

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

---

---

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

DISEÑO, ENSAMBLE Y EVALUACIÓN DE LA CORROSIÓN  
DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE  
VAPOR DE SIMPLE EFECTO UTILIZANDO LA MEZCLA DE  
TRABAJO H<sub>2</sub>O-LiCl CON DISIPACIÓN TÉRMICA NATURAL  
Y FORZADA

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE:  
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

PRESENTA:

MSE. MODESTO AVILÉS FLORES

DIRECTOR: Dr. JESÚS CEREZO ROMÁN

CUERNAVACA, MORELOS

JUNIO 2024

## RESUMEN.

En los últimos años, la contaminación y la emisión de gases de efecto invernadero han sido temas de gran interés de la comunidad científica, en especial en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado los cuales utilizan energía eléctrica para su operación; dicha energía se genera principalmente con la combustión de recursos fósiles, ocasionando efectos adversos sobre el calentamiento global y la contaminación atmosférica. Por otro lado, en las últimas décadas la tasa de crecimiento poblacional, así como el aumento en la construcción de edificaciones (edificios públicos, centros comerciales, unidades habitacionales, etc.) demandan cada vez más el uso de estos equipos, principalmente en el verano. Una opción viable para mitigar las repercusiones ambientales y reducir el consumo de energía eléctrica son los sistemas de enfriamiento por absorción que es una tecnología de refrigeración impulsada por calor, su activación requiere energía térmica de bajo grado, la cual se puede obtener mediante fuentes como la energía solar, geotérmica, biomasa o energía residual de procesos industriales. Los sistemas de enfriamiento por absorción funcionan sobre la base de refrigerantes amigables con el medio ambiente, los más comunes son el  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  para aplicaciones de refrigeración y  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  para aplicaciones de aire acondicionado.

El presente trabajo de investigación presenta la simulación, el diseño, evaluación de la corrosión y ensamblaje de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto con disipación térmica natural y forzada utilizando la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ . El proyecto se realizó en cuatro etapas las cuales se describen a continuación.

En la primera etapa se realizó la simulación del sistema de enfriamiento por absorción, con base al modelo matemático obtenido en el sistema de enfriamiento, se utilizó el software EES (Engineering Equation Solver) para determinar las propiedades termofísicas y el coeficiente de operación (COP) máximo. Los resultados mostraron que bajo las condiciones de operación  $T_G=70^\circ\text{C}$ ,  $T_C$  y  $T_A = 27^\circ\text{C}$  y  $T_E = 8^\circ\text{C}$ . El COP máximo calculado fue de 0.82.

En la segunda etapa se aborda la metodología utilizada en el diseño y cálculo de los intercambiadores de calor de tubo aletado, que funcionan como condensador, evaporador y absorbedor en el sistema de enfriamiento, para ello, se utilizaron correlaciones empíricas para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor por convección tanto en la parte interna de cada componente.

En la tercera etapa se presenta la evaluación de la corrosión que se realizó al acero inoxidable 304 con la solución  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ . El estudio se llevó a cabo mediante técnicas electroquímicas. Los resultados obtenidos mostraron que existe una estrecha relación entre la temperatura y la velocidad de corrosión en el metal estudiado cuando es expuesto ante el  $\text{LiCl}$ , ya que al incrementar la temperatura la velocidad de corrosión es mayor. Así mismo, se comprobó que el acero inoxidable 304 presentó corrosión localizada en forma de picadura. La velocidad de corrosión que presentó el metal es del orden de  $1 \frac{\mu\text{m}}{\text{y}}$ .

En la cuarta etapa se llevó a cabo el ensamblaje del sistema de enfriamiento por absorción, el cual consistió en interconectar mediante tubos y conectores a los componentes del sistema, así como equipos de medición como: sensores de temperatura, flujómetros, medidores de presión. También se diseñó un programa de adquisición de datos con el software Agilent VEE PRO, que permite almacenar los datos adquiridos en la operación del sistema. En esta etapa se presentaron problemas de fugas en diferentes puntos, los cuales se repararon y se realizaron pruebas de presurización y vacío para asegurar el sellado del sistema.

## ABSTRACT.

In recent years, pollution and the emission of greenhouse gases have been topics of great interest to the scientific community, especially in refrigeration and air conditioning systems which use electrical energy for their operation; This energy is generated mainly with the combustion of fossil resources, which have adverse effects on global warming and air pollution. On the other hand, in recent decades the population growth rate, as well as the increase in the construction of buildings (public buildings, shopping centers, housing units, etc.) increasingly demand the use of this equipment, mainly in the summer. However, a viable option to mitigate environmental repercussions and reduce electrical energy consumption are absorption cooling systems, which is a heat-driven refrigeration technology, its activation requires low-grade thermal energy, which can be obtained by sources such as solar energy, geothermal energy, biomass, or residual energy from industrial processes. Absorption cooling systems work based on environmentally friendly refrigerants, the most common being  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  for refrigeration applications and  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  for air conditioning applications.

