

**OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN  
INTERMITENTE USANDO EL PAR REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO  
(BR-LI) AGUA, DEL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS**

**ANIBAL FERNANDO RANGEL CARDENAS**

**WILMER ALBERTO OLARTE CALA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

**OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN  
INTERMITENTE USANDO EL PAR REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO  
(BR-LI) AGUA, DEL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS**

**ANIBAL FERNANDO RANGEL CARDENAS**

**WILMER ALBERTO OLARTE CALA**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director**

**JULIAN JARAMILLO**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

## **DEDICATORIA**

*AGRADEZCO ESTE TRIUNFO A DIOS,  
A MI MADRE MARIA EUGENIA CARDENAS,  
A MI PADRE ANIBAL RANGEL BUENO Y  
A MI HERMANA JOHANNA RANGEL CARDENAS  
POR SU APOYO INCONDICIONAL, ACOMPAÑAMIENTO  
Y ENTREGA EN ESTA ETAPA DE MI VIDA*

**ANÍBAL FERNANDO RANGEL CÁRDENAS**

## **DEDICATORIA**

*A DIOS  
A LA VIRGEN MARIA  
A MI PADRE EDILBERTO OLARTE MENDOZA  
A MI MADRE BESTABE CALA ORTIZ  
A MIS HERMANOS EDWIN, DEISY Y JORS POR SU AMOR, COMPRENSION Y  
APOYO INCONDICIONAL EN ESTA ETAPA DE MI VIDA*

**WILMER ALBERTO OLARTE CALA**

## **AGRADECIMIENTOS**

*Sinceros agradecimientos*

*Al profesor Julián Jaramillo por su guía y apoyo durante la ejecución del proyecto*

*Al profesor Omar Gelvez por sus opiniones y sugerencias.*

*A todos los compañeros que directa o indirectamente, participaron leyendo, opinando, corrigiendo, teniéndonos paciencia, dando ánimo, acompañándonos en los momentos de crisis y en los momentos de felicidad. Yenia, liseth y Julian.*

*A la empresa Proyectos y Servicios, en especial a Edgar Andrés y Patricia Tarazona por gran apoyo brindado en la realización de este proyecto.*

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN .....	18
1. DESARROLLO METODOLÓGICO.....	20
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA .....	20
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	21
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	23
2. REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	24
2.1 RESEÑA HISTORICA .....	24
2.2 GENERALIDADES .....	27
2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN.....	28
2.3.1 Ciclo de Simple Efecto.....	32
2.3.2 Ciclo de efecto mitad .....	40
2.3.3 Ciclo de doble efecto. ....	41
3. OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO.....	51
3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO ACTUAL .....	51
3.2 CONDICIONES INICIALES DEL PROTOTIPO.....	55
3.2.1 Condiciones físicas .....	55
3.2.2 Condiciones operativas.....	56
3.3 DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	56
3.4 RESULTADOS DEL PROYECTO INICIAL.....	59
3.4.1 Descripción de la prueba .....	60
3.5 REDISEÑO DEL PROTOTIPO.....	65
3.5.1 Cálculo de masas subsistema de refrigeración .....	65
3.5.2 Análisis térmico de las etapas del prototipo.....	67
3.5.3 Cálculo de los intercambiadores de calor .....	74
4. OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	85
4.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	86

4.2 SUBSISTEMA FUENTE DE ENERGIA .....	90
4.3 SUBSISTEMA MANEJO HIDRAULICO .....	90
4.4 SUBSISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL .....	91
4.5 Termopozos y termocúplas .....	92
4.7 Dispositivo de adquisición de datos (Field Point) .....	93
4.8 Sistema de monitoreo y <i>control</i> mediante software Labview .....	94
5. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	97
5.1 PRUEBAS DE VACÍO Y ESTANQUEIDAD.....	97
5.2 PRUEBA # 4.....	102
5.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	108
5.4.1 Principio de funcionamiento.....	108
5.4.2 Capacidad de refrigeración.....	108
6. CONCLUSIONES .....	114
7. RECOMENDACIONES.....	115
BIBLIOGRAFÍA.....	117
ANEXOS.....	118

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Fuentes de energía térmica. ....	22
Figura 2. Ciclo refrigeración por absorción efecto simple.....	32
Figura 3. Comparación entre el compresor de una máquina de absorción (térmico) y el de una máquina de compresión mecánica.....	33
Figura 4. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H <sub>2</sub> O .....	36
Figura 5. Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H <sub>2</sub> O .....	37
Figura 6. Calor específico en función de la concentración .....	38
Figura 7. Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio .....	38
Figura 8. Esquema de un ciclo de efecto mitad .....	41
Figura 9. Esquema de una máquina de absorción de BrLi/H <sub>2</sub> O de doble efecto condensada por agua .....	44
Figura 10. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo paralelo .....	47
Figura 11. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo serie .....	48
Figura 12. Esquema del circuito del prototipo. ....	53
Figura 13. Requerimientos de entradas y salidas del sistema de control. ....	54
Figura 14. Foto prototipo actual .....	55
Figura 15. Diagrama de flujo etapa Evaporación-Absorción .....	57
Figura 16. Diagrama de flujo etapa Generación-Absorción.....	58
Figura 17. Diagrama de flujo etapa Transición.....	59
Figura 18. Resultados Prueba # 14.....	62
Figura 19. Diagrama Dühring BrLi-H <sub>2</sub> O .....	64
Figura 20. Condiciones iniciales. ....	67
Figura 21. Etapa Evaporación-Absorción.....	68
Figura 22. Finalización Etapa Evaporación-Absorción. ....	69
Figura 23. Inicio Etapa Generación-Condensación. ....	70
Figura 24. Inicio Etapa de Transición.....	71
Figura 25. Diagrama de Bühring del Proceso. ....	71

Figura 26. Condiciones del tanque evaporador-condensador en la etapa de evaporación .....	75
Figura 27. Condiciones del tanque evaporador-condensador en la etapa de condensación. ....	82
Figura 28. Condiciones del tanque generador-absorbedor en la etapa de absorción.....	83
Figura 29. Condiciones del tanque generador-absorbedor en la etapa de generación....	84
Figura 30. Modificaciones tanque evaporador-condensador.....	86
Figura 31. Serpentín evaporador-condensador.....	88
Figura 32. Modificaciones tanque generador-absorbedor. ....	89
Figura 33. Recubrimiento térmico tanques principales.....	90
Figura 34. Bombas del sistema hidráulico.....	91
Figura 35. Tablero eléctrico de control.....	91
Figura 36. Termocupla tipo J. ....	92
Figura 37. Vacuómetros tanque principales.....	93
Figura 38. Disposición de los módulos del Field Point en el prototipo. ....	94
Figura 39. Interfaz gráfica Labview. ....	95
Figura 40. Pantalla de programación labview. ....	95
Figura 41. Prototipo final.....	96
Figura 42. Lectura presión Vacuometro. ....	98
Figura 43. Tanques en la etapa de generación /condensación. ....	99
Figura 44. Ciclo refrigeración. ....	100
Figura 45. Resultados prueba # 4.....	104
Figura 46. Etapa evaporación prueba # 5. ....	106
Figura 47. Resultados prueba # 4 y Prueba # 5.....	107
Figura 48. Serpentín evaporador. ....	109

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Puntos de tanques en grafica Bühring. ....	72
Tabla 2. Resultados cálculos de los serpentines.....	85
Tabla 3. Resultados de las pruebas realizadas.....	101
Tabla 4. Tabla paramétrica de la etapa de evaporización.....	112

## LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Diagrama de flujo etapa de Evaporación-Absorción.....	Pág. 119
Anexo B. Diagrama de flujo etapa de Generación-Condensación.....	Pág. 120
Anexo C. Diagrama de flujo etapa Transición.....	Pág. 121
Anexo D. Cálculo térmico del proceso de Refrigeración.....	Pág. 122
Anexo E. Diagrama de Merkel de las disoluciones libr-h <sub>2</sub> o.....	Pág. 123
Anexo F. Tabla de coeficientes de superficie para la correlación de Ebullición.....	Pág. 124
Anexo G. Ficha técnica Bromuro de Litio.....	Pág. 125
Anexo H. Cálculo serpentín Evaporador.....	Pág. 132
Anexo I. Cálculo serpentín condensado.....	Pág. 134
Anexo J. Cálculo serpentín Absorbedor.....	Pág. 136
Anexo K. Cálculo serpentín Generador.....	Pág. 138
Anexo L. Ficha técnica Bomba de Vacío Proset.....	Pág. 140
Anexo M. Ficha técnica relevos.....	Pág. 141
Anexo N. Ficha técnica cable tipo vehículo.....	Pág. 142
Anexo O. Ficha técnica cable 2x18.....	Pág. 144
Anexo P. Ficha técnica manguera Parker series 7093.....	Pág. 146
Anexo Q. Ficha técnica aislante AW.....	Pág. 147
Anexo R. Ficha técnica Termolón.....	Pág. 149
Anexo S. Ficha técnica válvula de Bola KTS.....	Pág. 150
Anexo T. Ficha técnica Acrílico.....	Pág. 151
Anexo U. Ficha técnica tubería PVC RDE 21.....	Pág. 154
Anexo V. Curva típica de ebullición del agua a 1 atmosfera	Pág. 157
Anexo W. Planos Constructivos.....	Pág. 158
Anexo X. Manual de operación del prototipo.....	Pág. 169

## RESUMEN

**TITULO:** Optimización del prototipo de refrigeración por absorción intermitente usando el par refrigerante bromuro de litio (BR-LI) agua, del laboratorio de plantas térmicas.\*

**AUTORES:** ANIBAL FERNANDO RANGEL CARDENAS. WILMER ALBERTO OLARTE CALA.\*\*

**PALABRAS CLAVES:** refrigeración por absorción, bromuro de litio.

### CONTENIDO

La necesidad de disminuir el elevado consumo de energía de origen fósil en el mundo actual especialmente en el campo de la refrigeración y el acondicionamiento de aire es uno de los factores que motivaron la realización de esta tesis de grado, continuación de esta línea de investigación en la refrigeración por absorción intermitente iniciado en el proyecto realizado en el año 2013.

Los sistemas de refrigeración por absorción además de permitir la utilización de energías térmicas, evitan el consumo de energías no convencionales, fósiles y eléctricas, las cuales son las causantes del impacto negativo sobre el medio ambiente; por este motivo y por el interés en utilizar energías limpias; se continúa haciendo aportes a ésta línea de investigación, mediante la optimización del prototipo para la experimentación de la refrigeración por absorción intermitente usando el par refrigerante bromuro de litio-agua (Br-Li).

Fue rediseñado, fabricado y probado, el prototipo en mención. El montaje realizado, permitió visualizar el principio de funcionamiento y las etapas de los sistemas de refrigeración por absorción intermitente; como también se logró aumentar su capacidad de refrigeración. Los resultados y la eficacia de la unidad se estudiaron mediante la determinación del coeficiente de rendimiento (COP) y partiendo de esto se procedió a explicar las cuestiones operativas del prototipo.

---

\*Proyecto de Grado.

\*\* Facultad de Ingenierías Físico - mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Julian Jaramillo.

## ABSTRACT

**TITLE:** optimization absorption refrigeration prototype using intermittent coolant par lithium bromide (BR-LI), of water thermal plant lab\*

**AUTHORS:** ANIBAL FERNANDO RANGEL CARDENAS. WILMER ALBERTO OLARTE CALA.\*\*

**KEYWORDS:** absorption refrigeration, lithium bromide.

### CONTENT

The need to reduce the high consumption of fossil energy in the world today especially in the field of refrigeration and air conditioning is one of the factors that led to the realization of this thesis, then this line of research intermittent absorption refrigeration begun in the project in 2013.

The absorption refrigeration systems allow thermal energy usage. They also avoid the use of non-conventional energy, fossil fuels and electricity, which are the cause of the negative impact on the environment. For this reason and for the interest in using clean energies, it is worth to continue making contributions to this research area by optimizing the experimental intermittent absorption refrigeration prototype using the water-lithium bromide (Br-Li) pair.

The existing prototype was redesigned, built and tested. The assembly made allowed the visualization of the operation principle and the stages of intermittent absorption refrigeration systems. Moreover, it was possible to increase its cooling capacity. The results and effectiveness of the unit was studied by determining the coefficient of performance (COP), and based on this to explain the operational issues of the new prototype.

---

\* Graduation Project.

\*\* Faculty of Physical – Mechanical Engineering, Mechanical Engineering School, Eng. Julian Jaramillo.

## INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen muchos conflictos entre el ser humano y el ambiente, tales como la destrucción de la capa de ozono, la deforestación, la contaminación de las fuentes de agua y los cambios climáticos, generados como consecuencia de actividades antropogénicas\*, ya que cualquier actividad que realiza el ser humano tiene incidencia directa o indirecta sobre el Ambiente, que trae consecuencias sobre la salud, el bienestar y la sostenibilidad de las futuras generaciones.

Desde la revolución industrial hasta nuestros días, el hombre ha tomado conciencia sobre el daño irreparable que le ha hecho al medio ambiente, puesto que se ha visto afectado por la mala calidad del aire, el agotamiento de los recursos energéticos no renovables, el efecto invernadero, el deterioro de la capa de ozono, el descongelamiento de los polos, el calentamiento global y la contaminación de los recursos hídricos. Los sistemas de refrigeración por compresión, son considerados fuentes contaminantes debido a los refrigerantes utilizados para tal fin. Los sistemas de refrigeración por absorción además de permitir la utilización de energías térmicas residuales, evitan el consumo de energías más costosas, fósiles o eléctricas, dando lugar a un doble ahorro; uno por la recuperación de energías desechables y otro por la reducción de consumos primarios en la producción de energía eléctrica, para producción de frío.

Desde el punto de vista energético y ambiental, los sistemas de aire acondicionado y refrigeración en el futuro están encaminados en cierta medida hacia los sistemas de absorción. Estos sistemas manejan refrigerantes naturales

---

\* Se refiere a los efectos, procesos o materiales que son el resultado de actividades humanas normalmente relacionadas con contaminaciones ambientales

y utilizan para su funcionamiento energía térmica obtenida de diferentes fuentes, logrando así un ahorro de energía y reducción de emisiones tóxicas.

Este trabajo de grado, pretende constituirse en una herramienta para la investigación y el análisis de sistemas de refrigeración por absorción, mediante la optimización del prototipo para la experimentación de la refrigeración por absorción usando la mezcla bromuro de litio (B-Li) agua, desarrollado como un proyecto de grado en el año 2012<sup>1</sup>.

Este trabajo de grado propone la optimización del prototipo para la experimentación de refrigeración por absorción (H<sub>2</sub>O+BrLi) de flujo intermitente, una investigación y un rediseño partiendo del trabajo inicial realizado como parte de un proyecto de grado anterior.

Este proyecto está estructurado así, en el primer capítulo se describen de forma general los factores principales que motivaron la continuación de esta investigación sobre sistemas de refrigeración por absorción, además de los objetivos propuestos inicialmente. El segundo capítulo detalla los fundamentos básicos de la tecnología de refrigeración por absorción; comienza con una narración del devenir histórico que ha experimentado esta tecnología, desde sus inicios a mediados del siglo XIX. A continuación se presenta una clasificación de las distintas máquinas de absorción en función del número de efectos, sistema de condensación, par/refrigerante empleado, o fuente de calor. Este capítulo también introduce los tres principales ciclos de absorción: simple efecto, efecto mitad y doble efecto. Para cada ciclo se describen los componentes que lo conforman. En el tercer capítulo se hace una descripción general de la situación actual del prototipo y se describen cada una de las etapas del proceso de rediseño y construcción que permitieron llegar a la optimización del prototipo. En el cuarto y

---

<sup>1</sup> FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absorptiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. : Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2012. 279 p.

último capítulo se muestran las pruebas y los resultados obtenidos en la evaluación del prototipo. Finalmente, se describen las conclusiones y recomendaciones generadas del respectivo análisis de resultados.

## **1. DESARROLLO METODOLÓGICO**

### **1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

El área de refrigeración, ha demostrado ser uno de los fuertes de la INGENIERÍA MECÁNICA de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, gracias al continuo desarrollo, investigación, e innovación en la climatización; pero la preocupación asociada al elevado consumo de energía de estos sistemas y el daño que en la mayoría de los casos su uso ejerce sobre el ambiente, obliga a la ingeniería a desarrollar alternativas que permitan a la humanidad continuar con el mejoramiento de su nivel de vida de una manera sostenible y amigable con el medio ambiente.

La tecnología de refrigeración por absorción posibilita el uso de fuentes de energía no convencionales como la Geotérmica, la Biomasa y la Solar Térmica, entre otras, como aporte energético a las plantas de absorción, ventaja que supone la independencia de fuentes convencionales de energía y sobre todo el ahorro de combustibles fósiles y la reducción del impacto ambiental que su uso conlleva.

Pues bien, a la solución de todos estos problemas surgidos en el campo de la climatización pueden contribuir las máquinas de absorción; y desde la Universidad Industrial de Santander surge la inquietud de encaminar investigaciones hacia Máquinas capaces de producir frío y/o calor, que pueden llegar a convertirse en una alternativa real a los convencionales aparatos

eléctricos de compresión mecánica, todo este estudio estará soportado en la optimización del prototipo para la experimentación de refrigeración por absorción usando la mezcla de BrLi-H<sub>2</sub>O; herramienta importante para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO**

Desde la revolución industrial hasta nuestros días, el hombre ha empezado a tomar conciencia sobre el daño irreparable que le ha hecho al medio ambiente, puesto que se ha visto afectado por la mala calidad del aire, el agotamiento de los recursos energéticos no renovables, el efecto invernadero, el deterioro de la capa de ozono, el descongelamiento de los polos, el calentamiento global y la contaminación de los recurso hídricos.

Por esta razón, la Universidad Industrial De Santander adelanta investigaciones y desarrollos, que conlleven a un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos, logrando así sistemas que usen fuentes de energía no convencional, que sean amigables con el medio ambiente, en el campo de la refrigeración.

Desde el punto de vista energético y ambiental, los sistemas de aire acondicionado y refrigeración en el futuro están encaminados, en cierta medida, hacia los sistemas de absorción. Estos sistemas manejan refrigerantes naturales y utilizan para su funcionamiento energía térmica obtenida de diferentes fuentes como se indica en la figura 1, logrando así un ahorro de energía y reducción de emisiones tóxicas, cumpliendo con compromisos ambientales como los protocolo de Kioto y de Montreal.

**Figura 1. Fuentes de energía térmica.**



**Fuente:** Cogeneración con otros combustibles fósiles. Disponible desde internet: <http://www.icogen-sa.com/index.php/blog/nuestras-areas-de-actividad/52-cogeneracion-con-otros-combustibles-fosiles-.html>

Por esta razón, se hace necesario adelantar estudios de investigación sobre el funcionamiento de sistemas de absorción; para ello se propone el rediseño del prototipo para la experimentación de la refrigeración por absorción; todo ello con el objetivo de encaminarnos a futuras investigaciones sobre tecnologías limpias y estar a la vanguardia sobre nuevas tecnologías utilizadas en refrigeración y aire acondicionado. Tecnología que sería muy útil para aquellas zonas donde no se cuenta con un suministro de energía eléctrica.

### 1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

#### Objetivo General

Contribuir con la misión de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, al fortalecimiento de la línea de refrigeración, realizando una investigación en el tema de refrigeración por absorción intermitente, todo ello soportado e impulsado por la optimización del prototipo de refrigeración por absorción intermitente ubicado en el laboratorio de plantas térmicas.

#### Objetivos Específicos

- ✓ Realizar el rediseño, construcción y puesta en funcionamiento del prototipo ubicado en el laboratorio de plantas térmicas basado en la tecnología de refrigeración por absorción intermitente usando la mezcla de BrLi-H<sub>2</sub>O, con el fin de obtener una capacidad superior a los 20w.
- ✓ Realizar un estudio paramétrico para determinar la influencia del porcentaje en peso de la solución BrLi-H<sub>2</sub>O, en la capacidad del sistema, para una cantidad de BrLi determinada.
- ✓ Rediseñar el prototipo de tal forma que brinde la oportunidad de comprobar el principio de funcionamiento de la refrigeración por absorción intermitente, y que a su vez, este permita visualizar cada una de las etapas que componen el ciclo de refrigeración por absorción intermitente:
  - Etapa de evaporación/absorción.
  - Etapa de generación/condensación.
- ✓ Realizar un manual de operación para obtener un correcto funcionamiento durante las pruebas posteriores a este proyecto.

## 2. REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

### 2.1 RESEÑA HISTORICA<sup>2</sup>

Los ciclos de absorción se basan en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para *absorber* en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua, respectivamente.

Fue el inglés Joseph Priestly quien en 1774 aisló los gases de amoníaco, oxígeno y Dióxido de carbono. Podemos considerar este hecho, el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción. Bien es cierto, que su aplicación para la producción de frío no sería estudiada hasta Faraday. Éste utilizó un tubo en forma de U, en un extremo del cual se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba. Demostró que se producía frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo.<sup>3</sup>

En los años posteriores aparecerían varios estudios relacionados con el principio de refrigeración por absorción, pero fue Edmond Carré el que inventó la primera máquina de absorción en 1850, utilizando agua/ácido sulfúrico como par absorbente/refrigerante. No obstante, en 1859 su hermano Ferdinand Carré demostró el principio de funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción con el par amoníaco/agua. Fue patentada en 1860 en Estados Unidos,

---

<sup>2</sup> MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 21 p.

<sup>3</sup> FERNANDEZ, Fernando. Análisis de los sistemas de refrigeración solar por adsorción. Trabajo de grado ingeniero energético. Sevilla. Universidad de Sevilla. Departamento de ingeniería energética. 2011. 130 p.

comenzando su comercialización en 1886. La máquina de absorción se utilizó por primera vez a gran escala durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación.

En 1925 la compañía Servel compró a AB Electrolux los derechos de explotación del *refrigerador doméstico*, basado en la mezcla amoníaco/agua/hidrógeno, que había sido patentado en 1921 por Platen y Munters. En 1927, Albert Einstein y Leo Szilard, diseñaron un nuevo ciclo, cuya patente fue asignada a Servel.

El refrigerador de absorción entró en el mercado norteamericano con más de 4 millones de aparatos vendidos en 1926. Su producción disminuiría drásticamente a partir de 1950 debido a la aparición de los sistemas de compresión mecánica, introducidos inicialmente por Carl von Linde, que experimentaron un espectacular desarrollo gracias a su buen rendimiento, menor tamaño y a la generalización en el uso de la energía eléctrica.

El uso del Bromuro de litio/agua (LiBr/H<sub>2</sub>O) como par absorbente/refrigerante comenzó en los años 30. Sería la empresa Carrier la primera en patentar una máquina de absorción de LiBr/agua en 1945.

En la década de los 60, las máquinas de absorción de Birlí/agua se desarrollaron en base a los ciclos de simple efecto; estas máquinas son la base de la tecnología de absorción. El desarrollo de la tecnología de absorción sufrió un importante declive en Estados Unidos en los primeros años 70, uno de los motivos fue el desarrollo de compresores, motores y sistemas de control que consiguieron hacer mucho más competitivas las máquinas de compresión mecánica; pero el motivo principal fue la preocupación política existente a raíz de la crisis del petróleo de 1973 que se temía que existiesen recortes en la disponibilidad de gas natural; algo que posteriormente no sucedió. Sin embargo en otros países,

principalmente asiáticos (Japón, China y Corea), la absorción tuvo un importante desarrollo en el mercado de la refrigeración, en el cual ya gozaba de una gran preponderancia. En China su desarrollo se vio reforzado por la carencia del país de una infraestructura eléctrica. En los últimos 25 años se ha asistido a un nuevo resurgir de la tecnología de absorción, debido a la alta contaminación del medio ambiente y desabastecimiento de los recursos naturales. Este resurgir está fundamentado en la posibilidad de estos sistemas de accionarse directamente con energía solar o calores residuales, reduciendo de este modo las emisiones de CO<sub>2</sub> ligadas al decremento de la demanda de energía eléctrica, a esto se le une el hecho de que los fluidos de trabajo de estas máquinas son compuestos naturales, evitando así los efectos negativos sobre el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes utilizados por las máquinas de compresión mecánica, que destruyen el ozono atmosférico.

En este campo existen también los sistemas GAX que operan con la mezcla amoníaco/agua, mezcla que presenta la ventaja de poder utilizar temperaturas de evaporación por debajo de los 0°C. Sin embargo los COP obtenidos son inferiores a los de las máquinas de doble efecto de LiBr/H<sub>2</sub>O.

También ha cobrado mucha importancia en los últimos 30 años el accionamiento de sistemas de absorción mediante energía solar, lo que se conoce popularmente como frío solar. Por otro lado, en el campo de la refrigeración, la única mezcla utilizada actualmente es la de amoníaco/agua, ya que el amoníaco puede operar hasta temperaturas de -50°C. Estas máquinas se desarrollan en pequeñas series y de potencias elevadas. También se ha de destacar la generalización del uso de máquinas de absorción en instalaciones de cogeneración para optimizar el consumo de calor, dando lugar a lo que se conoce como trigeneración: calor, frío y energía eléctrica. Las plantas de refrigeración por absorción usadas en la trigeneración suelen tener potencias desde 100 kW hasta varios Megavatios.

Otros autores auguran un nuevo desarrollo de los sistemas de cogeneración/absorción para aplicaciones residenciales y comerciales de pequeño tamaño debido a la aparición de nuevas tecnologías en generación distribuida, como son las microturbinas de gas y las pilas de combustible

En los últimos años se ha incrementado el interés en desarrollar máquinas de absorción refrigeradas por aire y que puedan ser integradas en el sector residencial y en el de la automoción. Las razones para este resurgimiento son de índole medioambiental y de ahorro energético. Se debe destacar que las desventajas de las máquinas de absorción siguen recayendo en su elevado peso y dimensiones, y especialmente en un alto coste de inversión inicial.

## **2.2 GENERALIDADES**

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

Las operaciones básicas de una unidad de refrigeración por absorción implican liberar el refrigerante a partir de sus enlaces con el material absorbente y después condensarlo a presión. Este refrigerante líquido se evapora a continuación, mediante la reducción de su presión absorbiendo calor de su entorno y la creación de frío. Este frío se llama efecto de refrigeración (RE) que se consigue en el evaporador.

Hay dos tipos distintos de unidades de refrigeración por absorción: sistemas intermitentes y de funcionamiento continuo. En el sistema intermitente, el calor sólo se aplica al generador del sistema una vez por etapa. La aplicación de calor

separa el refrigerante del absorbente, se condensa y luego se almacena el refrigerante líquido. Una vez que la presión interna del sistema cae por debajo de la presión de vapor del refrigerante este comienza a evaporarse. Esto a su vez aumenta la presión del sistema hasta que el refrigerante se combina de nuevo con el material absorbente. Este efecto refrigerante dura normalmente entre 12 y 18 horas.

Los principios básicos de funcionamiento de forma continua en refrigeradores de absorción de funcionamiento son los mismos que el intermitente con la excepción de los componentes críticos que permiten que el sistema funcione de manera continua alimentado por una fuente de calor tal como gas / solar / queroseno, etc. La configuración de un sistema continuo implica el generador, condensador y evaporador y un absorbedor colocado entre el evaporador y el generador. Este último componente permite al refrigerante recombinarse con el absorbente, mientras que el generador continúa operando.

Una bomba de burbuja\* también se utiliza en la mayoría de los diseños para el transporte del absorbente desde el generador hasta el absorbedor para recibir el refrigerante que ha completado el circuito. Los sistemas de refrigeración por absorción tienen menor COP en comparación con la de un sistema de compresión de vapor.

### **2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN**

Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa en función de un criterio definido. Sobre las máquinas de absorción, no existe una clasificación unificada, ni siquiera unos criterios que coincidan de forma general. Entre los fabricantes de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente

---

\* Dispositivo que permite hacer circular un fluido por el efecto termosifón.

conceptos como “efecto” y “etapa”, lo que Carrier y Yazaki denominan efecto, Trane y York lo denominan etapa. Por todo ello se ha creído oportuno comenzar ofreciendo una definición específica de estos conceptos<sup>4</sup>:

- **Efecto:** hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición.  
P.e.: simple efecto = 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.
  
- **Etapa:** hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante.  
P.e.: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc.

Los principales criterios en el momento de clasificar las máquinas de absorción son los siguientes:

- En función del *número de efectos* (o generadores)
  - De **simple efecto**: máquina de absorción con un solo generador.
  - De **doble efecto**: máquina de absorción con dos generadores.
  - De **triple efecto**: máquina de absorción con tres generadores.
  
- En función del *par refrigerante/absorbente* utilizado por la máquina
  - **H<sub>2</sub>O/LiBr**: el refrigerante es agua y el absorbente, bromuro de litio.
  - **NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es amoníaco y el absorbente, agua.
  - **LiNO<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente, agua.
  - **NaSCN/H<sub>2</sub>O**: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente, agua.

---

<sup>4</sup> MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 198 p.

- En función del *número de etapas* (o absorbedores)
  - De **simple etapa**: máquina de absorción con un absorbedor.
  - De **doble etapa**: máquina de absorción con dos absorbedores.
  - De **triple etapa**: máquina de absorción con tres absorbedores.
  
- En función del sistema de condensación
  - **Condensada por agua**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de enfriamiento.
  - **Condensada por aire**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.
  
- En función la *fuerza de calor* que suministra la potencia calorífica a la máquina
  - De **tipo directo o “llama” directa**: utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).
  
  - De **tipo indirecto**: reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un *fluido térmico*, de la recuperación de calor de una *fuerza residual*, de una instalación de *energía solar*, o de una *caldera de gas*.

Un caso particular es el de las máquinas de absorción de *efecto mitad*, que presentan dos generadores y dos absorbedores; pero que se denominan de este modo (efecto mitad) porque su COP es aproximadamente la mitad del de las

máquinas de simple efecto. Según Tozer si se denomina  $\alpha$  al COP en simple efecto, resulta que el COP de la máquina de efecto mitad es<sup>5</sup>:

$$\text{COP} = \frac{\alpha(1-\alpha^{0,5})}{1-\alpha} \quad (1)$$

Por último señalar que se suelen combinar los diferentes criterios para describir con mayor precisión la máquina de absorción.

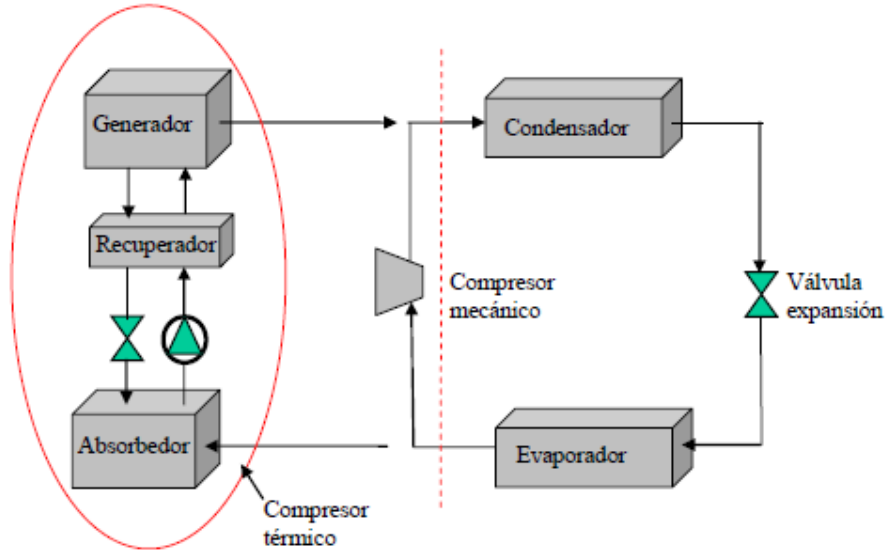
P.e.: Máquina de absorción de llama directa (Gas-fired) de H<sub>2</sub>O/LiBr de doble efecto condensada por agua.

---

<sup>5</sup> MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 198 p.

### 2.3.1 Ciclo de Simple Efecto.

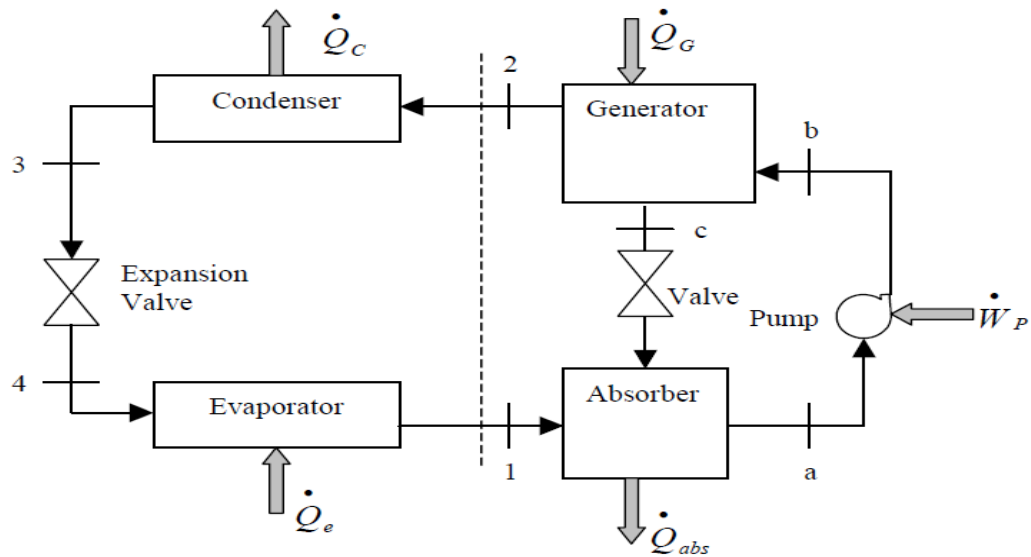
**Figura 2.** Comparación entre el compresor de una máquina de absorción (térmico) y el de una máquina de compresión mecánica



**Fuente.** Autores.

**2.3.2 Descripción general.** La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente. En las máquinas de absorción el tradicional compresor mecánico es sustituido por un conjunto denominado *compresor térmico*, como se muestra en la figura 2, formado por dos intercambiadores de calor y masa (generador y absorbedor), un recuperador de calor, una bomba y una válvula de expansión.

**Figura 3.** Ciclo refrigeración por absorción efecto simple.



**Fuente:** Autores

El funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos, como se aprecia en la figura 3. Los componentes del sistema en los que se presenta el intercambio de calor son: generador, absorbedor, condensador y evaporador; siendo sus cuatro focos respectivos:  $q_G, T_G$ ;  $q_{ABS}, T_{ABS}$ ;  $q_{COND}, T_{COND}$ ;  $q_{EVAP}, T_{EVAP}$ . El fluido de trabajo de la máquina de absorción es una disolución. En el caso de la disolución de LiBr/H<sub>2</sub>O, el absorbente es el bromuro de litio, se le denomina absorbente por la fuerte afinidad por el vapor refrigerante en las condiciones de absorción, y el refrigerante el agua, ya que tiene la capacidad de absorber el calor en las condiciones de refrigeración.

El funcionamiento de la máquina es el siguiente: La disolución contenida en el absorbedor se bombea hasta el generador, que trabaja aproximadamente a la misma presión que el condensador. En el generador se transfiere calor,  $q_G$ , hasta que la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose de esta manera el vapor refrigerante. La disolución restante rica en absorbente, cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del

condensador y el evaporador, de igual forma que en una máquina de compresión mecánica. El refrigerante retorna al estado de vapor en el evaporador, a baja presión y temperatura, para ser absorbido exotérmicamente en el absorbedor por la disolución concentrada procedente del generador.

El refrigerante circula sucesivamente a través del condensador, de la válvula de expansión, del evaporador y del absorbedor. En el condensador (proceso 1-2 figura 2) el refrigerante en estado gaseoso se transforma en refrigerante líquido a la temperatura de condensación ( $T_2$ ) cediendo el calor de condensación ( $q_{COND}$ ) al foco que se encuentra a la temperatura  $T_{COND}$ . A continuación pasa a través de la válvula de expansión (proceso 2-3 figura 2) en un proceso isoentálpico en el cual reduce su presión evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación ( $T_{EVAP}$ ). En estas condiciones el refrigerante llega al evaporador (proceso 3-4 figura 2) donde recibe el calor del local ( $q_{EVAP}$ ) que provoca su completa evaporación a la temperatura  $T_{EVAP}$ . En estado de vapor saturado el refrigerante accede al absorbedor, donde se pone en contacto con la disolución concentrada procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor de condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución). El calor de absorción, que es la suma del calor de condensación más el calor de dilución, se transfiere a la temperatura  $T_{ABS}$ .

Es importante resaltar que en la máquina frigorífica de absorción se realizan dos ciclos: el ciclo del refrigerante y el ciclo de la disolución. El ciclo del refrigerante se inicia en el generador (1 figura 2) y termina en el absorbedor (4 figura 2). Por su parte, el ciclo de la disolución transcurre entre el absorbedor y el generador, en el componente que se ha denominado compresor térmico. En el absorbedor la disolución se diluye y en el generador se concentra. El generador y el condensador constituyen las zonas de alta presión de la máquina, mientras que el evaporador y el absorbedor constituyen las de baja presión.

**2.3.2.1 Fluidos de trabajo.** Los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor en general.

Se ha elegido el par  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  porque presenta varias ventajas frente al  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ :

- EL  $\text{NH}_3$  por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos<sup>6</sup>.
- El ciclo de  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  tiene un coeficiente de operación mayor que el de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ .
- No necesita torre de destilación (el  $\text{LiBr}$  no se evapora en las condiciones de trabajo por su elevado punto de fusión y ebullición).

Además, no existen máquinas de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  de doble efecto ya que las presiones que se originarían en el generador serían excesivamente elevadas.

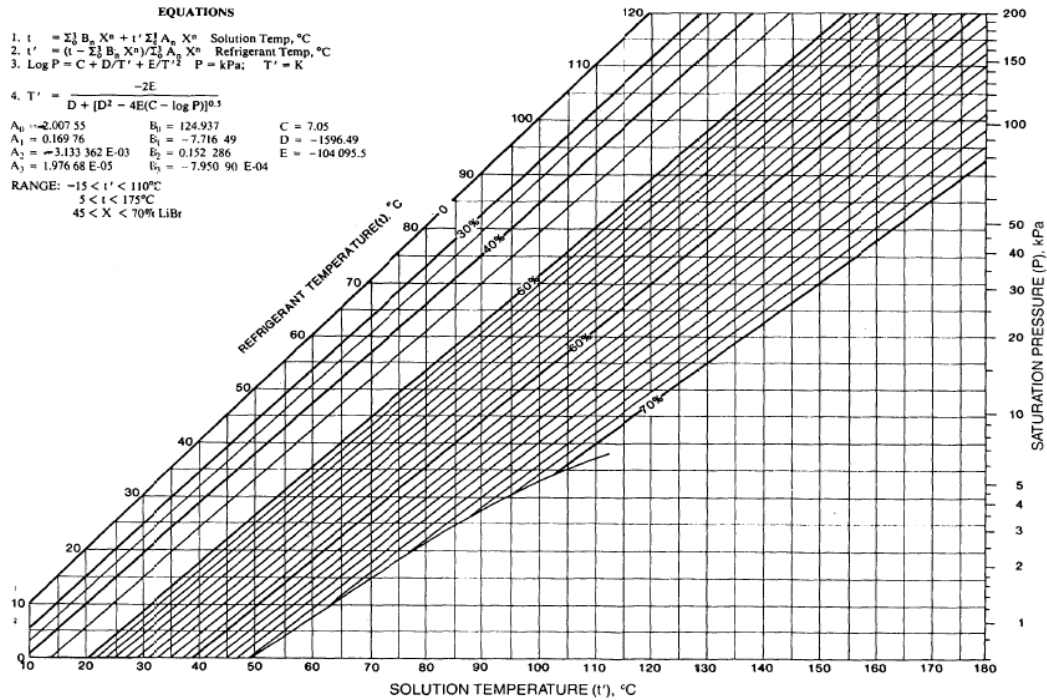
Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción son la conductividad térmica, el calor específico, la densidad, la viscosidad y la tensión superficial.

Entre las propiedades termodinámicas se encuentran la presión de vapor, la entalpía, la entropía, etc. En los diagramas siguientes se representan las propiedades que se necesitan para efectuar los balances de masa y energía: diagrama PTX (presión temperatura-concentración) (figura 4), diagrama hX (entalpía-concentración) (figura 5), calor específico de la disolución (figura 6) y densidad de la disolución (figura 7).

