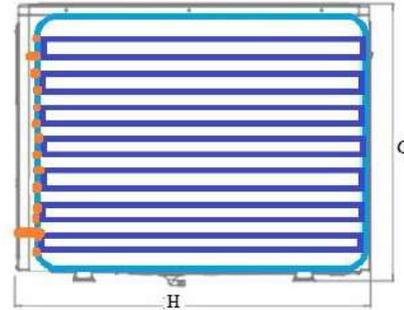
PARTE FRONTAL



PARTE LATERAL

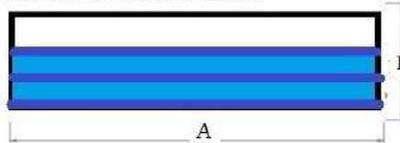


PARTE POSTERIOR

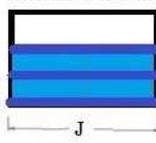


RECIPIENTE COLECTOR DE AGUA

PARTE FRONTAL/ POSTERIOR



PARTE LATERAL

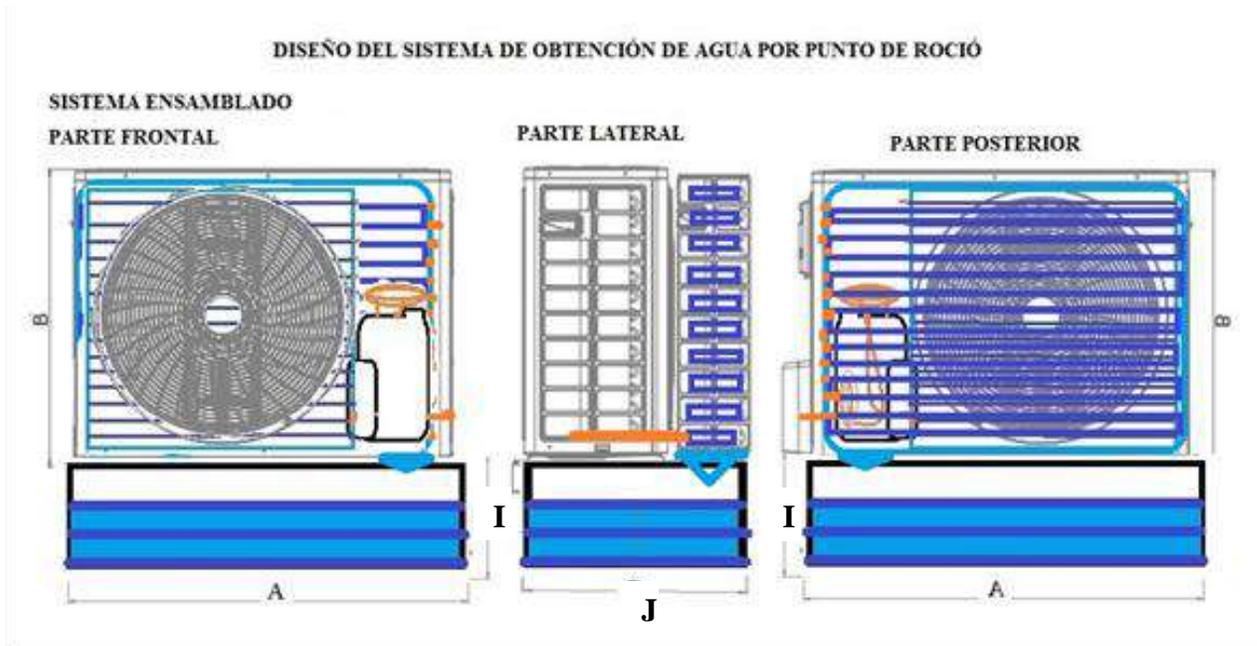


DIMENSIONES (cm)