The present research work presents the simulation, design, corrosion evaluation and assembly of a single-effect absorption cooling system with natural and forced thermal dissipation using the  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  working mixture. The project was carried out in four stages which are described below.

In the first stage, the simulation of the absorption cooling system was carried out, based on the mathematical model obtained in the cooling system, the EES (Engineering Equation Solver) software was used to determine the thermophysical properties and the operating coefficient (COP). maximum. The results showed that under the operating conditions  $T_C$  and  $T_A = 27\text{ }^\circ\text{C}$  and  $T_E = 8\text{ }^\circ\text{C}$ . The maximum calculated COP was 0.82.

In the second stage, the methodology used in the design and calculation of the finned tube heat exchangers is addressed, which function as a condenser, evaporator, and absorber in the cooling system; for this, empirical correlations were used to determine the coefficients. of heat transfer by convection both in the internal and external part of each component.

In the third stage, a corrosion study that was carried out on 304 stainless steels in the  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  solution is presented. The study was carried out using electrochemical techniques. The results obtained showed that there is a close relationship between temperature and corrosion rate in the metal studied when exposed to LiCl, since by increasing the temperature the corrosion rate is greater. Likewise, the 304 stainless steel was found to present localized corrosion in the form of pitting. The corrosion rate of the metal in  $\left(\frac{\text{mm}}{\text{year}}\right)$  is around  $10^{-6}$  per year.

In the fourth stage, the assembly of the absorption cooling system was carried out, which consisted of interconnecting the components of the system through tubes and connections, as well as measuring equipment such as: temperature sensors, flowmeters, pressure gauges, which allow take measurements of the thermodynamic properties at different points of the cooling system. A data acquisition program was also designed with the Agilent VEE PRO software, which allows the data acquired during the operation of the system to be stored. At this stage, leak problems arose at different points, which were repaired, and pressurization and vacuum tests were carried out to ensure the sealing of the system.

## **AGRADECIMIENTOS:**

Al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías por el apoyo económico brindado mediante el programa de becas nacionales durante el tiempo que duro el programa educativo.

A mi tutor Dr. Jesús Cerezo Román, por su dedicación y paciencia que siempre me ha brindado, y por las correcciones oportunas para poder finalizar este proyecto

Agradezco profundamente a los investigadores Dr. Jesús Cerezo Román, Dr. Rosenberg J. Romero Domínguez, Dr. J. Gonzalo González Rodríguez, Dr. Moisés Montiel González por su gran aporte de conocimientos, así como los consejos y apoyo que me brindaron para llegar a la culminación en este proyecto de tesis.

A mis amigos Alfredo, Georgina, Germán, Elihú y muchos más que de alguna manera directa o indirectamente contribuyeron en algún momento en la realización del proyecto, así como me brindaron su amistad y su apoyo incondicional.

A mi esposa Mónica y mis hijos Andrea y Eduardo por su incondicional apoyo, son el pilar de todos mis proyectos.

A la Universidad Autónoma del Estado de Morelos y al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas por el uso equipos e instalaciones.

## **DEDICATORIAS:**

A mi madre porque siempre me ha dado consejos invaluable y me han permitido alcanzar mis metas.

A mi esposa Mónica por su paciencia, comprensión y amor incondicional, sin su apoyo este logro no habría sido posible.

A mis hijos Andrea y Eduardo que son mi mayor tesoro y también la fuente de inspiración para que pudiera realizar este proyecto.

## **ÍNDICE.**

Resumen.....	II
Abstract.....	IV
Agradecimientos.....	VI
Dedicatorias.....	VII
Índice.....	VIII
Índice de figuras.....	XI
Índice de tablas.....	XIII
Nomenclatura.....	XIV

## **CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN.**

1.1 Introducción y problemática.....	1
1.2 Situación energética residencial en México.....	2
1.3 Energía solar en México.....	4
1.4 Revisión bibliográfica.....	5
1.4.1. Estudios de corrosión en sistemas de enfriamiento por absorción.....	10
1.5 Justificación.....	15
1.6 Hipótesis.....	16
1.7 Objetivos.....	16