---

<sup>6</sup> reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor

**Figura 4.** Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O

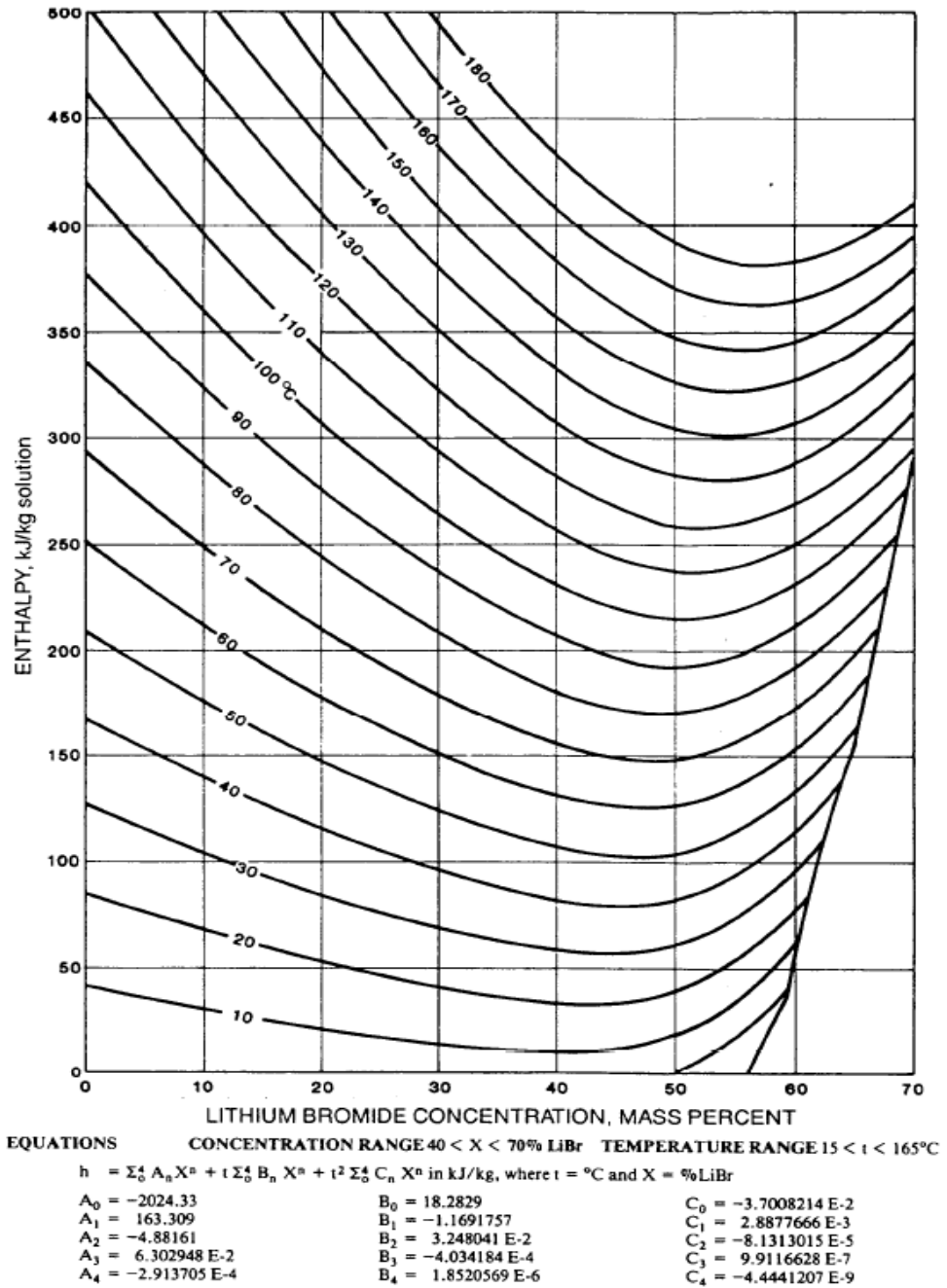


**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 21 p

El diagrama de Dühring, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr/H<sub>2</sub>O. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada regla de Dühring, la cual dice que si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta. Este es el diagrama recomendado por la ASHRAE<sup>7</sup>.

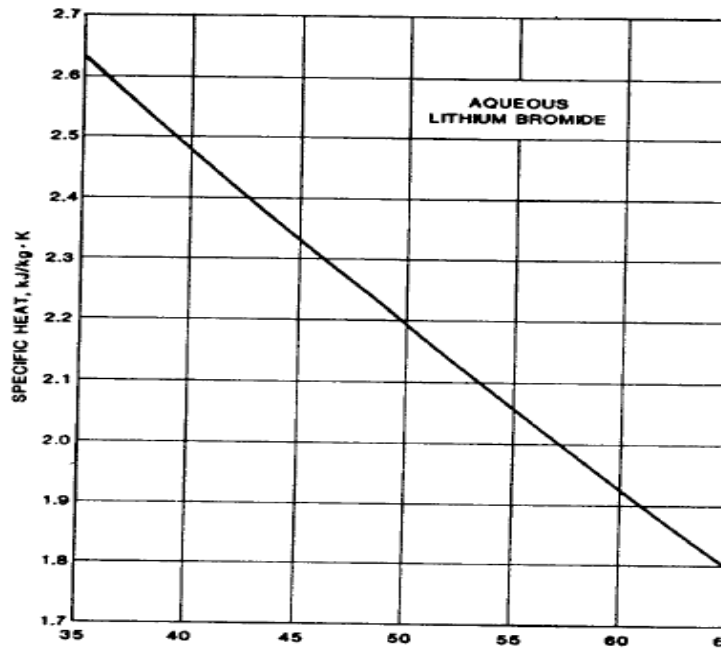
<sup>7</sup> HANDBOOK REFRIGERATION, ASHRAE, Absorption Cooling, Heating, and Refrigeration Equipment, Chapter 2. 2009. p 2-16.

**Figura 5.** Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O



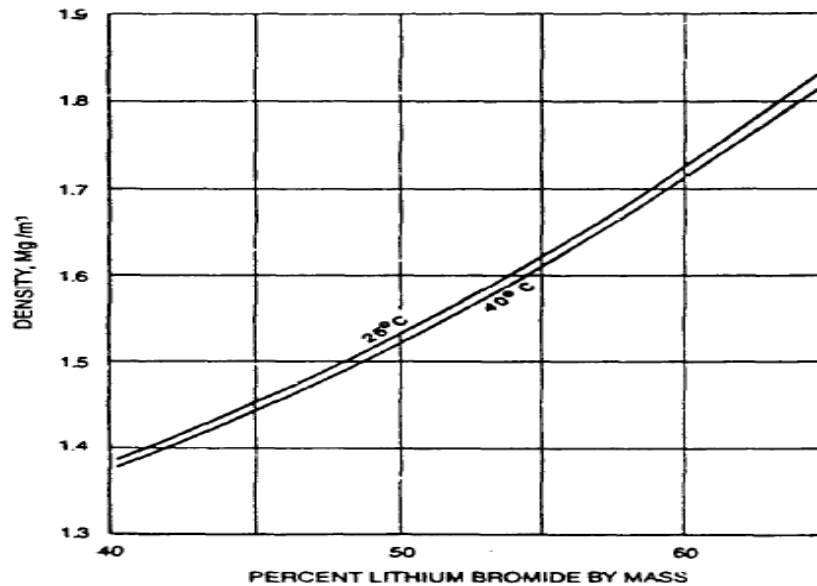
**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 22 p

Figura 6. Calor específico en función de la concentración



Fuente: MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 23 p

Figura 7. Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio



Fuente: MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid.

Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 23 p.

➤ **El refrigerante.** El calor específico del agua pura es uno de los más altos que se conocen<sup>8</sup>. Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0°C, lo cual le impide trabajar en refrigeración. Por esta razón las máquinas de absorción de BrLi/H<sub>2</sub>O trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0°C, entre 4 y 10°C.

Como la presión de vapor absoluta a estas temperaturas está comprendida entre 400 y 900 Pa, el volumen específico en el evaporador es muy grande, del orden del 200 m<sup>3</sup>/kg. Por el contrario el condensador trabaja con presiones absolutas entre 4.000 y 10.000 Pa, lo cual implica que el volumen específico del refrigerante es unas cinco veces inferior al del evaporador.

➤ **El absorbente.** El absorbente en la disolución es el bromuro de litio, una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del BrLi se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 2200°C, siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

➤ **Inconvenientes de la disolución de BrLi/agua.** La curva en el diagrama PTX de la mezcla BrLi/Agua, es el límite de cristalización (figura 4). Si se supera esta línea se formarán cristales en la disolución; esta zona está comprendida entre el 65 y 70% de concentración de bromuro de litio y temperaturas comprendidas

---

<sup>8</sup> CHAPARRO DE BARRERA, Ángela. [online]. Estructura y propiedades del agua. Citado: 3 de mayo del 2013.

[[http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ciencias/2000051/lecciones/cap01/02\\_05.htm](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ciencias/2000051/lecciones/cap01/02_05.htm)]

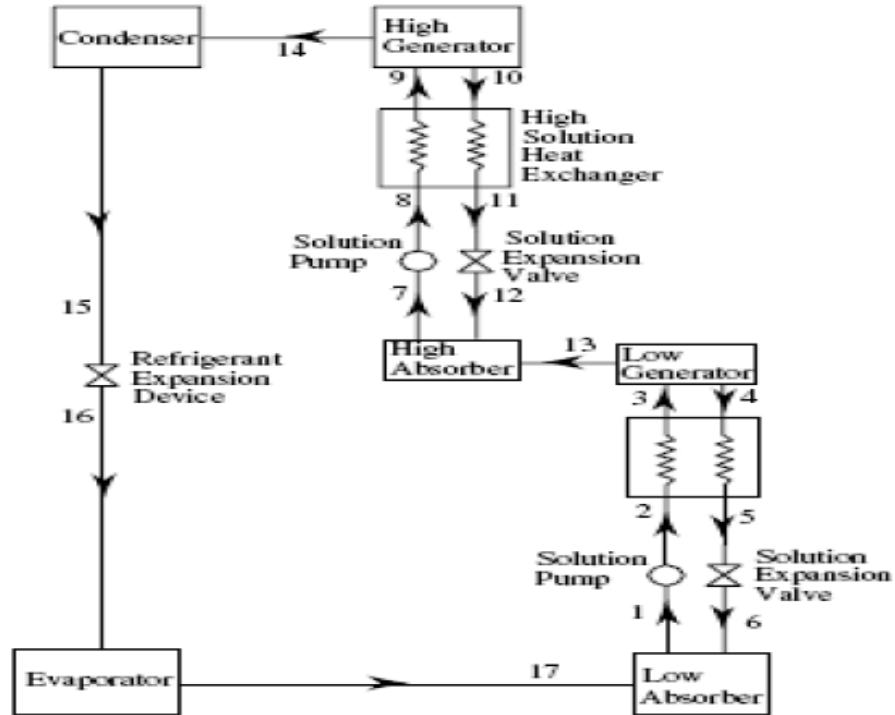
entre 48 y 105 °C. La máquina se diseña para trabajar fuera de esta zona para evitar la formación de cristales en la disolución.

Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno. Esta corrosión se atenúa durante las condiciones normales de funcionamiento del ciclo: 600-900 Pa en el evaporador, y 4-10 Kpa en el condensador; por ello es necesario añadir a la disolución algún inhibidor de corrosión.

**2.3.3 Ciclo de efecto mitad.** El ciclo de *efecto mitad* se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura, del orden de 65-80°C. Este nivel de temperaturas es tan bajo que apenas permite el funcionamiento de un sistema de simple efecto. El sistema de efecto mitad presenta tres niveles diferentes de presión (figura 8). La presión alta y la baja operan del mismo modo que en simple efecto. La presión intermedia es aquella a la que el generador de baja presión proporciona vapor refrigerante al absorbedor de alta presión. Aquí el vapor es absorbido de nuevo por la disolución, y ésta es enviada al generador de alta temperatura donde se produce una nueva ebullición.

El refrigerante vapor cierra el ciclo a través del condensador y evaporador para regresar al absorbedor de baja presión.

**Figura 8.** Esquema de un ciclo de efecto mitad



**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 52 p.

Está claro que la principal ventaja de los ciclos de efecto mitad es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro. Sin embargo este tipo de ciclos, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un COP muy bajo, del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto.

### 2.3.4 Ciclo de doble efecto.

**2.3.4.1 Descripción general.** Una máquina de absorción de doble efecto se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, un condensador y un sub-enfriador de líquido, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor.

Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto. Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple efecto en el generador de alta temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 150 y 180°C. Su valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere: por agua o por aire. El coeficiente de operación se define del mismo modo que para las máquinas de simple efecto:

$$COP = \frac{Q_{EVAP}}{Q_G} \quad (2)$$

En este caso el calor aportado a la máquina será el suministrado al generador de alta temperatura:  $Q_G = Q_{GA}$

Por otro lado, el efecto útil producido en el evaporador lo podemos desdoblar en dos:

- El efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de alta temperatura  $Q_{EVAPGA}$
- El efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de baja temperatura  $Q_{EVAPGB}$

Sustituyendo esto en la expresión del COP se obtiene:

$$COP = \frac{Q_{EVAP}}{Q_G} = \frac{Q_{EVAPGA} + Q_{EVAPGB}}{Q_{GA}} = COP_{EVAPGA} + COP_{EVAPGB} \quad (3)$$

Si incluimos el consumo eléctrico, el COP queda:

$$COP = \frac{Q_{EVAPGA} + Q_{EVAPGB}}{Q_{GA} + W_{elec}} \quad (4)$$

El hecho de que la máquina de doble efecto utilice para su funcionamiento otra fuente de calor de más elevado nivel térmico ( $\cong 150^{\circ}\text{C}$ ), tiene como consecuencia un aumento del COP en un sumando igual a  $COP_{EVAPGB}$ , que no es otro que el efecto útil resultado de emplear un segundo generador.

A partir de los estudios realizados por Herold et al<sup>9</sup> y Xu and Dai<sup>10</sup>, se puede ver representando el esquema una máquina de absorción de doble efecto con los generadores alimentados en paralelo: el vapor de refrigerante separado en el generador de alta condensa suministrando a su vez calor al generador de baja, separando por tanto, una nueva cantidad de refrigerante de la disolución sin consumo adicional de calor externo.

A partir del esquema mostrado en la figura 9, se describe a continuación su funcionamiento:

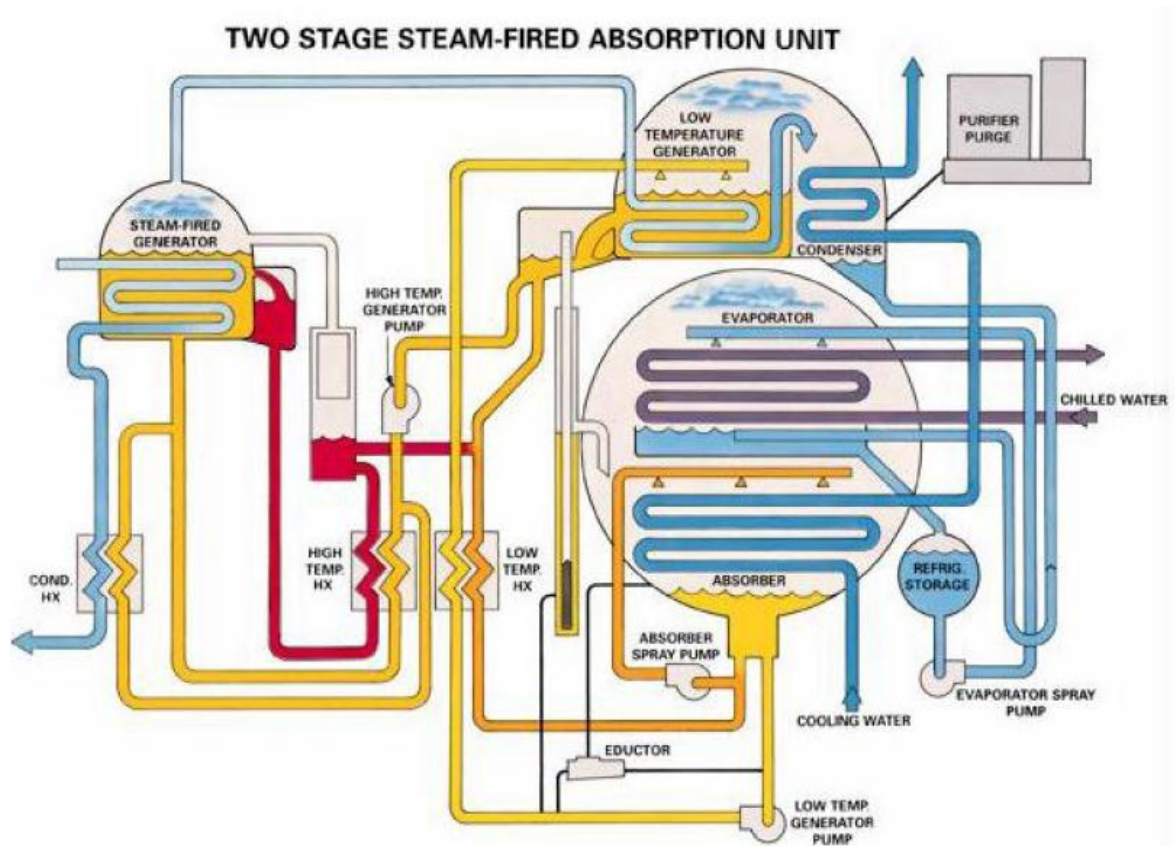
La disolución contenida en el absorbedor (*absorber*) es aspirada por la bomba (*low temp generator pump*) y transportada, en primer lugar, hacia el generador de baja temperatura. Una vez allí, la disolución hervirá debido al calor transferido por el vapor refrigerante producido en el generador de alta temperatura. A continuación, parte de la disolución concentrada será transportada por otra bomba al generador de alta temperatura donde se producirá el vapor refrigerante a alta temperatura.

---

<sup>9</sup> HEROLD, K.H., RADERMACHER, R. and KLEIN S., 1996, Enfriadoras y bombas de calor por absorción. CRC Press.

<sup>10</sup> Xu G.P. and Dai Y.Q., 1997, Análisis teórico y optimización de un refrigerador de absorción de tipo de flujo paralelo doble efecto. Ingeniería termica aplicada, Vol. 17, No.2, p. 157-70.

**Figura 9.** Esquema de una máquina de absorción de BrLi/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por agua.



**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 54 p.

El resto retornará al absorbedor, pasando previamente por el recuperador de calor de baja temperatura (*low temp hx*), donde se enfriará la disolución antes de su entrada al absorbedor. Por tanto, esta máquina tiene una distribución de la disolución *serie*: en primer lugar, la disolución circula a través del generador de baja temperatura (*low temperature generator*) y, a continuación, por el de alta. El generador de alta temperatura (*high temperature generator*) es aquel que recibe el calor del foco térmico de alta temperatura ( $q_{COND}$ ,  $T_{COND}$ ).

El vapor refrigerante producido en el generador de alta es el causante de la ebullición de la disolución en el generador de baja. El efecto en el generador de baja temperatura es doble, ya que este vapor procedente del generador de alta temperatura, al transferir el calor al de baja temperatura se condensa. Por tanto, el generador de baja es generador y condensador al mismo tiempo. El vapor refrigerante, producido en el generador de baja temperatura, circula después hacia el condensador, donde cede su calor latente al agua de refrigeración (*cooling water*) y cambia de estado.

El refrigerante producido en los dos generadores, ya en estado líquido, es conducido hasta el evaporador (*evaporator*) donde es rociado mediante unos sprays sobre un intercambiador de tubos. Por el interior de estos tubos circula agua (*chilled water*) que cede calor sensible al refrigerante,  $Q_{EVAP}$ , y provoca su ebullición a la presión y temperatura de evaporación ( $T_{EVAP}$ ,  $P_{EVAP}$ ). Ya en estado de vapor saturado, el refrigerante vuelve al absorbedor donde entra en contacto con la disolución concentrada procedente de los dos generadores, resultando absorbido por la misma, diluyéndola (calor de dilución) y transformándose en estado líquido (condensación). El calor de absorción es la suma de estos dos calores: el de dilución más el de condensación.

**2.3.4.2 Clasificación de las máquinas de absorción de doble efecto.** Antes de comenzar a describir este tipo de máquinas de absorción se presenta una clasificación de las mismas, en base a dos criterios de los cuales han derivado cuatro tipos distintos:

- Por la *distribución del caudal* de la disolución hacia los dos generadores: Las opciones que se presentan son básicamente dos: *flujo paralelo* y *flujo serie*.

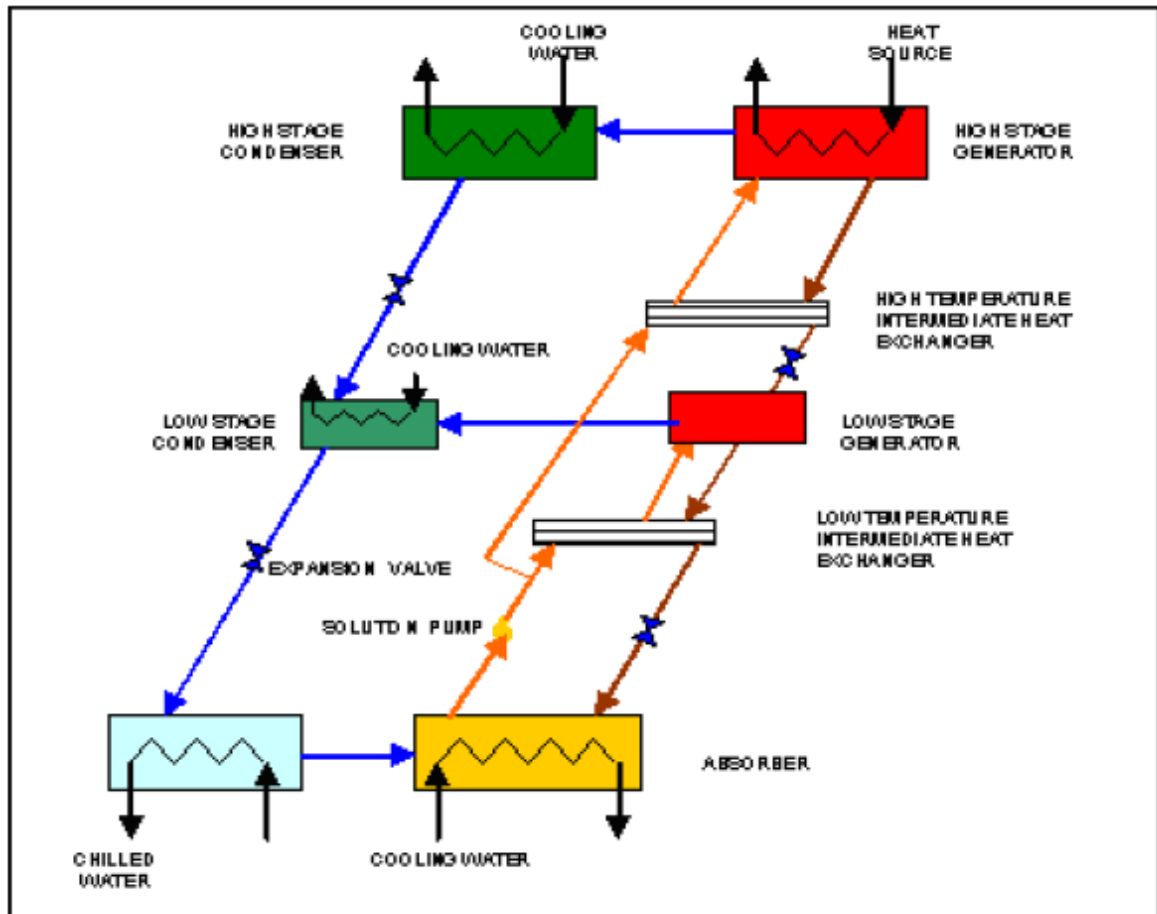
- Por el sistema de condensación empleado: En este caso las dos opciones son: condensación por agua y condensación por aire.
  
- **Flujo paralelo.** Una de las más importantes decisiones a tomar cuando se trata de diseñar una máquina de absorción de doble efecto es el modo de distribuir la disolución que circula desde el absorbedor hacia los dos generadores. En este tipo de configuración la disolución procedente del absorbedor se divide en dos circuitos; uno hacia el generador de alta temperatura y otro hacia el de baja (figura 10). Según Herold et al.<sup>11</sup> las máquinas de doble efecto con distribución de flujo paralelo desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie. Esto mismo es ratificado en un trabajo posterior llevado a cabo por Arun et al.<sup>12</sup>. Este tipo de configuración presenta mayores beneficios desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor que la configuración serie, si bien necesita mayor complejidad en el sistema de control.

---

<sup>11</sup> HEROLD, K.H., RADERMACHER, R. and KLEIN S., 1996, Enfriadoras y bombas de calor por absorción. CRC Press.

<sup>12</sup> Arun, M. B., Maiya, M. P. and Srinivasa, S., 2001, Comparación de rendimiento de sistemas de absorción de bromuro de litio-agua de flujo en serie de doble efecto de flujo paralelo y. Ingeniería térmica aplicada, Vol. 21, pp. 1273-1279.

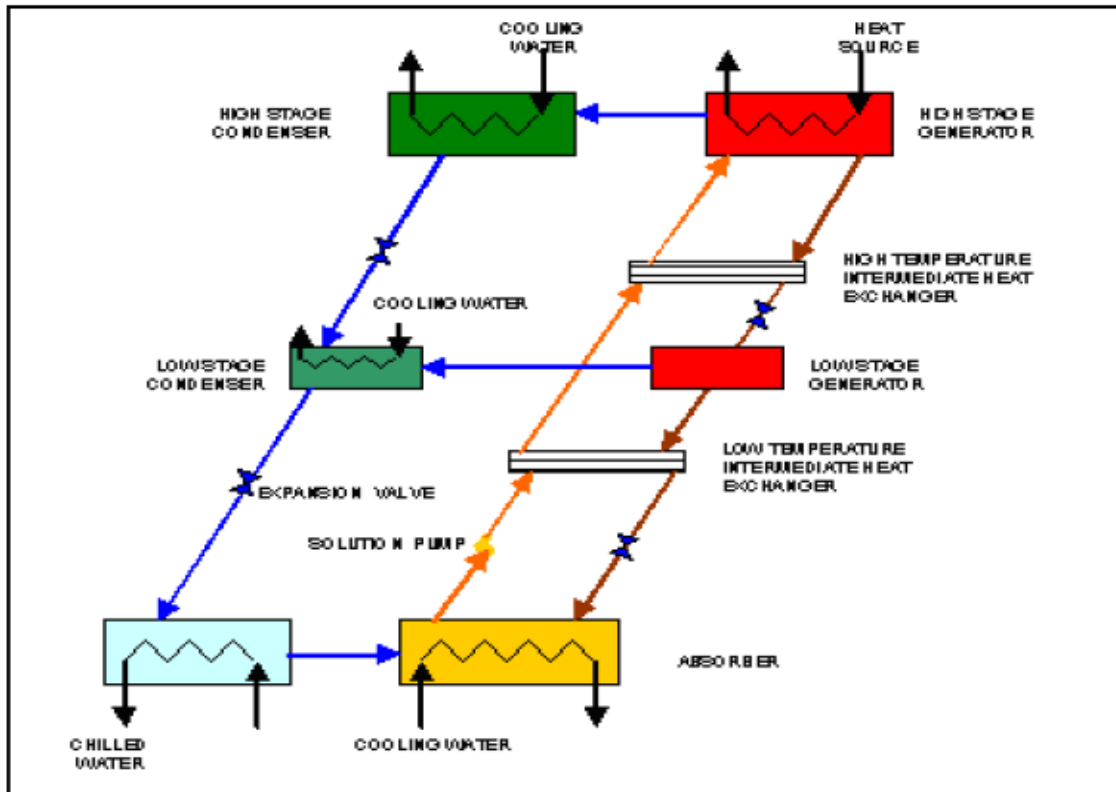
**Figura 10.** Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo paralelo



**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 57 p.

➤ **Flujo serie.** En la configuración serie todo el caudal de disolución es conducido, en primer lugar, al generador de alta temperatura y, posteriormente, al de baja temperatura (figura 11). Por otro lado el generador de alta temperatura debe alcanzar una temperatura lo suficientemente elevada para proporcionar el calor necesario al generador de baja el cual haga hervir la disolución. Por otra parte, tanto las máquinas de doble efecto paralelo como las de distribución en serie se pueden dividir en dos tipos según el sistema de condensación: condensadas por agua y condensadas por aire.

**Figura 11.** Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo serie



**Fuente:** MARCOS DEL CANO, José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos. 2008. 58 p.

➤ **Condensadas por agua.** Las máquinas condensadas por agua son aquéllas que utilizan el agua para condensar el vapor refrigerante producido en el generador de baja temperatura, así como para refrigerar la disolución en el absorbedor. Este tipo de sistema de condensación lleva asociado una torre de enfriamiento donde se evacua a la atmósfera el calor absorbido. La condensación por agua es la mayoritariamente empleada por las máquinas de absorción hasta la fecha, por sus buenas prestaciones. Si bien en los últimos años, debido a la estricta reglamentación sobre las torres de refrigeración, cada vez están apareciendo más trabajos de investigación sobre máquinas condensadas por aire.

➤ **Condensadas por aire.** Las torres de refrigeración, aparte del problema de su ubicación debido a su gran volumen, presentan el inconveniente de su exhaustivo mantenimiento ya que en ellas es muy frecuente la aparición de la bacteria denominada *Legionella* (la legislación al respecto es muy estricta). Además son unas de las principales responsables de que la tecnología de la absorción no haya conseguido implantarse en el mercado doméstico. Los sistemas condensados por aire presentan la gran ventaja de poder funcionar prescindiendo de la torre de refrigeración. Esta es la razón por la cual cada vez más la investigación en su desarrollo se está convirtiendo en un tema de máximo interés.

#### **2.4 CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN (BrLi + H<sub>2</sub>O)**

Los ciclos de refrigeración por absorción que usan como par refrigerante/absorbente la mezcla de bromuro de litio y agua pueden trabajar de dos maneras, si la producción de efecto de refrigeración se realiza de forma continua se conoce a estos ciclos como continuos, por el contrario si la producción de frío se efectúa por intervalos, los ciclos se conocen como intermitentes.

El sistema de refrigeración por absorción intermitente, es usado para proveer refrigeración usando energías renovables como la energía solar en áreas rurales y apartadas, así como en localidades urbanas en donde la preocupación por disminuir los elevados consumos de electricidad y el daño al ambiente son temas importantes para la población. Estos sistemas producen refrigeración intermitente, si se usa la energía solar para el proceso de generación del refrigerante, es decir por medio del sol aportar calor a la solución con el objetivo de generar el vapor que retornará al tanque del refrigerante.

### **2.4.1 La mezcla Bromuro de litio – Agua (BrLi+H<sub>2</sub>O)**

En esta mezcla el agua tiene la función de refrigerante. Posee un elevado calor latente, lo cual favorece el diseño de equipos ya que se requiere menor cantidad de refrigerante. Sin embargo presenta una presión de vapor excesivamente baja (0,87 Kpa a 5°C, típica temperatura en el evaporador) lo que implica trabajar en condiciones de vacío, obligando a una serie de consideraciones en el diseño. Además, la temperatura de trabajo se ve limitada (por encima de 5°C) debido a la congelación del agua. La viscosidad del mismo es apropiada para la circulación y la transferencia de calor.

En cuanto al absorbente, bromuro de litio, es una sal altamente higroscópica no tóxica, que al ser un sólido (temperatura de ebullición de 1282°C) se considera no volátil, lo cual facilita su separación del refrigerante. La viscosidad también es óptima. Los principales inconvenientes aparecen con las propiedades de la mezcla (disolución refrigerante/absorbente en los tanques donde se encuentra la solución), estos son la cristalización de la sal y el alto nivel de corrosión con los metales en contacto.

### **2.4.2 Principio De Funcionamiento Para La Refrigeración Por Absorción Intermitente.**

Este método de refrigeración fundamenta su uso en el hecho de que algunas sustancias conocidas como absorbentes, tienen gran avidez por absorber vapores de otras, conocidas como refrigerantes, generando la disminución de presión suficiente para la evaporación del refrigerante y el consecuente enfriamiento. El proceso de la refrigeración por absorción intermitente, se obtiene por la conexión de dos tanques; en un tanque se deposita el solvente puro (refrigerante) y en el otro una solución determinada (absorbente), cuando los dos tanques se

encuentran en equilibrio térmico sus presiones se hacen aproximadamente iguales, por lo tanto la temperatura de la solución se mantendrá por encima de la del solvente puro, esto significa que si la temperatura del tanque de la solución es la del ambiente, la temperatura del solvente puro en el otro tanque será menor a la de la solución debido al valor bajo de presión de vapor ejercido por la solución a la temperatura ambiente sobre el tanque del solvente puro, efectuándose de esta manera el efecto de refrigeración en el tanque del solvente. El solvente se evaporará extrayendo calor de los alrededores fluyendo hacia el tanque de la solución donde será absorbido por esta.

### 3. OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO

#### 3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO ACTUAL

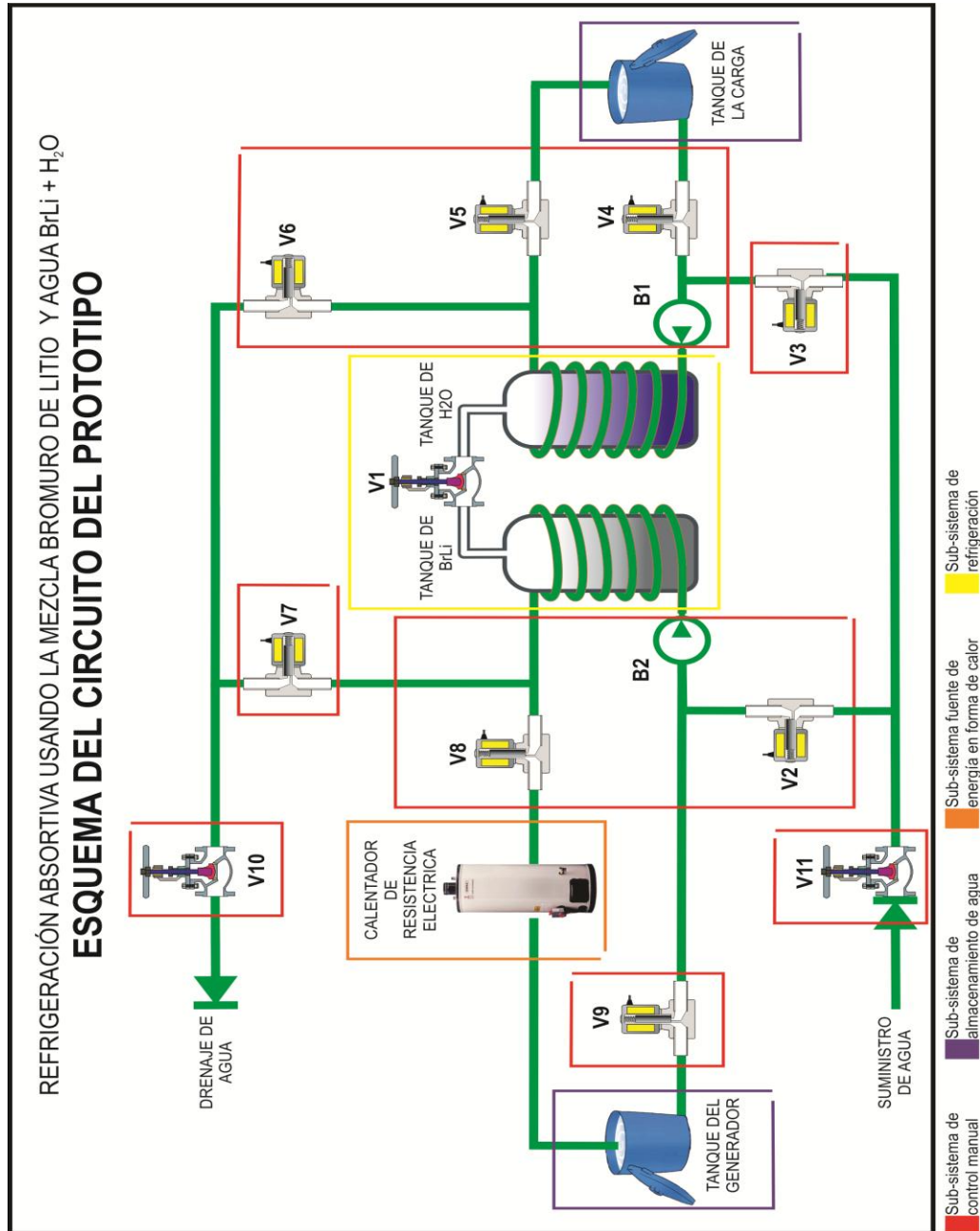
El prototipo está basado en la tecnología de refrigeración por absorción intermitente (Figura 12), usando la mezcla de BrLi-H<sub>2</sub>O, con una capacidad de refrigeración esperada de 200 W.

Principalmente está compuesto de los siguientes subsistemas que permiten llevar a cabo 3 etapas.

- *Sub-sistema de refrigeración:* Compuesto por dos tanques de almacenamiento al vacío, válvulas de cierre y serpentines que permitan desarrollar cada una de las siguientes etapas del proceso:
  - Refrigeración.
  - Carga.
  - Transición.

- *Sub-sistema fuente de energía:* energía en forma de calor para el desarrollo de la etapa de carga, conformado por un calentador por resistencia eléctrica que simule el calor entregado por un colector solar.
- *Sub-sistema de almacenamiento de agua:* sistema encargado de almacenar, reponer y distribuir agua por el circuito hidráulico en función de las etapas del proceso.

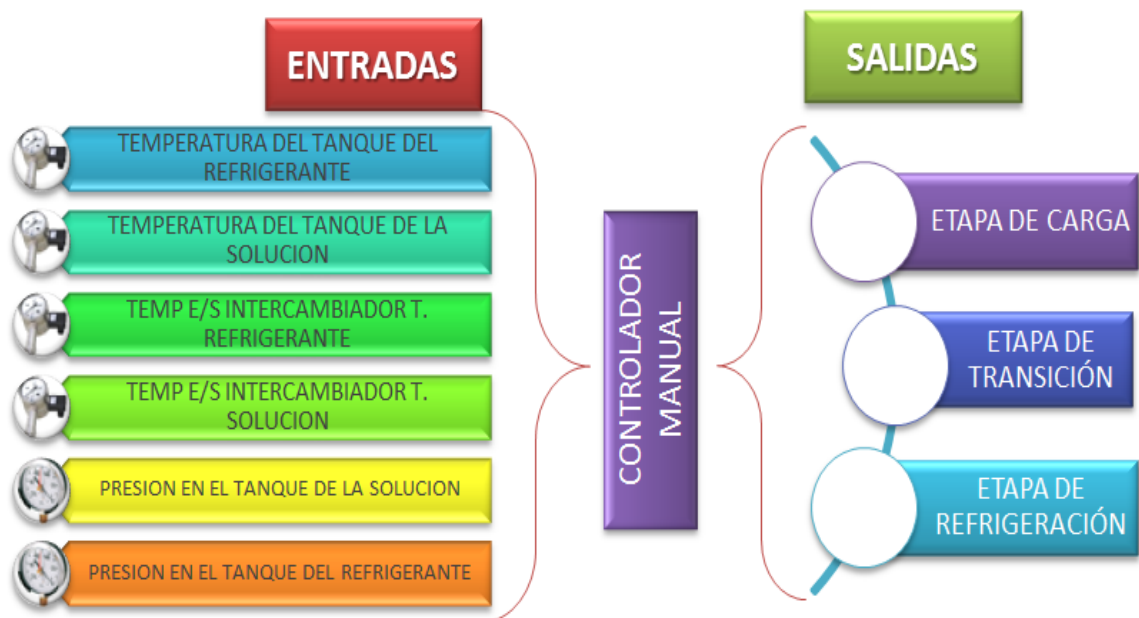
Figura 12. Esquema del circuito del prototipo.



**Fuente:** FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua.

- ✓ *Sub-sistema de monitoreo*: Incorpora elementos que permiten supervisar las condiciones de operación del sistema de acondicionamiento de aire, tales como:
  - Vacuómetros.
  - Termocuplas.
  
- ✓ *Sub-sistema de control*: sistema que permitirá controlar de forma manual las diferentes etapas del proceso, habilitando las bombas y válvulas requeridas, además de proveer información de cada uno de los elementos del sistema (figura 13)

**Figura 13.** Requerimientos de entradas y salidas del sistema de control.



**Fuente:** FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. : Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2012. 29 p.

## 3.2 CONDICIONES INICIALES DEL PROTOTIPO

**3.2.1 Condiciones físicas.** Al inicio de este proyecto se encontró el prototipo totalmente desconectado, se hace referencia a las termocuplas y a las conexiones hechas con manguera PARKER. De las 5 termocuplas con las que cuenta el banco, únicamente 2 arrojaron lectura de temperatura, las otras se encontraban dañadas. La bomba encargada de impulsar el agua hacia el tanque absorbedor-generador fue extraída del banco (figura 14).