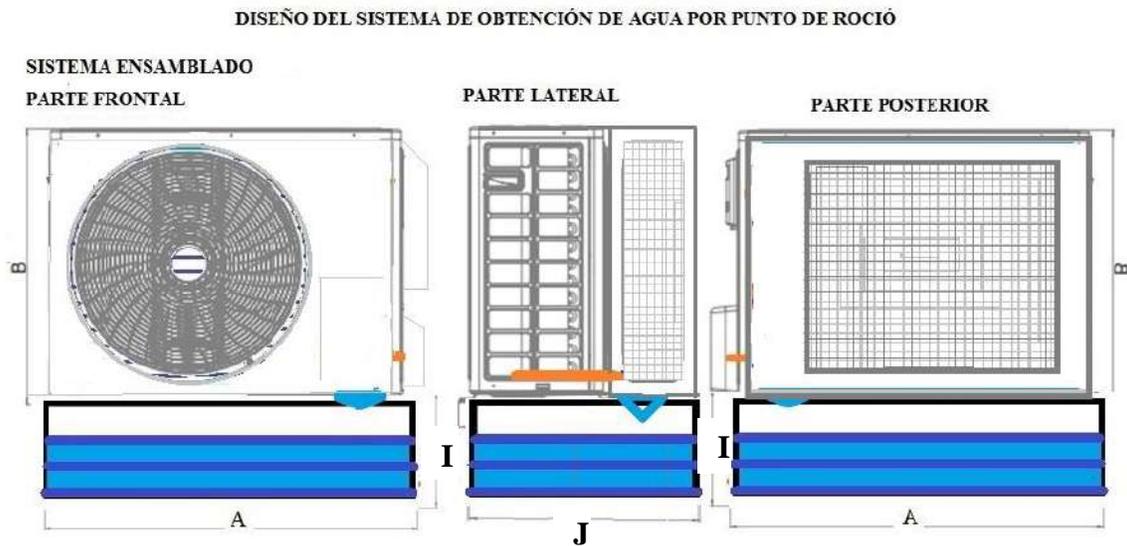
A	76.5
B	53
C	32.5
F	7
G	42.5
H	57.5
I	30
J	44.5

Fuente: Elaboración propia

- 24-I BOCETO EQUIPO ENSAMBLADO



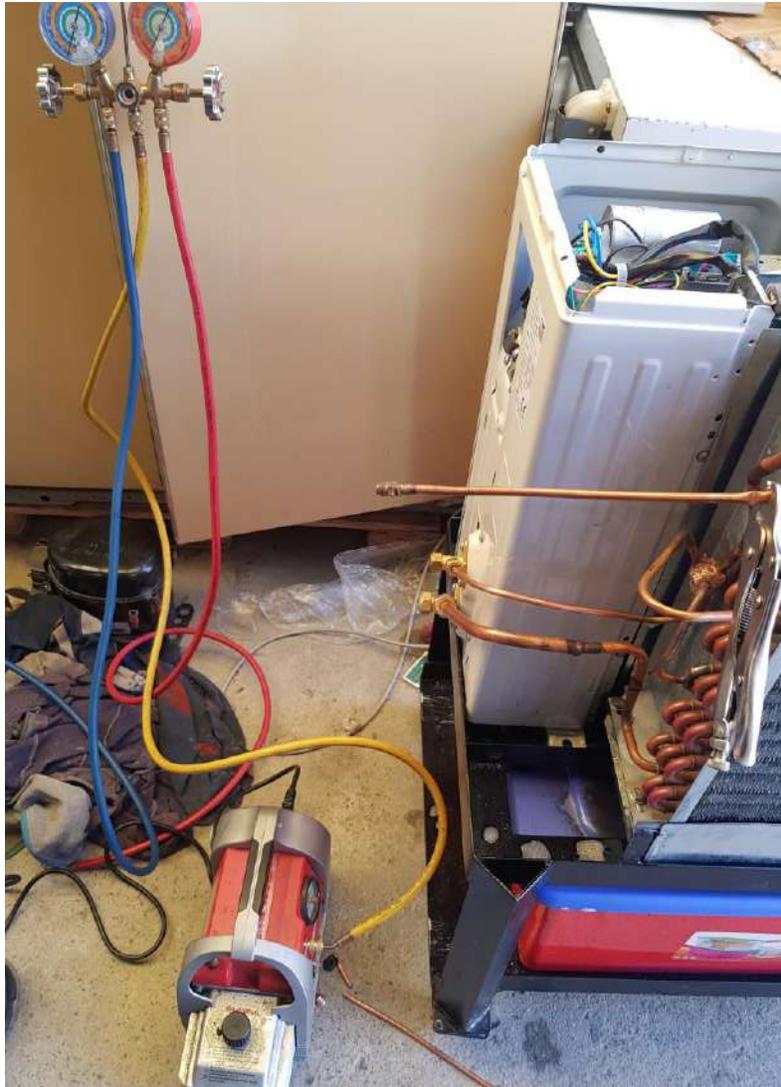
Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