## **CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.**

2.1 Sistema de enfriamiento por compresión de vapor.....	17
2.2 Tecnologías de enfriamiento por absorción.....	20
2.2.1 Principio de operación de los sistemas por absorción.....	21
2.3 Clasificación de los sistemas de absorción.....	23
2.3.1 Ciclo de doble efecto.....	23
2.3.2 Ciclo de triple efecto .....	24

2.4 Requisitos de los fluidos de trabajo.....	26
---	----

### **CAPÍTULO III. MODELADO MATEMÁTICO.**

3.1 Suposiciones iniciales.....	28
---------------------------------	----

3.2 Balance de masa y energía en los componentes .....	29
--	----

3.3 Simulación del sistema mediante software EES.....	30
---	----

### **CAPÍTULO IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.**

4.1 Diseño del evaporador, condensador y absorbedor.....	33
--	----

4.1.1 Dimensionamiento del evaporador.....	34
--	----

4.1.2 Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte interna del evaporador.....	37
---	----

4.2 Diseño del condensador por convección natural.....	43
--	----

4.2.1 Diseño del condensador por convección forzada.....	45
--	----

4.3 Dimensionamiento del absorbedor.....	48
--	----

4.3.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del absorbedor.....	49
--	----

4.4 Convección forzada externa.....	54
-------------------------------------	----

4.5 Cálculo del calor transferido en el condensador por convección forzada externa.....	54
---	----

4.6 Cálculo del calor transferido en el absorbedor por convección forzada externa.....	58
--	----

### **CAPÍTULO V. CORROSIÓN EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.**

5.1 Estudio de corrosión.....	60
-------------------------------	----

5.2 Celda electroquímica.....	61
-------------------------------	----

5.3 Clasificación de la corrosión.....	62
--	----

5.4 Metodología experimental.....	62
5.5 Técnicas electroquímicas.....	63
5.5.1 Potencial a circuito abierto (OCP).....	64
5.5.2 Curvas de polarización potenciodinámica (CV).....	66
5.5.2.1 Velocidad de corrosión.....	68
5.5.3 Espectroscopía de impedancia electroquímica (EIS).....	71
5.5.3.1 Circuitos eléctricos equivalentes.....	78
5.5.4 Ruido electroquímico (NE).....	80
5.5.4.1 Análisis estadístico.....	89
5.6 Estudio de microscopía electrónica de barrido SEM.....	92

## **CAPÍTULO VI. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA.**

6.1 Elementos que componen el sistema de enfriamiento.....	94
6.2 Etapa 1. Ensamble del sistema.....	98
6.2.1 Conexión de equipos de medición.....	98
6.2.2 Detección de fugas.....	99
6.2.3 Banco de ventiladores.....	101
6.3 Etapa 2. Calibración de sensores de temperatura.....	101
6.4 Etapa 3. Diseño de programa HP VEEP.....	103

## **CONCLUSIONES.**

Conclusiones.....	105
Recomendaciones.....	106
Referencias.....	107

## ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1 Consumo energético en México en el 2022.....	3
Figura 2 Distribución consumo energético por uso final 2015.....	4
Figura 3 Mapa irradiación solar en México.....	4
Figura 4 Producción de energía solar en México en el 2020.....	5
Figura 2.1 Máquina frigorífica.....	17
Figura 2.2 Ciclo ideal refrigeración por compresión de vapor.....	18
Figura 2.3 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	19
Figura 2.4 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor .....	20
Figura 2.5 Sistema de enfriamiento por absorción.....	21
Figura 2.6 Sistema de absorción de doble efecto.....	24
Figura 2.7 Sistema de absorción de triple efecto .....	25
Figura 3.1 Diagrama de sistema de simple efecto.....	29
Figura 3.2 Gráfica COP con relación temperatura del generador.....	32
Figura 3.3 Gráfica COP con relación temperatura del condensador.....	32
Figura 3.4 Gráfica COP con relación temperatura del absorbedor .....	33
Figura 4.1 Características del tubo aletado.....	33
Figura 4.2 Condiciones iniciales del estudio.....	34
Figura 4.3 Temperaturas supuestas en el evaporador.....	35
Figura 4.4 Fases de la ebullición flujo forzado.....	38
Figura 4.5 Temperaturas propuestas en el condensador.....	43
Figura 4.6 Flujo del condensador en un tubo horizontal.....	45
Figura 4.7 Perfil de temperaturas en el absorbedor.....	49
Figura 4.8 Ventilador compacto.....	57