**Figura 14.** Foto prototipo actual



**Fuente.** Autores

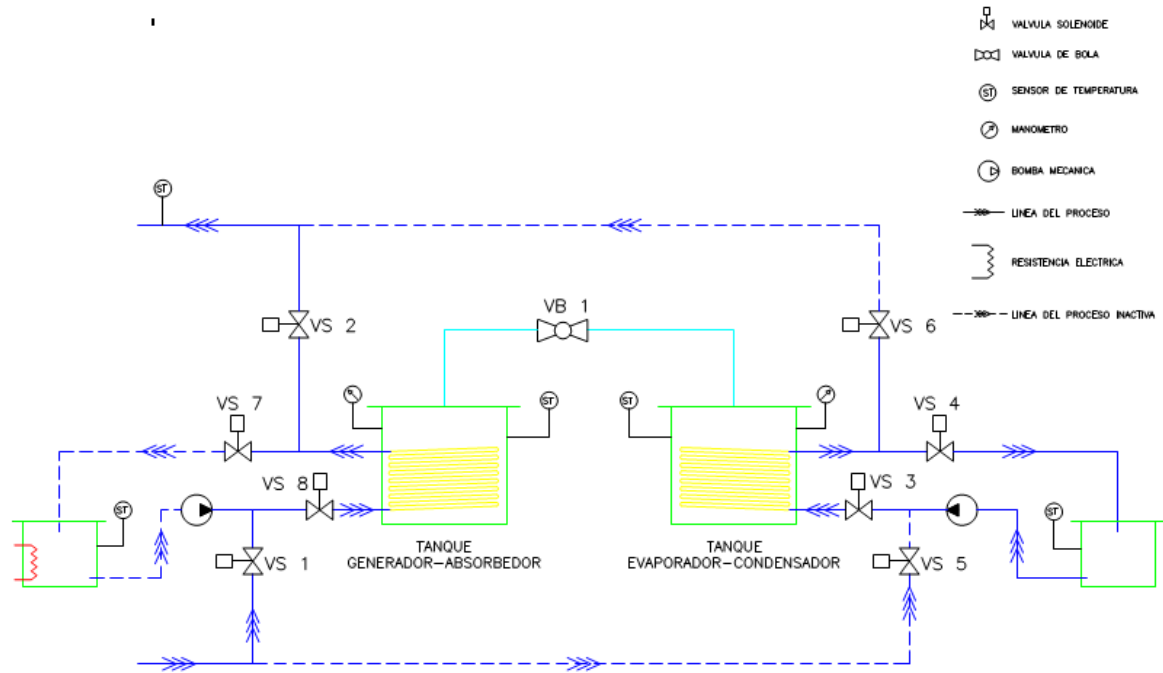
Uno de los tanques de almacenamiento de agua presentaba una pequeña filtración. Además hacían falta accesorios de las conexiones tales como algunas “T” y algunos racores de las válvulas solenoides.

**3.2.2 Condiciones operativas.** Antes de empezar el desarrollo de este proyecto, se procedió a operar el prototipo, con ayuda de los auxiliares del laboratorio; intento que fue fallido, pues no se lograron obtener las condiciones y requerimientos de cada uno de los tanques; Los requerimientos de vacío para el funcionamiento de cada tanque no se alcanzaron, se infirió que posiblemente era por la capacidad y el estado de la bomba de vacío con la que cuenta el laboratorio. Además, no se descartaron problemas de estanqueidad; todo esto impidió que se determinara la etapa en la cual se encontraba el banco, es decir no se pudo conocer la concentración de la solución BrLi-H<sub>2</sub>O.

### **3.3 DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN**

➤ **Etapas de evaporación-absorción.** En esta etapa, la cantidad de refrigerante que se encuentra en el tanque evaporador-condensador, se evapora produciendo así el efecto refrigerante, absorbiendo calor de los alrededores y fluye hacia el tanque generador-absorbedor, el cual absorbe todo este refrigerante rechazando el calor absorbido del exterior por medio de un intercambiador de calor en el cual fluye agua (figura 15).

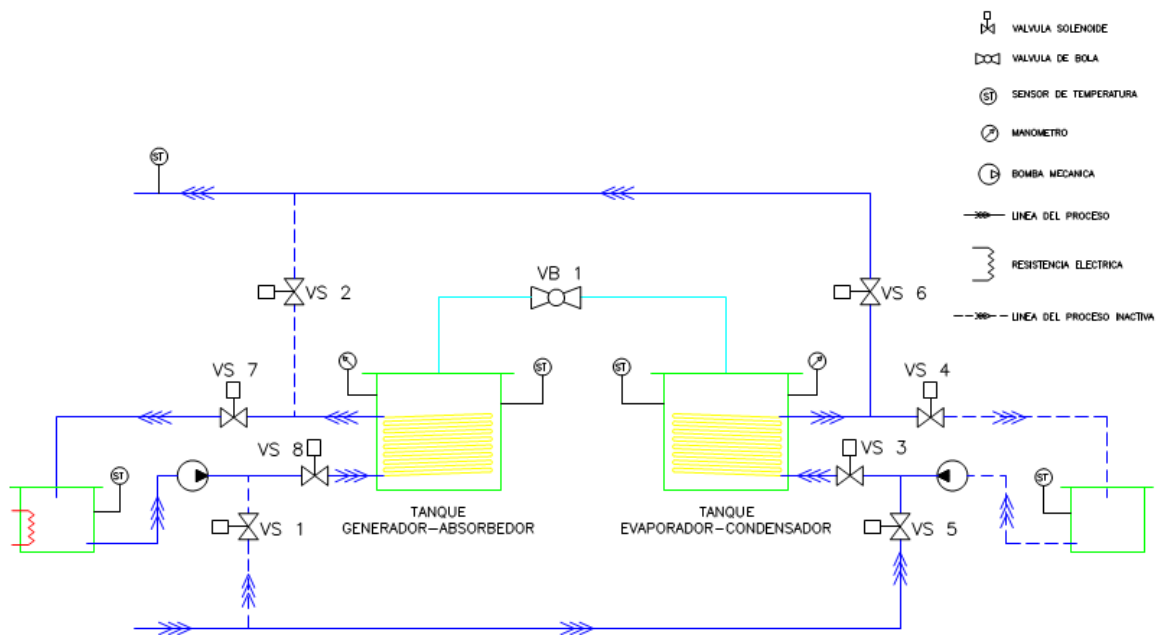
**Figura 15.** Diagrama de flujo etapa Evaporación-Absorción



**Fuente:** Autores (ver anexo A)

➤ **Etapa de compresión y generación-condensación.** Una vez que la presión en el tanque generador-absorbedor llega a 3,07 kPa y a una temperatura de 40°C y en el tanque evaporador-condensador la presión llegue a 7,38 kPa y una temperatura de 40°C, el refrigerante fluye del tanque evaporador-condensador al tanque generador-absorbedor. La válvula de interconexión es cerrada cuando la presión en los dos tanques se fije en 4,78 kPa, dando inicio a la etapa de compresión, la cual consiste en suministrarle calor al sistema por medio de la fuente de energía, elevando su temperatura y así su presión. Luego de tener una temperatura elevada en el tanque generador-absorbedor, la válvula de interconexión es abierta, provocando la evaporación del gas refrigerante, este vapor fluye hacia el tanque evaporador-absorbedor. En el tanque evaporador-condensador, se produce una condensación del vapor por medio de un intercambiador de calor el cual le extrae calor. (figura 16)

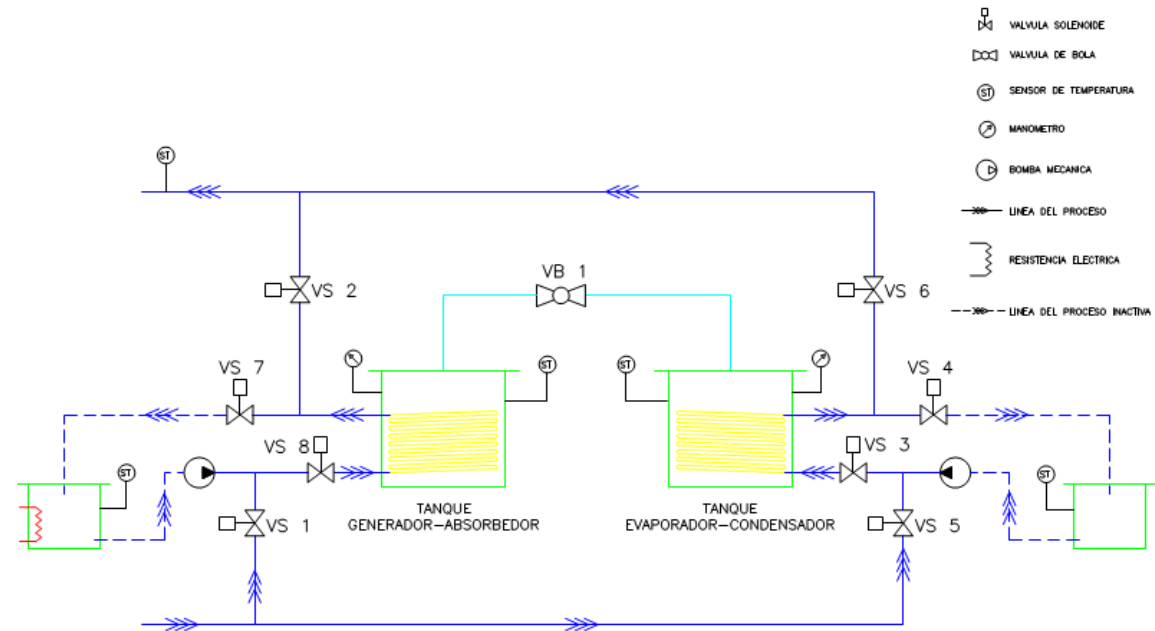
**Figura 16.** Diagrama de flujo etapa Generación-Condensación



**Fuente:** Autores (ver anexo B)

- **Etapa de transición.** En esta etapa la válvula de interconexión es cerrada y se procede a llevar todo el sistema a las condiciones iniciales para realizar de nuevo la etapa de evaporación-absorción (figura 17).

**Figura 17.** Diagrama de flujo etapa Transición.



**Fuente:** Autores (ver anexo C)

### 3.4 RESULTADOS DEL PROYECTO INICIAL

A continuación se referencia y se trae a juicio los mejores resultados logrados en las pruebas que se realizaron como parte del proyecto inicial.

La prueba # 14, mostrada en la figura 18, es la evidencia más relevante del funcionamiento del banco; pues en ella se realizó la etapa de evaporación/absorción, de manera inmediata se dio inicio a la compresión y posteriormente se desarrollaron las etapas de generación/condensación y transición respectivamente para completar el ciclo. Se considera esta grafica una de las más importantes ya que en ella se puede ver de manera muy ilustrativa todo el ciclo de refrigeración del prototipo.

**3.4.1 Descripción de la prueba.** Al abrir la válvula principal en el minuto 0 inicia la etapa de evaporación/absorción, en el minuto 5 (punto A) se puede ver la aplicación de carga (efecto de enfriamiento a la salida del agua en el serpentín del evaporador) al evaporador, esta carga constante permanece hasta el minuto 75 (punto B), a partir de aquí se aumenta el flujo de agua en el serpentín del evaporador (aumento de carga), la etapa de evaporación/absorción finaliza en el minuto 93 (punto C).

Se cierra la válvula principal y se empieza a suministrar calor al tanque absorbedor/generador, en la gráfica se puede ver esta situación al observar el aumento de la temperatura del absorbedor hasta los 75 °C.

Luego se vuelve a abrir la válvula principal para dar inicio a la etapa de generación/condensación minuto 113 (punto D), simultáneamente se puede ver el aumento de la temperatura del tanque evaporador/condensador por el proceso de condensación que ahora en él se lleva a cabo.

Por otra parte se observa constante la temperatura del absorbedor/generador (75°C) hasta el minuto 137 (punto E), en este momento se cierra la válvula principal para dar inicio a la etapa de transición con el objetivo de enfriar la solución hasta la temperatura de equilibrio con el Evaporador y el ambiente.

En esta prueba también los autores hacen el cálculo del efecto de refrigeración en la etapa de evaporación/absorción:

- Calor neto de refrigeración extraído del agua en el serpentín del evaporador. **107,76 KJ.**
- Potencia promedio de refrigeración durante la etapa de evaporación/absorción. **20,90 W**

De la prueba # 11 se destaca el alto valor de masa de refrigerante condensado al finalizar la etapa (220,3 g), este valor fue el más alto obtenido en el desarrollo de todas las pruebas.

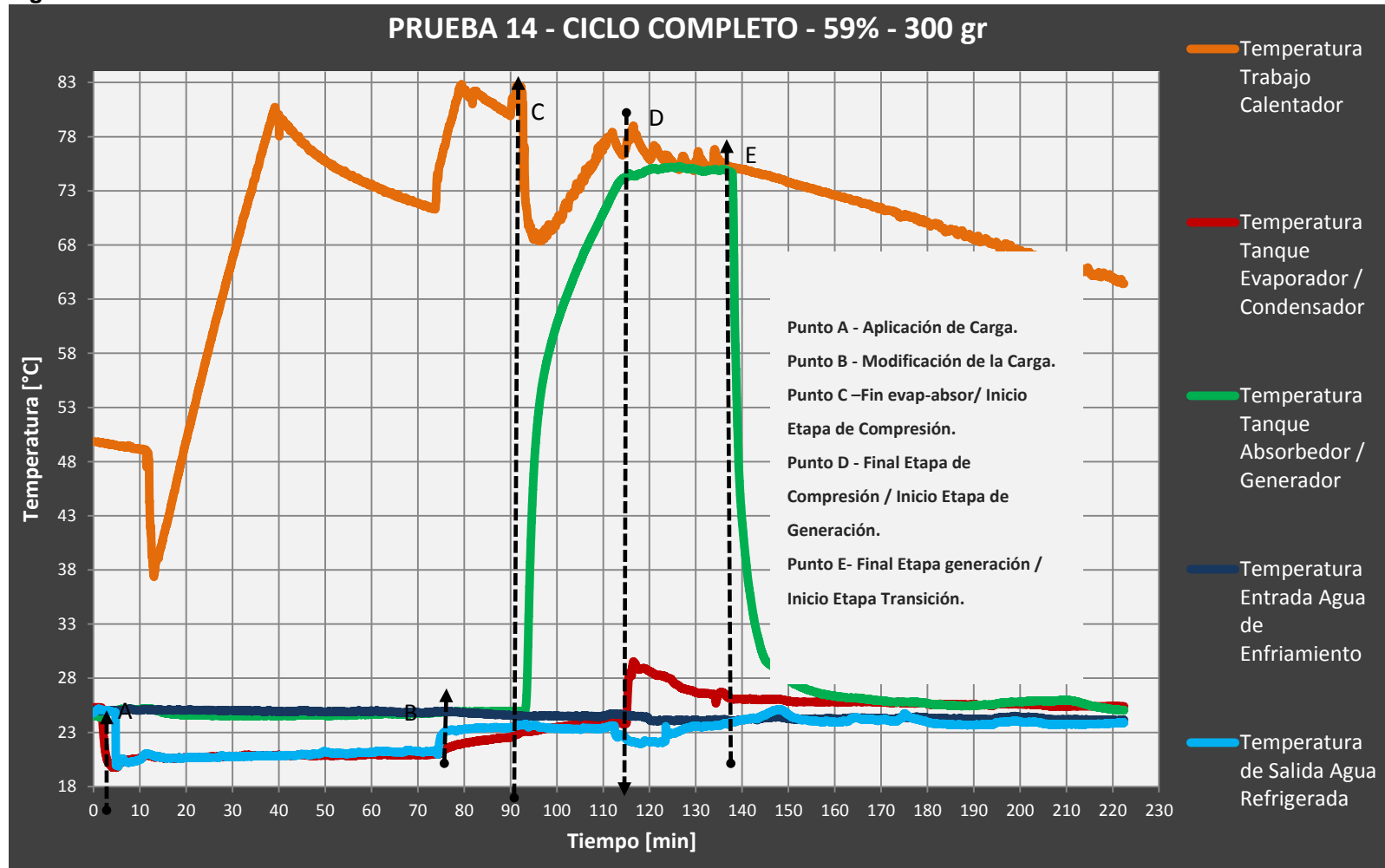
Hasta aquí hemos resaltado los mejores resultados que obtuvieron en el proyecto de grado anterior<sup>13</sup>.

Como se puede ver se estuvo muy lejos de cumplir con la capacidad de refrigeración para la cual estuvo diseñado el prototipo, a continuación se empezará a desglosar posibles fallas que serán el punto de partida para las mejoras del prototipo.

---

<sup>13</sup> FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. : Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2012. 279 p.

Figura 18. Resultados Prueba # 14.



**Fuente:** FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. : Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 2012. 279 p.

Del prototipo inicial se dice que se debe evaporar una masa de 1,1 kg de refrigerante, es decir, de agua en la etapa de evaporación; sin embargo, al iniciar las pruebas en el proyecto inicial, nuestros compañeros evidencian que no hay un cambio significativo en la temperatura del evaporador, ni tampoco se tiene una disminución apreciable de refrigerante que fluye hacia el tanque absorbedor, para lo cual los autores empiezan a variar la cantidad de agua a evaporar; con estas modificaciones se pretendía aumentar la velocidad de descenso en la temperatura del evaporador; entonces para tal caso estaríamos ajustados a trabajar en el siguiente rango de operación:

Con 300 gr de agua en el tanque evaporador-condensador y asumiendo que se evaporaran en su totalidad; y para la concentración que variaron en las pruebas del proyecto inicial que fue de 59%; entonces tendríamos la siguiente situación:

$$\% = \frac{m_{\text{soluta}}}{m_{\text{soluta}} + m_{\text{solvente1}}} \times 100 = \frac{1,9}{1,9 + m_{\text{solvente1}}} \times 100 = 59 \% \quad (5)$$

Entonces  $m_{\text{solvente1}}$  = Masa de agua para llevar la solución al 59%

$$m_{\text{solvente1}} = 1,32 \text{ kg de agua}$$

$m_{\text{solvente2}} = 1,32 \text{ kg} + 0,3 \text{ kg} = 1,62 \text{ kg}$  = esta es la masa de agua que tendríamos en la solución si se evaporara todo el refrigerante.

Entonces se determina la concentración de la solución diluida

$$\% = \frac{m_{\text{soluta}}}{m_{\text{soluta}} + m_{\text{solvente2}}} \times 100 = \frac{1,9}{1,9 + 1,62} \times 100 = 53,98\% \quad (6)$$

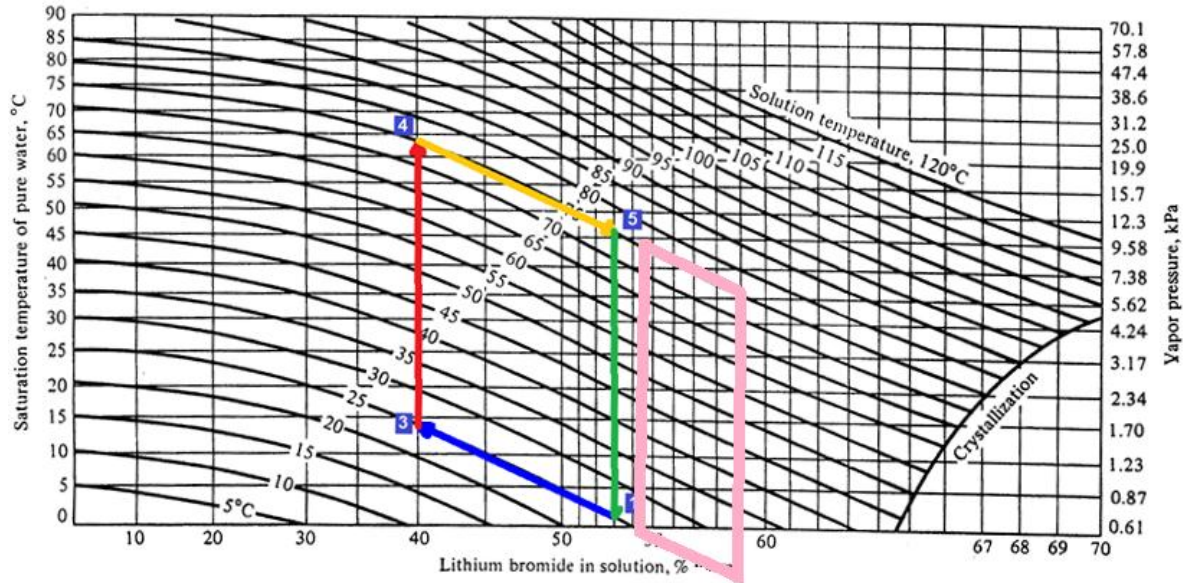
Con lo cual tendremos una concentración trabajando en el siguiente rango

Solución concentrada=59%

Solución diluida=54%

Ahora se ubica esto en el diagrama Dühring (figura 19 línea rosada).

**Figura 19.** Diagrama Dühring BrLi-H<sub>2</sub>O



**Fuente:** autores

Trabajando en estas concentraciones se estaría pasando el límite de operación de estos sistemas, el cual es el de trabajar por debajo de temperaturas inferiores a 0°C, además de esto, todas las condiciones tales como presión y temperatura cambiarían determinando estados con propiedades diferentes a las utilizadas para en el prototipo inicial. Entonces al cambiar la masa del refrigerante de esta forma arbitraria, se está determinando otro sistema con capacidades diferentes; atribuyendo condiciones más críticas, es decir, exigencias de vacío aún mayores, que seguramente con los instrumentos disponibles difícilmente se pueden alcanzar.

Al parecer el hecho de variar de esta forma la masa de refrigerante, simplemente significó un aumento en la velocidad de descenso de la temperatura en el tanque absorbedor, pero se aleja de la realidad del ciclo de operación. Este hecho induce a pensar que hay una falencia en el intercambio de calor y ésta puede estarse presentando por un mal cálculo en el diseño de los intercambiadores de calor; como también por problemas de requerimientos iniciales, es decir, se presentan dificultades en lograr el rango de presiones de operación, que de por sí, son rangos muy bajos, que de no tener una muy buena dotación de elementos; difícilmente podríamos llegar a dichos valores. Además en el proceso de evaporación se da un problema que es, que en la medida que el refrigerante se evapora, el área de intercambio de calor entre el flujo y los tubos se va perdiendo; debido a que el volumen desciende perdiendo área de contacto afectando directamente las velocidades de evaporación; para ello se pensara en diferentes tipos y configuraciones de montaje.

### **3.5 REDISEÑO DEL PROTOTIPO**

**3.5.1 Cálculo de masas en el subsistema de refrigeración.** Según el proyecto anterior, se cuenta con una masa de 1,9 kg neta de sal de bromuro de litio, sin embargo por razones de pérdidas durante pruebas realizadas anteriormente, se establecerá una masa de 1,7 kg. Al iniciar la etapa de refrigeración-absorción, la solución tuvo una concentración del 45% de bromuro de litio, en este punto se puede decir que la solución es rica en sal; a medida que el agua se evapora y fluye hacia el tanque generador-absorbedor, la concentración de la solución disminuye a un valor del 35%, en este punto se puede decir que la solución es diluida.

➤ **MASA DE BROMURO DE LITIO Y AGUA.** En primer lugar, se calcula la masa de agua y bromuro de litio con una concentración del 45% (solución concentrada):

$$X = \frac{m_{BL}}{m_{BL} + m_{H_2O}} \quad (7)$$

Dónde:

$X$  Es la concentración en masa de la solución dividida por 100

$m_{BL}$  Es la masa en Kg de la sal bromuro de litio en la solución

$m_{H_2O}$  Es la masa en Kg del agua pura en la solución

Entonces se tiene:

$$0,45 = \frac{1,7Kg}{1,7Kg + m_{H_2O}} \quad (8)$$

$$m_{H_2O} = 2,078Kg$$

De tal forma que la masa total de la solución con una concentración de 45% es:

$$m_{TSC} = m_{BL} + m_{H_2O} = 1,7Kg + 2,078Kg = 3,778Kg$$

Dónde:

$m_{TSC}$  = Masa total de la solución en kg

Para una concentración del 35% la cantidad de masa de agua y bromuro de litio es la siguiente:

$$0,35 = \frac{1,7Kg}{1,7Kg + m_{H_2O}} \quad (9)$$

$$m_{H_2O} = 3,157Kg$$

La masa total de la solución con una concentración del 0.35% es:

$$m_{TS} = m_{BL} + m_{H_2O} = 1,7Kg + 3,157Kg = 4,85Kg$$

Con estos datos podemos conocer la cantidad de agua que se evapora y fluye del tanque evaporador-condensador al tanque generador-absorbedor.

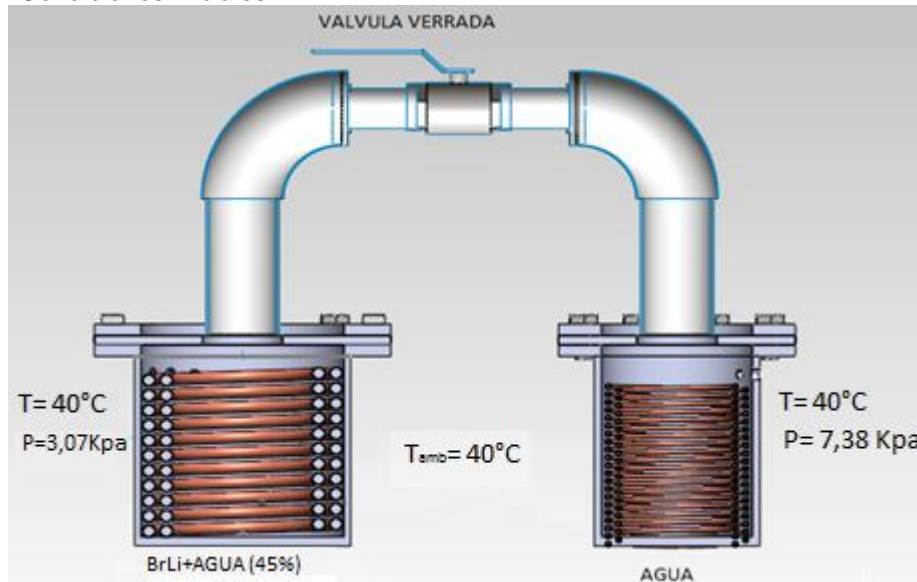
$$m_{ER} = 3,157\text{Kg} - 2,078\text{Kg} = 1,079\text{KgH}_2\text{O}$$

### 3.5.2 Análisis térmico de las etapas del prototipo.

#### Condiciones iniciales

Como sólo se pudo obtener una presión de vacío absoluta de 3,07 Kpa, las condiciones iniciales del prototipo son las que se muestran en la figura 20.

Figura 20. Condiciones iniciales.



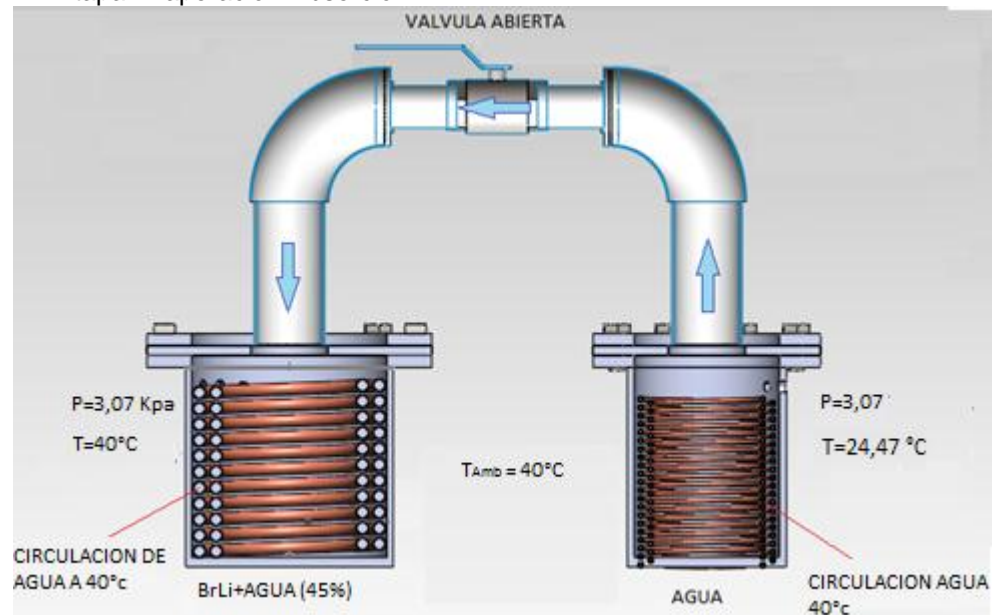
Fuente. Autores

En el tanque generador-absorbedor, la solución se encuentra con una concentración del 45%, una presión de 3,07 Kpa y una temperatura de 40°C (punto 1 en la figura 25), la válvula de interconexión se encuentra cerrada. En el tanque evaporador-condensador se encuentra agua pura a 40°C y una presión de 7,38 Kpa.

#### Etapa de Evaporación-Absorción

Luego de que todo el sistema se encuentre a las condiciones iniciales antes descritas, se procede a la etapa de evaporación (figura 21). La válvula de interconexión es abierta, inmediatamente la presión de los 2 tanques se hace aproximadamente 3,07 Kpa, debido a la baja presión de vapor ejercida por la solución bromuro de litio-agua.

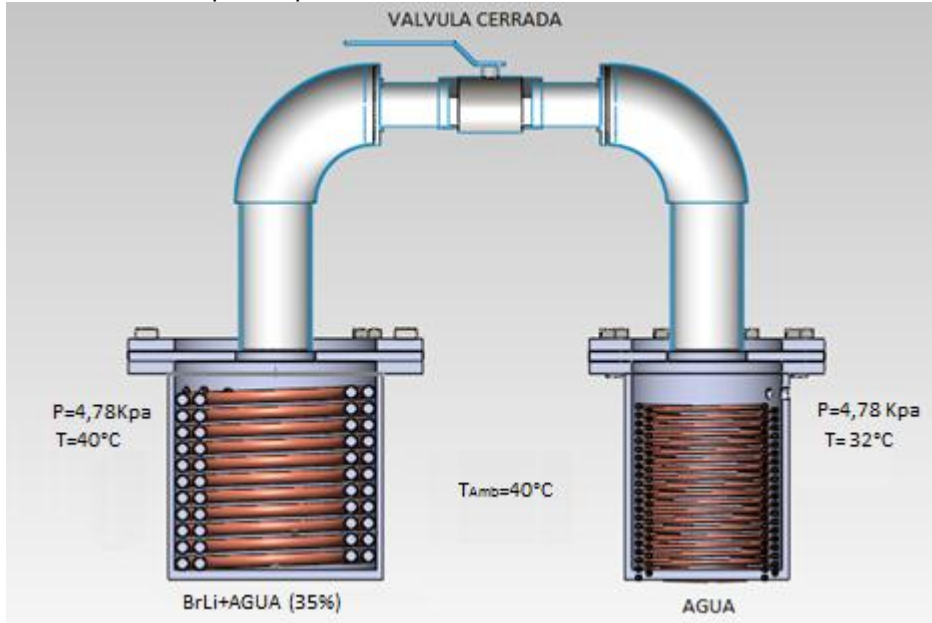
**Figura 21.** Etapa Evaporación-Absorción



**Fuente:** Autores

La temperatura de saturación del agua pura a esta presión es de 24,47°C, razón por la cual se hace circular agua por el serpentín del tanque evaporador-condensador a 40°C. El agua comienza a evaporarse extrayéndole calor latente al agua que circula por el serpentín, produciendo así el efecto refrigerante. En el tanque generador-condensador, la temperatura es mantenida constante a 40 °C, para que la solución pueda absorber todo el vapor de agua que fluye desde el tanque evaporador-condensador. Esta temperatura es mantenida gracias a la circulación de agua a 40°C la cual le suministra calor al tanque generador-absorbedor. Las condiciones finales se muestran en la figura 22.

**Figura 22.** Finalización Etapa Evaporación-Absorción.



**Fuente:** Autores

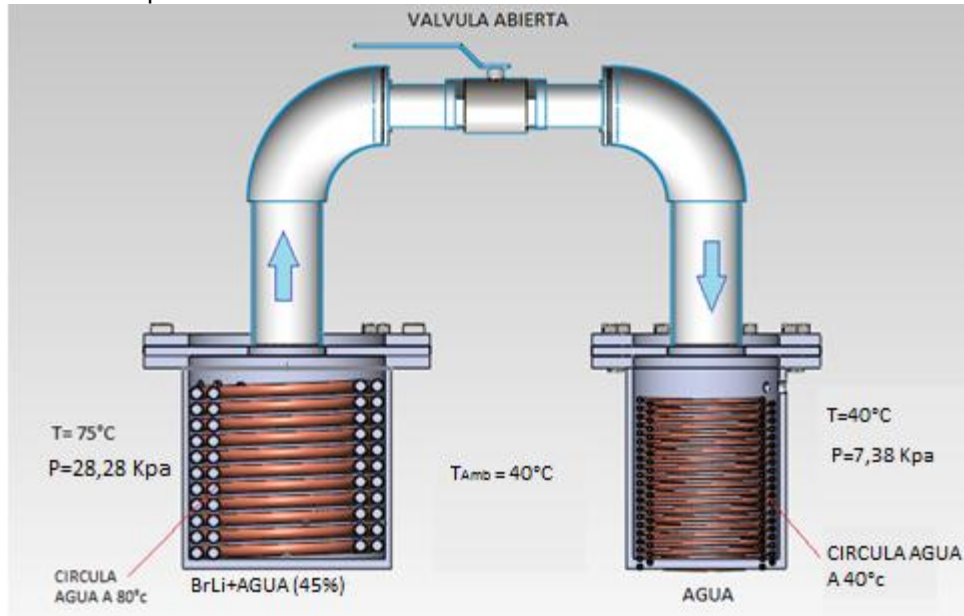
### **Etapa de compresión, generación-condensación**

En esta parte del ciclo de refrigeración, la concentración de la solución es del 35% (punto 3 figura 25), es decir se tiene una concentración débil. La válvula de interconexión es cerrada, se hace circular agua a 85°C hasta que la temperatura en el tanque generador-absorbedor llegue a 75°C y una presión de 28,28 Kpa (punto 4 figura 25). En este punto la válvula es abierta para dar inicio a la etapa de generación-condensación. El agua contenida en la solución empieza a evaporarse debido a que la temperatura de saturación a una presión de 23,91 Kpa es de 67,73°C (figura 23).

En el tanque evaporador-condensador, de forma simultánea se hace circular agua a 40°C con el fin de condensar el vapor que llega del tanque generador-absorbedor. La etapa de generación-condensación, finaliza cuando la

concentración de la solución llegue a 45%, una presión de 19 Kpa y una temperatura de 75°C (punto 5 figura 25).

**Figura 23.** Inicio Etapa Generación-Condensación.

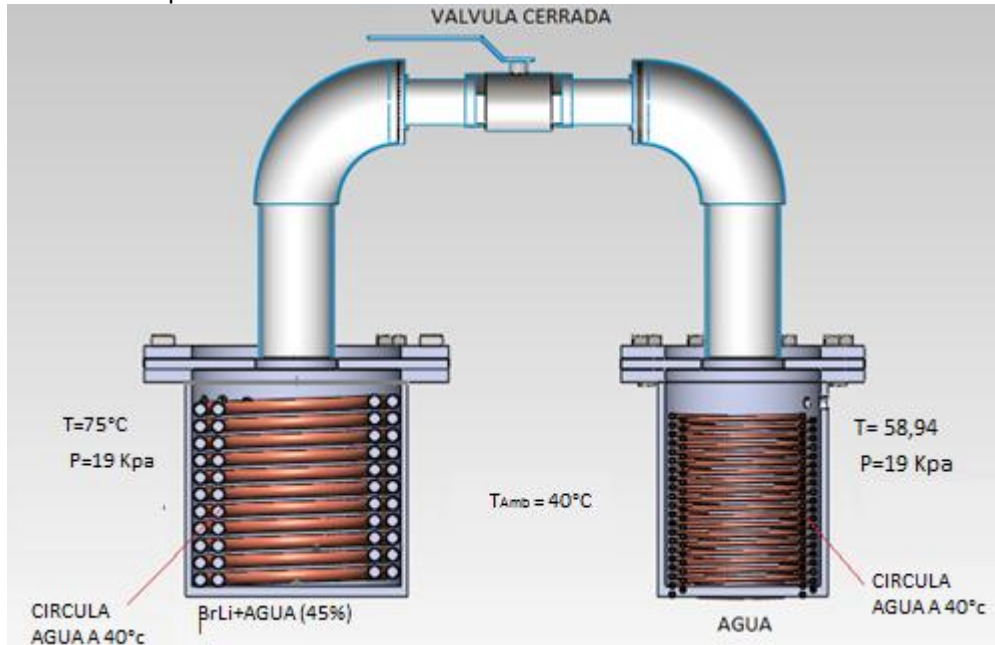


**Fuente.** Autores

### **Etapa de transición**

Cuando la concentración de la solución llega al 45%, la válvula de interconexión es cerrada, dando inicio a la etapa de transición. En este punto en los dos tanques se hace circular agua a 40°C hasta llegar a un estado de equilibrio térmico con el ambiente. (Figura 24)

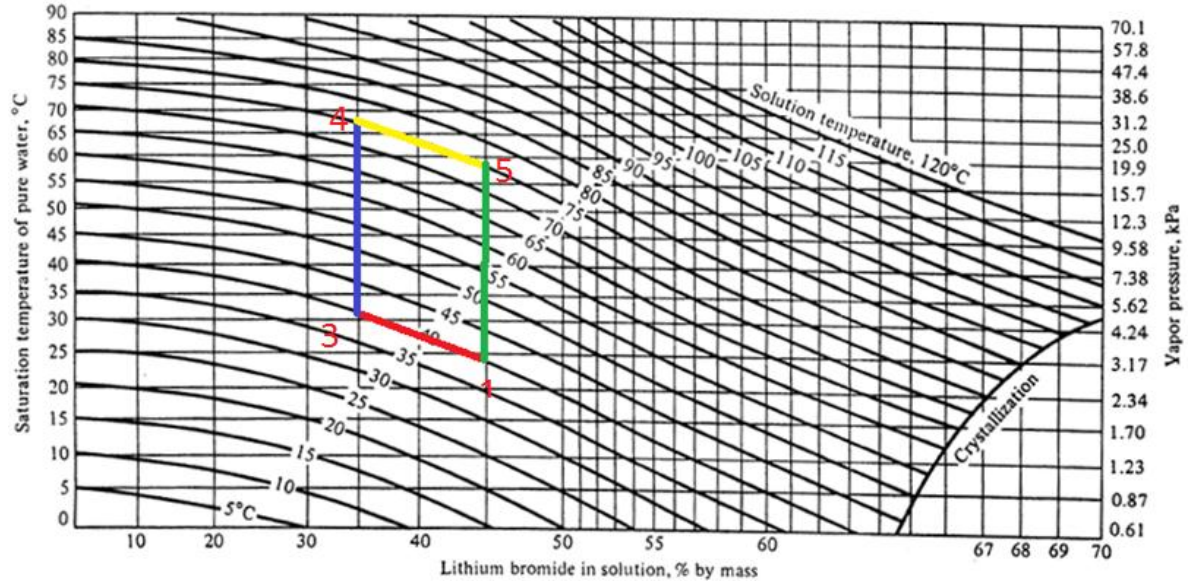
**Figura 24.** Inicio Etapa de Transición



**Fuente:** Autores

Todos los resultados fueron tabulados en la tabla 1 y a continuación podemos ver todo el ciclo de refrigeración resumido en la figura 25.

**Figura 25.** Diagrama de Dühring del Proceso.



**Fuente:** Stoecker, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p

**Tabla 1.** Puntos de tanques en gráfica Dhüiring.

PUNTO	TANQUE GENE-ABSOR					TANQUE EVAP-CONDEN			
	PRESION [KPA]	TEMP. [°C]	TEMP. SAT [°C]	CONCENTRACION [%]	MASA DE AGUA [KG]	PRESION [KPA]	TEMP. [°C]	TEMP. SAT [°C]	MASA DE AGUA [KG]
1	3,07	40	40	45	2,078	7,38	40	40	1,1
3	4,78	40	32,08	35	3,157	4,78	32	32	0,021
4	28,28	75	67,73	35	3,157	7,38	40	40	0,021
5	19	75	58,94	45	2,078	19	58,94	58,94	1,1

Fuente: Autores

## Balance de energía

**3.5.2.1 Balance de energía en la etapa de evaporación.** A Continuación se determina el calor necesario para la etapa de refrigeración.

$$M_1 * U_1 + Q_{EVA} = M_{EVA} * h_{EVA} + M_2 * U_2 \quad (10)$$

Dónde:

$Q_{eva}$  = calor de evaporización (efecto refrigerante)

$M_{Eva}$  = masa de refrigerante evaporada (H2O)

$U_1$  = Energía interna en condiciones iniciales.

$M_2$  = masa de agua en el tanque al finalizar etapa de evaporación/absorción.

$U_2$  = energía interna al finalizar etapa de evaporación/absorción.

$h_{EVA}$  = entalpia de evaporización.

El calor neto que debe suministrar el serpentín del tanque evaporador-condensador es **2628 kJ**, en la etapa de evaporación. **Ver anexo D.**

**3.5.2.2 Balance de energía en la etapa de absorción.** A continuación se determinara el calor necesario para la etapa de absorción.

$$M_{1 SOL} * h_{1 SOL} + M_{EVA} * h_{EVA} = Q_{ABS} + M_{2 SOL} * h_{2 SOL} \quad (11)$$

Dónde:

$M_{1\text{ SOL}}$  = masa inicial de la solución.