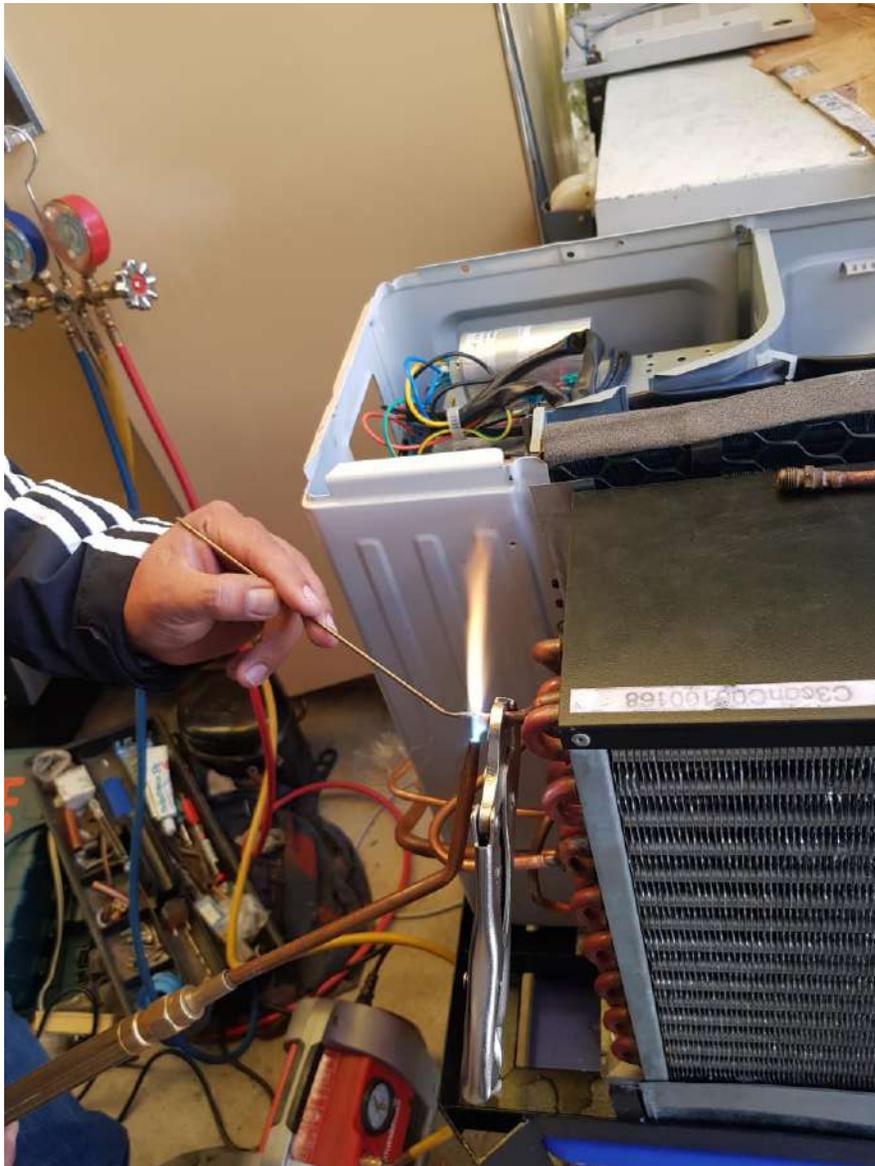
ANEXO 25 FOTOGRAFIAS

25-A PROCESO DE ENSAMBLADO



Fuente: Elaboración propia

- **PROCESO DE ENSAMBLADO**



Fuente: Elaboración propia

- **PROCESO DE ENSAMBLADO**



Fuente: Elaboración propia

- **PROCESO DE ENSAMBLADO**



Fuente: Elaboración propia



- **PROCESO DE ENSAMBLADO**



Fuente: Elaboración propia