Figura 4.9 Medición del aire un ventilador absorbedor.....	58
Figura 4.10 Medición del aire en banco en el condensador .....	58
Figura 4.11 Medición del aire un ventilador condensador.....	59
Figura 4.12 Medición del aire en banco en el absorbedor.....	59
Figura 5.1 Celda electroquímica.....	61
Figura 5.2 Arreglo instrumental estudio de corrosión.....	63
Figura 5.3-5.8 Potencial a circuito abierto (OCP).....	65
Figura 5.9-5.14 Curvas de polarización potenciodinámica (CV).....	68
Figura 5.15 Exploración de Tafel en curvas de polarización.....	69
Figura 5.16-5.33 Espectroscopia de impedancia electroquímica (EIS).....	78
Figura 5.34 Circuito eléctrico equivalente corrosión localizada.....	79
Figura 5.35 Arreglo de conexiones para pruebas ruido electroquímico.....	81
Figura 5.36-5.71 Ruido electroquímico (NE).....	89
Figura 5.72-5.73 Resistencia al ruido .....	91
Figura 5.74-5.75 Índice de localización.....	91
Figura 5.76 Micrografías ampliación 2000x al 40%.....	92
Figura 5.77 Micrografías ampliación 2000x al 35%.....	93
Figura 6.1 Intercambiador de calor de tubo aletado.....	94
Figura 6.2 Generador con mirilla y resistencia eléctrica.....	95
Figura 6.3 Bomba de velocidad variable.....	95
Figura 6.4 Manómetro digital.....	95
Figura 6.5 Medidor de flujo Coriolis.....	96
Figura 6.6 Válvula reguladora.....	96
Figura 6.7 Válvula de aguja.....	97

Figura 6.8 Diagrama de tubos e instrumentos.....	98
Figura 6.9 Ensamblaje final del sistema de enfriamiento.....	98
Figura 6.10 Conexiones de la tarjeta multiplexora.....	99
Figura 6.11 Presurización de sistema.....	100
Figura 6.12, 6.13 Detección de fugas en el sistema.....	100
Figura 6.14 Banco de ventiladores de los intercambiadores de calor.....	101
Figura 6.15 Diagrama de termopar.....	101
Figura 6.16 Calibración de termopares.....	103
Figura 6.17 Diagrama de flujo del programa.....	104

## ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 4.1 Datos de los tubos aletados.....	34
Tabla 4.2 Propiedades termofísicas del aire a 1 atmósfera a 27.5°C.....	35
Tabla 4.3 Propiedades termofísicas del agua saturada a 14°C.....	40
Tabla 4.4 Propiedades termofísicas del aire a 1 atmósfera a 31 °C.....	44
Tabla 4.5 Propiedades termofísicas del agua saturada a 34°C.....	47
Tabla 4.6 Correlaciones empíricas del número de Nusselt promedio.....	55
Tabla 4.7 Propiedades termofísicas del aire a 1 atmósfera a 32.5°C.....	55
Tabla 5.1 Composición química de los aceros en %.....	62
Tabla 5.2 Valores para el peso equivalente del material.....	70
Tabla 5.3 Valores para la densidad del material.....	70
Tabla 5.4 Resultados de velocidad de corrosión (mm/año).....	70
Tabla 5.5 Valores de los elementos de circuitos eléctricos equivalentes.....	79
Tabla 5.6 Clasificación de índice de localización y tipo de corrosión.....	91

Tabla 6.1 Conexiones utilizadas en el ensamble.....	97
Tabla 6.2 Características de termopares básicos.....	102
Tabla 6.3 Ubicación y ecuación de ajuste de los termopares.....	103

## Nomenclatura.

$A$	Área total de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )
$CG$	Condensador-Generador
$COP$	Coefficiente de operación
$C_p$	Calor específico a presión constante (J/kgK)
$Bo$	Número de Boiling (adimensional) $\left[ Bo = \frac{\dot{Q}}{A_s G_{eq} h_{fg}} \right]$
$D_i$	Diámetro interno del tubo (m)
$D_o$	Diámetro externo del tubo (m)
$D_1$	Diámetro del tubo (m)
$D_2$	Diámetro de la aleta (m)
$D_h$	Diámetro hidráulico (m)
$F$	Factor numérico de Reynolds
$Fr$	Número de Froude (adimensional) $\left[ Fr = \frac{(G_{eq})^2}{(\rho_l)^2 g d_h} \right]$
$h$	Coefficiente de transferencia de calor (W/mK)
$HE$	Intercambiador de calor
$g$	Constante de gravedad (m/s <sup>2</sup> )
$G$	Flujo másico por unidad de área (kg/m <sup>2</sup> s)
$G_{eq}$	Gasto equivalente para flujos bifásicos $G_{eq} = G \left[ 1 - x + x \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$
$h_{lg}$	Calor latente de vaporización (J/kg)
$k$	Conductividad térmica (W/mK)
$Ja$	Número de Jacob (adimensional) $Ja = \frac{C_p(T_s - T_{sat})}{h_{fg}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)$
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
$N_u$	Número de Nusselt
$P$	Presión (kPa)