$h_{1\text{ SOL}}$  = entalpia de la solución fuerte al iniciar la etapa e absorción.

$M_{\text{EVA}}$  = masa evaporada de refrigerante.

$h_{\text{EVA}}$  = entalpia de la masa de refrigerante evaporada.

$Q_{\text{ABS}}$  = calor de absorción.

$M_{2\text{ SOL}}$  = masa final de la solución.

$h_{1\text{ SOL}}$  = entalpia de la solución débil al finalizar la etapa de absorción.

Los valores de las entalpias de la solución se obtienen de la tabla para entalpias de soluciones de bromuro de litio y agua en el **Anexo E** (tabla de entalpias de BrLi+ agua).

El calor neto que debe evacuar el serpentín del tanque generador-absorbedor es **2783 kJ**, en la etapa de absorción. **Ver anexo D.**

**3.5.2.3 Balance de energía en la etapa de generación.** A continuación se determinara el calor necesario para la etapa de absorción:

$$M_{1\text{ SOL}} * h_{1\text{ SOL}} + Q_{\text{GEN}} = M_{\text{EVA}} * h_{\text{EVA}} + M_{2\text{ SOL}} * h_{2\text{ SOL}} \quad (12)$$

$M_{1\text{ SOL}}$  = masa inicial de la solución.

$h_{1\text{ SOL}}$  = entalpia de la solución débil al iniciar la etapa de generación.

$M_{\text{EVA}}$  = masa evaporada de refrigerante.

$h_{\text{EVA}}$  = entalpia de la masa de refrigerante evaporada.

$Q_{\text{ABS}}$  = calor de generación

$M_{2\text{ SOL}}$  = masa final de la solución

$h_{1\text{ SOL}}$  = entalpia de la solución fuerte al finalizar la etapa de generación.

El calor neto que debe suministrar el serpentín al tanque generador-absorbedor es **3106 kJ**, en la etapa de generación. **Ver anexo D.**

**3.5.2.4 Balance de energía en la etapa de condensación.** A continuación se determinará el calor necesario para la etapa de condensación:

$$M_1 * U_1 + Q_{CON} = M_{EVA} * h_{EVA} + M_2 * U_2 \quad (13)$$

Dónde:

$Q_{COND}$  = calor de evaporización (efecto refrigerante)

$M_{Eva}$  = masa de refrigerante evaporada (H<sub>2</sub>O)

$U_1$  = Energía interna en condiciones iniciales.

$M_2$  = masa de agua en el tanque al finalizar etapa de condensación.

$U_2$  = energía interna al finalizar etapa de condensación.

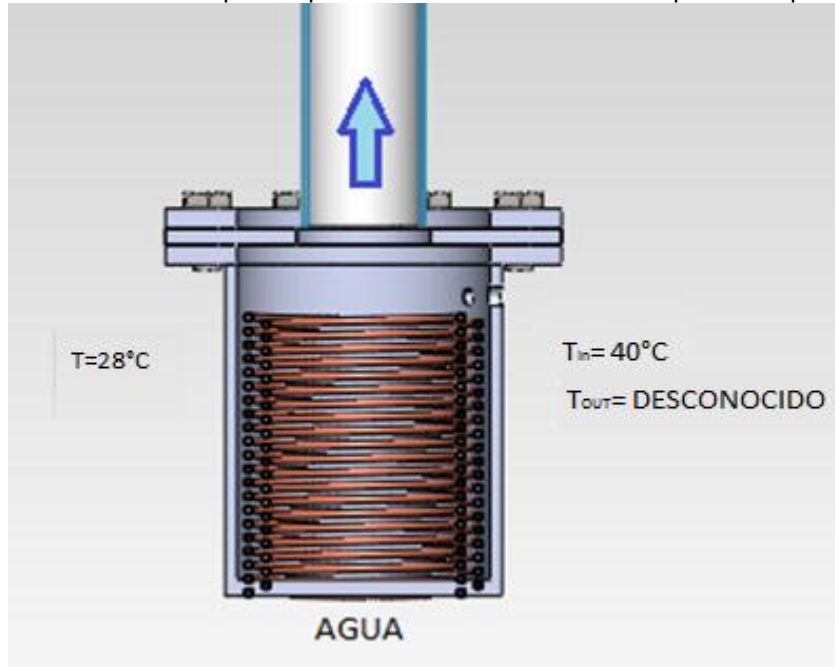
$h_{EVA}$  = entalpia de la masa evaporada

El calor neto que debe extraer el serpentín del tanque evaporador-condensador es **2584 kJ**, en la etapa de condensación. **Ver anexo D.**

**3.5.3 Cálculo de los intercambiadores de calor.** Luego de haber encontrado los calores que intervienen en cada etapa del ciclo de refrigeración, se procederá a diseñar los intercambiadores de calor.

### 3.5.3.1 Serpentín Evaporador

Figura 26. Condiciones del tanque evaporador-condensador en la etapa de evaporación



Fuente: Autores

**ESPECIFICACIONES.** El serpentín evaporador es el encargado de suministrar calor al agua para evaporarla, aprovechando que en este punto la temperatura de saturación promedio es de  $25^{\circ}\text{C}$ . Las condiciones de trabajo del serpentín evaporador son las que se muestran en la figura 26.

#### DATOS CONOCIDOS

- Temperatura de entrada del agua en el serpentín,  $T_{in}$   $40^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura media de evaporación.  $T_{eva}$   $28^{\circ}\text{C}$ .
- Calor de evaporación.  $Q_{eva}$  (w)
- Dimensiones y material del tubo del serpentín.  $D_{ext}$  y  $D_{int}$ .
- Flujo másico de agua a través del serpentín.  $\dot{m}_{H_2O}$ , (Kg/s)

## DATOS A CALCULAR

- Temperatura de salida del agua en el serpentín,  $T_{out}$ . °C.
- Longitud del serpentín. L (m).

## ECUACIONES PARA EL CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES<sup>14</sup>:

$$Q = M_{H2O} * C_P * (T_{IN} - T_{OUT}) \quad (14)$$

$$Q = U * A * LMTD * F_i \quad (15)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (16)$$

$$UA = \frac{1}{(R_{CONVint} + R_{COND} + R_{CONVext})} \quad (17)$$

$$R_{CONVint} = \frac{1}{h_i * A_i} \quad (18)$$

$$A_i = \pi * D_{int} * L \quad (19)$$

$$h_i = \frac{Nu_D * k_{H2O}}{D_{int}} \quad (20)$$

---

<sup>14</sup> INCROPERA, Frank P., Dewitt David P. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. México. Pearson Education. 1999. 912p.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re_D - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad (21)$$

$$f = (0.790 * \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (22)$$

$$Re_D = \frac{4 * \dot{M}_{H_2O}}{\pi * D_{int} * \mu_{H_2O}} \quad (23)$$

$$R_{COND} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 * \pi * k * L} \quad (24)$$

$$R_{CONVext} = \frac{1}{h_e * A_e} \quad (25)$$

$$A_e = \pi * D_{ext} * L \quad (26)$$

$$h_e = \frac{\ddot{q}_s}{\Delta T_e} \quad (27)$$

$$\ddot{q}_s = \mu_l * h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} * \left( \frac{C_{p,l} * \Delta T_e}{C_{s,f} * h_{fg} * Pr_l^n} \right)^3 \quad (28)$$

$$Ra_D = \frac{g \beta_{sol} (T_{\infty, sol} - T_s) D_{ext}^3}{\nu_{sol} * \alpha_{sol}} \quad (29)$$

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 * Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559 / Pr_{sol})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (30)$$

$$Ra_D \leq 10^2$$

$$h_{fg} = h_{fg} + 0,68 * C_{pl} * (T_{sat} - T_s) \quad (31)$$

$$\overline{h} D_t N = 0,729 \left[ \frac{g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * k_l^3 * h_{fg}}{N * \mu_l * (T_{sat} - T_s) * D_{ext}} \right]^{1/4} \quad (32)$$

$$\overline{h} = \frac{k_{sol}}{D_{ext}} * \overline{Nu}_D \quad (33)$$

Dónde:

$C_p$  = Calor específico del fluido en el serpentín.

$UA$  = coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador.

$LMTD$  = diferencia de temperatura media logarítmica del intercambiador.

$F_i$  = Factor de corrección de la LMTD.

$R_{convint}$  = Resistencia por convección interna.

$R_{cond}$  = Resistencia por conducción radial en el tubo.

$R_{convext}$  = Resistencia por convección externa.

$h_i$  = Coeficiente de convección interna.

$A_i$  = Área superficial interna del tubo.

$D_{ext}$  = Diámetro externo del tubo en el serpentín.

$D_{int}$  = Diámetro interno del tubo en el serpentín.

$k$  = Conductividad del material del tubo en el serpentín.

$L$  = Longitud del serpentín.

$h_e$  = Coeficiente de convección externa.

$A_e$  = Área superficial externa del tubo.

$Nu_D$  = Numero de Nusselt para la convección interna forzada.

$k_{H_2O}$  = Conductividad térmica del agua.

$f$  = Factor de fricción.

$Re_D$  = Numero de Reynolds.

$Pr$  = Numero de Prandtl.

$\mu_{H_2O}$  = Viscosidad dinámica del agua.

$q_s$  = Flujo de calor entre la superficie del tubo y el fluido en evaporación. ( $w/m^2$ )

$\Delta T_e$  = diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y el fluido en evaporación.

$\mu_l$  = Viscosidad dinámica de la fase líquida del fluido.

$h_{fg}$  = Entalpia de vaporización del fluido.

$g$  = constante de gravedad.

$\rho_l$  = Densidad de la fase líquida del fluido.

$\rho_v$  = Densidad de la fase vapor del fluido.

$\sigma$  = Tensión superficial del fluido.

$C_{p,l}$  = Calor específico de la fase líquida del fluido.

$Pr_l$  = Numero de Prandtl del fluido en evaporación.

$C_{s,f}$   $Y_n$  = constantes de superficie. **Ver Anexo F.**

$Ra_D$  = Numero de Rayleigh, se calcula para la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O).

$Pr_{sol}$  = Numero de Prandtl de la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O).

$k_{sol}$  = Conductividad térmica de la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O). **Ver Anexo F.**

$\overline{h}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección libre.

$\overline{Nu}_D$  = Numero de Nusselt para convección libre sobre cilindro horizontal.

$\beta_{sol}$  = Coeficiente de expansión térmica volumétrica de la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O).

$T_{\infty sol}$  = Temperatura de la solución en el tanque absorbedor/generador.

$T_s$  = Temperatura de superficie del tubo.

$\nu_{sol}$  = Viscosidad cinemática de la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O). **Ver Anexo F.**

$\alpha_{sol}$  = Difusividad térmica de la solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O).

$h_{fg}$  = entalpia de vaporización corregida.

$N$  = Numero de filas en el condensador.

## **METODOLOGIA PARA EL CÁLCULO**

- **CÁLCULO LMTD.** Luego de calcular la temperatura de salida del serpentín con la ecuación 16, se procedió a calcular la LMTD. Se asumió un intercambiador de casco y tubo tipo serpentín helicoidal debido a la simplicidad en la fabricación del intercambiador.
- **COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.** Luego de calcular la LMTD, procedemos a calcular el coeficiente global de transferencia de calor, ecuación 15. Para esto debemos asumir un diámetro de tubería y una longitud de la tubería para luego calcular las resistencias de convección interna, resistencia de conducción y resistencia de convección externa. Así ya podremos proceder a calcular el calor intercambiado por el serpentín evaporador.
- **RESISTENCIA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN INTERNA.** Se asume transferencia de calor por convección interna forzada,

ecuación 18. Para esto debemos calcular el número de Reynolds y saber qué tipo de flujo es, si es turbulento o laminar, ecuación 23. Calcular el factor de fricción, ecuación 22. Calcular el número de Nusselt, ecuación 21 y por último el coeficiente de convección interna, ecuación 20.

- **RESISTENCIA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN RADIAL EN LA PARED DEL TUBO.** En este punto utilizamos la ecuación 24. Se asume tubería de pared gruesa.
  
- **RESISTENCIA A LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EXTERNA.** Se asume la presencia de ebullición nucleada debido a que la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido, se encuentra dentro del rango de 10°C a 30°C (**VER ANEXO W**), utilizando la ecuación 27. El coeficiente de transferencia de convección externa se calcula por medio de la ecuación 25.
  
- **COMPARACIÓN DE RESULTADOS.** Luego de realizar todos estos cálculos asumiendo un diámetro de tubería y una longitud de tubería, verificamos que el calor encontrado sea igual o cercano al hallado por el balance de energía. En caso que no sea así; se asume otro valor de longitud de tubería y repetir todos los pasos anteriores.

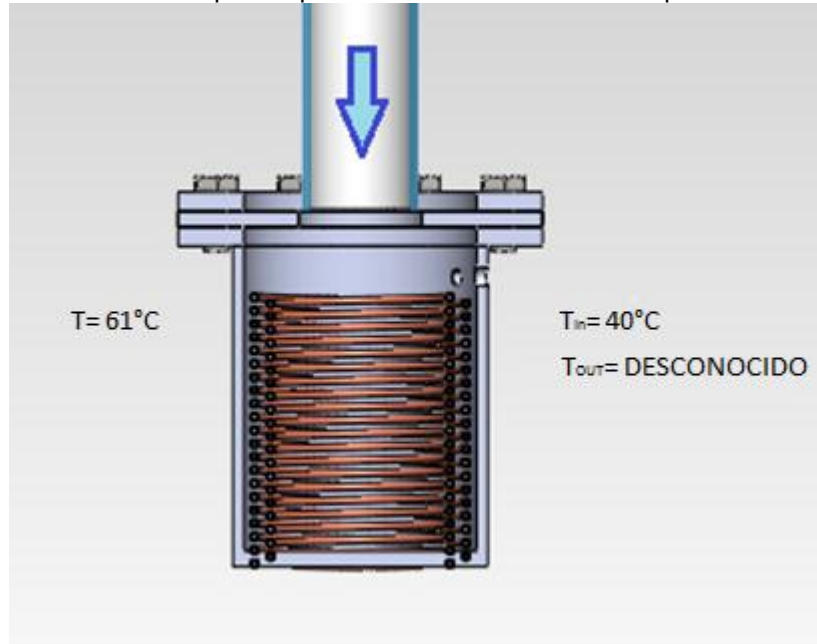
Para este proceso se utilizó el software EES (**VER ANEXO H**). Las propiedades de los fluidos, se calcularon mediante el software EES. Algunas propiedades que no se encontraron en este software, se determinaron por tablas y éstas se pueden consultar en los anexos.

Para el cálculo de los demás intercambiadores, se repite el mismo procedimiento; en el momento de calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección externa se utilizan las ecuaciones de la 27 a la 33, pues se suponen otros

fenómenos de transferencia de calor como los son la absorción, vaporización y condensación.

### 3.5.3.2 Cálculo serpentín condensador.

**Figura 27.** Condiciones del tanque evaporador-condensador en la etapa de condensación.



**Fuente.** Autores.

**ESPECIFICACIONES.** El serpentín de condensación, es el encargado de extraer calor del tanque evaporador-condensador, en la etapa de generación-condensación, cambiando de fase el agua de vapor a líquido. Las condiciones de trabajo del serpentín condensador son las que se muestran en la figura 27.

### DATOS CONOCIDOS

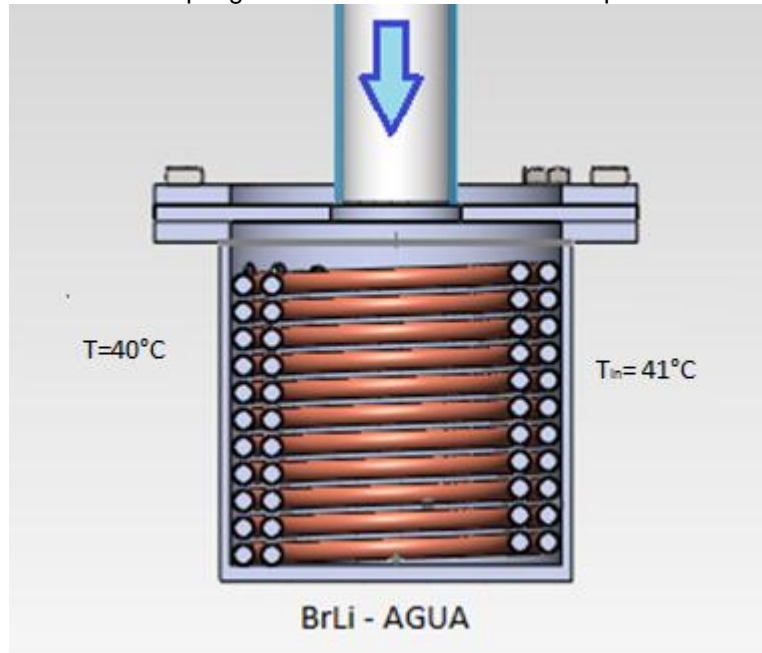
- Temperatura de entrada del agua en el serpentín,  $T_{in} 40^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatura media de condensación.  $T_{eva} 75^{\circ}\text{C}$ .
- Calor de evaporación.  $Q_{CON}$  (w)

- Dimensiones y material del tubo del serpentín.  $D_{ext}$  y  $D_{int}$ .
- Flujo másico de agua a través del serpentín.  $\dot{m}_{H_2O}$ , (Kg/s)

Se aplica el mismo procedimiento que el utilizado en el cálculo del serpentín evaporador, sin embargo en el momento de realizar el cálculo del coeficiente de convección externa, se utiliza la correlación de condensación por película en sistemas radiales, ecuación 32, previamente a la aplicación de esta correlación se debe calcular la entalpía de vaporización corregida, ecuación 31. (**VER ANEXO I**)

### 3.5.3.3 Cálculo De Serpentín Absorbedor

**Figura 28.** Condiciones del tanque generador-absorbedor en la etapa de absorción.



**Fuente.** Autores

**ESPECIFICACIONES.** Este serpentín es el encargado de extraer calor del tanque generador-absorbedor, en la etapa de evaporización-absorbedor. Las condiciones

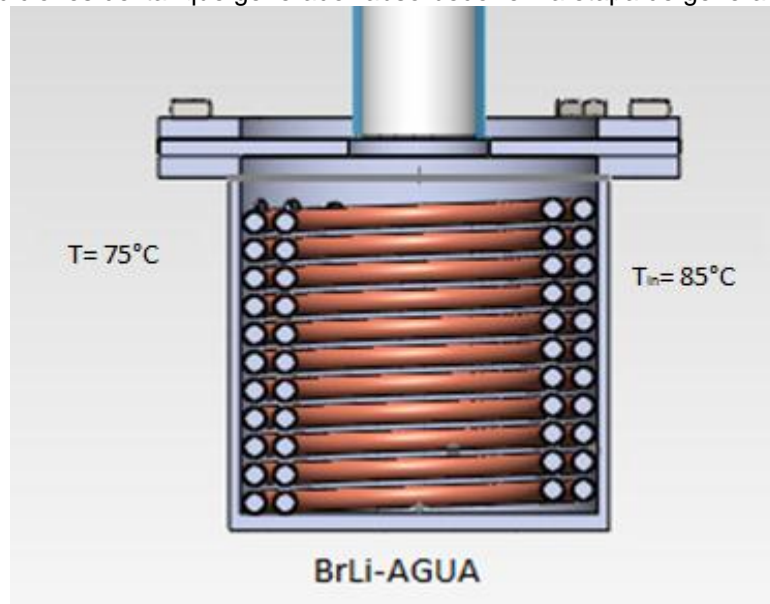
de trabajo del serpentín absorbedor son las que se muestran en la figura 28. (VER ANEXO J)

### DATOS CONOCIDOS

- Temperatura de entrada del agua en el serpentín,  $T_{in}$  41 °C.
- Temperatura que se desea en la solución.  $T_{sol}$  40 °C.
- Calor de absorción.  $Q_{abs}$  (w)
- Dimensiones y material del tubo del serpentín.  $D_{ext}$  y  $D_{int}$ .
- Flujo másico de agua a través del serpentín.  $\dot{m}_{H_2O}$ , (Kg/s)

### 3.5.3.4 CÁLCULO SERPENTIN GENERADOR

Figura 29. Condiciones del tanque generador-absorbedor en la etapa de generación.



Fuente: Autores

**ESPECIFICACIONES.** Este serpentín es el encargado de suministrar el calor necesario para llevar la etapa de generación. Las condiciones de trabajo del serpentín generador son las que se muestran en la figura 29. (VER ANEXO K)

## DATOS CONOCIDOS

- Temperatura de entrada del agua caliente en el serpentín,  $T_{in}$  85 °C.
- Temperatura que se desea en la solución.  $T_{sol}$  75 °C.
- Calor de generación.  $Q_{gen}$  (w)
- Dimensiones y material del tubo del serpentín.  $D_{ext}$  y  $D_{int}$ .
- Flujo másico de agua a través del serpentín.  $\dot{m}_{H_2O}$ , (Kg/s)

El procedimiento para el cálculo de este serpentín es el mismo utilizado en los serpentines anteriores, la diferencia radica en cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa, para su facilidad, se asume la presencia de transferencia de calor por convección libre. Ecuación 33 y ecuación 30.

A continuación en la tabla 2, se tabularon los resultados obtenidos en los cálculos de los intercambiadores de calor que intervienen en el ciclo de refrigeración.

**Tabla 2.** Resultados cálculos de los serpentines.

SERPENTIN	FUNCIÓN	MATERIAL	DIAMETRO EXTERNO (mm)	DIAMETRO INTERNO (mm)	LONGITUD [M]
evaporador-condensador	evaporador	Cobre	4,762	3,238	15
generador-absorbedor	absorción	Cobre	6,35	4,82	27
generador-absorbedor	generación	Cobre	6,35	4,82	27
evaporador-condensador	condensación	Cobre	4,762	3,238	6

Fuente: Autores

## 4. OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

A continuación presentamos las modificaciones que se le hicieron al prototipo inicial.

#### 4.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

- **Tanque Evaporador/Condensador**

Este es el depósito donde se ubica el refrigerante, es decir, el agua; Este tanque fue modificado en su totalidad, se dimensionó nuevamente pues los cálculos para su respectivo serpentín, exigían una mayor área para su acomodo, el tanque fue fabricado en Tubería Ø6" de acero al carbono SCH 40, se realizó además el mecanizado de las respectivas bridas.

Las tapas del tanque fueron fabricadas en acrílico de 12 mm (**VER ANEXO T**), esto con el fin de evidenciar el proceso; la comunicación hacia el tanque absorbedor-generador fue hecha en tubería PVC de presión RDE21 como se muestra en la figura 30. (**VER ANEXO U**).

**Figura 30.** Modificaciones tanque evaporador-condensador.



**Fuente:** Autores.

Este tanque cuenta con 5 nipples\* de acero al carbón soldados en sus laterales para las respectivas conexiones; estas son:

- ✓ Entrada del serpentín
- ✓ Salida del serpentín

---

\* Tubo corto con rosca externa en ambos extremos.

- ✓ Ducto para la purga
- ✓ Ducto para el Vacuómetro
- ✓ Ducto para el censado de temperatura

- **Serpentín de evaporador-condensador**

El serpentín del tanque evaporador/condensador se fabricó con tubería de cobre flexible de Ø3/16" con la longitud estimada en cálculos de 15 metros, distribuida en espirales concéntricas, se utilizó el cobre por su gran conductividad térmica y por su facilidad para moldear las espiras. (Figura 31)

**Figura 31.** Serpentin evaporador-condensador.



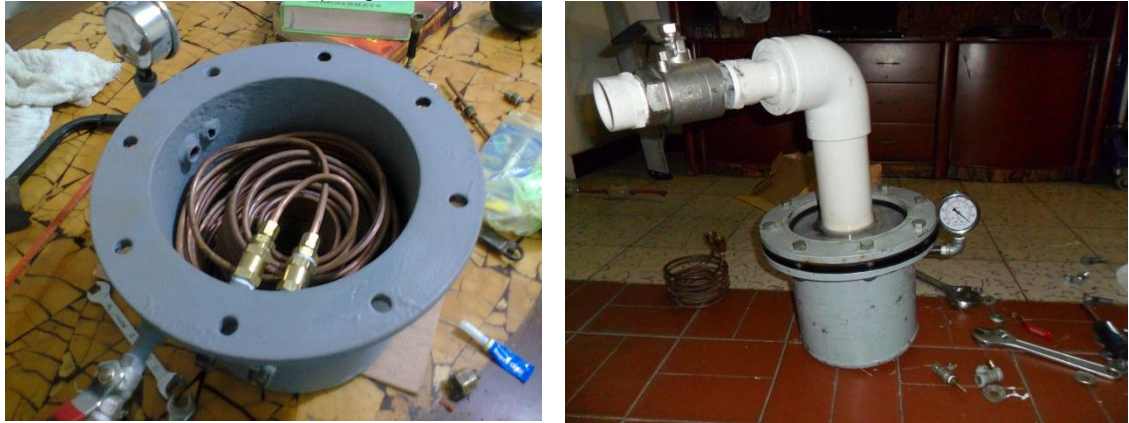
**Fuente:** Autores.

- **Tanque Absorbedor/Generador**

A este tanque fueron soldados en sus laterales los 5 niples de acero al carbón para realizar las mismas conexiones del tanque evaporador-condensador.

Se le mecanizo su respectiva brida y se fabricó la tapa en acrílico 12mm.  
(Figura 32)

**Figura 32.** Modificaciones tanque generador-absorbedor.



**Fuente:** Autores.

- **Serpentín de Absorción/Generación**

El serpentín del tanque absorción-generación se fabricó con tubería de cobre flexible de  $\text{Ø}1/4''$  con la longitud estimada en cálculos de 27 metros, fabricados en cobre por su gran conductividad térmica y por su facilidad para moldear las espiras.

Los dos tanques se recubrieron con una resina epóxica en su interior y exterior. Las pérdidas de calor por conducción en los tanques del proceso principal se redujeron aislando todo el subsistema de refrigeración con THERMOLON, como se muestra en la figura 33. **(ANEXO R)**.

**Figura 33.** Recubrimiento térmico tanques principales.



**Fuente:** Autores.

## **4.2 SUBSISTEMA FUENTE DE ENERGIA**

Debido a las nuevas condiciones iniciales en las cuales trabajará el prototipo; se adicionó al tanque de almacenamiento de agua para el tanque evaporador-condensador, una resistencia eléctrica tubular de inmersión de 1200 watts, ésta transmite el calor directo al agua por conducción.

## **4.3 SUBSISTEMA MANEJO HIDRAULICO**

Las dos bombas fueron cambiadas debido que las nuevas configuraciones del montaje, incrementaron la caída de presión en tuberías, pero se tuvo en cuenta que para el serpentín evaporador/condensador se usar una de bajo caudal y que en lo posible no incrementara demasiado la temperatura del fluido.

Para cada serpentín, se seleccionaron bombas de 0,75 hp de capacidad para que pudiera impulsar el fluido por este serpentín. (Figura 34)

**Figura 34.** Bombas del sistema hidráulico.



**Fuente:** Autores.

#### 4.4 SUBSISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL

**Tablero de Control.** Fue introducido un relé de estado sólido de 25 A, por el cual controlaremos el paso de corriente hacia la nueva resistencia, instalada en el tanque de almacenamiento del evaporador-condensador; todo ello con el fin de controlar la temperatura de este tanque por medio de un control On-Off. (Figura 35)

**Figura 35.** Tablero eléctrico de control.



**Fuente:** Autores.

#### 4.5 Termopozos y termocúplas

Todas las termocuplas se remplazaron por termocuplas nuevas tipo J. Se instalaron dos termopozos, ubicados en los tanques evaporador-condensador y absorbedor-generator que también disponen de dos termocúplas tipo J. (Figura 36)

**Figura 36.** Termocupla tipo J.



**Fuente:** Autores.

#### 4.6 VACUÓMETROS

Se remplazaron en cada uno de los tanques principales los Vacuómetros para una lectura confiable de la presión de vacío. (Figura 37)

**Figura 37.** Vacuómetros tanque principales.



**Fuente:** Autores.

#### **4.7 DISPOSITIVO DE ADQUISICIÓN DE DATOS (FIELD POINT)**

El módulo de adquisición de datos Field Point se encuentra integrado por un elemento de interfaz de red Ethernet (FP-1601), un módulo para el registro de temperatura a través de Termocuplas (FP-TC-120) y un módulo de salidas discretas (FP-DO-400). (Figura 38)

**Figura 38.** Disposición de los módulos del Field Point en el prototipo.

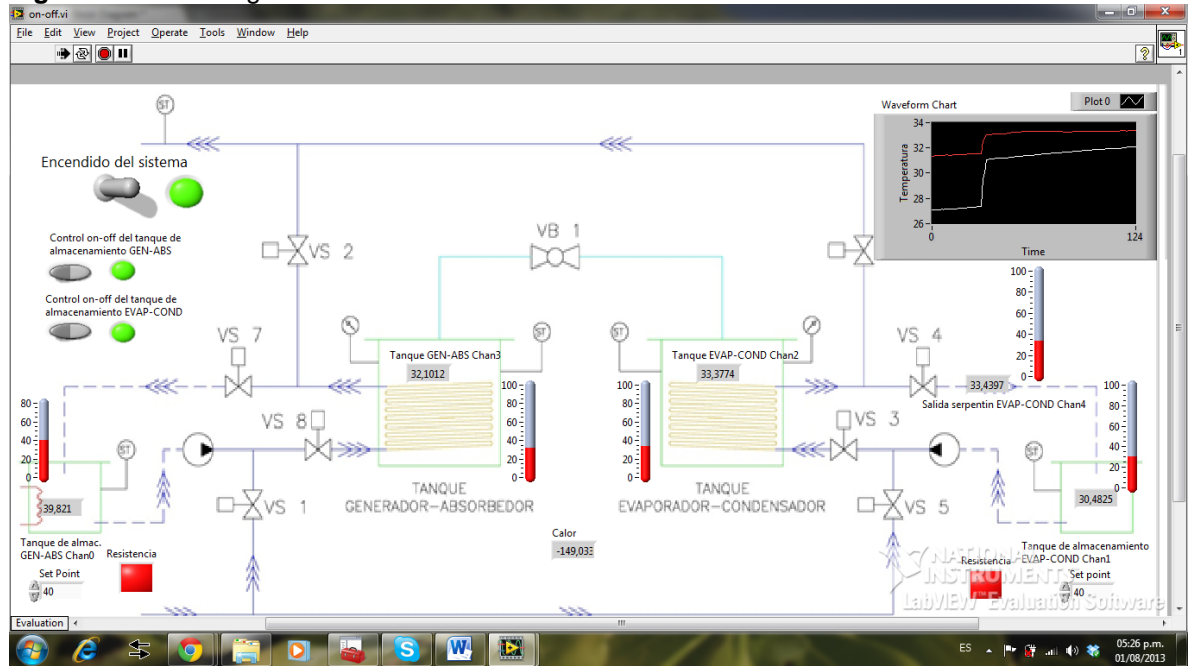


**Fuente:** Autores.

#### **4.8 SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL MEDIANTE SOFTWARE LABVIEW**

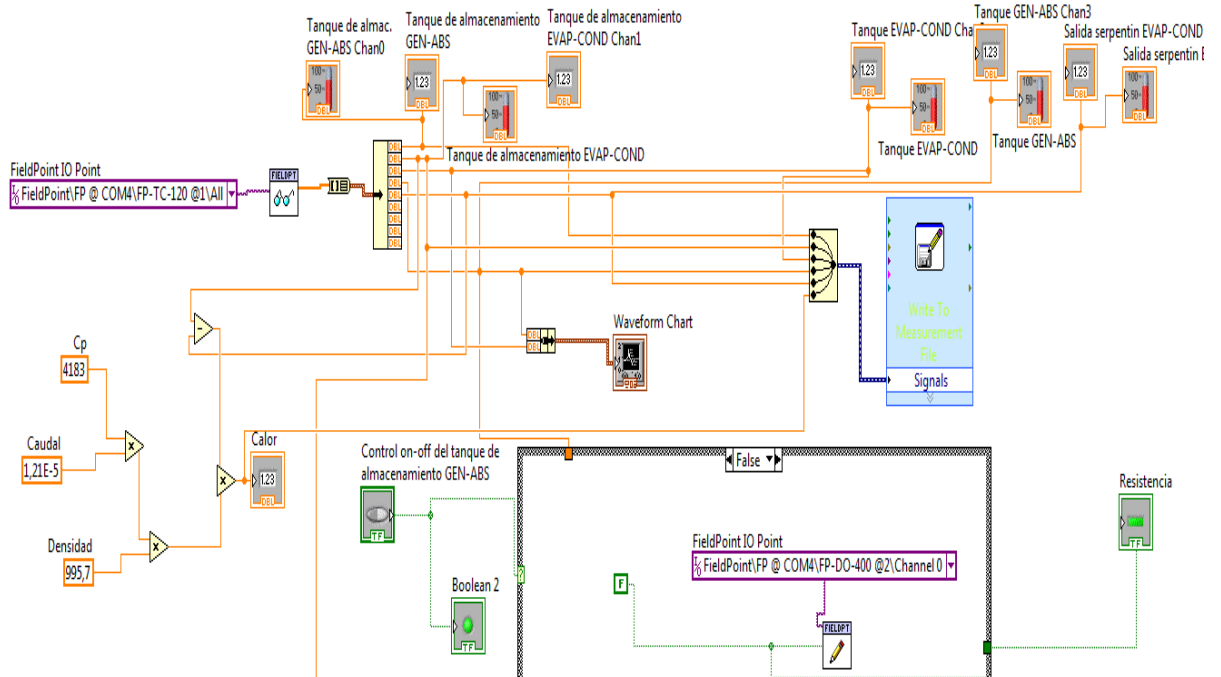
El sistema de monitoreo y control de las variables que intervienen en el ciclo de refrigeración, se realizó a través del software Labview versión 2010. (Figura 39, 40)

**Figura 39.** Interfaz gráfica Labview.



Fuente: Autores.

**Figura 40.** Pantalla de programación labview.



Fuente: Autores

En la Figura 41 se observa el prototipo al finalizar los cambios, en condiciones óptimas para empezar a realizar pruebas.

**Figura 41.** Prototipo final.



**Fuente:** Autores.

## 5. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 5.1 PRUEBAS DE VACÍO Y ESTANQUEIDAD

Es preciso mencionar que la mayor limitación para obtener resultados satisfactorios ha sido el hecho de lograr un alto vacío; pues uno de los requerimientos fundamentales que permiten el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción es la evacuación total del aire.

Antes de iniciar con cualquier prueba nos dimos en la tarea de averiguar cuál era el vacío máximo que podríamos lograr con las bombas disponibles (**VER ANEXO L**). Las condiciones en Bucaramanga, Colombia son de 959 m sobre el nivel del mar y a una presión atmosférica de 26,4 in Hg. Basados en pruebas realizadas con bombas de vacío de empresas de refrigeración de Bucaramanga tales como Friocol, Proyectos y Servicios, y Climax; obtuvimos una lectura máxima en el vacuómetro de 25,5 inHg (presión relativa). Bajo esta condición empieza a desarrollarse nuestro trabajo de grado.

Después de estar el banco acoplado se procedió a realizar las pruebas de vacío, a los respectivos tanques, mediante la respectiva toma de purga. La bomba permaneció encendida para la purga en cada tanque durante un tiempo suficiente, se realizaron varias pruebas, obteniéndose valores de vacío al final de cada prueba; siendo el siguiente el mejor resultado;  $P_{max} = 25,5$  inHg de presión relativa. (Figura 42)

**Figura 42.** Lectura presión Vacuómetro.



**Fuente:** Autores.

Se realizaron mediciones del grado de estanqueidad de los tanques, para tal propósito al finalizar la purga se dejaron los tanques al vacío durante 3 días; al final de las cuales no se encontraron variaciones apreciables en las presiones indicadas por los dos Vacuómetros. Seguidamente se procedió a determinar el porcentaje de concentración de la solución de Br-Li -Agua

- **PRE-PRUEBA 1.**

Para esto se elevó la temperatura a 75°C, luego de que se estabilizara la temperatura, se tomó el dato de presión siendo este 30 Kpa; Con estos dos datos se procede a ubicar la concentración en el diagrama Dühring arrojando una concentración de 33% en masa de BrLi-Agua.

- **PRE-PRUEBA 2.**

En la segunda prueba se procedió a llevar la concentración de la mezcla de 33% a 45%, para poder obtener las condiciones iniciales del ciclo de refrigeración; es decir se tenía que extraer agua a la solución diluida; para esto, se llevó el tanque generador-absorbedor a una temperatura de 75°C; de la misma forma el tanque evaporador-condensador fue llevado a una temperatura de 40°C para producir el efecto de condensación; se procede

a abrir la válvula de comunicación entre los tanques; el vapor de agua que es liberado por la solución empieza a fluir hacia el tanque evaporador-condensador, donde se empieza a condensar todo este vapor liberado por la solución. Se esperó hasta que las condiciones de presión y temperatura del tanque absorbedor-generator indicaron que la concentración estaba en el intervalo buscado; es decir la presión se iguala aproximadamente a  $P=19$  Kpa; a esta presión y a la temperatura  $T=75^{\circ}\text{C}$ , tenemos una solución en un rango de concentración del 45%.

Los resultados visuales (figura 43) revelan el buen funcionamiento del prototipo en cada una de las etapas; en ésta se ilustra la etapa de generación, el agua empieza a retornar del tanque generator-absorbedor (Tanque a la izquierda), hacia el tanque evaporador-condensador. (Tanque a la derecha).

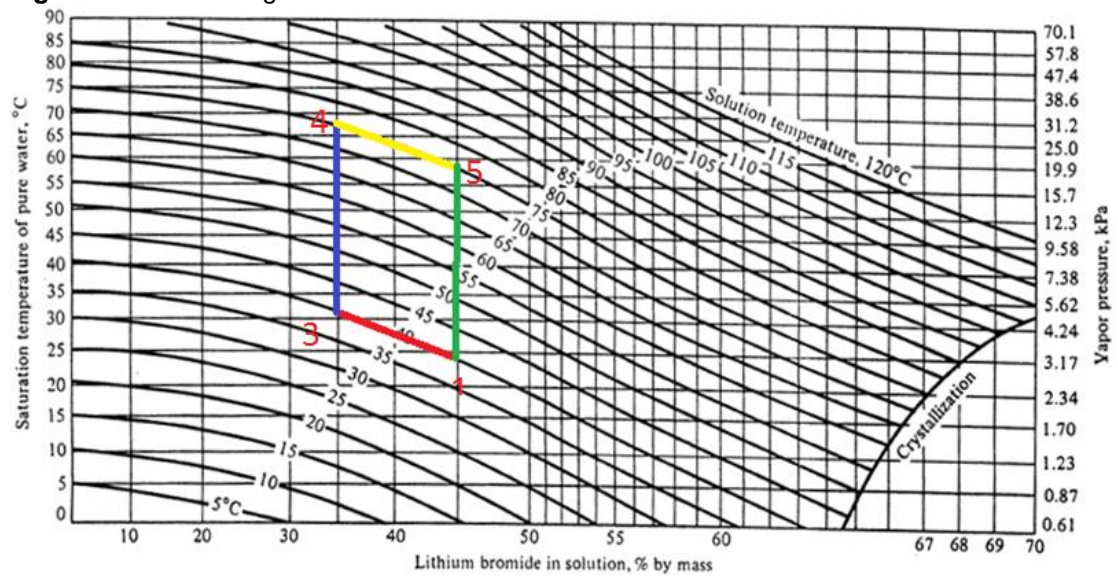
**Figura 43. Tanques en la etapa de generación /condensación.**



**Fuente.** Autores

El intervalo en el diagrama Dühring en cual trabaja el prototipo, quedó determinado de la siguiente manera como se muestra en la figura 44.

**Figura 44.** Ciclo refrigeración.



**Fuente:** Stoecker, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p

**Tabla 3.** Resultados de las pruebas realizadas

PRUEBA	TANQUE EVAPORADOR-CONDENSADOR							TANQUE GENERADOR-ABSORBEDOR					
	ETAPA	TIEMPO [MIN]	PRESION [KPA]		TEMPERATURA [°C]		CALOR PROMEDIO ETAPA [JOULES]	ETAPA	TIEMPO [MIN]	PRESION		TEMPERATURA	
			INICIAL	FINAL	INICIAL	FINAL				INICIAL	FINAL	INICIAL	FINAL
1	Evaporación	50	7,38	4	40	38	105	Absorción	50	3,07	4	40	40
	Condensación	45	7,38	19,9	40	41	-	Generación	45	29,76	19,9	75	75
2	evaporación	42	7,38	4	40	38,5	80	Absorción	42	3,07	4	40	40
	Condensación	60	7,38	19,9	40	42	-	Generación	60	29,76	19,9	75	75
3	evaporación	30	7,38	4,1	40	38	210	Absorción	30	3,07	4,1	40	40
	Condensación	34	3,07	19	25	33	-	Generación	34	29,76	19	75	75
4	Evaporación	50	7,38	4,4	40	38	350	Absorción	50	3,07	4,4	40	40
	Condensación	25	3,07	19	40	45	-	Generación	50	29,76	19	75	75
5	Evaporación	40	7,38	4,5	41	38	220	Absorción	40	3,07	4,5	40	73
	Condensación	15	7,38	19	25	32	-	Generación	15	29,76	19	75	75

Fuente: Autores

La tabla 3 relaciona los resultados de las pruebas realizadas al prototipo para la experimentación de la refrigeración por absorción intermitente usando el par refrigerante, bromuro de litio (Br-Li) agua. Se cuantifican cinco pruebas en las cuales se hicieron todas las respectivas mediciones, que permitieron hacer un diagnóstico y un análisis del comportamiento del prototipo; tales pruebas relacionan: presión, temperatura, tiempos, flujo de calor; en cada una de las 4 etapas. A continuación profundizamos en las pruebas que arrojaron los mejores resultados.