- PROCESO DE ENSAMBLADO



Fuente: Elaboración propia

- **PROCESO DE ENSAMBLADO**

Instalación TIC



Fuente: Elaboración propia

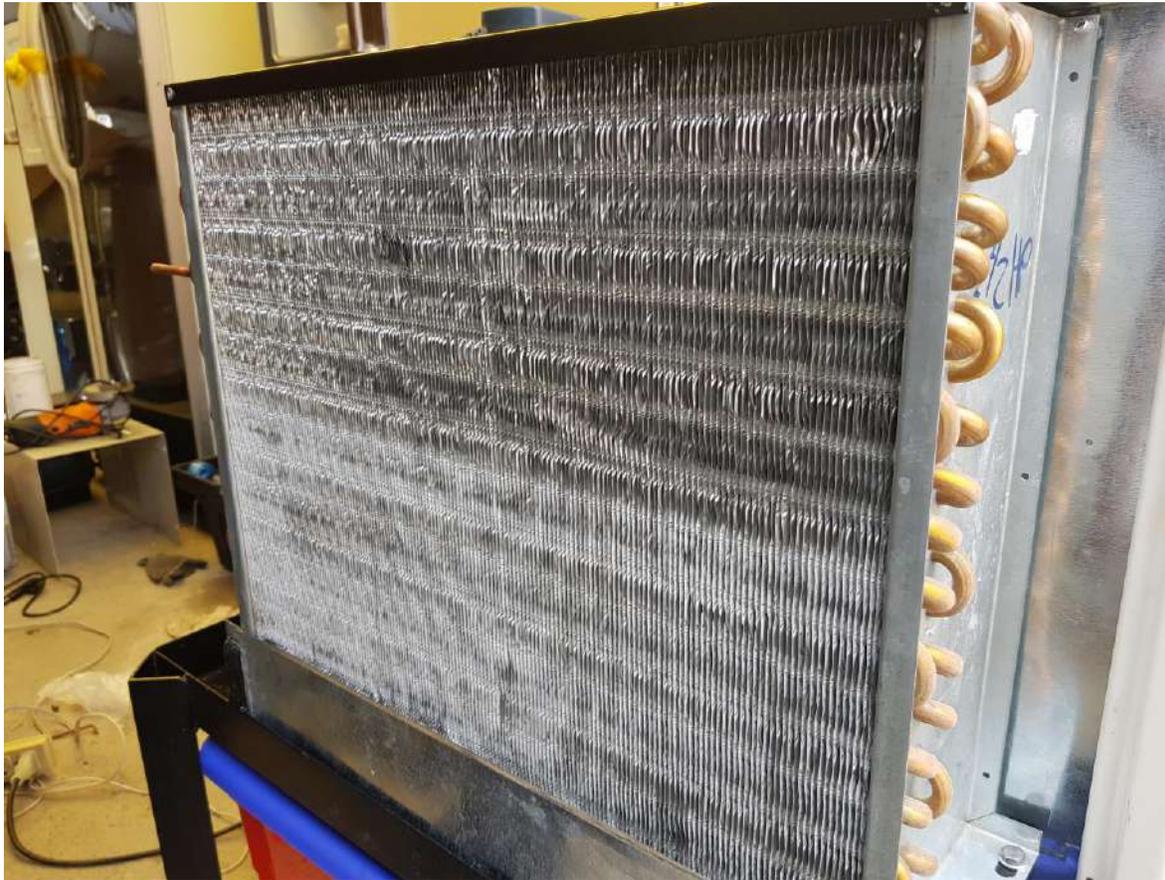
- **PROCESO DE ENSAMBLADO**

Prueba de funcionamiento



Fuente: Elaboración propia

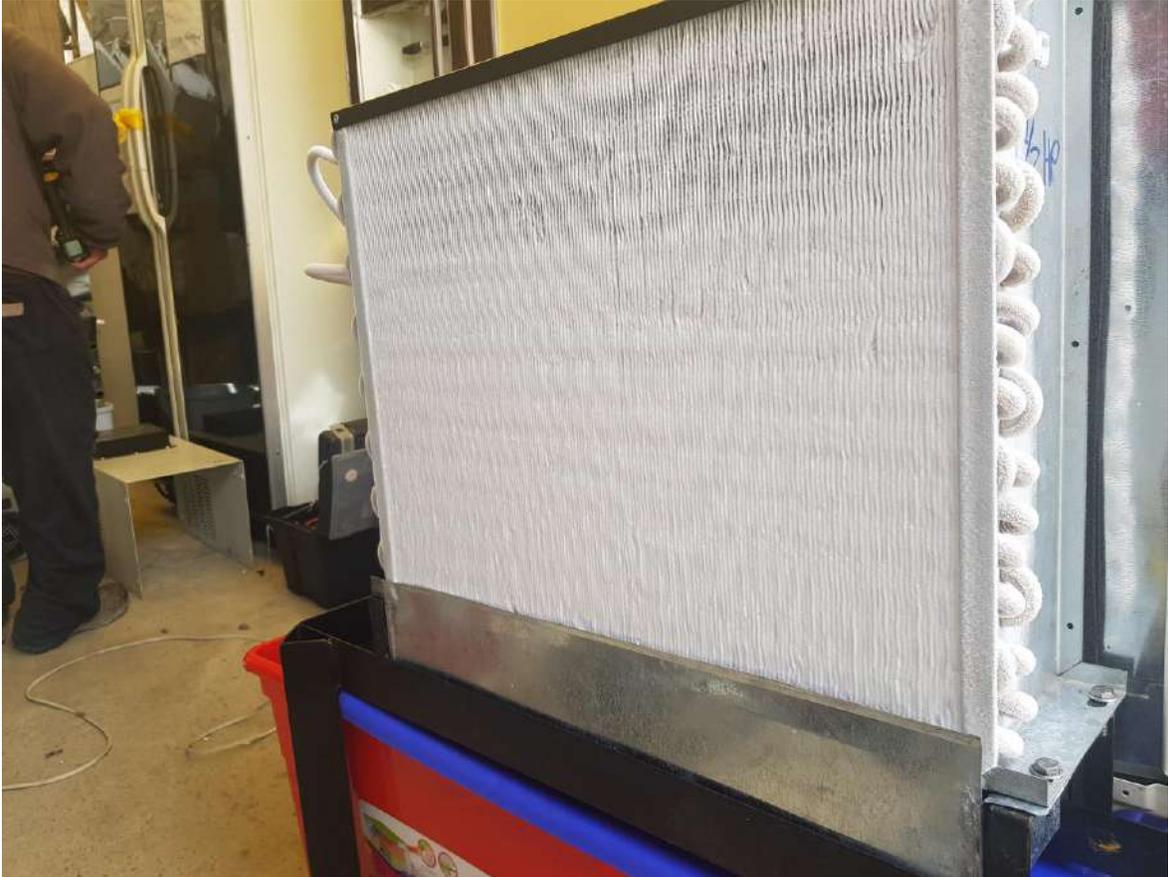
25-B PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO



Fuente: Elaboración propia



- **PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO**



Fuente: Elaboración propia



- **EQUIPO YA ENSAMBLADO**



Fuente: Elaboración propia

25-C CAJUATA



Fuente: Elaboración Propia



- **SECTORES ALTOS QUE SE VEN DE FRENTE DE LA ALCALDÍA**



Fuente: Elaboración Propia