$Q$	Calor (W)
$Q_H$	Calor alto (W)
$Q_L$	Calor bajo (W)
$Pr$	Numero de prandtl
$Re$	Número de Reynolds, número de Reynolds de dos fases efectivo
$S$	Factor de supresión
$T$	Temperatura (°C)
$\nu$	Volumen específico (m <sup>2</sup> /kg)
$X$	Calidad del vapor
$X_{tt}$	Parámetro de Lockhart – Martinelli
$W$	Trabajo (kW)

#### Símbolos griegos

$\varepsilon$	Efectividad de transferencia de calor
$\eta$	Eficiencia
$\eta_t$	Eficiencia térmica
$\Delta$	Incremento
$\mu$	Viscosidad dinámica (Pa/s)
$\rho$	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
$\xi$	Fracción másica del soluto
$\sigma$	Tensión superficial (N/m)

#### Subíndices

$A$	absorbedor
$C$	condensador
$E$	evaporador
$ent$	entrada
$G$	generador
$g$	vapor saturado
$H$	Alto
$L$	bajo
$l$	líquido saturado

*nb* hirviendo nucleado  
*prom* promedio  
*sol* solución  
*sat* saturado  
*sp* fase única  
*sum* suministro  
*tp* dos fases  
*w* pared

## **CAPÍTULO I.**

### **1.1 INTRODUCCIÓN.**

Actualmente existe un incremento en la demanda energética a nivel mundial, esto se debe al estilo de vida que está llevando la sociedad, pues se utilizan cada vez más dispositivos y equipos que consumen energía eléctrica, para satisfacer estas necesidades energéticas se queman combustibles fósiles (petróleo, carbón, gas natural) para su generación; lo cual contribuye considerablemente a la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) en la atmósfera lo que ocasiona el calentamiento global [1].

Por otro lado, el constante crecimiento poblacional, así como el incremento en la construcción de nuevas edificaciones (edificios públicos, centros comerciales, unidades habitacionales, etc.) de los últimos años, están exigiendo requerimientos de confort térmico, por lo que cada vez es más común el uso de equipos de aire acondicionado que contribuyen de manera significativa al problema energético y ambiental, ya que consumen el 15% de la generación mundial [2].

Para afrontar los problemas energéticos y ambientales, los gobiernos de los países deben de adoptar e implementar políticas públicas que permitan la búsqueda de sistemas energéticos más eficientes y amigables con el medio ambiente, que permitan disminuir la dependencia de los combustibles fósiles, obteniendo energía eléctrica de bajo contenido de carbono, además de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

El enfriamiento por compresión de vapor es la tecnología líder en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales, la energía que utilizan para su funcionamiento se genera principalmente a partir de combustibles fósiles, por el uso de la electricidad. Además, los refrigerantes que utilizan en su operación tienen efectos perjudiciales para el medio ambiente, cuando se emiten al ambiente se comportan como gases de efecto invernadero, inevitablemente se utilizan en varios sectores de la sociedad, por lo que es urgente la búsqueda de mejores alternativas para mitigar los efectos negativos [3].

La tecnología de enfriamiento por absorción es una alternativa ambientalmente prometedora para reducir el consumo de energía eléctrica en los sistemas por compresión de vapor, para su activación pueden utilizar fuentes renovables de energía como la solar, geotérmica, biomasa, o energía residual de procesos industriales [4,5]. Además, se consideran ecológicos debido a su ventaja de usar refrigerantes naturales y tener una vida útil de 20 a 30 años [6]. En la actualidad, la investigación sobre sistemas de absorción se está centrando en el estudio de nuevos fluidos de trabajo y el desarrollo de ciclos avanzados [7].

En el presente trabajo de tesis, se llevará a cabo el estudio de un sistema de enfriamiento por absorción utilizando la mezcla de trabajo H<sub>2</sub>O-LiCl con disipación térmica natural y forzada en el condensador, absorbedor y evaporador.

## **1.2 Situación energética residencial en México.**

La independencia energética es el índice utilizado a nivel internacional para medir, de forma general, el grado en que un país puede cubrir su consumo de energía derivado de su producción; Si el índice es mayor que uno, el país se considera autosuficiente energéticamente. La forma de obtenerlo es dividiendo la producción de energía primaria entre el consumo total energético en el mismo periodo.