## **5.2 PRUEBA # 4**

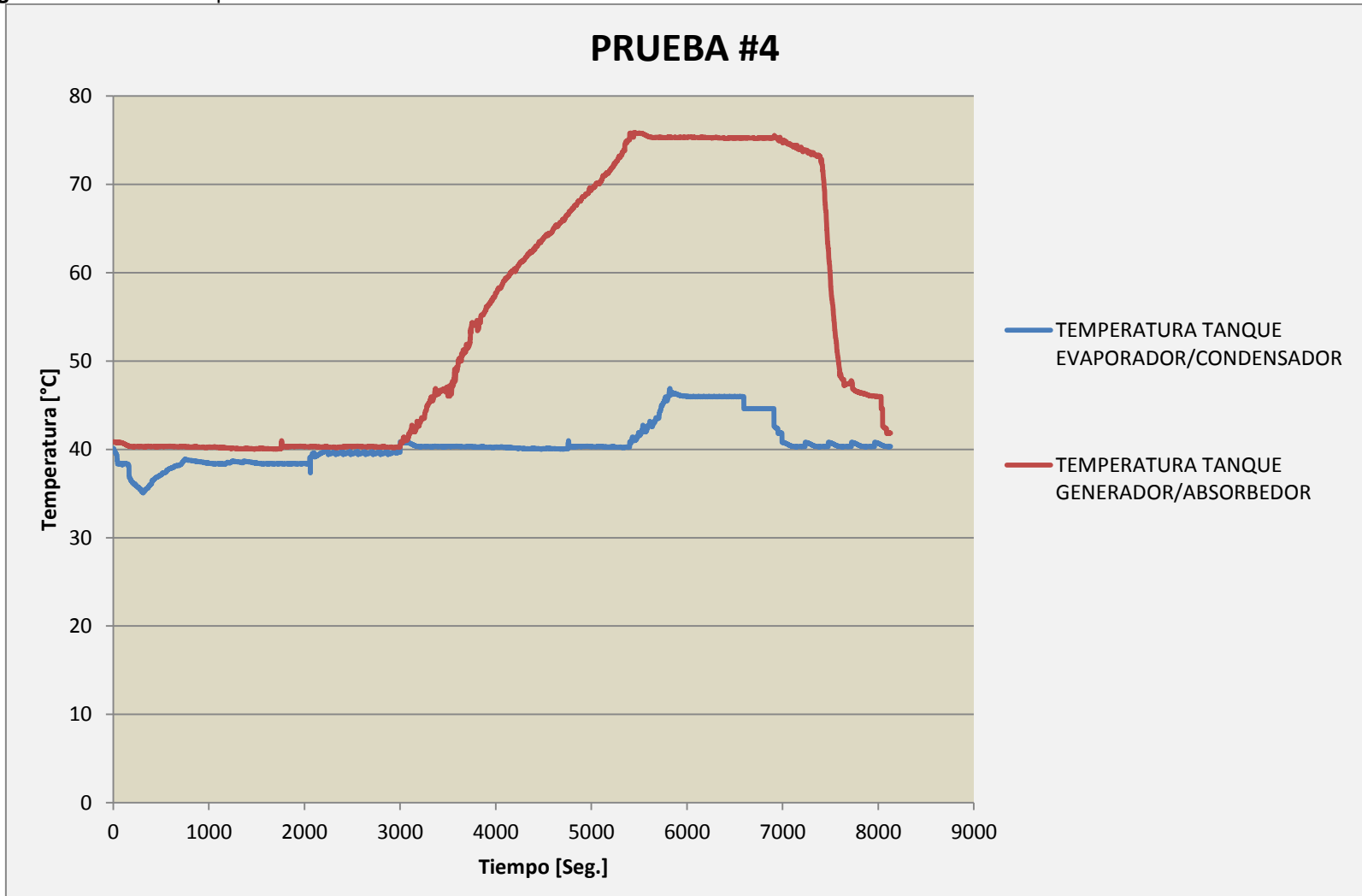
Se dio inicio al ciclo de refrigeración del prototipo y se empieza con la etapa de refrigeración y absorción: en esta etapa se genera el efecto de refrigeración en el sistema, el refrigerante en el tanque del evaporador extrae calor de los alrededores, se evapora y fluye hacia el tanque absorbedor que contiene la solución de (BrLi+H<sub>2</sub>O) donde simultáneamente es absorbido rechazando el calor de la absorción hacia el exterior, por medio de la circulación de agua a través de su serpentín a una temperatura de 40 °C; simultáneamente se hizo circular agua a una temperatura de 40 °C a través del serpentín del evaporador, es decir se aplicó carga al evaporador, obteniéndose los picos correspondientes de la temperatura del evaporador 35°C y 39 °C, esto debido a la expansión térmica que sufre el sistema al abrir la válvula de interconexión. Por otro lado se observó que la temperatura en el tanque absorbedor/generador permaneció constante en 40 °C, resultado que demuestra el proceso de evacuación de calor de reacción en la disolución de la mezcla refrigerante/absorbente en el tanque absorbedor/generador. Dicha etapa tardó aproximadamente 50 minutos, tiempo en el cual se establecieron las condiciones de presión y temperatura que nos afirmaban que la solución había cambiado de concentración; estas fueron, 4.5 Kpa y 40 °C respectivamente.

Se cierra la válvula de interconexión y se inicia la etapa de carga, una vez que se ha finalizado la etapa de refrigeración/absorción, ahora se debe retornar el refrigerante al tanque del evaporador para poder ejecutar el ciclo nuevamente; el tanque del absorbedor que durante esta etapa cumple la función de generador se le es suministrado calor para que evapore el refrigerante, entonces iniciamos elevando la temperatura hasta 75 °C esto se logró en el minuto 90 y a partir de ahí procedemos a abrir la válvula, y se inicia el proceso en el cual el vapor fluye hacia el tanque evaporador produciéndose el proceso de condensado, por medio del rechazo de calor al exterior, pues ahora este tanque actúa como condensador. La temperatura a la cual se hizo fluir agua en el serpentín del evaporador se mantuvo igual al valor en la que arranco el sistema, esta fue de 40 °C, condición que nos extendió un poco la etapa de condensación en el tanque, la etapa finaliza para entonces en el minuto 115.

Al cerrar la válvula e iniciar la etapa de transición la gráfica muestra el rápido descenso de la temperatura en el generador debido al efecto del agua de enfriamiento del sistema. Este resultado se evidencia el cumplimiento del principio de funcionamiento de la etapa de generación/condensación en las máquinas de refrigeración por absorción.

Se cerró la válvula y se llevó a todo el sistema a las condiciones iniciales para permitir nuevamente la ejecución del ciclo de refrigeración, esto se hizo mediante la circulación de agua de un suministro exterior a una temperatura aproximadamente de 25 °C; con el fin de vencer más rápido la inercia térmica, y proceder a una nueva prueba.

Figura 45. Resultados prueba # 4.



Fuente: autores.

En esta prueba se obtuvo un resultado en la disminución de la temperatura de salida en el serpentín del evaporador, estableciéndose a la temperatura de entrada de 5 °C, es decir de 40 °C a 35 °C, este delta en el minuto 50 se fue disminuyendo, y para entonces, se procedió con la siguiente etapa. Los controles On/Off mantuvieron constante las temperaturas en cada una de las etapas.

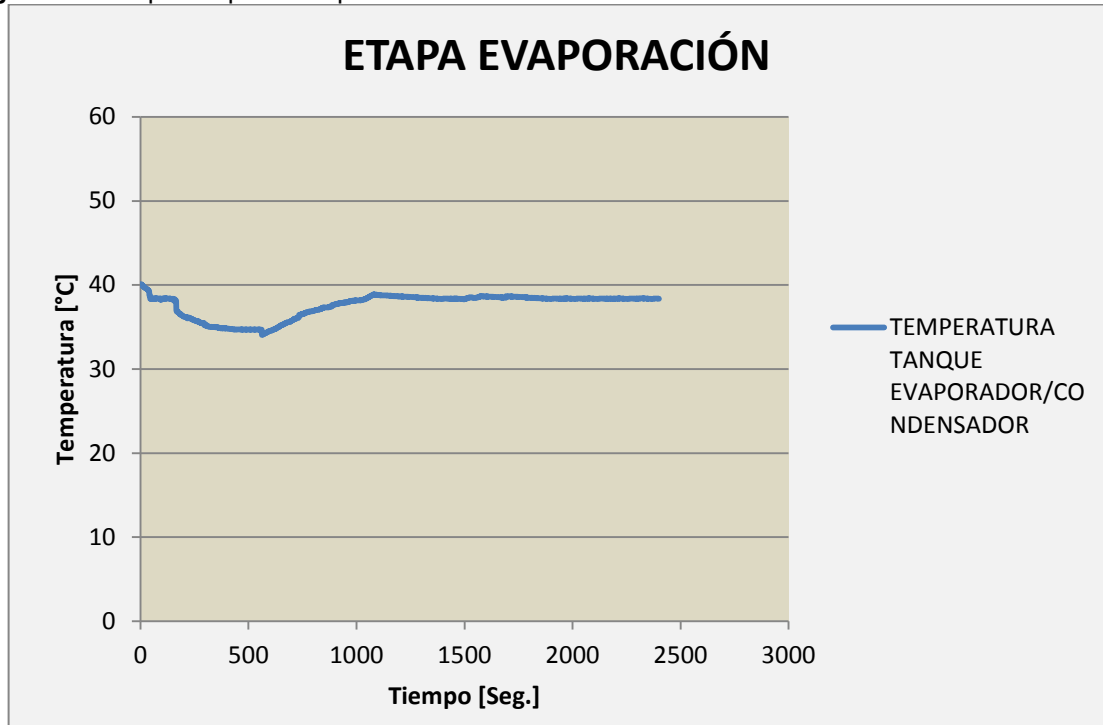
Al cerrar la válvula e iniciar la etapa de transición la gráfica muestra el rápido descenso de la temperatura en el generador debido al efecto del agua de enfriamiento del sistema. Este resultado se evidencia el cumplimiento del principio de funcionamiento de la etapa de generación/condensación en las máquinas de refrigeración por absorción.

### **5.3 PRUEBA # 5**

Se efectuó el ciclo completo; en ella se realizó la etapa de evaporación/absorción, inmediatamente se dio inicio a la compresión y posteriormente se desarrollaron las etapas de generación/condensación y transición respectivamente para completar el ciclo.

En el minuto 0 se da inicio para la etapa de evaporación/absorción, al momento de abrir la válvula se registró una temperatura de expansión en el evaporador de 34 °C de los 40 °C iniciales, ver figura 47, luego se aplicó la carga al evaporador y se obtuvo un resultado en la disminución de la temperatura de salida en el serpentín del evaporador, estableciéndose con un delta con respecto a la temperatura de entrada de 7 °C en el minuto 10, y terminando con 2,5 °C en el minuto 40; además la temperatura en el tanque evaporado-condensador se estabilizó en 37 °C. Del estudio de la situación se dedujo que el aumento de la temperatura del evaporador, así como la de la salida del agua de enfriamiento se debía al calor entregado por la bomba del serpentín del evaporador, y al calentamiento de las válvulas solenoides.

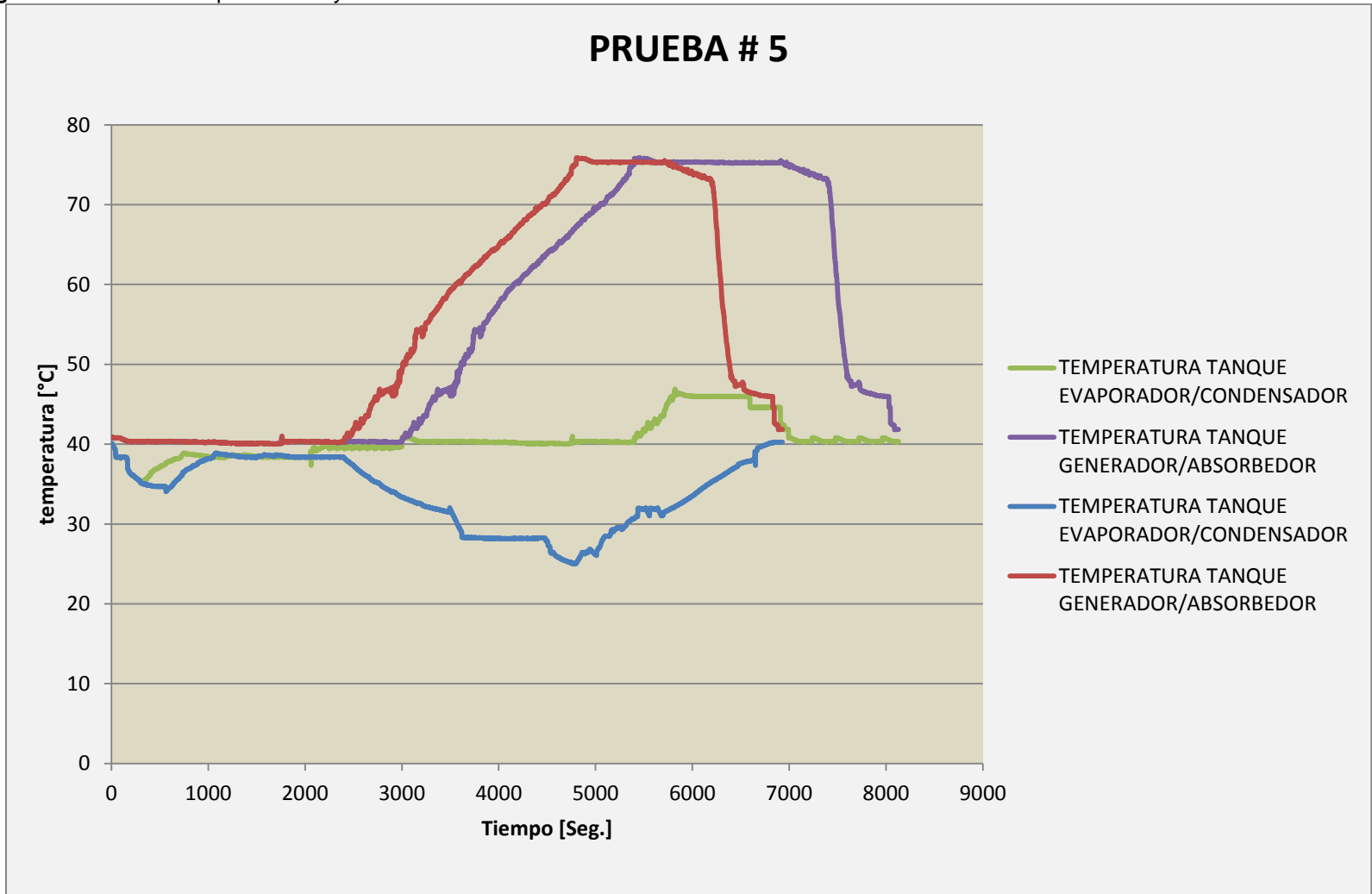
Figura 46. Etapa evaporación prueba # 5.



Fuente. Autores.

La etapa de evaporación/absorción finaliza en el minuto 40. Se cierra la válvula principal y se empieza a suministrar calor al tanque absorbedor/generador, en la gráfica se puede ver esta situación al observar el aumento de la temperatura del absorbedor hasta los 75 °C; Luego se vuelve a abrir la válvula principal para dar inicio a la etapa de generación/condensación minuto 80, de igual forma se puede ver el aumento de la temperatura del tanque evaporador/condensador por el proceso de condensación, debido que ahora se le está haciendo fluir agua por el serpentín de un suministro exterior a 25 °C, esto con el fin de acelerar el proceso de condensación que en él se lleva a cabo; por otra parte se observa constante la temperatura del absorbedor/generador (75 °C) hasta el minuto 95, en este momento se cierra la válvula principal para dar inicio a la etapa de transición con el objetivo de enfriar la solución y el refrigerante hasta la temperatura de equilibrio es decir a temperatura ambiente.

Figura 47. Resultados prueba # 4 y Prueba # 5.



Fuente: Autores.

Se efectuó el cálculo del efecto de refrigeración en la etapa de evaporación/absorción:

- calor promedio de refrigeración extraído del agua en el serpentín del evaporador. **1050 KJ.**
- Potencia promedio de refrigeración durante la etapa de evaporación/absorción. **350 W**

## **5.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS**

**5.4.1 Principio de funcionamiento.** Uno de los principales objetivos planteados cuando se inició esta optimización era además de aumentar la potencia del prototipo, también poder conceptualizar y visualizar de una forma más evidente e interactiva, el fenómeno de absorción y todo lo que se lleva a cabo en cada una de las etapas del ciclo; las pruebas realizadas con el prototipo evidencian el logro de estos objetivos.

**5.4.2 Capacidad de refrigeración.** Se realizaron 5 pruebas completas del ciclo de refrigeración, de las cuales la prueba # 4 y prueba # 5, fueron donde obtuvimos los mejores resultados de potencia.

El serpentín evaporador fue diseñado para una capacidad promedio de 900 watt, el cual en algunos instantes de las pruebas se obtuvieron datos de potencia de 750 watt. Esta diferencia de capacidades pudo haber sido obtenida por eventos tales como contaminación del agua, además de que se presentaron situaciones de filtración de agua perteneciente al tanque de almacenamiento del tanque absorbedor/generador, debido a que la fuerza del resorte del vástago de las

solenoides en un punto de la prueba empezaban a ser vencidas por la elevada presión que se acumulaba en el sistema hidráulico.

Se constató al aumentar la superficie para la evaporación y el área de exposición de la solución con el vapor, garantizó y mejoró las velocidades de evaporación y absorción de la mezcla refrigerante/absorbente. La configuración geométrica que se le dio al serpentín del evaporador favoreció las velocidades de evaporación. (Figura 48)

**Figura 48.** Serpentín evaporador.



Fuente: Autores.

En las mejores pruebas se obtuvieron temperaturas de más de 6°C por debajo de la temperatura inicial en el evaporador; éstas oscilaron alrededor de 34°C, pero por teoría se esperaba que descendieran a 25°C, esto se atribuyó a la inercia térmica de los tanques principales asociada a su robustez.

La purga implementada para el prototipo cumplió su función, ya que permitió el desarrollo de cada una de las etapas respectivas en el ciclo de refrigeración, pues los valores obtenidos de vacío fueron los previstos inicialmente.

Se mostró que en el ciclo de refrigeración por absorción el equilibrio se consigue a partir de efectos puramente termodinámicos. Esto también hace más complejo el sistema, ya que éste se adapta en cada instante a las condiciones cambiantes de los circuitos exteriores, buscando el equilibrio a las condiciones del medio que le rodea; entonces aquí también se presentan inconvenientes para la buena comprensión de una respuesta de adaptabilidad a determinadas condiciones de estado, atribuyéndose esta dificultad a la gran inercia térmica de la máquina para adaptarse a las variaciones externas, a causa de su volumen, a su robustez.

Un criterio que pudo incidir en la capacidad de refrigeración fue notablemente la calidad del Br-Li. Esta sal causó una alta corrosión en los intercambiadores de calor de los respectivos tanques (evaporador-condensador, absorbedor-generador), por tanto, adquirió mucha contaminación y suciedades, lo cual hizo que el bromuro de litio perdiera cierta capacidad para absorber el refrigerante (agua). Además una desventaja de la combinación agua-bromuro de litio que pudo afectar la capacidad de refrigeración, fue que al cambiar las condiciones iniciales del sistema, el absorbente no fue del todo soluble en el agua bajo todos los valores de temperatura y presión que se dieron a lo largo del proceso del sistema en el proyecto anterior, entonces para esto se sugiere tomarse precauciones especiales en el diseño y operación.

Los caudales de agua y vapor circulando por los tanques e intercambiadores, fueron diferentes de los proyectados. También las temperaturas de los fluidos difirieron de las definidas en el diseño, esto último se le adjudica al calor que entrega la bomba al sistema y el calor de las válvulas solenoides, produciendo así saltos térmicos. Esto lógicamente llevó a la máquina a funcionar en unas condiciones que se parecerán poco a aquellas para las que fue proyectada y que impidieron lograr la eficiencia calculada.

Los sistemas de refrigeración por absorción de bromuro de litio-agua, se utilizan en aplicaciones de aire acondicionado; pero para tales aplicaciones deben cumplir con una serie de requisitos; algunas de las características especiales de la solución de bromuro de litio-agua en el sistema de refrigeración por absorción son:

El agua que se usa como refrigerante en el sistema de refrigeración por absorción exige que las presiones de funcionamiento sean muy bajas.

También se sabe que el bromuro de litio tiene una gran afinidad por el vapor de agua, sin embargo, cuando se forma la solución de bromuro de litio-agua, se debe tener en cuenta que sean completamente solubles entre sí en todas las condiciones de funcionamiento del sistema, y para ello cuando el sistema de refrigeración por absorción de bromuro de litio y agua, se está diseñando, se debe tener cuidado de que no se den las condiciones en que se producirá la cristalización y precipitación de bromuro de litio.

La tabla 4 relaciona los parámetros involucrados en la etapa de evaporación, que definen la capacidad de los sistemas de refrigeración por absorción de bromuro de litio-agua. Se realizó para una masa de sal de BrLi constante de 1,7 Kg y una concentración para la solución fuerte del 55%

Tabla 4. Tabla paramétrica de la etapa de evaporación.

CONC. INICIAL [%]	PRESION INICIAL [Kpa]	TEMP. SAT. [°C]	CONC. FINAL [%]	PRESION FINAL [Kpa]	TEMP. SAT. [°C]	RANGO DE CONC. [%]	TEMP. PROM. TAN. EVA. [°C]	CALOR EVAP. [Joules]
55	0,7	1,9	52	0,8	3,762	3	2,831	477,8
55	0,7	1,9	49	0,87	4,95	6	3,425	908,4
55	0,7	1,9	46	1,1	8,36	9	5,13	1454
55	0,7	1,9	43	1,34	11,31	12	6,605	2284
55	0,7	1,9	40	1,58	13,82	15	7,86	2900
55	0,7	1,9	37	1,84	16,19	18	9,045	3639
55	0,7	1,9	34	2,16	18,72	21	10,31	4641
55	0,7	1,9	31	2,33	19,94	24	10,92	5838
55	0,7	1,9	28	2,56	21,47	27	11,685	7075
55	0,7	1,9	25	2,64	21,97	30	11,935	9038
55	0,7	1,9	22	2,74	22,58	33	12,24	11303
55	0,7	1,9	19	2,8	22,94	36	12,42	14152

Fuente: Autores

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración por absorción depende de la capacidad del absorbente para absorber el refrigerante, que a su vez depende de la concentración de la solución. Para aumentar la capacidad del sistema, la concentración de la solución debe ser aumentada, lo que permitiría la absorción de más refrigerante. Los métodos utilizados para cambiar la concentración del absorbente son: controlar el flujo del vapor o agua caliente para el absovedor-generador, y el control del flujo de agua que se utiliza para condensar en el tanque evaporador-condensador.

De la tabla 4 se deduce que la condición que predomina al momento de la selección del rango de concentración de las máquinas de absorción de BrLi+H<sub>2</sub>O, es la temperatura promedio de evaporación, debido que para fines de climatización, el agua que está destinada a ser refrigerada en el tanque evaporador, es introducida a una temperatura mínima de 25°C, según la tabla 4 el

rango de 55% a 40% la temperatura de saturación promedio del agua es de 7,86°C; y para el diseño del intercambiador de calor en la etapa de evaporación, el delta de temperatura promedio es de 8°C; entonces si se elige éste rango de concentración, el agua refrigerada estaría saliendo del intercambiador de calor a un promedio de 16°C, lo cual sería una temperatura aceptable para fines de climatización de una zona. Además, si el valor de la concentración mínima de baja aún más, la temperatura de saturación promedio para el tanque evaporador aumentaría, por tanto tendríamos temperaturas de salida del agua refrigerada cercanas a la temperatura ambiente (25°C).

Además, la tabla 4 refleja que al ampliar el rango de concentración, el calor que es necesario suministrar al tanque evaporador-condensador en la etapa de evaporación aumentaría gradualmente, y esto es normal pues sabemos que para un rango de concentración más amplio lo que se hace es llevar la mezcla a una solución más diluida, mediante la adición de agua, entonces al existir más masa de H<sub>2</sub>O la energía requerida para que se dé la etapa de evaporación será mayor.

## 6. CONCLUSIONES

Se realizó el rediseño, construcción y puesta en funcionamiento del prototipo ubicado en el laboratorio de plantas térmicas, basado en la tecnología de refrigeración por absorción intermitente usando la mezcla de BrLi-H<sub>2</sub>O, obteniendo una capacidad superior a 20w.

El montaje permitió visualizar el principio de funcionamiento de la refrigeración por absorción y cada una de las etapas que componen el ciclo de refrigeración por absorción intermitente:

- Etapa de evaporación/absorción.
- Etapa de generación/condensación.

La presión de vacío máxima alcanzada fue de 3 Kpa, debido a que no se contaba con una bomba de alto vacío utilizada en los laboratorios, lo que forzó a cambiar las condiciones iniciales de operación.

La capacidad del prototipo se logró aumentar a 350 Watt aproximadamente, el cual fue el mayor dato de potencia promedia obtenida en la etapa de evaporación.

Se pudieron apreciar los fenómenos que ocurren durante el ciclo de refrigeración y demostrar el principio de funcionamiento de la refrigeración por absorción al llevar la concentración de 45% a 35%, datos que fueron corroborados con los datos de presión de vacío y temperatura.

El grado de estanqueidad de los tanques principales fue bueno, se realizaron pruebas de vacío durante 3 días y no presentaron alguna variación notoria en cuanto a la presión.

## 7. RECOMENDACIONES

Es claro que el mayor limitante para llegar a unos resultados más satisfactorios del prototipo, ha sido el vacío; pues la criticidad para el prototipo y en general para los sistemas de refrigeración por absorción, radica en lograr un valor de vacío muy alto ya que es la única condición que nos asegura temperaturas de evaporación bajas; y bajo estas condiciones las eficiencias para estos sistemas serían mejores. Entonces para este gran inconveniente y retomando todas las dificultades encontradas durante el rediseño y optimización del prototipo, se recomienda el uso de bombas de alto vacío de 2 etapas conectadas en serie, para poder obtener los valores de presión deseados y así trabajar en el rango de estos equipos de refrigeración.

La no utilización de elementos sofisticados para la medición de las variables de presión y temperatura, pudo implicar resultados erróneos, debido a que se trabajó con valores aproximados de presión, pues los Vacuómetros utilizados son análogos. Se sugiere la utilización de sensores y transmisores de presión para ambientes altamente corrosivos, además el uso de una servo-válvula para la interconexión de los tanques; todo con el fin de automatizar todo el ciclo y obtener datos más precisos y confiables.

Es preciso efectuar mediciones periódicas del estado de pureza del agua y de la solución salina, mediante la extracción de muestras y análisis de las mismas; el conocimiento de los niveles de concentración en las soluciones es imprescindible para determinar si el rendimiento de un determinado equipo es o no correcto.

Se sugiere la utilización de aceros aleados de alta resistencia en la fabricación de los tanques pues permiten una construcción más ligera, y el empleo de tubos de materiales inoxidables o de alta resistencia a la corrosión, como el cuproníquel, en

la fabricación de los haces tubulares de los intercambiadores de calor, facilita mejores rendimientos en la transmisión de calor al tiempo que alarga la vida útil de las máquinas.

## BIBLIOGRAFIA

1. Arun, M. B., Maiya, M. P. and Srinivasa, S., Comparación de rendimiento de sistemas de absorción de bromuro de litio-agua de flujo en serie de doble efecto de flujo paralelo y. Ingeniería térmica aplicada, Vol. 21, pp. 1273-1279. 2001
2. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Handbook of air conditioning system design. MARCOMBO S. A. New York, 858p. 1980
3. Cengel, Y. A; Boles, M. A. Termodinámica. Sexta Edición. Bogotá. McGraw-Hill, 1008p. 2009
4. Fernández, F. Análisis de los sistemas de refrigeración solar por adsorción. Trabajo de grado ingeniero energético. Sevilla. Universidad de Sevilla. Departamento de ingeniería energética.. 130 p. 2011
5. Florez, O. y Velandia, R. diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración adsorbtiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. : Universidad Industrial de Santander. Faculta de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. 279 p. 2012.
6. Handbook F., ASHRAE, Thermodynamics and Refrigeration Cycles, Chapter 1. 2005
7. Handbook R., ASHRAE, Absorption Cooling, Heating, and Refrigeration Equipment, Chapter 41. 2006.
8. Herold, K.H., Rademacher, R. and KLEIN S., Enfriadoras y bombas de calor por absorción. CRC Press. 1996
9. INCROPERA, F. P., Dewitt D. P. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. México. Pearson Education. 1999. 912p.
10. Marcos DEL C., José. Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Madrid.: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior de ingeniería industrial. Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos.. 21 p. 2008
11. MCQUISTON. PARKER. SPLITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado; análisis y diseño. MEXICO. Ed. LIMUSA, 622p. 2003
12. Xu G.P. and Dai Y.Q., Análisis teórico y optimización de un refrigerador de absorción de tipo de flujo paralelo doble efecto. Ingeniería térmica aplicada, Vol. 17, No.2, p. 157-70. 1997

# **ANEXOS**







## ANEXO D. CÁLCULO TERMICO DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN

$$m_{\text{aevap}}=m_{\text{water}_2}-m_{\text{water}_1}$$

"BALANCE DE ENERGIA ETAPA EVAPORACION"

$$m_{\text{initanqev}}*U_1+Q_{\text{ev}}=m_{\text{aevap}}*h_{\text{ev}}+m_{\text{finalevap}}*U_{\text{finalevap}}$$

$$m_{\text{finalevap}}=m_{\text{initanqev}}-m_{\text{aevap}}$$

$m_{\text{initanqev}}=1,1$  "kg" "MASA INICIAL DE AGUA EN EL TANQUE EVAPORADOR-CONDENSADOR"

$$U_1=\text{INTENERGY}(\text{Water};T=T1;X=0)$$

$$T1=40$$

$$h_{\text{ev}}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=T2;P=P2)$$

$$p2=4,75$$

$$t2=32$$

$$U_{\text{finalevap}}=\text{INTENERGY}(\text{Water};T=T_3;P=P_3)$$

$$T_3=32$$

$$P_3=4,75$$

"BALANCE DE ENERGIA ETAPA CONDENSACION"

$$m_{\text{finalevap}}*U_1+m_{\text{aevap}}*h_{\text{cond}}=Q_{\text{cond}}+m_{\text{initanqev}}*U_{\text{finalcond}}$$

$$h_{\text{cond}}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=75;P=19)$$

$$U_{\text{finalcond}}=\text{INTENERGY}(\text{Water};T=58;P=19)$$

"BALANCE DE ENERGIA ETAPA ABSORCION"

$$m_{\text{solucion1}}*h_{\text{solucion1}}+m_{\text{aevap}}*h_{\text{ev}}=Q_{\text{abs}}+m_{\text{solucion2}}*h_{\text{solucion2}}$$

$$h_{\text{solucion1}}=-125 \text{ "kj/kg" "segun tabla de entalpias BrLI-H2O @ 45% y T=40"}$$

$$m_{\text{solucion1}}=3,2 \text{ "kg"}$$

$$h_{\text{solucion2}}=-98 \text{ "kj/kg" "segun tabla de entalpias BrLI-H2O @ 35% y T=40"}$$

$$m_{\text{solucion2}}=4,3 \text{ "kg"}$$

"BALANCE DE ENERGIA ETAPA GENERACION"

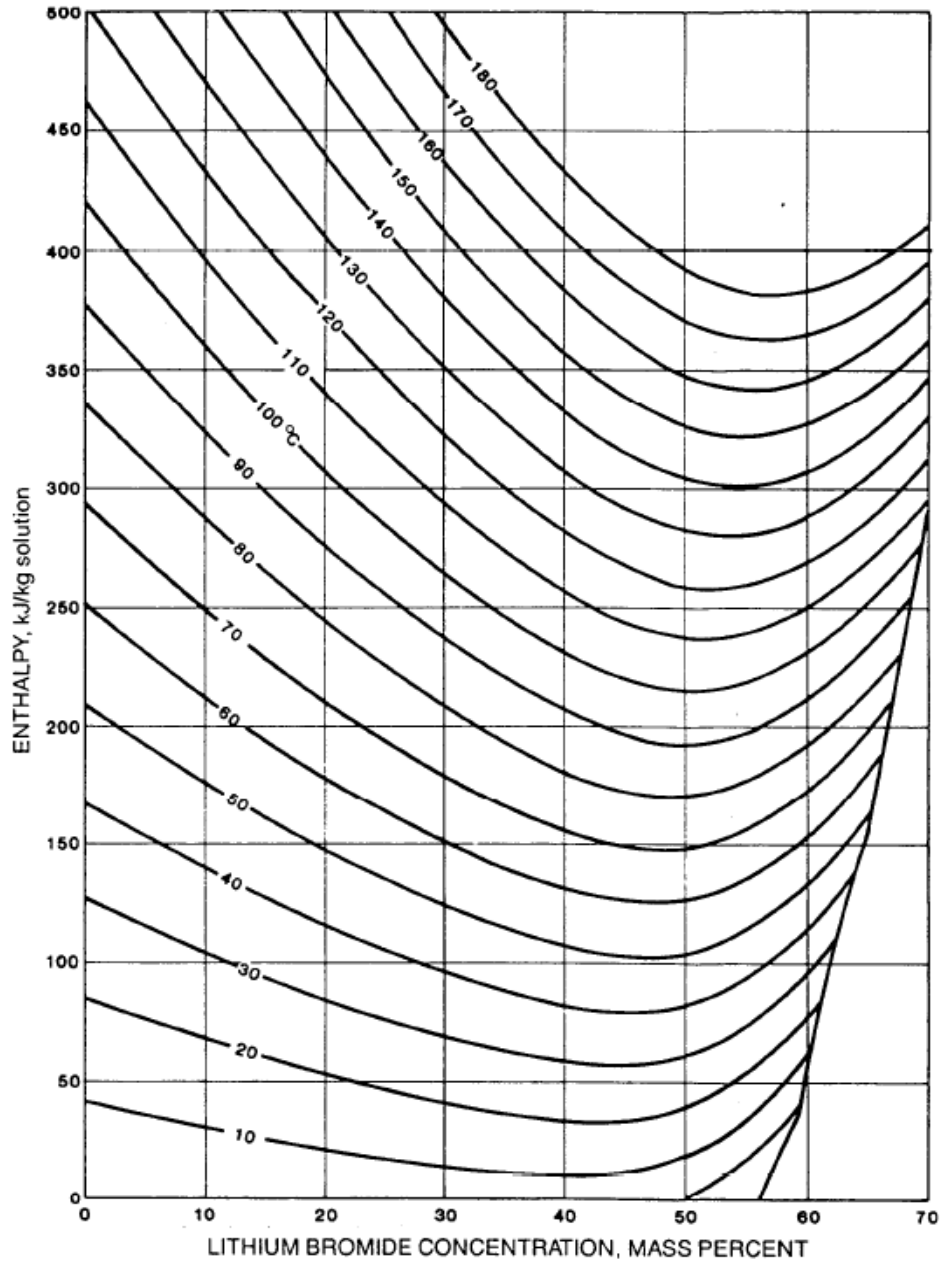
$$m_{\text{solucion2}}*h_{\text{solucion3}}+Q_{\text{gener}}=m_{\text{aevap}}*h_{\text{AGUA}}+m_{\text{solucion1}}*h_{\text{solucion4}}$$

$$h_{\text{solucion3}}=-98 \text{ "kj/kg" "segun tabla de entalpias BrLI-H2O @ 35% y T=40"}$$

$$h_{\text{solucion4}}=-50 \text{ "kj/kg" "segun tabla de entalpias BrLI-H2O @ 45% y T=75"}$$

$$h_{\text{AGUA}}=2635 \text{ "KJ/KG" "h_{AGUA}=hg@75^{\circ}\text{c"}$$

## ANEXO E. DIAGRAMA DE MERKEL DE LAS DISOLUCIONES LIBR-H2O



EQUATIONS      CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr      TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165 °C

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \text{ in kJ/kg, where } t = \text{°C and } X = \% \text{LiBr}$$

A <sub>0</sub> = -2024.33	B <sub>0</sub> = 18.2829	C <sub>0</sub> = -3.7008214 E-2
A <sub>1</sub> = 163.309	B <sub>1</sub> = -1.1691757	C <sub>1</sub> = 2.8877666 E-3
A <sub>2</sub> = -4.88161	B <sub>2</sub> = 3.248041 E-2	C <sub>2</sub> = -8.1313015 E-5
A <sub>3</sub> = 6.302948 E-2	B <sub>3</sub> = -4.034184 E-4	C <sub>3</sub> = 9.9116628 E-7
A <sub>4</sub> = -2.913705 E-4	B <sub>4</sub> = 1.8520569 E-6	C <sub>4</sub> = -4.4441207 E-9

**ANEXO F. TABLA DE COEFICIENTES DE SUPERFICIE PARA LA  
CORRELACIÓN DE EBULLICIÓN**

**TABLA 10.1** Valores de  $C_{s, f}$  para varias combinaciones superficie-fluido [5–7]

Combinación superficie-fluido	$C_{s, f}$	$n$
Agua-cobre		
Estriada	0.0068	1.0
Pulida	0.0130	1.0
Agua-acero inoxidable		
Grabado químicamente	0.0130	1.0
Pulido mecánicamente	0.0130	1.0
Molido y pulido	0.0060	1.0
Agua-bronce	0.0060	1.0
Agua-níquel	0.006	1.0
Agua-platino	0.0130	1.0
<i>n</i> -Pentano-cobre		
Pulida	0.0154	1.7
Sobrepuesta	0.0049	1.7
Benceno-cromo	0.101	1.7
Alcohol etílico-cromo	0.0027	1.7

# ANEXO G. FICHA TECNICA BROMURO DE LITIO (BrLi)

## SIGMA-ALDRICH

[sigma-aldrich.com](http://sigma-aldrich.com)

### FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

de acuerdo el Reglamento (CE) No. 1907/2006

Versión 3.1 Fecha de revisión 03.06.2011

Fecha de impresión 11.09.2012

ENERIC EU MSDS - NO COUNTRY SPECIFIC DATA - NO OEL DATA

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA SUSTANCIA O LA MEZCLA Y DE LA SOCIEDAD O LA EMPRESA

##### 1.1 Identificadores del producto

Nombre del producto : Lithium bromide solution

Referencia : 411515

Marca : Sigma-Aldrich

##### 1.2 Usos pertinentes identificados de la sustancia o de la mezcla y usos desaconsejados

Usos identificados : Reactivos para laboratorio, Fabricación de sustancias

##### 1.3 Datos del proveedor de la ficha de datos de seguridad

Compañía : Sigma-Aldrich  
3050 Spruce Street  
SAINT LOUIS MO 63103  
USA

Teléfono : +1 800-325-5832

Fax : +1 800-325-5052

##### 1.4 Teléfono de emergencia

Teléfono de Urgencia : (314) 776-6555

#### 2. IDENTIFICACIÓN DE LOS PELIGROS

##### 2.1 Clasificación de la sustancia o de la mezcla

No es una sustancia o mezcla peligrosa de acuerdo con el Reglamento (CE) No. 1272/2008.

**Clasificación de acuerdo con las Directivas de la UE 67/548/CEE ó 1999/45/CE**

Nocivo por ingestión.

##### 2.2 Elementos de la etiqueta

**Etiquetado de acuerdo con el Reglamento (CE) 1272/2008 [UE-GHS/CLP]**

Pictograma ninguno(a)

Palabra de advertencia ninguno(a)

Indicación(es) de peligro ninguno(a)

Declaración(es) de prudencia ninguno(a)

Declaración Suplementaria del Peligro ninguno(a)

Puede solicitarse la ficha de datos de seguridad.

**De acuerdo con la Directiva Europea 67/548/CEE, y sus enmiendas.**

Símbolo(s) de peligrosidad



Frase(s) - R

R22

Nocivo por ingestión.