Al cierre del 2022, el índice de independencia energética en México representa el 0.71, esto significa que la cantidad de energía producida en el país fue inferior a la energía consumida en el territorio nacional, por lo que se vio en la necesidad de importar el déficit energético del 0.28. Por otro lado, el consumo energético se incrementó con respecto al año previo en un 4.84%, al pasar de 0.68 a 0.71; esto debido a factores como el crecimiento poblacional y el consumo generalizado de electricidad.

El consumo energético total puede definirse como la energía destinada a la combustión en los procesos y actividades económicas, así como la satisfacción de necesidades energéticas en la sociedad. Los sectores en los que se distribuye el consumo final total de energía son:

- Sector transporte. Es el sector de mayor consumo energético (mediante las gasolinas y las naftas) representando un 47%.
- Sector eléctrico. Fue el segundo sector energético con mayor consumo, se compone del sector industrial con un consumo del 25.99 %; y el sector residencial, comercial y público con un consumo del 17.43%.
- Sector agropecuario. Representó un consumo energético del 3.31%.
- Suministro calificado y pérdidas no energéticas. Representó un consumo energético del 5.21%.

Los consumos energéticos totales se muestran en la Figura 1.

## Consumo de energía en México

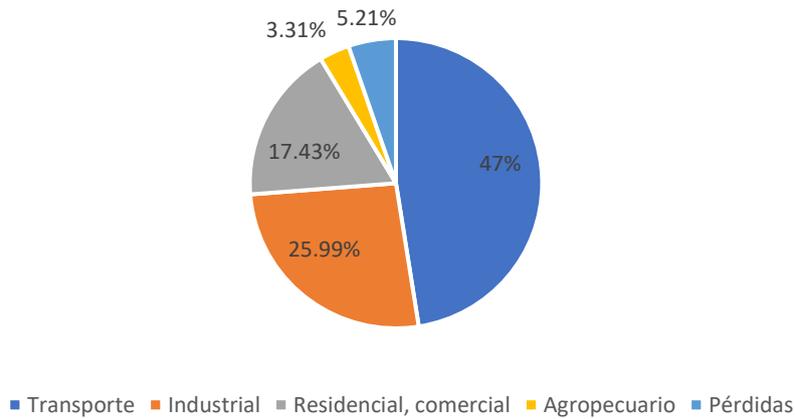


Figura 1 Consumo energético en México en el 2022 [8].

El consumo energético residencial ocupa el tercer lugar a nivel nacional después del transporte e industrial. El consumo de energía residencial incluye la utilizada en las edificaciones residenciales, incluyendo las localizadas en zonas urbanas y rurales.

Entre los usos típicos de la energía en el hogar, están la preparación de alimentos, el calentamiento de agua, el acondicionamiento térmico de espacios cerrados, la iluminación, refrigeración de alimentos, aparatos de entretenimiento e higiene, sistemas de comunicación, computadoras, entre otros.

En promedio en el año 2015 el consumo final de energía residencial en el país se dio en términos de la energía térmica y la energía eléctrica. La energía térmica representó el 73%, mientras que la energía eléctrica representó el 27% restante como se muestra en la Figura 2 [9].

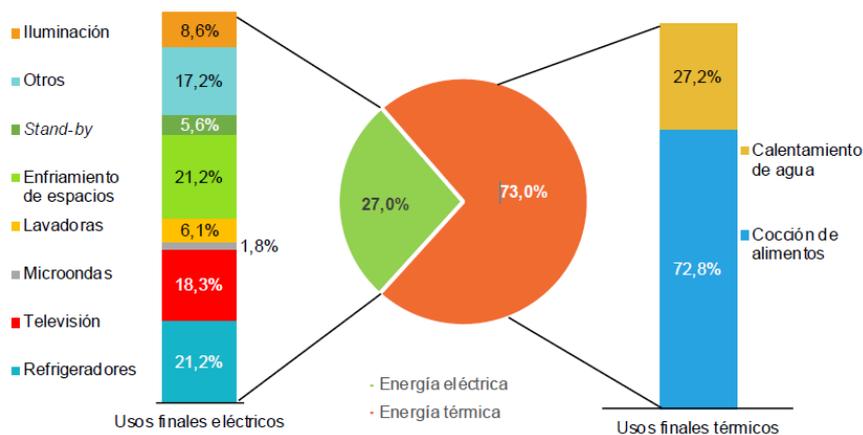


Figura 2 Distribución del consumo energético por uso final 2015 [9].