Frase(s) - S

ninguno(a)

##### 2.3 Otros Peligros - ninguno(a)

### 3. COMPOSICIÓN/INFORMACIÓN SOBRE LOS COMPONENTES

#### 3.2 Mezclas

Formula : BrLi

Componente	Clasificación	Concentración
<b>Lithium bromide</b>		
No. CAS	7550-35-8	Tox. ag. 4; H302
No. CE	231-439-8	Xn, R22
<b>Water</b>		
No. CAS	7732-18-5	-
No. CE	231-791-2	46 %

Para el texto completo de las frases de Riesgo y Seguridad mencionadas en esta Sección, ver la Sección 16

### 4. PRIMEROS AUXILIOS

#### 4.1 Descripción de los primeros auxilios

##### Recomendaciones generales

Consultar a un médico. Mostrar esta ficha de seguridad al doctor que esté de servicio.

##### Si es inhalado

Si aspiró, mueva la persona al aire fresco. Si ha parado de respirar, hacer la respiración artificial. Consultar a un médico.

##### En caso de contacto con la piel

Eliminar lavando con jabón y mucha agua. Consultar a un médico.

##### En caso de contacto con los ojos

Lavarse abundantemente los ojos con agua como medida de precaución.

##### Si es tragado

Nunca debe administrarse nada por la boca a una persona inconsciente. Enjuague la boca con agua. Consultar a un médico.

#### 4.2 Principales síntomas y efectos, agudos y retardados

Según nuestras informaciones, creemos que no se han investigado adecuadamente las propiedades químicas, físicas y toxicológicas. En dosis elevadas, el ion litio puede provocar mareos y postración, así como lesiones renales si se limita la aportación de sodio. Se han descrito casos de deshidratación, pérdida de peso, efectos dermatológicos y trastornos tiroideos. Entre los efectos sobre el sistema nervioso central pueden presentarse lenguaje escandido, visión borrosa, disminución de la función sensorial, ataxia y convulsiones. La exposición repetida al ion litio puede provocar diarrea, vómitos y efectos neuromusculares como temblores, clonus y reflejos hiperactivos.

#### 4.3 Indicación de toda atención médica y de los tratamientos especiales que deban dispensarse inmediatamente

sin datos disponibles

### 5. MEDIDAS DE LUCHA CONTRA INCENDIOS

#### 5.1 Medios de extinción

##### Medios de extinción apropiados

Usar agua pulverizada, espuma resistente al alcohol, polvo seco o dióxido de carbono.

#### 5.2 Peligros específicos derivados de la sustancia o la mezcla

Bromuro de hidrógeno gaseoso, Óxidos de litio.

#### 5.3 Recomendaciones para el personal de lucha contra incendios

Si es necesario, usar equipo de respiración autónomo para la lucha contra el fuego.

- 5.4 Otros datos**  
sin datos disponibles

---

**6. MEDIDAS EN CASO DE VERTIDO ACCIDENTAL**

- 6.1 Precauciones personales, equipo de protección y procedimientos de emergencia**  
Utilícese equipo de protección individual. Evitar respirar los vapores, la neblina o el gas.
- 6.2 Precauciones relativas al medio ambiente**  
No dejar que el producto entre en el sistema de alcantarillado.
- 6.3 Métodos y material de contención y de limpieza**  
Empapar con material absorbente inerte y eliminar como un desecho especial. Guardar en contenedores apropiados y cerrados para su eliminación.
- 6.4 Referencia a otras secciones**  
Para eliminación de desechos ver sección 13.

---

**7. MANIPULACIÓN Y ALMACENAMIENTO**

- 7.1 Precauciones para una manipulación segura**  
sin datos disponibles
- 7.2 Condiciones de almacenamiento seguro, incluidas posibles incompatibilidades**  
Almacenar en un lugar fresco. Conservar el envase herméticamente cerrado en un lugar seco y bien ventilado. Los contenedores que se abren deben volverse a cerrar cuidadosamente y mantener en posición vertical para evitar pérdidas.
- 7.3 Usos específicos finales**  
sin datos disponibles

---

**8. CONTROLES DE EXPOSICIÓN/ PROTECCIÓN INDIVIDUAL**

**8.1 Parámetros de control**

**Componentes con valores límite ambientales de exposición profesional.**

**8.2 Controles de la exposición**

**Controles técnicos apropiados**

Manipular con las precauciones de higiene industrial adecuadas, y respetar las prácticas de seguridad. Lávense las manos antes de los descansos y después de terminar la jornada laboral.

**Protección personal**

**Protección de los ojos/ la cara**

Use equipo de protección para los ojos probado y aprobado según las normas gubernamentales correspondientes, tales como NIOSH (EE.UU.) o EN 166 (UE).

**Protección de la piel**

Manipular con guantes. Los guantes deben ser controlados antes de la utilización. Utilice la técnica correcta de quitarse los guantes (sin tocar la superficie exterior del guante) para evitar el contacto de la piel con este producto. Deseche los guantes contaminados después de su uso, de conformidad con las leyes aplicables y buenas prácticas de laboratorio. Lavar y secar las manos.

Los guantes de protección seleccionados deben de cumplir con las especificaciones de la Directiva de la UE 89/686/CEE y de la norma EN 374 derivado de ello.

**Protección Corporal**

indumentaria impermeable, El tipo de equipamiento de protección debe ser elegido según la concentración y la cantidad de sustancia peligrosa al lugar específico de trabajo.

**Protección respiratoria**

Donde el asesoramiento de riesgo muestre que los respiradores purificadores de aire son apropiados, usar un respirador que cubra toda la cara con combinación multi-proposito (EEUU) o tipo ABEK (EN 14387) respiradores de cartucho de respuesto para controles de ingeniería. Si el respirador es la única protección, usar un respirador suministrado que cubra toda la cara Usar

respiradores y componentes testados y aprobados bajo los estándares gubernamentales apropiados como NIOSH (EEUU) o CEN (UE)

---

## 9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

### 9.1 Información sobre propiedades físicas y químicas básicas

a) Aspecto	Estado físico: Líquido
b) Olor	sin datos disponibles
c) Umbral olfativo	sin datos disponibles
d) pH	sin datos disponibles
e) Punto de fusión/ punto de congelación	sin datos disponibles
f) Punto inicial de ebullición e intervalo de ebullición	sin datos disponibles
g) Punto de inflamación	sin datos disponibles
h) Tasa de evaporación	sin datos disponibles
i) Inflamabilidad (sólido, gas)	sin datos disponibles
j) Inflamabilidad superior/inferior o límites explosivos	sin datos disponibles
k) Presión de vapor	sin datos disponibles
l) Densidad de vapor	sin datos disponibles
m) Densidad relativa	1,570 g/cm <sup>3</sup>
n) Solubilidad en agua	sin datos disponibles
o) Coeficiente de reparto n-octanol/agua	sin datos disponibles
p) Temperatura de auto-inflamación	sin datos disponibles
q) Temperatura de descomposición	sin datos disponibles
r) Viscosidad	sin datos disponibles
s) Propiedades explosivas	sin datos disponibles
t) Propiedades comburentes	sin datos disponibles

### 9.2 Otra información de seguridad

sin datos disponibles

---

## 10. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

### 10.1 Reactividad

sin datos disponibles

### 10.2 Estabilidad química

sin datos disponibles

### 10.3 Posibilidad de reacciones peligrosas

sin datos disponibles

### 10.4 Condiciones que deben evitarse

sin datos disponibles

Sigma-Aldrich - 411515

Página 4 de 7

**10.5 Materiales incompatibles**

Agentes oxidantes fuertes, Ácidos fuertes

**10.6 Productos de descomposición peligrosos**

Otros productos de descomposición peligrosos - sin datos disponibles

---

**11. INFORMACIÓN TOXICOLÓGICA**

**11.1 Información sobre los efectos tóxicos**

**Toxicidad aguda**

sin datos disponibles

**Corrosión o irritación cutáneas**

sin datos disponibles

**Lesiones o irritación ocular graves**

sin datos disponibles

**Sensibilización respiratoria o cutánea**

sin datos disponibles

**Mutagenicidad en células germinales**

sin datos disponibles

**Carcinogenicidad**

IARC: No se identifica ningún componente de este producto, que presente niveles mayores que o igual a 0,1% como agente carcinógeno humano probable, posible o confirmado por la (IARC) Agencia Internacional de Investigaciones sobre Carcinógenos.

**Toxicidad para la reproducción**

sin datos disponibles

**Toxicidad específica en determinados órganos - exposición única**

sin datos disponibles

**Toxicidad específica en determinados órganos - exposiciones repetidas**

sin datos disponibles

**Peligro de aspiración**

sin datos disponibles

**Efectos potenciales sobre la salud**

<b>Inhalación</b>	Puede ser nocivo si se inhala. Puede provocar una irritación en el tracto respiratorio.
<b>Ingestión</b>	Puede ser nocivo si es tragado.
<b>Piel</b>	Puede ser nocivo si es absorbido por la piel. Puede provocar una irritación de la piel.
<b>Ojos</b>	Puede provocar una irritación en los ojos.

**Signos y Síntomas de la Exposición**

Según nuestras informaciones, creemos que no se han investigado adecuadamente las propiedades químicas, físicas y toxicológicas. En dosis elevadas, el ion litio puede provocar mareos y postración, así como lesiones renales si se limita la aportación de sodio. Se han descrito casos de deshidratación, pérdida de peso, efectos dermatológicos y trastornos tiroideos. Entre los efectos sobre el sistema nervioso central pueden presentarse lenguaje escandido, visión borrosa, disminución de la función sensorial, ataxia y convulsiones. La exposición repetida al ion litio puede provocar diarrea, vómitos y efectos neuromusculares como temblores, clonus y reflejos hiperactivos.

**Información Adicional**

RTECS: sin datos disponibles

---

**12. INFORMACIÓN ECOLÓGICA**

**12.1 Toxicidad**

sin datos disponibles



**Otros datos**

Copyright 2011 Sigma-Aldrich. Se autoriza la reproducción en número ilimitado de copias para uso exclusivamente interno.

La información indicada arriba se considera correcta pero no pretende ser exhaustiva y deberá utilizarse únicamente como orientación. Sigma-Aldrich, no responderá por ningún daño resultante de la manipulación o contacto con el producto indicado arriba. Ver otros términos y condiciones de venta en el reverso de la factura o de la nota de entrega.

---

## ANEXO H. CÁLCULO SERPENTIN EVAPORADOR

$$Q_{\text{eva\_teorico}} = m_{\text{h2o}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{in}} - T_{\text{out}})$$

$$Q_{\text{eva\_teorico}} = 2628 \cdot 1000 / 2400 \quad \text{"potencia para un tiempo de 40 minutos watt"}$$

$$t_{\text{out}} = 36 \quad \text{"Temperatura de salida del serpentín"}$$

$$C_p = (CP(\text{Water}; T=40; P=101)) \cdot 1000$$

$$T_{\text{in}} = 40 \quad \text{"Temperatura de entrada del serpentín"}$$

$$Q_{\text{eva}} = UA \cdot LMTD \cdot F_i$$

$$F_i = 1$$

"Cálculo de la LMTD"

$$LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / (\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2))$$

$$\Delta T_1 = 40 - 32$$

$$\Delta T_2 = 34 - 25$$

"CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA"

$$UA = 1 / (R_{\text{convint}} + R_{\text{cond}} + R_{\text{convext}})$$

"CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONVECCION INTERNA"

$$R_{\text{convint}} = 1 / (h_i \cdot A_i) \quad \text{"Resistencia termica por conveccion internak*m/w"}$$

$$A_i = \pi \cdot D_{\text{int}} \cdot L$$

$$D_{\text{int}} = 0,003238 \quad \text{"tuberia de cobre de 3/16 diametro ext. M"}$$

$$L = 15 \quad \text{"Longitud del intercambiador de calor"}$$

$$h_i = (Nu_D \cdot k_{\text{water}}) / D_{\text{int}} \quad \text{"coeficiente de conveccion interna w/(k*m^2)"}$$

$$k_{\text{water}} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Water}; T=37; x=0) \quad \text{"conductividad termica del agua a temp promedio de 38"}$$

$$Nu_D = ((f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr) / (1 + 12,7 \cdot ((f/8)^{1/2}) \cdot ((Pr^{2/3}) - 1))$$

$$Pr = C_p \cdot (u_{\text{water}}) / k_{\text{water}}$$

$$f = (0,79 \cdot (\ln(Re_D)) - 1,64)^{-2}$$

"CÁLCULO DEL NUMERO DE REYNOLSD"

$$Re_D = (4 \cdot M_{\text{water}}) / (\pi \cdot D_{\text{int}} \cdot u_{\text{water}})$$

$$m_{\text{water}} = m_{\text{h2o}} \quad \text{"flujo masico del agua"}$$

$$u_{\text{water}} = \text{VISCOSITY}(\text{Water}; T=37; x=0) \quad \text{"viscosidad dinamica del agua a 37°C kg/m*s"}$$

"CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONDUCCION DEL COBRE "

$$R_{\text{cond}} = (\ln(D_{\text{ext}}/D_{\text{int}})) / (2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)$$

$k = k_{\text{'Copper'; 28}}$  "conductividad termica del cobre a temperatura media entre parte interna y externa del tubo w/k\*m"

$D_{\text{ext}} = 0,004762$  "3/16 diametro externo"

"CÁLCULO DE RESISTENCIA DE CONVECCION EXTERNA"

$$R_{\text{convext}} = 1 / (h_{\text{e}} \cdot A_{\text{e}})$$

$h_{\text{e}} = (Q_{\text{s}}) / (\Delta T_{\text{e}})$  "coeficiente de conveccion externa"

$$Q_{\text{s}} = u_{\text{l}} \cdot h_{\text{fg}} \cdot ((g \cdot (\rho_{\text{l}} - \rho_{\text{v}})) / \sigma)^{1/2} \cdot (((C_{\text{pl}} \cdot \Delta T_{\text{e}}) / (C_{\text{sf}} \cdot h_{\text{fg}} \cdot ((Pr_{\text{l}})^n)))^{1/3})$$

$g = 9,8$  "constante de gravedad m/s^2"

$u_{\text{l}} = \text{VISCOSITY}(\text{Water}; T=28; X=0)$  "viscocidad dinamica de la fase liquida kg/(m\*s)"

$\rho_{\text{l}} = \text{DENSITY}(\text{Water}; T=28; x=0)$  "densidad de la fase liquida kg/m^3"

$\rho_{\text{v}} = \text{DENSITY}(\text{Water}; T=28; x=1)$  "densidad de la fase de vapor kg/m^3"

$\sigma = \text{SURFACETENSION}(\text{Water}; T=28)$  "tenion superficial del fluido"

$C_{\text{pl}} = (\text{CP}(\text{Water}; T=28; x=0)) \cdot 1000$  " calor especifico del liquido j/kg\*c"

$\Delta T_{\text{e}} = 8$  " diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y el fluido en evaporación. "

$C_{\text{sf}} = 0,0130$  "constantes de superficie anexo E"

$h_{\text{fg}} = (\text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=28; P=\text{Psat})) \cdot 1000$  " entalpia de la fase de vapor "

$\text{Psat} = \text{P\_SAT}(\text{Water}; T=28)$

$n = 1$  "ver anexo E"

$Pr_{\text{l}} = \text{PRANDTL}(\text{Water}; T=28; x=0)$

$A_{\text{e}} = \pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot L$  "area de transferencia de calor externa del tubo m2"

$V_{\text{cil}} = (A_{\text{ext}} \cdot 100)$

$A_{\text{ext}} = (\pi \cdot D_{\text{ext}}^2) / 4$

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_{\text{e}} = 0,2244$

$\Delta T_{\text{e}} = 8$

$F_{\text{l}} = 1$

$k_{\text{water}} = 0,6136$  [W/m-K]

$\nu_{\text{D}} = 215,9$

$Q_{\text{s}} = 4112$

$R_{\text{convint}} = 0,0001602$

$u_{\text{water}} = 0,0006318$  [kg/m-s]

$A_{\text{ext}} = 0,00001781$

$\Delta T_{\text{e}} = 9$

$g = 9,8$

$L = 15$

$Pr = 4,716$

$Re_{\text{D}} = 37204$

$\sigma = 0,0715$  [N/m]

$V_{\text{cil}} = 0,001781$

$A_{\text{l}} = 0,1526$

$\Delta T_{\text{e}} = 8$

$h_{\text{e}} = 514$

$LMTD = 0,49$

$Pr_{\text{l}} = 5,81$

$\rho_{\text{l}} = 996,2$  [kg/m^3]

$T_{\text{in}} = 40$

$C_{\text{p}} = 4182$

$D_{\text{ext}} = 0,004762$

$h_{\text{fg}} = 2,552E+06$

$m_{\text{h2o}} = 0,06546$

$\text{Psat} = 3,782$  [kPa]

$\rho_{\text{v}} = 0,02726$  [kg/m^3]

$T_{\text{out}} = 36$

$C_{\text{pl}} = 4183$

$D_{\text{int}} = 0,003238$

$h_{\text{l}} = 40909$

$M_{\text{water}} = 0,06546$

$Q_{\text{eva}} = 960,4$

$R_{\text{cond}} = 0,00001021$

$UA = 113,1$

$C_{\text{sf}} = 0,013$

$f = 0,02245$

$k = 400,9$

$n = 1$

$Q_{\text{eva,teorico}} = 1095$

$R_{\text{convext}} = 0,00867$

$u_{\text{l}} = 0,0008329$  [kg/m-s]

## ANEXO I. CÁLCULO SERPENTIN CONDENSADOR

$-Q_{cond\_teorico}=m_{h2o} \cdot C_p \cdot (T_{in}-T_{out})$   
 $Q_{cond\_teorico}=2584 \cdot 1000/3600$  "potencia calculado para un tiempo de 3600 seg"  
 $T_{out}=45$  "Temperatura de salida del serpentín"  
 $C_p=(CP(\text{Water};T=27;x=0)) \cdot 1000$   
 $T_{in}=40$  "Temperatura de entrada del serpentín"  
 $Q_{cond}=UA \cdot LMTD \cdot F_i$   
 $F_i=0,8$   
 "CÁLCULO LMTD"  
 $LMTD=(\Delta T_1-\Delta T_2)/(\ln(\Delta T_1 \cdot \Delta T_2))$   
 $\Delta T_1=40-58$   
 $\Delta T_2=48-75$   
 "CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA"  
 $UA=1/(R_{convint}+R_{cond}+R_{convext})$   
 "CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONVECCION INTERNA"  
 $R_{convint}=1/(h_i \cdot A_i)$  "k\*m/w"  
 $A_i=\pi \cdot D_{int} \cdot L$   
 $D_{int}=0,003238$  "tubería de cobre de 3/16 diámetro ext. M"  
 $L=6$  "longitud serpentín"  
 $h_i=(Nu_D \cdot k_{water})/D_{int}$  "coeficiente de convección interna w/(k\*m^2)"  
 $k_{water}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{Water};T=44;x=0)$   
 $Nu_D=((f/8) \cdot (Re_D-1000) \cdot Pr)/(1+12,7 \cdot ((f/8)^{1/2}) \cdot ((Pr^{2/3})-1))$   
 $pr=C_p \cdot (u_{water})/k_{water}$   
 $f=(0,79 \cdot (\ln(Re_D))-1,64)^{-2}$   
 "CÁLCULO DEL NUMERO DE REYNOLSD"  
 $Re_D=(4 \cdot M_{water})/(\pi \cdot D_{int} \cdot u_{water})$   
 $m_{water}=m_{h2o}$  "flujo masico del agua"  
 $u_{water}=\text{VISCOSITY}(\text{Water};T=44;x=0)$  "viscosidad dinamica del agua a 44°C kg/m\*s"  
 "CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONDUCCION DEL COBRE"

$$R_{\text{cond}} = (\ln(D_{\text{ext}}/D_{\text{int}})) / (2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)$$

$k = k(\text{'Copper'; 54})$  "conductividad termica del cobre a temperatura media entre parte interna y externa del tubo w/k\*m"

$D_{\text{ext}} = 0,004762$  "3/16 diametro externo"

"CÁLCULO DE RESISTENCIA DE CONVECCION EXTERNA"

$$R_{\text{convext}} = 1 / (h_e \cdot A_e)$$

$$h_e = h_{\text{DN}}$$

$$h_{\text{DN}} = 0,729 \cdot (((g \cdot \rho_l) \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot (k_l)^3 \cdot h'_{\text{fg}}) / (N \cdot u_l \cdot (T_{\text{sat}} - T_s) \cdot D_{\text{ext}}))^{1/4}$$

$$h'_{\text{fg}} = h_{\text{fg}} + 0,68 \cdot C_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{sat}} - T_s)$$

$$h_{\text{fg}} = (\text{ENTHALPY}(\text{Water}; T = T_{\text{sat}}; x = 1) - \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T = T_{\text{sat}}; x = 0)) \cdot 1000$$

$$C_{\text{pl}} = \text{CP}(\text{Water}; T = 54; x = 0)$$

$$T_{\text{sat}} = 75$$

$$T_s = 44$$

$u_l = \text{VISCOSITY}(\text{Water}; T = 51,25; X = 0)$  "viscocidad dinamica de la fase liquida kg/(m\*s)"

$\rho_l = \text{DENSITY}(\text{Water}; T = 51,25; x = 0)$  "densidad de la fase liquida kg/m^3"

$\rho_v = \text{DENSITY}(\text{Water}; T = T_{\text{sat}}; x = 1)$  "densidad de la fase de vapor kg/m^3"

$k_l = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Water}; T = 51,25; x = 0)$

$$N = 1$$

$g = 9,8$  "constante de gravedad m/s^2"

$A_e = \pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot L$  "area de transferencia de calor externa del tubo m2"

$$V_{\text{cil}} = (A_{\text{ext}} \cdot 100)$$

$$A_{\text{ext}} = (\pi \cdot D_{\text{ext}}^2) / 4$$

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_e = 0,08976$	$A_{\text{ext}} = 0,00001781$	$A_i = 0,06103$	$C_p = 4183$	$C_{\text{pl}} = 4,182 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$	$\delta T_1 = -18$
$\delta T_2 = -27$	$D_{\text{ext}} = 0,004762$	$D_{\text{int}} = 0,003238$	$f = 0,02546$	$F_i = 0,8$	$g = 9,8$
$h_{\text{DN}} = 11888$	$h_e = 11888$	$h_{\text{fg}} = 2,321\text{E}+06$	$h_i = 25093$	$h'_{\text{fg}} = 2,321\text{E}+06$	$k = 398,8$
$k_l = 0,6319 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$	$k_{\text{water}} = 0,6231 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$	$L = 6$	$\text{LMTD} = 1,455$	$m_{\text{h2o}} = 0,03432$	$M_{\text{water}} = 0,03432$
$N = 1$	$v_D = 130,4$	$\text{Pr} = 4,075$	$R_{\text{cond}} = 720,3$	$Q_{\text{cond,teorico}} = 717,8$	$\text{Re}_D = 22229$
$\rho_l = 987,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_v = 0,2419 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$R_{\text{cond}} = 0,00002565$	$R_{\text{convext}} = 0,0009372$	$R_{\text{convint}} = 0,0006529$	$T_s = 44$
$T_{\text{sat}} = 75$	$T_{\text{in}} = 40$	$T_{\text{out}} = 45$	$UA = 618,9$	$u_l = 0,0005358 \text{ [kg/m}\cdot\text{s]}$	$u_{\text{water}} = 0,000607 \text{ [kg/m}\cdot\text{s]}$
$V_{\text{cil}} = 0,001781$					

## ANEXO J. CÁLCULO SERPENTIN ABSORBEDOR

$Q_{abs} = m_{h2o} \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out})$   
 $Q_{abs} = 2783 \cdot 1000 / 6000$   
 $T_{out} = 36$  "temperatura salida serpentín"  
 $C_p = (CP(\text{Water}; T=24; x=0)) \cdot 1000$   
 $T_{in} = 40$  "temperatura entrada de salida"  
 $Q_{abs1} = UA \cdot LMTD \cdot F_i$   
 $F_i = 0,9$   
 "CÁLCULO LMTD"  
 $LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / (\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2))$   
 $\Delta T_1 = 47 - 40$   
 $\Delta T_2 = 41 - 40$   
 "CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA"  
 $UA = 1 / (R_{convint} + R_{cond} + R_{convext})$   
 "CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONVECCION INTERNA"  
 $R_{convint} = 1 / (h_i \cdot A_i)$  "k\*m/w"  
 $A_i = \pi \cdot D_{int} \cdot L$   
 $D_{int} = 0,004826$  "tubería de cobre de 1/4 diámetro ext. M"  
 $L = 27$  "longitud serpentín"  
 $h_i = (Nu_D \cdot k_{water}) / D_{int}$  "coeficiente de convección interna w/(k\*m^2)"  
 $k_{water} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Water}; T=38; x=0)$   
 $Nu_D = ((f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr) / (1 + 12,7 \cdot ((f/8)^{1/2}) \cdot ((Pr^{2/3}) - 1))$   
 $Pr = C_p \cdot (u_{water}) / k_{water}$   
 $f = (0,79 \cdot (\ln(Re_D)) - 1,64)^{-2}$   
 "CÁLCULO DEL NUMERO DE REYNOLSD"  
 $Re_D = (4 \cdot M_{water}) / (\pi \cdot D_{int} \cdot u_{water})$   
 $m_{water} = m_{h2o}$  "flujo masico del agua"  
 $u_{water} = \text{VISCOSITY}(\text{Water}; T=44; x=0)$  "viscosidad del agua a 44°C kg/m\*s"  
 "CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONDUCCION DEL COBRE "  
 $R_{cond} = (\ln(D_{ext} / D_{int})) / (2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)$

$k=k_{\text{'Copper'}}; 42$  "conductividad termica del cobre a temperatura media entre parte interna y externa del tubo  $w/k*m$ "

$D_{\text{ext}}= 0,006350$  "1/4 diametro externo"

"CÁLCULO DE RESISTENCIA DE CONVECCION EXTERNA"

$R_{\text{convext}}=1/(h_e*A_e)$

$Ra_d=((g*\beta_{\text{sol}}*(T_{\text{sol}}-T_s)*((D_{\text{ext}})^3))/(v_{\text{sol}}*\alpha_{\text{sol}}))$

$\beta_{\text{sol}}=VOLEXP\text{COEF}(\text{Water};T=40;x=0)$

$T_{\text{sol}}=40$

$T_s=38$

$v_{\text{sol}}=0,00000165$  "viscosidad diinamica segun ASHRAE"

$\alpha_{\text{sol}}=0,0000001135$  "difusividad termica del bromuro segun ASHRAE"

$Nu_{D1}(((0,6+(0,387*((Ra_d)^{1/6}))/((1+((0,559/Pr_{\text{sol}})^{9/16})))^{8/27})))^2$

$Pr_{\text{sol}}=v_{\text{sol}}/\alpha_{\text{sol}}$

$h_e=(k_{\text{sol}}/D_{\text{ext}})*Nu_{D1}$

$k_{\text{sol}}=0,42$  "conductividad termica segun la solucion agua bromuro de litio"

$g= 9,8$  "constante de gravedad  $m/s^2$ "

$A_e=\pi*D_{\text{ext}}*L$  "area de transferencia de calor externa del tubo  $m^2$ "

Unit Settings: [kJ/[C]],[kPa]/[kg]/[degrees]

$\alpha_{\text{sol}} = 1,135E-07$

$\delta T_2 = 1$

$h_e = 358,7$

$LMTD = 3,083$

$Pr_{\text{sol}} = 14,54$

$R_{\text{convext}} = 0,005176$

$UA = 184,2$

$A_e = 0,5386$

$D_{\text{ext}} = 0,00635$

$h_i = 9778$

$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,02772$

$Q_{\text{abs}} = 463,8$

$R_{\text{convint}} = 0,0002498$

$u_{\text{water}} = 0,000607$  [kg/m-s]

$A_i = 0,4094$

$D_{\text{int}} = 0,004826$

$k = 399,8$

$M_{\text{water}} = 0,02772$

$Q_{\text{abs1}} = 511$

$T_{\text{in}} = 40$

$v_{\text{sol}} = 0,00000165$

$\beta_{\text{sol}} = 0,0003859$  [1/K]

$f = 0,0299$

$k_{\text{sol}} = 0,42$

$v_D = 76,73$

$Ra_d = 10341$

$T_{\text{out}} = 36$

$C_p = 4183$

$F_i = 0,9$

$k_{\text{water}} = 0,615$  [W/m-K]

$v_{D1} = 5,423$

$Re_D = 12047$

$T_s = 38$

$\delta T_1 = 7$

$g = 9,8$

$L = 27$

$Pr = 4,129$

$R_{\text{cond}} = 0,000004046$

$T_{\text{sol}} = 40$

## ANEXO K. CÁLCULO SERPENTIN GENERADOR

$$Q_{gen}=m_{h2o} \cdot C_p \cdot (T_{in}-T_{out})$$

$$Q_{gen}=3078 \cdot 1000/4600 \quad \text{"calor de generacion para un tiempo de 3600 seg"}$$

$$T_{out}=77 \quad \text{"temperatura de salida del serpentín"}$$

$$C_p=(CP(\text{Water};T=85;x=0)) \cdot 1000$$

$$T_{in}=85 \quad \text{"temperatura de entrada del serpentín"}$$

$$Q_{gen1}=UA \cdot LMTD \cdot F_i$$

$$F_i=0,8$$

"CÁLCULO LMTD"

$$LMTD= (\Delta T_1 - \Delta T_2) / (\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2))$$

$$\Delta T_1=85-75$$

$$\Delta T_2=77-75$$

"CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA"

$$UA= 1/(R_{convint}+R_{cond}+R_{convext})$$

"CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONVECCION INTERNA"

$$R_{convint}=1/(h_i \cdot A_i) \quad \text{"k} \cdot \text{m}/\text{w"}$$

$$A_i=\pi \cdot D_{int} \cdot L$$

$$D_{int}=0,004826 \quad \text{"tubería de cobre de 1/4 diámetro ext. M"}$$

$$L=27 \quad \text{"longitud serpentín"}$$

$$h_i=(Nu_D \cdot k_{water})/D_{int} \quad \text{"coeficiente de convección interna} \quad \text{w}/(\text{k} \cdot \text{m}^2)\text{"}$$

$$k_{water}= \text{CONDUCTIVITY}(\text{Water};T=82,5;x=0)$$

$$Nu_D=((f/8) \cdot (Re_D-1000) \cdot Pr) / (1+12,7 \cdot ((f/8)^{1/2}) \cdot ((Pr^{2/3})-1))$$

$$Pr=C_p \cdot (u_{water})/k_{water}$$

$$f=(0,79 \cdot (\ln(Re_D)) - 1,64)^{-2}$$

"CÁLCULO DEL NUMERO DE REYNOLSD"

$$Re_D=(4 \cdot M_{water})/(\pi \cdot D_{int} \cdot u_{water})$$

$$m_{water}=m_{h2o} \quad \text{"flujo masico del agua"}$$

$$u_{water}=\text{VISCOSITY}(\text{Water};T=81;x=0) \quad \text{"viscosidad del agua a temperatura promedio 81°C kg/m} \cdot \text{s"}$$

"CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONDUCCION DEL COBRE "

$$R_{cond}=(\ln(D_{ext}/D_{int})) / (2 \cdot \pi \cdot k \cdot L)$$

$k=k_{\text{'Copper'; 79}}$  "conductividad termica del cobre a temperatura media entre parte interna y externa del tubo  $w/k*m$ "

$D_{\text{ext}}=0,006350$  "1/4 diametro externo"

"CÁLCULO DE RESISTENCIA DE CONVECCION EXTERNA"

$R_{\text{convext}}=1/(h_e*A_e)$

$Ra_d=((g*\beta_{\text{sol}}*(T_{\text{sol}}-T_s)*(D_{\text{ext}})^3)/(v_{\text{sol}}*\alpha_{\text{sol}}))$

$\beta_{\text{sol}}=VOLEXP\text{COEF}(\text{Water};T=75;x=0)$

$T_{\text{sol}}=81$

$T_s=75$

$v_{\text{sol}}=0,0000008412$  "viscosidad diinamica segun ASHRAE"

$\alpha_{\text{sol}}=0,0000001187$  "difusividad termica del bromuro segun ASHRAE"

$Nu_{D1}(((0,6+(0,387*(Ra_d)^{(1/6)}))/((1+((0,559/Pr_{\text{sol}})^{(9/16)}))^{(8/27)})))^2$

$Pr_{\text{sol}}=v_{\text{sol}}/\alpha_{\text{sol}}$

$h_e=(k_{\text{sol}}/D_{\text{ext}})*Nu_{D1}$

$k_{\text{sol}}=0,45$  "conductividad termica segun la solucion agua bromuro de litio"

$g=9,8$  "constante de gravedad  $m/s^2$ "

$A_e=\pi*D_{\text{ext}}*L$  "area de transferencia de calor externa del tubo  $m^2$ "

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$\alpha_{\text{sol}} = 1,187E-07$	$A_e = 0,5386$	$A_1 = 0,4094$	$\beta_{\text{sol}} = 0,0006118$ [1/K]	$C_p = 4199$	$\delta T_1 = 10$
$\delta T_2 = 2$	$D_{\text{ext}} = 0,00635$	$D_{\text{int}} = 0,004826$	$f = 0,02818$	$F_i = 0,8$	$g = 9,8$
$h_e = 655,3$	$h_i = 9794$	$k = 396,8$	$k_{\text{sol}} = 0,45$	$k_{\text{water}} = 0,6576$ [W/m-K]	$L = 27$
$LMTD = 2,67$	$m_{h2o} = 0,01992$	$M_{\text{water}} = 0,01992$	$v_D = 71,88$	$v_{D1} = 9,248$	$Pr = 2,235$
$Pr_{\text{sol}} = 7,087$	$Q_{\text{gen}} = 669,1$	$Q_{\text{gen1}} = 692,2$	$Re_d = 92252$	$Re_{D1} = 15011$	$R_{\text{cond}} = 0,000004077$
$R_{\text{convext}} = 0,002833$	$R_{\text{convint}} = 0,0002494$	$T_{\text{in}} = 85$	$T_{\text{out}} = 77$	$T_s = 75$	$T_{\text{sol}} = 81$
$UA = 324$	$u_{\text{water}} = 0,0003501$ [kg/m-s]	$v_{\text{sol}} = 8,412E-07$			

## ANEXO L. FICHA TECNICA BOMBA DE VACIO PROSET

**cps**

### PRO-SET® VACUUM PUMPS

#### SINGLE AND DOUBLE STAGE VACUUM PUMPS

Dual voltage design vacuum pump operations on 115 VAC or 230 VAC (50 or 60Hz). Advanced two-stage design pulls deep vacuum fast to 15 microns. Single stage design pulls vacuum fast to 100 microns. \*Tap into rooftop power with an optional 230VAC jumper cable (VPXJ220).



Model	VP2S	VP3S	VP6S	VP2D	VP3D	VP6D
Free Air Displacement	1.9 CFM @ 60Hz 45 l/m @ 50Hz	3.15 CFM @ 60Hz 75 l/m @ 50Hz	6.25 CFM @ 60Hz 148 l/m @ 50Hz	1.9 CFM @ 60Hz 45 l/m @ 50Hz	3.15 CFM @ 60Hz 75 l/m @ 50Hz	1.9 CFM @ 60Hz 45 l/m @ 50Hz
Motor Dual Voltage (115/230 VAC 50/60 Hz)	1/4hp-1440 rpm (60Hz) 1720 rpm (50Hz)	1/3hp-1440 rpm (60Hz) 1720 rpm (50Hz)	1/2hp-2880 rpm (60Hz) 3440 rpm (50Hz)	1/4hp-1440 rpm (60Hz) 1720 rpm (50Hz)	1/3hp-1440 rpm (60Hz) 1720 rpm (50Hz)	1/2hp-1440 rpm (60Hz) 3440 rpm (50Hz)
Ultimate Vacuum	100 microns	100 microns	100 microns	15 microns	15 microns	15 microns
Intake Ports (male flare)	1/4", 3/8" & 1/2" ACME	1/4", 3/8" & 1/2" ACME	1/4", 3/8" & 1/2" ACME	1/4", 3/8" & 1/2" ACME	1/4", 3/8" & 1/2" ACME	1/4", 3/8" & 1/2" ACME
Oil Capacity	12 oz./350 ml	12 oz./350 ml	17 oz./500 ml	12 oz./350 ml	15 oz./450 ml	15 oz./450 ml
Dimensions	14 x 6.75 x 11.25	14 x 6.75 x 11.25	15.25 x 7 x 11.25	14 x 6.75 x 11.25	15.25 x 7 x 11.25	15.25 x 7 x 11.25
Shipping Weight	14.37 lb	16.58 lb	22.11 lb	15.90 lb	25.42 lb	26.53 lb

#### ANTI SIPHON VALVE KITS

The CPS patent pending anti-siphon valve is an essential accessory to any vacuum pump application. The anti-siphon valve prevents the cross-contamination of vacuum pump oil and the compressor oil in the A/C or refrigeration system being serviced. Mixing of vacuum pump oil and compressor oil can cause premature failure in the A/C or refrigeration system. CPS makes three models that fit all CPS and other brands of vacuum pumps.



# ANEXO M. FICHA TECNICA RELEVOS

27



## Relés Miniatura RQ - T



### Referencias

Relés RQE - T de 1, 2 y 4 contactos

RQE 1 0N1T RQE 2 0N1T RQE 4 0N1T	Relé miniatura estándar, 1, 2 o 4 contactos inversores, 16-10-5 A	VDC	4/12/24	48-110-115	220
		VAC	6/12/24/48	110/120-220/230	
RQE 1 0L1T RQE 2 0L1T RQE 4 0L1T	Relé miniatura estándar, 1, 2 o 4 contactos inversores, 16-10-5 A, con led	VDC	6/12/24	48-110-115	220
		VAC	6/12/24/48	110/120-220/230	

Relés RQS - T de 1, 2 y 4 contactos con botón de prueba

RQS 1 0N1T RQS 2 0N1T RQS 4 0N1T	Relé miniatura estándar, 1, 2 o 4 contactos inversores, 16-10-5 A con botón de prueba.	VDC	4/12/24	48-110/115	220
		VAC	6/12/24/48	110/120-220/230	
RQS 1 0L1T RQS 2 0L1T RQS 4 0L1T	Relé miniatura estándar, 1, 2 o 4 contactos inversores, 16-10-5 A con led y botón de prueba.	VDC	4/12/24	48-110/115	220
		VAC	6/12/24/48	110/120-220/230	

### Características

Relé miniatura de potencia de aplicación general. Disponible en 1 y 2 contactos inversores con intensidad máx. 16 A-250 VAC / 30 VDC y 10 A - 250 VAC / 30 VDC y en 4 contactos inversores con intensidad máx 5 A - 250 VAC / 30 VDC. (AC1/DC1). Potencia nominal DC 0,9 W & AC 1,5 VA. Disponible con led para relés AC y DC. Dado disponible sólo en DC. Pequeño y con alta sensibilidad. Estructura racional y amplitud de aplicaciones.

En 1 y 2 contactos patillaje industrial plug-in faston (4,8 mm). En 4 contactos patillaje industrial plug-in faston (2,6 mm). Homologación: CE, UL.

### Contactos

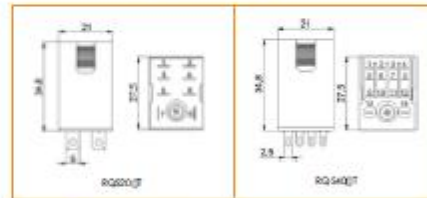
Distribución en contactos	1C, 2C y 4C
Carga máxima	1C: 400 VA / 480 W 2C: 2500 VA / 300 W 4C: 1250 VA / 150 W
Tensión máxima	250 VAC, 30 VDC
Intensidad máxima	16 A, 10 A, 5 A AC1/DC1
Resistencia en contactos	≤ 30 mΩ
Material de contactos	Aleación de plata

### Tipos de bobina

Voltaje nominal VDC	4	12	24	48	115	220
Resistencia (±2%)	40	140	400	900	1100	4200
Voltaje nominal VAC	6	12	24	48	120	230
Resistencia (±2%)	11,5	40	140	400	3900	10000

### Valores de bobina

	VDC	VAC 50Hz
Campo de funcionamiento	0,75 - 1,1Un	0,8 - 1,1Un
Tensión de desconexión	≥ 10% Un	≥ 30% Un



### Especificaciones

Vida eléctrica	≥ 10 <sup>6</sup> ciclos
Vida mecánica	≥ 10 <sup>7</sup> ciclos
Resistencia de aislamiento	≥ 1000 MΩ (500 VDC)
Tiempo de operación	≤ 20 ms
Tiempo de reposición	≤ 15 ms
Rigidez dieléctrica a 1 mA en 1 y 2 C	2.000 VAC / 1 min. (entre bobina y contactos) 1.000 VAC / 1 min. (entre contactos abiertos)
Rigidez dieléctrica a 1 mA en 4 C	1.800 VAC / 1 min. (entre bobina y contactos) 1.000 VAC / 1 min. (entre contactos abiertos)
Resistencia a la vibración	10 - 50 Hz (a bob. amplitud 1,5 mm)
Resistencia al golpe	10 G
Temperatura de trabajo	-40° C + 65° C
Humedad relativa	35% - 85% RH
Presión atmosférica	86 - 106 kPa
Peso	40 gr.
Unidades de embalaje	20

## ANEXO N. FICHA TECNICA CABLE TIPO VEHICULO



### CABLE TIPO VEHICULO Y BATERÍA

COD: 29, 21+ (AWG o MCM)

**DESCRIPCIÓN:** Conductor cableado clase k (hilos calibre 30 AWG 0.254 mm). Cobre electrolítico suave (recocido). Aislado en PVC de 60°C (TFF), 75°C (THW) y 105°C.