México utilizó la energía térmica de la siguiente manera, el 72.8% fue destinada a la cocción de alimentos y 27.2% se usó para calentamiento de agua. Para el caso de

los usos finales eléctricos, los principales fueron la refrigeración de alimentos y el acondicionamiento de espacios, seguido por el consumo de los televisores. Además, destaca la incorporación de nuevas y modernas tecnológicas con sistemas de stand by que llegó a representar 5.6%.

### 1.3 Energía solar en México.

La energía solar es una fuente de energía gratuita e inagotable, se transmite por medio de radiación solar. La captación de la energía solar puede ser aprovechada en diversas aplicaciones en la vida diaria, puede ser transformada para generar electricidad por medio de paneles fotovoltaicos o para la producción de calor mediante colectores solares. El uso de energía solar con fines energéticos permite reducir el consumo de combustibles fósiles que se utilizan para generar electricidad, además de disminuir los efectos de GEI.

México se encuentra geográficamente ubicado en una posición privilegiada en cuanto a irradiación solar se refiere, anualmente recibe un promedio de 5.6 kWh/m<sup>2</sup> al día como se muestra en la Figura 3. Esta irradiación se puede aprovechar mediante las tecnologías térmicas solares, las cuales crecen constantemente a través de servicios como son la generación de energía, calefacción de piscinas, obtención de agua caliente sanitaria, calor para procesos industriales, secado de alimentos, calefacción y enfriamiento de espacios.

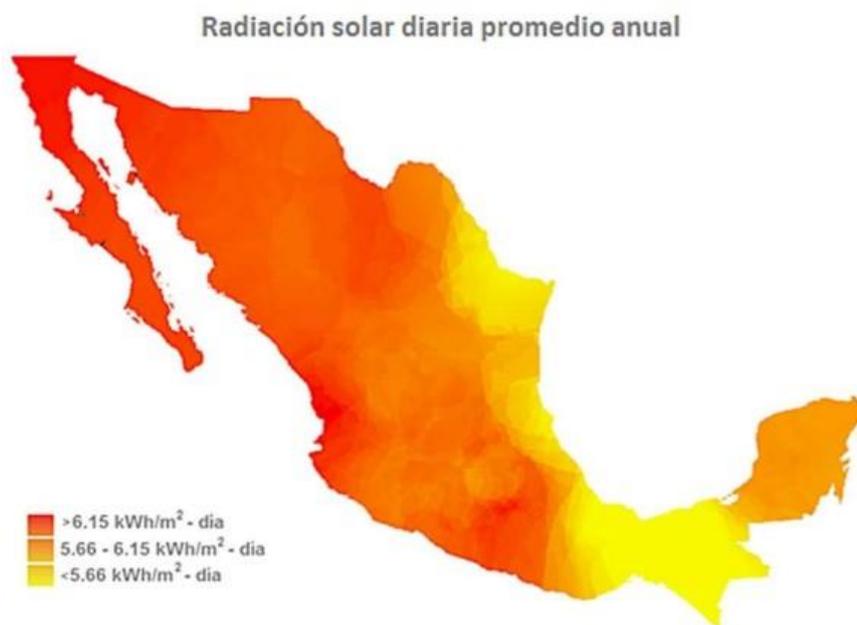


Figura 3 Mapa irradiación solar en México. [10]

La energía solar térmica es una alternativa limpia y económicamente rentable para suministrar necesidades de calor en industrias y residencias. La captación de energía

solar en México en el año 2020 fue de 16280 TJ, de estos, 1300 corresponden al sector industrial, 5970 al sector comercial y 9010 al sector residencial. Como se muestra en la Figura 4.

Producción de energía solar 2020

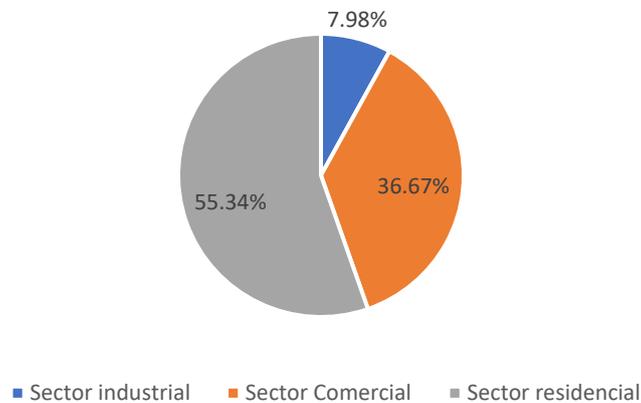


Figura 4. Producción de energía solar en México en el 2020 [11].