#### NORMA APLICABLE

NTC 2356	UL 62
NTC 1817	SAE J1127/2005
NTC 1116	SAE J1128/2005
NTC 1995	NTC: 00929
RETIE: 01862	

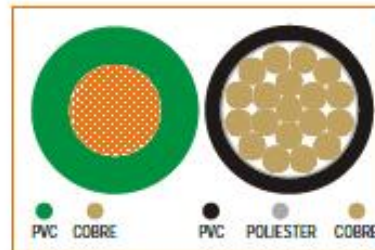
#### APLICACIÓN:

Conexión de tableros y equipos livianos con alto grado de movimiento, conexión de aparatos domésticos e industriales (TFF).

Instalación de baja de vehículos automotores (GPT).

Conexión de luminarias que trabajen a altas temperaturas (AWM).

Alambrado para conexión del sistema de arranque de los motores de combustión interna.



**EMPAQUE:** Rollos de 100, 200 y 300 mts (TFF, THW, GPT) carretas múltiples de 500 mts (SGT).

**TEMP. DE OPERACIÓN:** 60°C (TFF)  
75°C (THW, GPT, SGT). 105°C (Luminarias)

**VOLTAJE:** 600 Voltios y 50 Voltios (GPT, SGT)

### 7.1 (CALIBRE 18 Y 16 AWG) 600 VOLTIOS

CODIGO	AWG	# HILOS	DIAM. (mm)	ESP. (mm)	DIAM. (mm).	COBRE KG/KM	PVC KG/KM	TOTAL APROX	CAPAC. CORR. (AMP)
2022	22	7	0,76	0,51	1,80	2,99	3,3	6,29	6
2020	20	10	0,94	0,76	2,48	4,6	5,9	10,5	8
2018	18	16	1,19	0,76	2,74	7,4	6,9	14,3	10
2016	16	26	1,50	0,76	3,04	11,9	8,1	20	13
2014	14	41	1,88	0,76	3,44	18,8	9,8	28,6	18
2012	12	65	2,36	0,76	3,94	29,9	12,1	42	25
2010	10	104	3,00	0,76	4,54	47,8	14,8	62,6	30

### 7.2 CABLES TIPO TFFN 600 V. 90 °C

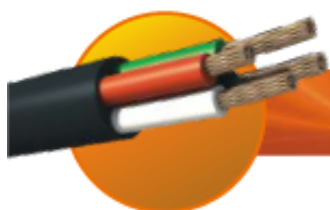
CODIGO	AWG	# HILOS	DIAM. (mm)	ESP. AISLAM (mm)	DIAM. (mm).	ESP. CHAQ (mm)	DIAM. CHAQ. (mm)	COBRE KG/KM	PVC KG/KM	TOTAL APROX
7718	18	16	1,19	0,38	1,97	0,10	2,29	7,4	2,61259	11
7716	16	26	1,50	0,38	2,28	0,10	2,59	11,9	3,12596	16

### 7.3 CABLE FLEXIBLE TIPO VEHÍCULO (GPT) 50 VOLTIOS

CODIGO	AWG	# HILOS	DIAM. COND (mm)	ESP. (mm)	DIAM. AISLAM. (mm).	COBRE KG/KM	PVC KG/KM	TOTAL APROX	RES. ELECT. ohm/Km
2222	22	7	0,76	0,58	1,76	3,2	2,88	6,08	49,58
2220	20	10	0,94	0,58	1,97	4,6	3,53	8,13	34,71
2218	18	16	1,19	0,58	2,23	7,4	4,29	11,69	21,69
2216	16	26	1,5	0,58	2,51	11,9	5,04	16,94	13,35
2214	14	41	1,88	0,58	2,98	18,8	6,79	25,59	8,46
2212	12	65	2,36	0,66	3,62	29,9	9,71	39,61	5,34
2210	10	104	3,00	0,79	4,51	47,8	14,85	62,65	3,34
2208	08	168	3,66	0,94	5,20	77,11	17,48	94,59	2,07

## ANEXO O. FICHA TECNICA CABLE 2X18

Nexans



### CABLE FLEXIBLE MULTIPOLAR ENCAUCHETADO

**DESCRIPCIÓN:** Conductores de cableado clase k (hilos calibre 30 AWG 0.254 mm) cobre electrolítico suave (recocido). Conductores aislados en PVC,

#### NORMA APLICABLE

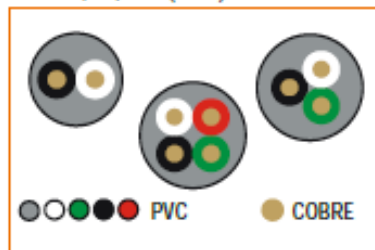
NTC 2356 UL 62

NTC 1817

RETIE: 02402

**APLICACIONES:** Conexión de aparatos eléctricos e industriales, herramientas portátiles y en equipos pesados con alta exigencia de movimiento.

COD: 72, 73, 74+(AWG)



#### FORMA DE EMPAQUE:

Bipolar: Colores Negro y Blanco.

Tripolar: Colores Negro, Blanco y Verde.

TEMP. DE OPERACIÓN: 75°C

VOLTAJE: 600 Voltios

menú

### 9.1 CABLES FLEXIBLES MULTIPOLARES "ENCAUCHETADOS" TIPO SJT 300 VOLTIOS

CODIGO	CONDUCTOR				AISLAMIENTO			CHAQUETA		PESO Kg/Km			CAPAC. DE CORRIENTE
	DUCT	AWG	N° HILOS	# CONDUCT.	DIAM. (mm)	ESP. (mm)	DIAM. (mm)	ESP. (mm)	DIAM. (mm)	COBRE	PVC	TOTAL APROX	
7210		10	104	2	3,00	1,14	5,28	1,52	14,35	95,6	202,4	298,0	25
7310		10	104	3	3,00	1,14	5,28	1,52	15,22	143,4	219	362,4	25
7410		10	104	4	3,00	1,14	5,28	1,52	16,67	191,1	253,9	445,0	25
7212		12	65	2	2,36	0,76	3,94	1,14	10,62	59,7	109,3	169,0	20
7312		12	65	3	2,36	0,76	3,94	1,14	11,26	89,6	118,4	208,0	20
7412		12	65	4	2,36	0,76	3,94	1,14	12,32	119,5	135,5	255,0	20
7214		14	41	2	1,88	0,76	3,44	0,76	8,76	37,7	75,8	113,5	15
7314		14	41	3	1,88	0,76	3,44	0,76	9,32	56,5	83,4	139,9	15
7414		14	41	4	1,88	0,76	3,44	0,76	10,24	75,4	100,2	175,6	15

CODIGO	CONDUCTOR				AISLAMIENTO			CHAQUETA		PESO Kg/Km			CAPAC. DE CORRIENTE AMPERIOS
	AWG	N° HILOS	# CONDUCT.	DIAM. (mm)	ESP. (mm)	DIAM. (mm)	ESP. (mm)	DIAM. (mm)	COBRE	PVC	TOTAL APROX		
7216	16	26	2	1,50	0,76	3,04	0,76	7,82	23,89	61,44	85,33	10	
7316	16	26	3	1,50	0,76	3,04	0,76	8,3	35,84	67,7	103,54	10	
7416	16	26	4	1,50	0,76	3,04	0,76	9,11	47,79	81,15	128,94	10	
7218	18	16	2	1,19	0,76	2,74	0,76	7,26	14,7	53,1	67,8	7	
7318	18	16	3	1,19	0,76	2,74	0,76	7,70	22,05	58,7	80,75	7	
7418	18	16	4	1,19	0,76	2,74	0,76	8,43	29,41	70,24	99,65	7	

Nota:\* Tres conductores transportando corriente

## ANEXO P. FICA TECNICA MANGUERA PARKER SERIES 7093



# GOMAFILTROS SRL



### Manguera Agua Aire para servicios generales



Una manguera económica y versátil para propósitos generales, la cual es excelente para servicios de aire / agua, así como muchos productos químicos agrícolas incluidos herbicidas. El tubo de caucho EPDM y su cobertura resisten el calor, la luz del sol, el ozono y otras condiciones climáticas. La manguera GST II supera RMA clase C y resistencia mediana al petróleo. Apto para aplicaciones como aceites lubricantes para líneas aéreas, pero no indicada para la transferencia de productos derivados del petróleo. Su refuerzo textil de alta resistencia a la tracción ofrece una excelente retención al acoplamiento y excelente resistencia. Factor de seguridad 1:4 (rotura = presión de trabajo x4).

**Tubo Interno:** Goma negra EPDM

**Exterior:** EPDM

**Refuerzo:** Doble espiral textil

**Temperatura:** -40° a 100°C

**En stock continuo**  
7093 NEGRA

**A pedido**  
7092 ROJA  
7057 AZUL  
7096 AMARILLA  
7031 VERDE

Multipropósito  
Para conducir  
derivados del  
petróleo.  
7094 NEGRA  
7095 ROJA

**Largos:** Los rollos son en su 90% de un solo tramo y en un 10% vienen en 2 tramos. Largo mínimo de 15.24mts. Largo máximo 223mts.

CODIGO	DIAMETRO INT. (mm)	DIAMETRO EXT. (mm)	CANT. TELAS	RADIO CURV.	PRESION Kg/cm <sup>2</sup>
19200	5	11.1	2	2.0	15
25200	6	12.7	2	2.5	15
31200	8	15.1	2	3.3	15
38200	10	16.7	2	3.5	15
50200	13	20.7	2	4.5	15
63200	16	24.6	2	5.5	15
75200	19	28.2	2	6.0	15
100200	25	35.7	2	7.0	15
125204	32	45.2	2	9.0	15
150204	38	51.6	2	10.0	15

Exceptuando 32mm y 38m todas estas mangueras se proveen también en 20kg/cm<sup>2</sup> de presión y los códigos cambian solo la centena, por ej. 19300, 25300, 31300, etc.

Dr. Nicolás Repetto 2017 - Buenos Aires (1416) - Argentina | Tel/Fax: 011-4581-8603 Líneas Ret.  
web: [www.gomafiltros.com](http://www.gomafiltros.com) | email: [gomafiltros@gomafiltros.com](mailto:gomafiltros@gomafiltros.com) | Nextel: 160\*2005 | 15-4992-9036

## ANEXO Q. FICHA TECNICA AISLANTE AW



TÉRMICO

# LANA AW

Aislamiento Térmico para servicio en caliente

### DESCRIPCIÓN:

La Lana AW de FiberGlass es un aislamiento térmico hecho con lana de fibras de vidrio inorgánicas y elásticas, aglomeradas con resina termo-resistente, presentada en rollos.

### USOS:

La Lana AW está diseñada para ser empleada en aplicaciones como aislamiento térmico de equipos y electrodomésticos que trabajan a temperaturas hasta de 540°C (1000°F) con el espesor recomendado. Este aislamiento es ampliamente utilizado en sistemas de paneles, recubrimientos flexibles, hornos industriales o superficies irregulares.

### BENEFICIOS:

- **Excelente Funcionamiento Térmico**  
La eficiencia térmica de la Lana AW contribuye a reducir las pérdidas de calor y el consumo de combustibles.
- **Peso Liviano**  
El bajo peso de la fibra de vidrio facilita la instalación y manipulación del aislamiento, incluso cuando se trabaja con grandes cantidades.
- **Elasticidad**  
Su elasticidad garantiza llenar completamente todos los espacios con el aislamiento asegurándose alta eficiencia en el funcionamiento de los artefactos.
- **Rápido y Fácil de Instalar**  
Su presentación en rollos permite cubrir grandes áreas rápidamente, eliminando el trabajo tedioso de colocar lámina por lámina.

"Líderes en ahorro y conservación de energía".



AISLAMIENTO INDUSTRIAL

- Incombustible
- Resiste la vibración sin deformarse
- Inorgánico
- No genera ni acelera la corrosión sobre acero, hierro, cobre o aluminio.
- No absorbe humedad ambiental.

#### ESPECIFICACIONES TECNICAS

- Conductividad Térmica: 0.039 w<sup>o</sup>C.m<sup>2</sup> Valor típico (0.27 BTU.in/hr.<sup>o</sup>F.ft<sup>2</sup>).
- Características de Quemado Superficial: ASTM E84 Propagación de llama 25.
- Temperatura de aplicación: Máx 540°C (1000°F).
- Empaque: Bolsas de polietileno
- Unidad: Rollos

#### DIMENSIONES:

	LONGITUD	ANCHO	ESPESOR
600" X 48" X 1"	15.24m	1219 mm	25.4 mm
300" X 48" X 1"	7.62 m	1219 mm	25.4 mm
600" X 48" X 1 1/2"	15.24 m	1219 mm	50.8 mm

#### ESPESORES RECOMENDADOS

Espeor	Ts Tq	1000°F (538°C)	850°F (454°C)	700°F (371°C)	550°F (288°C)	400°F (288°C)	250°F (121°C)
1"	Ts	250	228	204	180	154	125
	Q	203	168	134	100	67	34
2"	Ts	187	173	159	144	128	110
	Q	110	91	73	55	37	19
3"	Ts	161	151	140	129	117	104
	Q	76	63	50	38	25	13
4"	Ts	146	138	129	120	111	-
	Q	58	48	39	29	20	-
5"	Ts	137	130	122	-	-	-
	Q	47	39	31	-	-	-
6"	Ts	130	124	-	-	-	-
	Q	139	33	-	-	-	-

Cálculos realizados para: Velocidad de viento - 0  
Emissividad Exterior - 0.2  
Temperatura ambiente - 86°F (30°C)

Ts = Temperatura Superficial en °F  
Q = Pérdidas de Calor en BTU/h.ft<sup>2</sup>

Unidad de Servicio Técnico: llame gratis al 01 800 09 197 97  
Bogotá al 235 6297 internet: www.fiberglasscolombiana.com  
E-mail: contacto@fiberglasscolombiana.com.co

"La información en este documento está sujeta a cambio sin previo aviso".

"Para obtener información detallada sobre las especificaciones técnicas de este producto, solicite y consulte la EDC (Especificación del Cliente).



Fecha: Octubre de 2003

## ANEXO R. FICHA TECNICA TERMOLON



### ESPUMAS DE POLIETILENO



### ESPUMAS DE POLIETILENO

Polygon es una empresa dirigida a cubrir las necesidades y las expectativas del mercado, proporcionándole soluciones superiores de protección contra daño físico en: empaque, embalajes, coberturas y construcción o remodelación de inmuebles, así como en productos para la comodidad y la sana diversión. Uno de sus productos es el Termolon, cuenta con una triple protección contra el calor, el frío y la humedad. Asimismo es de fácil manipuleo e instalación.

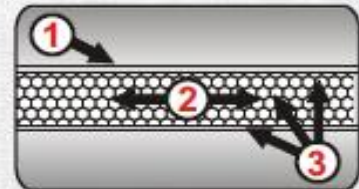


Lámina de espuma de polietileno recubierta con una película de polipropileno metalizado. Producto diseñado para aislamiento térmico bajo cubiertas; en manejadoras de aire acondicionado, cuartos fríos y ductos de aire acondicionado. Acabado: 1 cara o ambas caras con foil aluminizado o color blanco.

#### CARACTERÍSTICAS

Doble ahorro de energía, por que la capa interior de polipropileno metalizado refleja y difunde la luz de las lamparas instaladas bajo cubierta y por que, al aislar el calor externo, es mas eficiente el aire acondicionado.

Se usa también en la fabricación de neveras portátiles, parasoles, protectores para vehículos y en ductos de aire acondicionado.



- ❑ Aísla el 97% del calor radiante
- ❑ Disminuye el ruido de la lluvia
- ❑ Fácil de manipular e instalar
- ❑ 100% impermeable
- ❑ Liviano
- ❑ Antiestático
- ❑ Evita la condensación
- ❑ Ahorra energía



- 1 La capa superior de polipropileno metalizado, rechaza por reflexión el 97% del calor radiante.
- 2 El cojín formado por millones de celdas herméticamente cerradas forman una excelente barrera que impide el paso del calor y el sonido por conducción.
- 3 El conjunto de las capas (superior e inferior) de polipropileno metalizado, más el cojín intermedio de espuma de polietileno, forman una lámina 100 % impermeable, que evita la pérdida o ingreso de corrientes convectivas de calor o frío.

## ANEXO S. FICHA TECNICA VALVULA DE BOLA KTS

Tienda Online / KTS / Válvulas de Bola



### Válvula de bola en acero inoxidable

Ref: Válvula tipo 304 y 316

#### Descripción

Válvula de bola en acero inoxidable tipo 304 y 316 de 2 piezas, paso full y empaque en teflon

Extremos: Roscado

Presiones: 1000 WOG, Temperatura maxima de 150°C

Diametros: Desde 1/4", 4"

Aplicaciones: Hidrocarburos, Líquidos, Gas, Aire, Aceite, Agua



Extremos roscado

ENVIAR A UN AMIGO



PREGUNTAS SOBRE ESTE PRODUCTO ?

#### Productos relacionados:



Válvula de Bola Trunnion API 6D Paso Full



Válvula de Bola Flotante en Acero al Carbón Fundido (3 Pzas)



Válvula de Bola Flotante

## ANEXO T. FICHA TECNICA ACRÍLICO

**GAREN**

PLÁSTICOS ESPECIALES "GAREN", S.A. DE C.V.

### Ficha técnica acrílico GAREN® Propiedades Mecánicas y físicas

PROPIEDAD	VALOR	METODO DE PRUEBA (ASTM)
<b>ÓPTICAS</b>		
Índice de refracción	1.49	ASTM 542
Transmisión de luz (%)		ASTM 1003
<4.5 mm.	92	
>4.5 mm.	90	
Haze(%)	2.0	ASTM 1003
<b>MECANICAS</b>		
Peso específico	1.18	ASTMD 792
Resistencia a la tensión	10,400	ASTMD 638
Elongación a la ruptura(%)	4.85	ASTMD 638
Modulo de Tensión(lbf./plg.)	452000	ASTMD 638
Resistencia a la flexión(lbf./plg.)	18,000-19,000	ASTMD 790
Resistencia al impacto Izod(ft.lb./plg.)	0.3-0.4	ASTMD 256
Dureza Rockwell	M 90 - 100	ASTMD 785
Dureza Barcol	50	ASTMD 2583
<b>TERMICAS</b>		
Temperatura de formado(°C)	140	
Temperatura máxima de servicio(°C)	80	
Temperatura de deflexión bajo carga	101.5	ASTMD 648
<b>VARIAS</b>		
Absorción de agua(24 hrs., 23°C)(%)	0.3	ASTMD 570

MEDIDA (ESPEORES)	120X180	120X240	180X180	180X240
2 mm.	•	•		
3 mm.	•	•	•	•
4 mm.	•	•	•	•
5 mm.	•	•	•	•
6 mm.	•	•	•	•
9 mm.	•	•	•	•
12 mm.	•	•	•	•
15 mm.	•	•	•	•
18 mm.	•	•	•	•
21 mm.	•	•	•	•
24 mm.	•	•	•	•

CARRIL NORTE LOTE 7-B CIUDAD INDUSTRIAL XICOHTENCATL, TETLA, TLAXCALA C.P. 90430  
TELS. (01-241) 41-270-07, 41-270-60, 41-270-88, 41-270-89 Y 41-270-90  
FAX. (01-241) 41-270-90 Y 41-270-94

1



ESPESORES (mm)	TAMAÑOS m x m			
	1.20 x 1.80	1.20 x 2.40	1.80 x 2.40	1.80 x 1.80
2.0	1.29 - 2.55		-	
2.5	1.76 - 3.03		1.50 - 3.03	
3.0	2.24 - 3.50		1.98 - 3.50	
3.2	2.42 - 3.68		2.16 - 3.94	
4.0	2.87 - 4.34		2.51 - 4.52	
5.0	3.78 - 5.35		3.65 - 5.45	
6.0	4.46 - 6.24		4.43 - 6.34	
9.0	7.48 - 9.76		7.35 - 9.89	
12.0	10.22 - 12.76		10.09 - 12.88	
15.0	13.15 - 15.90		13.00 - 16.05	
18.0	15.97 - 18.76		15.72 - 19.02	
21.0	19.05 - 21.84		18.42 - 22.48	
24.0	21.79 - 24.58		21.16 - 25.22	

COLORES	ACRÍLICO	ACRÍLICO TRANSPARENTE	ACRÍLICO OPACO	ACRÍLICO LUMINISCENTE	ACRÍLICO FLUORESCENTE
CRISTAL	•				
HUMO	•				
HUMO OSCURO		•			
OPALINO	•				
VERDE VIDRIO	•				
BLANCO	•				
BLANCO OPACO	•				
ROJO		•	•	•	•
AZUL		•	•	•	
AMBAR		•	•	•	
VERDE		•	•	•	•
AMARILLO		•	•	•	•
NARANJA		•	•	•	
NEGRO			•		

RESISTENCIA QUIMICA DE LA LAMINA ACRILICA GAREN	
R E S I S T E 2 0 °C	
ACEITE DE OLIVA	CLORURO DE SODIO
ACIDO ACETICO (CONCENTRACIÓN 10%)	CLORURO FERRICO (CONCENTRACION 10%)
ACIDO CEBASICO	DICROMATO DE POTASIO
ACIDO CÍTRICO (SOLUCION SATURADA)	DIESEL
ACIDO CLORHÍDRICO	ETER DE PETROLEO
ACIDO FORMICA (CONCENTRACION 10%)	ETIL DE GLICOL
ACIDO FOSFORICO	FORMALDEHÍDO
ACIDO LACTICO	FTALATO DE DIBUTILO (DBP)
ACIDO NITRICO (CONCENTRACION 10%)	GLICERINA
ACIDO OXALICO	HEXANO
ACIDO TARTARICO	HIDROXIDO DE POTASIO
AGUA AUN CON TRATAMIENTO TIPICO PARA ALBERCAS	HIDROXIDO DE SODIO (SOSA CAUSTICA)
AMONIACO	HIPOCLORITO DE SODIO (10% CLORO)
CARBONATO DE SODIO	LANOLINA
CLORATO DE POTASIO	MERCURIO
CLORATO DE SODIO	METIL QUINONA
CLORURO DE AMONIO (SOLUCION SATURADA)	METILAMINA
CLORURO DE CALCIO (SOLUCION SATURADA)	PERMANGANATO DE POTASIO (SOLUCION AL 10%)
CLORURO DE MAGNESIO	PEROXIDO DE HIDRÓGENO (CONCENTRACION 10%)
CLORURO DE POTASIO	SULFATO DE POTASIO
N O R E S I S T E	
ACETALDEHÍDO	CLORURO DE METILENO
ACETATO DE AMILO	DIBROMUO DE ETILENO
ACETATO DE BUTILO	DICLORURO DE ETILENO
ACETATO DE ETILO	DICLORURO DE METILENO
ACETOFENONA	DISULFURO DE CARBONATO
ACIDO BUTIROCO (CONCENTRADO)	EPICLORHIDRINA
ACIDO CIANHIDRICO	ETER DIETILICO
ACIDO FLUORHIDRICO	FENOL
ALCOHOLAMILICO	METIL CICLOHEXANOL
ALCOHOL ETÍLICO (CONCENTRACION 100%)	METIL ETIL CETONA
ALCOHOL METILICO (CONCENTRACION 100%)	NITRO BENCENO
ANILINA	PERCLORETILENO
BENCENO	PROPILCETONA
BENZALDEHIDO	SALICILATO DE METILO
BENZOATO DE METILO	TETRACLORURO DE CARBONO
BUTIRALDEHIDO	TETRAHIDROFURO
CETONA	THINNER
CICLOHEXANO	TOLUENO
CICLOHEXANOL	TOLUENO
CICLOHEXANONA	TRICLORETILENO
CLOROFORMO	TRICLOROETANO
CLORURO DE BUTILO	XILOL

## ANEXO U. FICHA TECNICA TUBERIA PVC RDE21

### Facilidad de instalación

El sistema de unión de las Tuberías y Accesorios PAVCO consiste en conexiones soldadas. Este sistema de unión por medio de soldadura líquida, forma un conjunto homogéneo que desarrolla máxima resistencia en un mínimo de tiempo.

Como consecuencia la instalación es muy sencilla, rápida y segura. El equipo necesario es mínimo, no se necesitan tarrajas y basta una següeta o un serrucho para hacer los cortes.

Con respecto al Conduit PAVCO, la mayor ventaja es que reduce costos y acelera la marcha de la obra porque:

- Es muy fácil de cortar:**  
Deja bordes limpios sin filos agudos.
- Fácil de doblar y formar:**  
Calentando simplemente con un soplete y doblando a mano sin necesidad de prensa y doblador.
- No hay que hacer roscas:**  
Simples uniones con soldadura líquida resultando en ductos totalmente impermeables.

### Auto-extinguibles

Las Tuberías PAVCO no forman llama ni facilitan la combustión.

### Profabricación

La precisión de sus medidas y su peso reducido permiten con la Tubería Sanitaria PAVCO, prefabricar en el taller árboles enteros de desagüe para luego instalarlos rápida y fácilmente.

### Seguridad

El Conduit PAVCO no es conductor, por el contrario es un magnífico aislante que protege contra descargas eléctricas accidentales. Por lo tanto es especialmente adecuado para usarlo en lugares peligrosos.

### Durabilidad

Las Tuberías PAVCO han estado en servicio por más de 35 años en usos industriales y desagües. Esta tradición y experiencia garantizan la durabilidad y el buen servicio de las Tuberías de PVC.

### Instalación en Primer Piso

La utilización de Tuberías PAVCO en instalaciones de primeras plantas para desagües sanitarios resulta especialmente práctica, puesto que se disminuyen las cajas que serían necesarias cuando se usan otros tipos de tuberías. Un diseño ordinario con Tuberías PAVCO sólo contempla la utilización del adaptador de limpieza en los puntos de iniciación de la red, lo cual repercute además en la economía de la instalación.

### Agua Caliente

PAVCO ofrece Tuberías y Accesorios de CPVC para la conducción de agua caliente.

### Baja Conductividad Térmica

Esta propiedad de las Tuberías PAVCO elimina la condensación (sudación) de los tubos cuando conducen líquidos muy fríos, evitando en muchos casos el uso de materiales aislantes. Además, en el caso de agua caliente evitan las pérdidas de calor proporcionando un sistema más eficiente.

### Economía

Las Tuberías PAVCO ofrecen economías considerables bajo varios aspectos:

- Las Tuberías y los accesorios son más económicos diámetro por diámetro que los metálicos.
- Por su coeficiente de fricción se pueden utilizar menores diámetros que con otras tuberías para igual caudal e igual velocidad.
- El costo de la mano de obra de la instalación es muy reducido debido a la facilidad y rapidez de la soldadura líquida.
- El costo de transporte es también más bajo debido a su peso liviano y facilidad de manejo.
- El mantenimiento es mínimo pues no es necesario pintarlos para prevenir oxidaciones.



TUBOSISTEMAS  
PRESIÓN PVC PAVCO

## Descripción



Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son fabricados de PVC (Policloruro de Vinilo).

Los Tubosistemas PVC Presión PAVCO están diseñados para transportar agua para consumo humano a presión.

Este material garantiza la conservación de la calidad del agua ya que ha sido verificado de acuerdo a la ANSI/NSF 61:02 sin exceder los valores máximos de aluminio, antimonio, cobre, arsénico, bario, cadmio, cromo, plomo, mercurio, níquel, selenio y plata que establece el decreto 1575 de 2007 y la resolución 1575 de 2007. Además la resina de PVC con que se fabrica ha sido certificada de tal forma que el cloruro de vinilo monómero residual es menor a 3,2mg/kg

Los Tubosistemas PVC presión de PAVCO son fabricados para ser unidos con cemento solvente. Los tubos vienen de extremo liso y los accesorios con campana.

## Normas

Los Tubosistemas PVC Presión PAVCO son fabricados bajo las normas NTC 382, Tubos de Policloruro de Vinilo (PVC) clasificados según la Presión (serie RDE), NTC 1339 Accesorios de Polí(Cloruro de Vinilo) (PVC) Schedule 40 y NTC 576 para la soldadura.

## Ventajas

Además de las ventajas de los Tubosistemas PAVCO, en la línea presión PVC PAVCO se encuentran las siguientes ventajas:

### Menores pérdidas de presión

La superficie interior de los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO es lisa, reduciendo considerablemente las pérdidas de presión por fricción. (Véase la Tabla de Pérdida de Presión).

### Facilidad de Instalación

El sistema de unión de los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO consiste en conexiones soldadas. Este sistema de unión por medio de soldadura líquida, forma un conjunto homogéneo que desarrolla máxima resistencia en un mínimo de tiempo.

Como consecuencia la instalación es muy sencilla, rápida y segura. El equipo necesario es mínimo, no se necesitan herramientas y basta una segueta o un serrucho para hacer los cortes.

### Vida Útil:

La vida útil estimada es de 50 años. Esta información no es garantía de producto dado que PAVCO no ejerce control sobre todos los aspectos que se presentan en la instalación y que afectan directamente el desempeño y la vida útil del producto.

## Propiedades Químicas

### Resistencia a la Corrosión Interna

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO resisten al ataque químico de la mayoría de los ácidos, álcalis, sales y compuestos orgánicos como alcoholes e hidrocarburos alifáticos dentro de los límites de temperatura y presión especificados en este manual por lo tanto elimina las desventajas de las tuberías metálicas que requieren revestimiento interno de vidrio o cerámica.

### Resistencia a la Corrosión Externa

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO no son atacados por gases industriales, humedad, agua salada, condiciones climáticas o condiciones del subsuelo.

### Inmune a la acción electrolytica

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inmunes a los efectos galvánicos o electrolyticos por lo tanto pueden usarse enterrados o sumergidos, en presencia de metales o conectados a ellos.

### Libre de Olor, Sabor o Toxicidad

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inodoros, sin sabor y no tóxicos; estas propiedades los hace ideales para ser usados en la conducción de drogas y alimentos líquidos.

### Químicamente Inerte

Los Tubosistemas PVC Presión de PAVCO son inertes a la mayoría de los reactivos químicos, eliminando así la posibilidad de contaminación o modificación de las propiedades de los líquidos transportados. Para la conducción de líquidos especiales consulte directamente el Departamento Técnico de PAVCO.

## Resistencia a la Presión

Los tubos y los accesorios no fallarán las pruebas de presión sostenida y de presión de ruptura.

Tubería	Presión Operativa (100 hrs):		Presión Límite de Flujo (10 segundos)	
	kg/cm <sup>2</sup>	psi	kg/cm <sup>2</sup>	psi
Tubería PVC RDE 8	7.32	1050	112.05	1590
Tubería PVC RDE 11	50.16	715	87.88	1230
Tubería PVC RDE 13.5	47.14	670	78.30	1090
Tubería PVC RDE 21	21.53	300	44.20	630
Tubería PVC RDE 26	23.91	340	35.15	500
Tubería PVC RDE 32.5	13.28	190	24.12	340
Tubería PVC RDE 41	14.70	210	22.15	315
Accesorios PVC	37.26	520	56.24	800

Tiempo de Flujo (hrs)	Estiramiento Circunferencial		Pérdida de Resistencia	
	kg/cm <sup>2</sup>	psi	kg/cm <sup>2</sup>	psi
2 Hrs	17.58	250	24.12	340
16 Hrs	35.15	500		
22 Hrs	63.28	900		

## ¿Qué es RDE?

Cuando se empezaron a producir las primeras tuberías de PVC en el mundo las únicas normas que se conocían para tubos eran las de tuberías metálicas, que las clasificaban por calibres. V. g. calibre 40 o calibre 80, etc., y lógicamente las tuberías de PVC que salieron al mercado venían clasificadas en la misma forma y con los mismos espesores de pared.

Posteriormente, los productores reconocieron que el sistema de calibres para los diámetros pequeños - está basado en la profundidad de la rosca. Además, en ese sistema la presión de trabajo permitida disminuye a medida que aumenta el diámetro de la tubería. Estos dos factores impulsaron a los productores, junto con los institutos de normalización, a crear una base de diseño más racional para las tuberías de PVC.

Como resultado, se obtuvo una norma basada en la relación del diámetro del tubo y el espesor de la pared, conocida con el nombre de la RDE. En esta norma, la presión de trabajo permitida para la tubería de un RDE dado es constante independientemente del diámetro de la misma. La norma está basada en la fórmula ISO (International Standards Organization) en la cual:

$$\frac{2S}{P} - R - I \leq \frac{2S}{P} - \frac{D}{1}$$

Donde:  
 S - la tensión de trabajo del material  
 P - la presión hidrostática permitida  
 D - el diámetro exterior  
 1 - el espesor de la pared del tubo  
 R - RDE, relación diámetro-espesor

Basados en esta fórmula, PAVCO S.A. produce tuberías de PVC RDE8, RDE 11, RDE 13.5, RDE 21, RDE 26, RDE 32.5, RDE 41 para presiones de trabajo de 35, 15, 28, 12, 22, 14, 14, 06, 11, 25, 8, 78 y 7.03 kg/cm<sup>2</sup> respectivamente, y accesorios de PVC RDE 21 para 14.06 kg/cm<sup>2</sup> a 22°C.

## Portafolio de Producto

### Tuberías Presión PAVCO



	Diámetro Nominal		Referencia	Peso	Diámetro Exterior Nominal		Espesor de Pared Mínimo		Diámetro Interior
	mm	pulg.			mm	pulg.	mm	pulg.	
<b>RDE 9 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 500 PSI	21	1/2	2100205	218	21.34	0.840	2.37	0.031	16.01
<b>RDE 11 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 400 PSI	26	3/4	2100210	304	26.07	1.050	2.41	0.035	21.81
<b>RDE 13.5 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 315 PSI	21	1/2	2102141	157	21.34	0.840	1.98	0.022	18.18
	33	1	2100213	364	33.40	1.315	2.40	0.037	28.41
<b>RDE 21 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 200 PSI	26	3/4	2100237	181	26.07	1.050	1.22	0.020	23.61
	33	1	2100230	232	33.40	1.315	1.00	0.024	30.20
	42	1.1/4	2100225	305	42.16	1.600	2.01	0.030	38.14
	48	1.1/2	2102450	514	48.26	1.900	2.21	0.030	43.08
	60	2	2102451	811	60.32	2.375	2.37	0.113	54.58
	73	2.1/2	2100236	1185	73.33	2.875	3.48	0.137	66.07
	88	3	2100231	1751	88.00	3.500	4.24	0.167	80.42
	114	4	2100240	2194	114.30	4.500	5.44	0.214	103.42
	168	6	2104610	2835	168.28	6.625	8.03	0.316	152.22
<b>RDE 26 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 100 PSI	60	2	2100246	625	60.32	2.375	2.31	0.031	55.70
	73	2.1/2	2100248	854	73.33	2.875	2.70	0.110	67.45
	88	3	2100251	1438	88.00	3.500	3.43	0.135	82.04
	114	4	2100254	2170	114.30	4.500	4.31	0.173	102.52
	168	6	2104617	4720	168.28	6.625	6.48	0.259	152.32
<b>RDE 32.5 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 125 PSI	88	3	2100256	1157	88.00	3.500	2.74	0.101	81.42
	114	4	2100258	1804	114.30	4.500	3.51	0.131	107.28
<b>RDE 41 PVC</b> Flecha de Trabajo a 2.PC: 100 PSI	114	4	2100261	1535	114.30	4.500	2.70	0.110	104.72

Nota: Tuberías de 8", 10", 12", 14", 16", 18" y 20" de diámetro están en nuestro Manual Técnico. Unión Flange. La longitud nominal de los números de serie. La tubería debe estar seca.



### Accesorios Presión PAVCO

#### SCHEDULE 40 PVC Tipo 1, Grado 1

Presión Nominal de Trabajo a 2.PC			
pulg.	PSI	pulg.	PSI
1/2	600	2	290
3/4	480	2.1/2	300
1	450	3	300
1.1/4	370	4	280
1.1/2	330	6	180

#### \* Válvula de pie

Diámetro Nominal	Referencia
42	1.1/4
2100708	
* An. emp. en la base según DTC 1331	

#### Tees

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
168	6
2100410	

#### Codos 90°

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
168	6
2100411	

#### Adaptadores Hembra

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2 x 1/4
21	1/2 x 3/8
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
2100717	

#### Uniones

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
168	6
2100413	

#### Tees Reducidas

Diámetro Nominal	Referencia
26 x 21	3/4 x 1/2
33 x 21	1 x 1/2
33 x 26	1 x 3/4
2100518	
2100519	
2100522	

#### Codos 45°

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
168	6
2100412	

#### Adaptadores Macho

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
73	2.1/2
88	3
114	4
2100771	

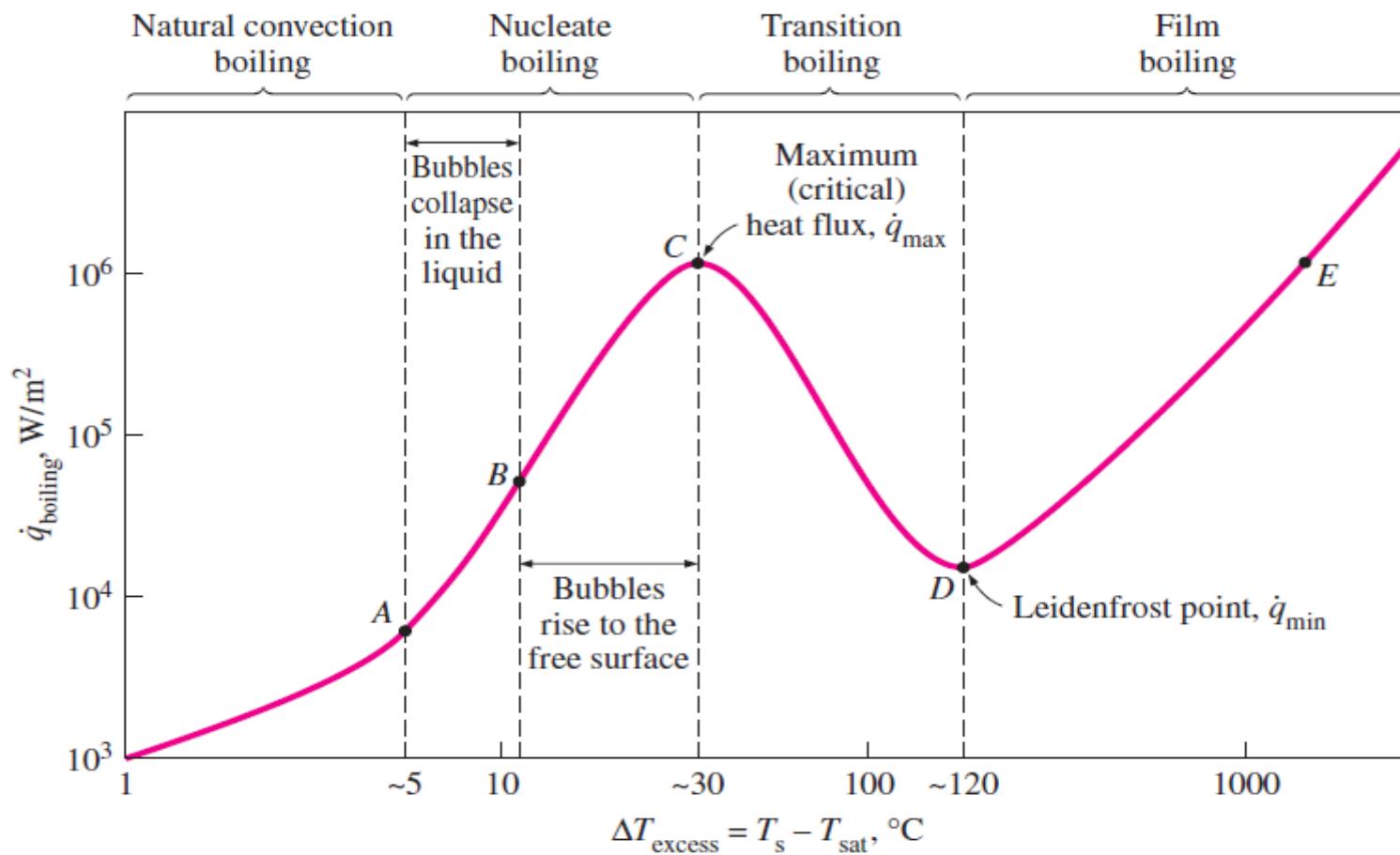
#### Tapones

Diámetro Nominal	Referencia	Referencia
21	1/2	2101390
26	3/4	2101427
33	1	2101321
42	1.1/4	2101377
48	1.1/2	2101323
60	2	2101400
73	2.1/2	2101400
88	3	2101415
114	4	2101435
168	6	2104615
Sólidos		2101388
Perforados		2101425
		2101327
		2101375
		2101327
		2101328
		2101485
		2101414
		2101434

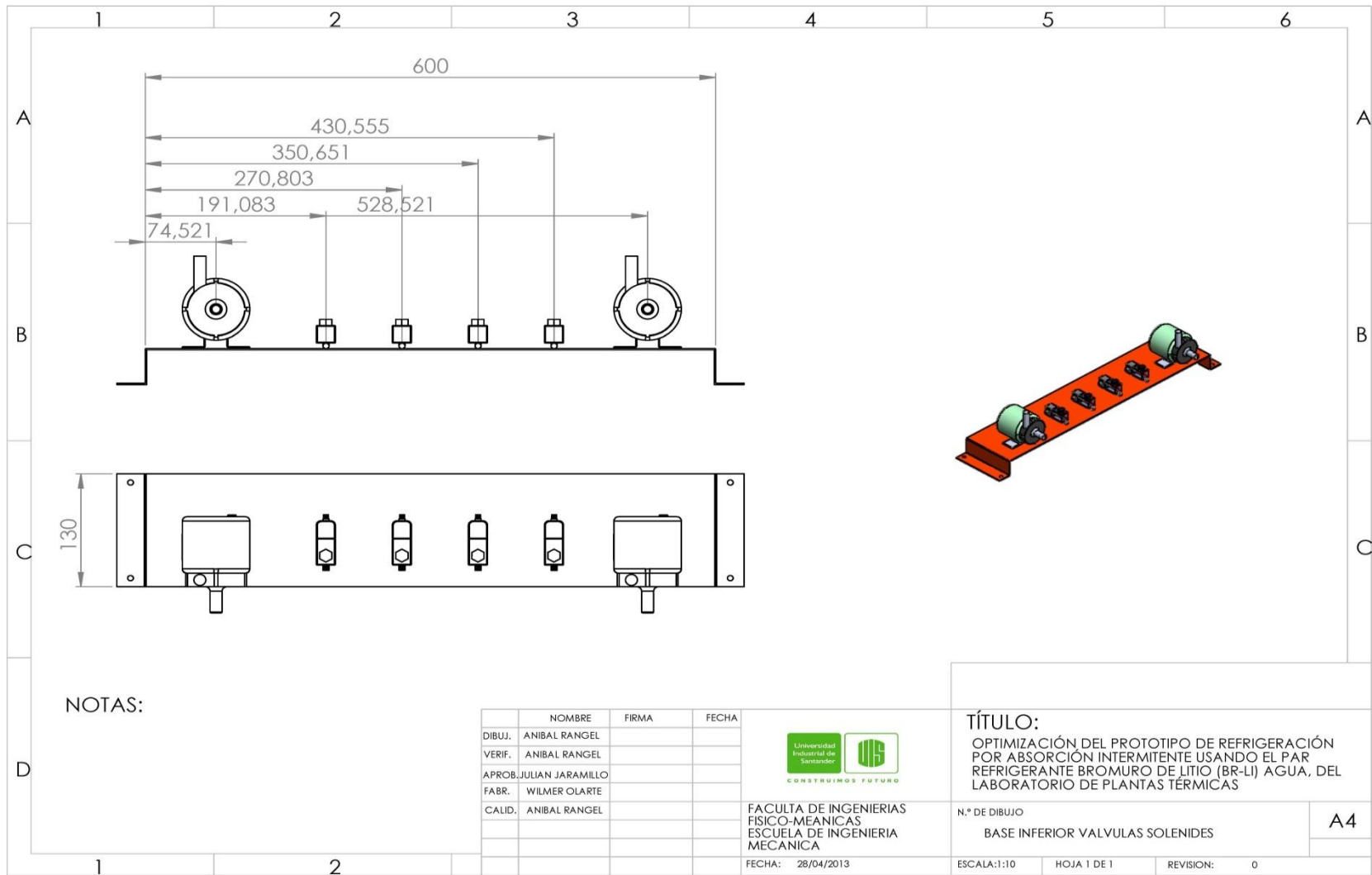
#### Universales

Diámetro Nominal	Referencia
21	1/2
26	3/4
33	1
42	1.1/4
48	1.1/2
60	2
2101671	
2101676	
2101672	
2101691	
2101692	
2101690	

## ANEXO V. CURVA TÍPICA DE EBULLICIÓN DEL AGUA A 1 ATMOSFERA



## **ANEXO W. PLANOS CONSTRUCTIVOS**



NOTAS:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



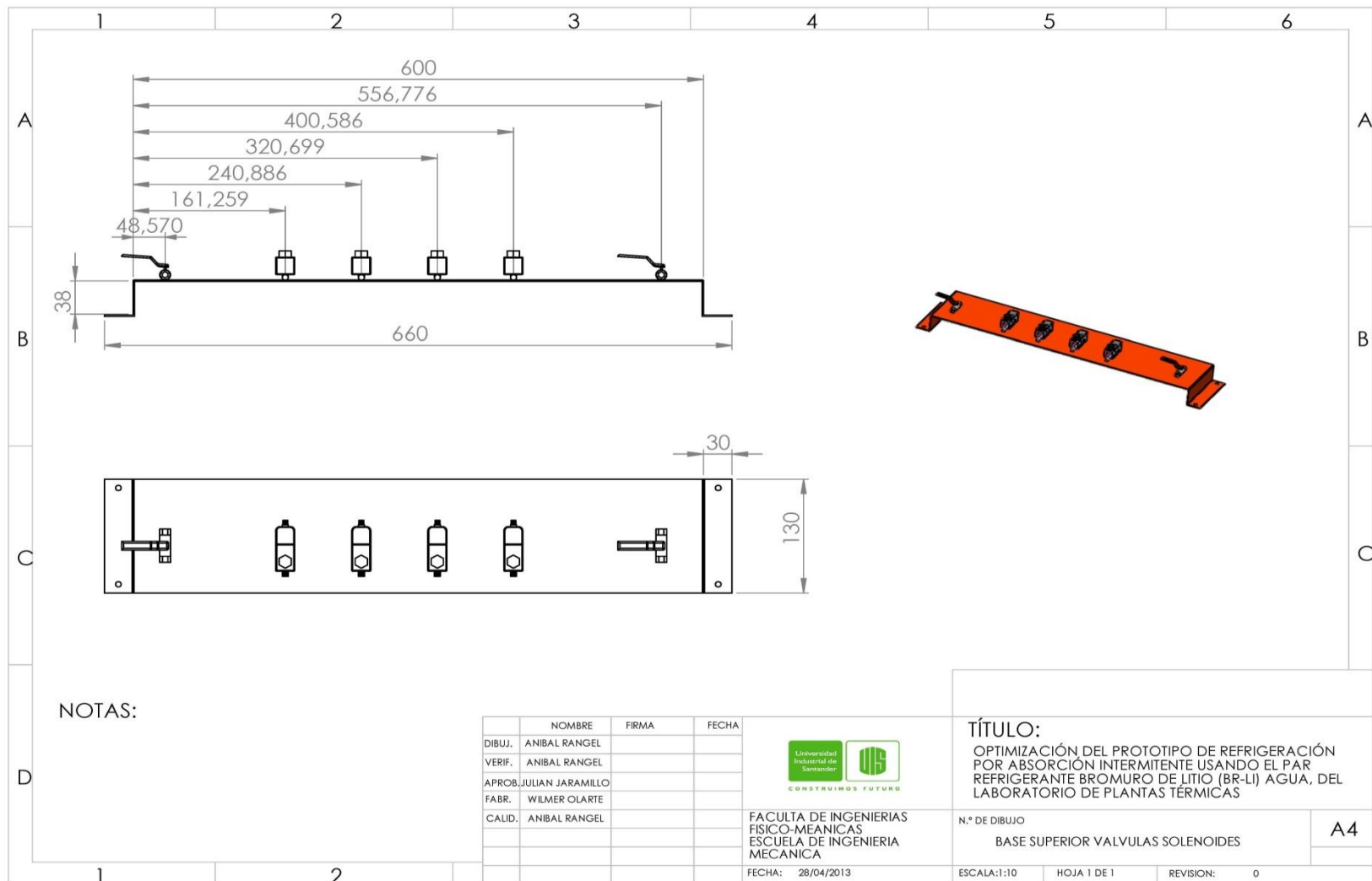
FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MEANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA  
FECHA: 28/04/2013

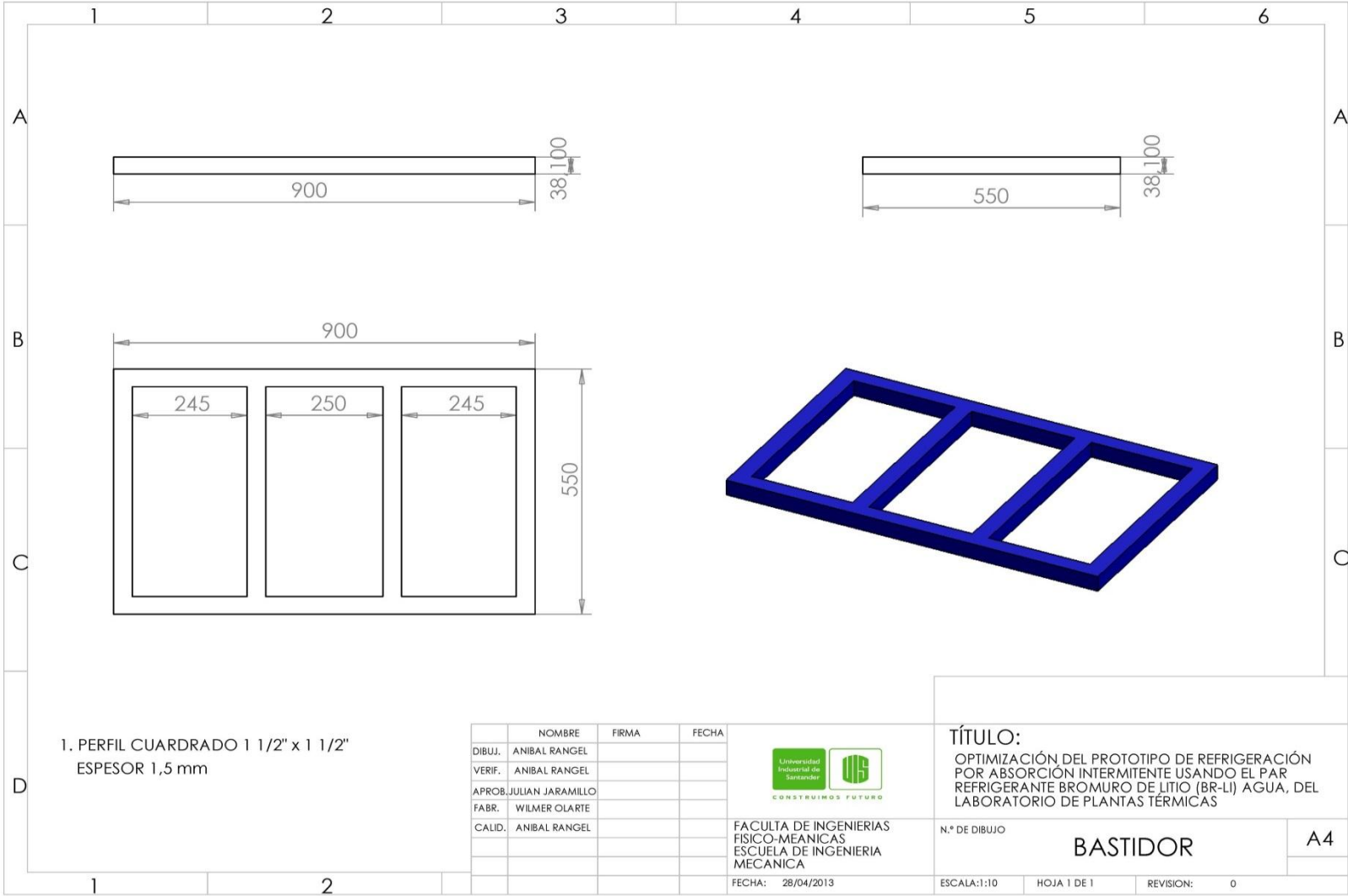
**TÍTULO:**  
OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL  
LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO  
BASE INFERIOR VALVULAS SOLENIDES

A4

ESCALA:1:10    HOJA 1 DE 1    REVISION: 0





1. PERFIL CUADRADO 1 1/2" x 1 1/2"  
 ESPESOR 1,5 mm

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



FACULTA DE INGENIERIAS  
 FISICO-MEÁNICAS  
 ESCUELA DE INGENIERIA  
 MECÁNICA

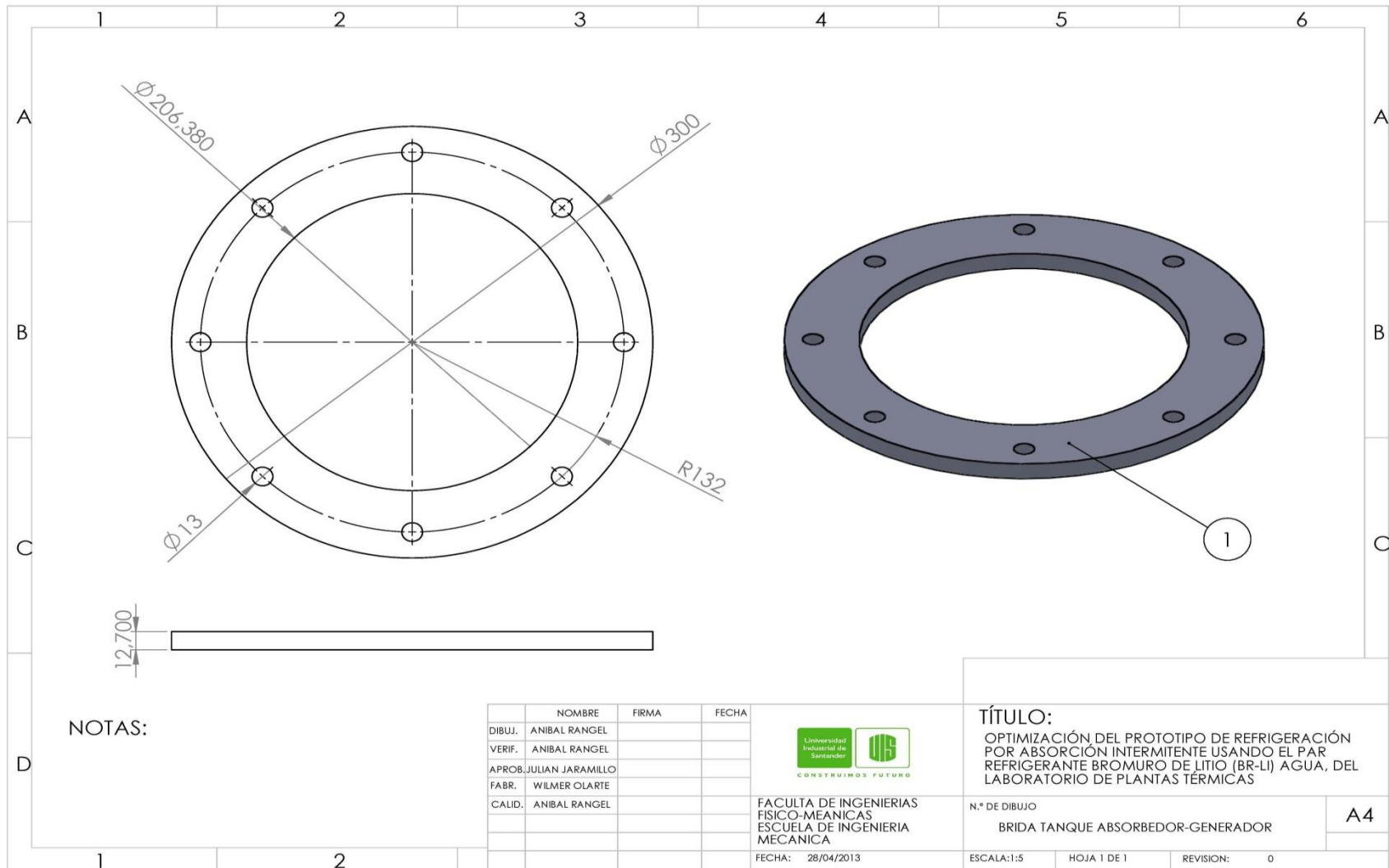
FECHA: 28/04/2013

**TÍTULO:**  
 OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
 POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
 REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL  
 LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO  
**BASTIDOR**

A4

ESCALA: 1:10    HOJA 1 DE 1    REVISION: 0



NOTAS:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MEANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA

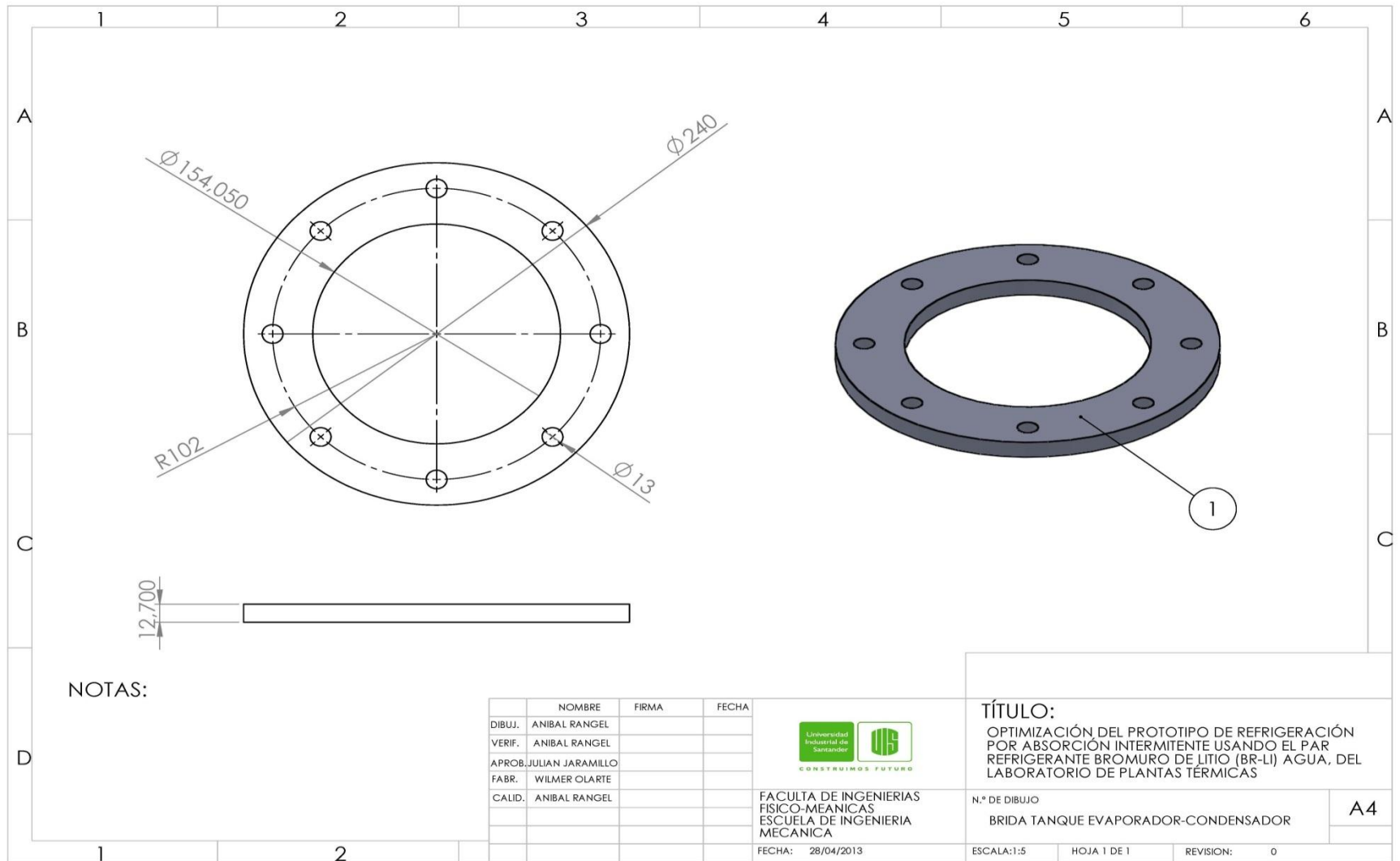
FECHA: 28/04/2013

**TÍTULO:**  
OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL  
LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO  
BRIDA TANQUE ABSORBEDOR-GENERADOR

A4

ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1 REVISION: 0



NOTAS:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MEANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA

FECHA: 28/04/2013

TÍTULO:

OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL  
LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO

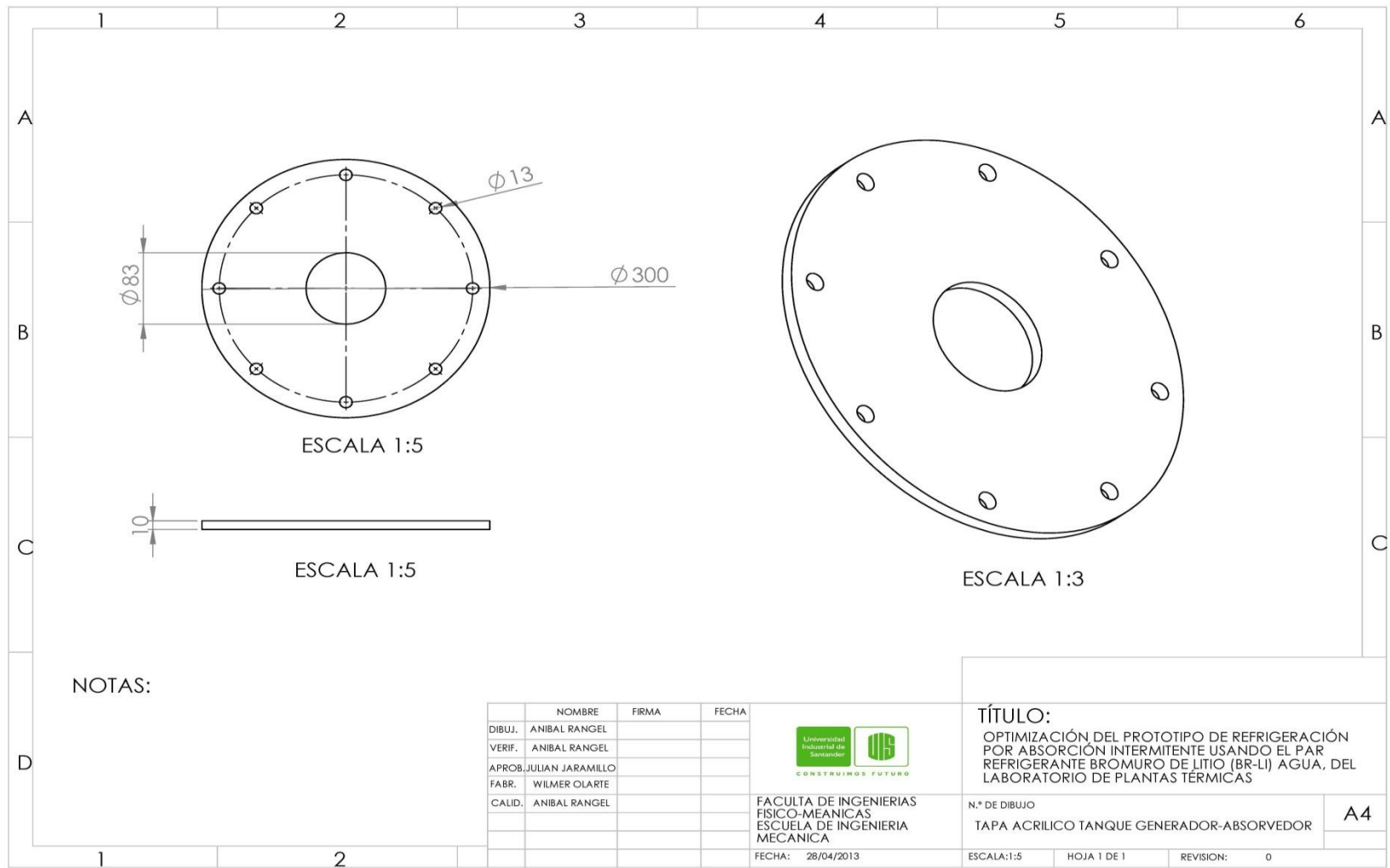
BRIDA TANQUE EVAPORADOR-CONDENSADOR

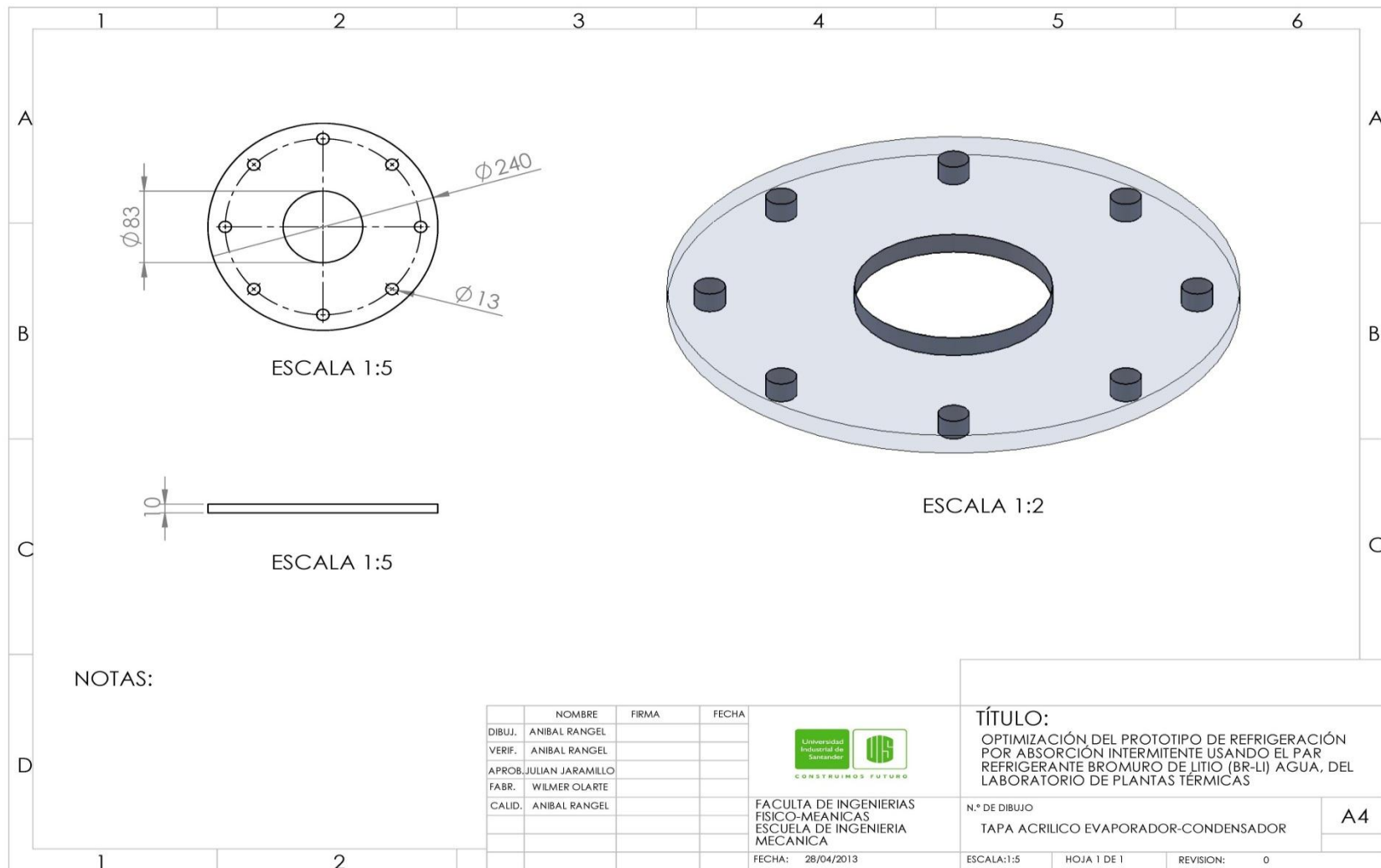
A4

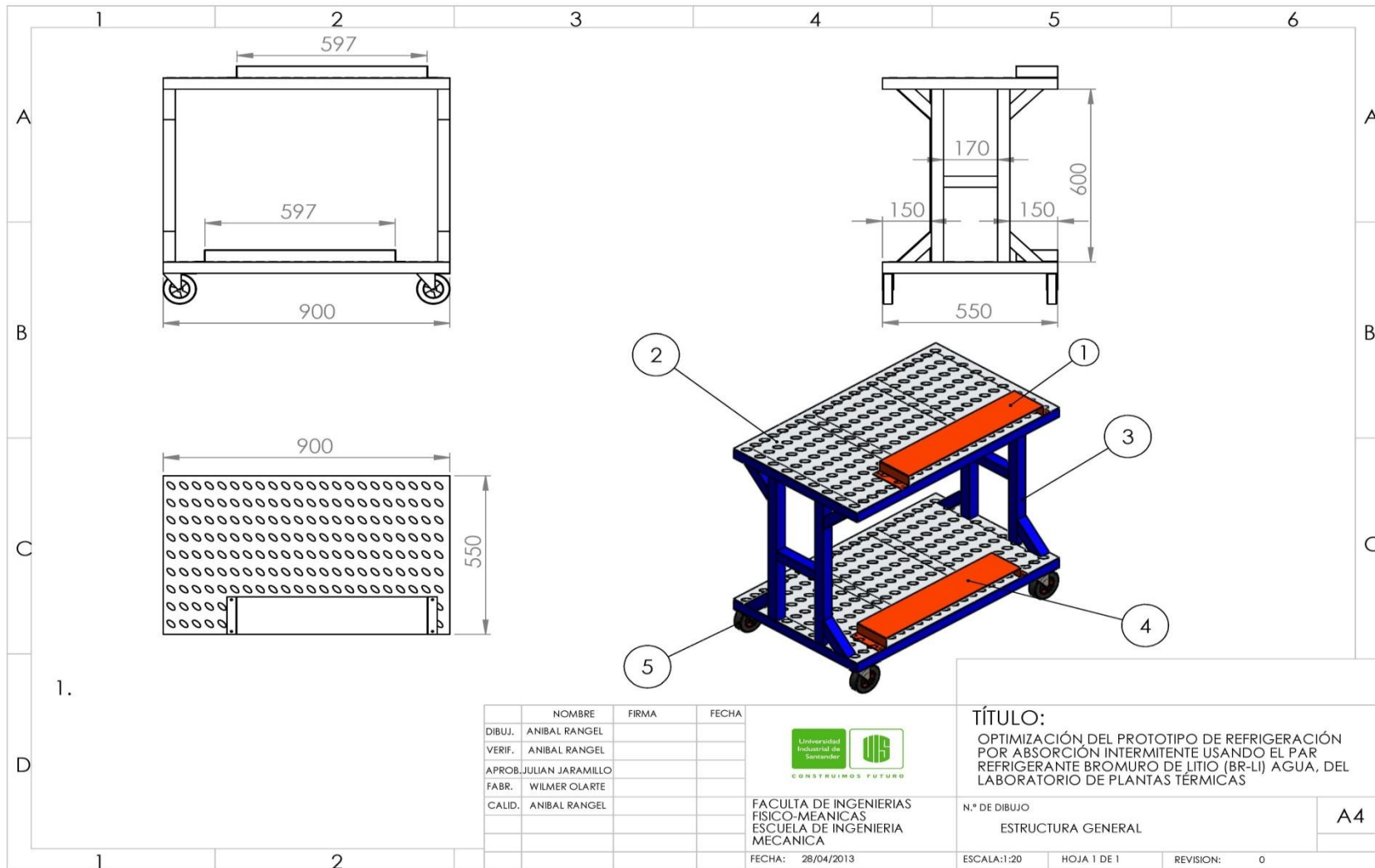
ESCALA: 1:5

HOJA 1 DE 1

REVISION: 0







	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



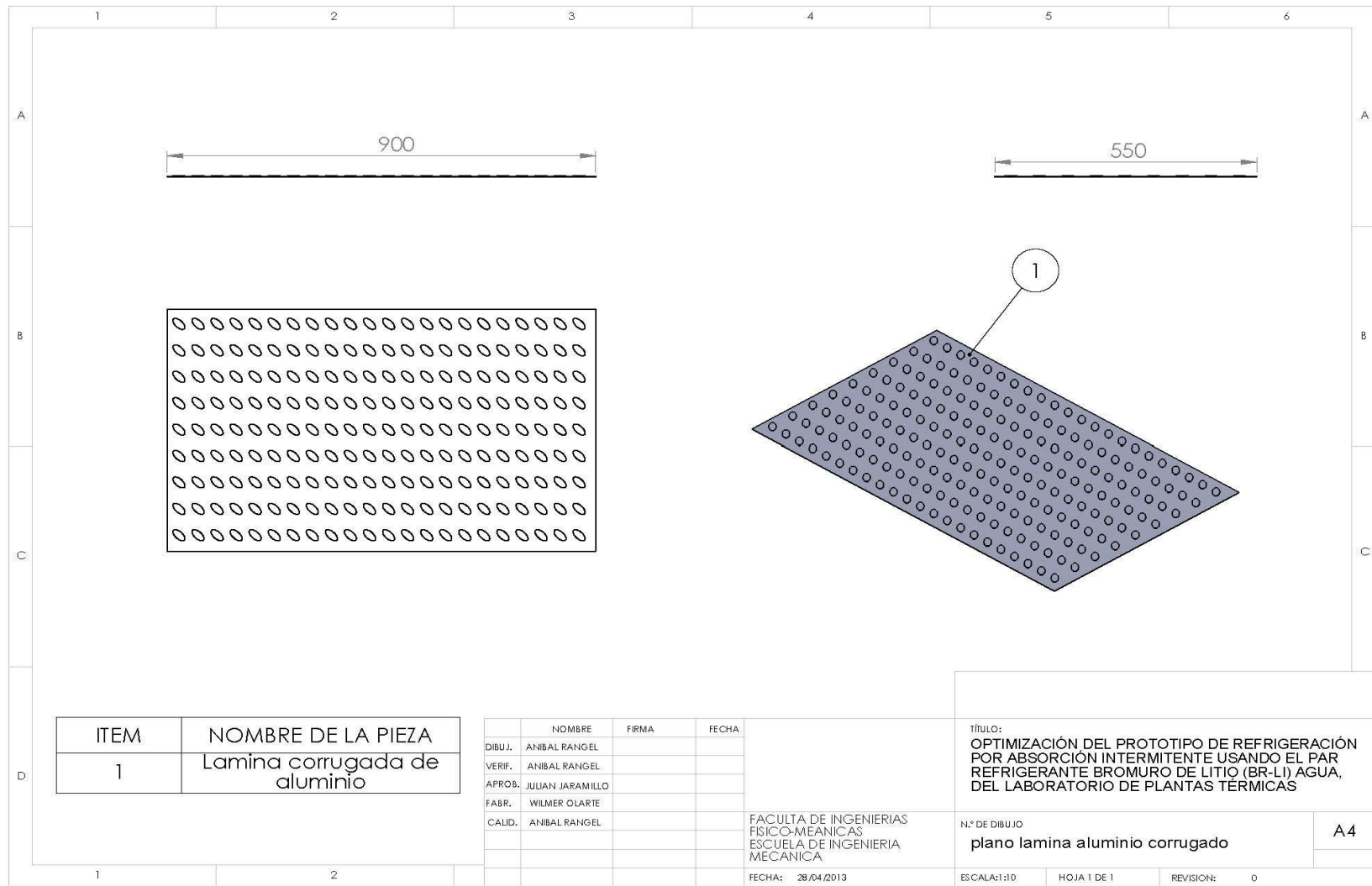
FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MECANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA  
FECHA: 28/04/2013

**TÍTULO:**  
OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL  
LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO  
ESTRUCTURA GENERAL

ESCALA:1:20    HOJA 1 DE 1    REVISION: 0

A4



ITEM	NOMBRE DE LA PIEZA
1	Lamina corrugada de aluminio

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		

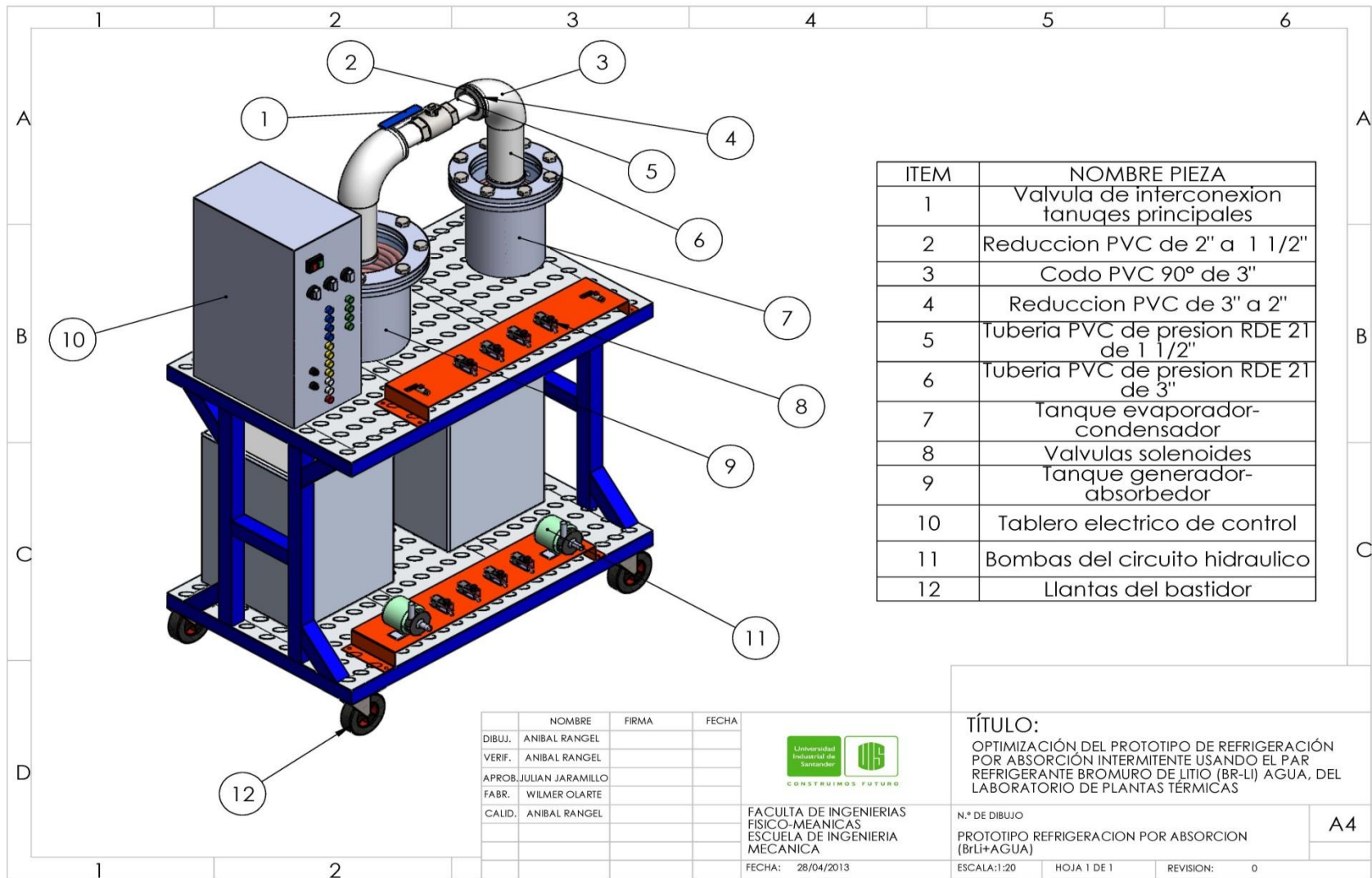
FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MEANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA

TÍTULO:  
OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN  
POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR  
REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA,  
DEL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO  
plano lamina aluminio corrugado

A4

FECHA: 28/04/2013      ESCALA:1:10      HOJA 1 DE 1      REVISION: 0



ITEM	NOMBRE PIEZA
1	Valvula de interconexion tanques principales
2	Reduccion PVC de 2" a 1 1/2"
3	Codo PVC 90° de 3"
4	Reduccion PVC de 3" a 2"
5	Tuberia PVC de presion RDE 2T de 1 1/2"
6	Tuberia PVC de presion RDE 2T de 3"
7	Tanque evaporador-condensador
8	Valvulas solenoides
9	Tanque generador-absorbedor
10	Tablero electrico de control
11	Bombas del circuito hidraulico
12	Llantas del bastidor

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	ANIBAL RANGEL		
VERIF.	ANIBAL RANGEL		
APROB.	JULIAN JARAMILLO		
FABR.	WILMER OLARTE		
CALID.	ANIBAL RANGEL		



FACULTA DE INGENIERIAS  
FISICO-MEANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA  
MECANICA

FECHA: 28/04/2013

**TÍTULO:**

OPTIMIZACIÓN DEL PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN INTERMITENTE USANDO EL PAR REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO (BR-LI) AGUA, DEL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS

N.º DE DIBUJO

PROTOTIPO REFRIGERACION POR ABSORCION (BrLi+AGUA)

A4

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1

REVISION: 0