La producción de energía solar presentó un incremento respecto al año 2019 del 18.06%.

Como se mencionó anteriormente, los sistemas de enfriamiento por absorción se activan con energía térmica de bajo grado, se consideran la forma más deseable para aprovechar la energía solar térmica debido a su relativa madurez, confiabilidad y mayor eficiencia [12,13].

#### 1.4 Revisión bibliográfica.

En esta sección, se presenta una revisión de trabajos de investigación realizados sobre sistemas de absorción de vapor con diferentes mezclas de trabajo. Las investigaciones consideradas muestran las mejoras y avances que se han tenido en estos sistemas. Los resultados mostrados contribuyen en gran medida al desarrollo de esta investigación.

W. Rivera et al. [14] presentaron un sistema de sistema de refrigeración por absorción solar intermitente de bajo costo para producción de hielo que funciona con la mezcla de  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  utilizando un colector solar parabólico cilíndrico adecuado para operar en comunidades rurales, donde el suministro de electricidad no está disponible. El sistema fue una capacidad máxima de 8 kg de hielo/día. Los resultados mostraron que el coeficiente de operación aumenta con el incremento de la radiación solar y la concentración de la solución. La presión máxima de operación aumenta y la temperatura de generación inicial disminuye con un aumento de la concentración de

la solución. Además, se obtuvieron temperaturas en el evaporador de  $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$  durante varias horas, y el coeficiente solar de rendimiento fue de hasta 0.08.

G. Moreno-Quintanar et al. [15] compararon los resultados de un sistema de refrigeración por absorción solar intermitente para la producción de hielo que opera con las mezclas de trabajo  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$ . La mezcla ternaria fue propuesta por primera vez; el sistema fue diseñado para operar con una capacidad máxima de 8 kg de hielo/día. Los resultados obtenidos mostraron que el coeficiente de rendimiento solar (COPS) fueron hasta 24 % más grandes que los obtenidos con la mezcla binaria.

Jian Sun et al. [16] mostraron un análisis de las propiedades termoquímicas de fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de absorción, se considera que los fluidos deben ser químicamente estables, no tóxicos y no explosivos. Los autores clasifican a los fluidos de trabajo en 5 series según diferentes absorbentes: Serie de refrigerante utilizando  $\text{NH}_3$ , este tipo de refrigerante es altamente estable para un amplio rango de temperatura y presión de operación, esto debido a su elevado calor latente de vaporización con un punto de congelación de  $-77\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Serie refrigerante utilizando  $\text{H}_2\text{O}$ , tiene alto calor latente de evaporación en comparación con el  $\text{NH}_3$  muestra mayor eficiencia. Serie de refrigerante con alcohol, sus principales ventajas son: alta estabilidad térmica y alta temperatura. Sin embargo, la mayoría de ellos tienen la misma toxicidad que el  $\text{NH}_3$ . Serie de refrigerantes que utilizan hidrocarburos halogenados, estos refrigerantes son derivados químicos del petróleo, generalmente tóxicos, incoloros e inodoros, tienen acción corrosiva sobre los metales. Serie de refrigerante utilizando otros medios, este se refiere a nuevos fluidos de trabajo, como la acetona, la etilamina y monometilamina en combinación con otras mezclas para mejorar las condiciones de rendimiento, además de reducir la toxicidad y el costo de los sistemas de absorción. El agua fue seleccionada como refrigerante en la mayoría de los fluidos de trabajo estudiados, esto debido a sus propiedades como alto calor de vaporización, bajo costo y su respeto por el medio ambiente.

Kiyan Parham et al. [17] simularon y compararon los resultados obtenidos de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto que utiliza la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  y  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ . El trabajo consistió en valorar el rendimiento energético, así como la eficiencia exergética; la simulación se llevó a cabo mediante el software EES; la optimización del sistema se realizó en función del coeficiente de operación. El estudio reveló que el rendimiento óptimo del ciclo de enfriamiento por absorción depende de las temperaturas del condensador, evaporador, absorbedor y generador, con la mezcla  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  se obtuvo el mejor COP que fue de 0.76; mientras que para la eficiencia exergética es ligeramente mayor con la mezcla  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ .

Domínguez-Inzunza et al. [18] presentaron una comparación en el rendimiento de cinco configuraciones (simple efecto, medio efecto, doble efecto, doble efecto inverso y triple efecto) de un sistema de enfriamiento por absorción utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr. Los resultados obtenidos en la configuración de simple efecto mostraron que el sistema se puede utilizar para aire acondicionado, con temperaturas del generador de 80 °C a 100 °C, alcanzando coeficientes de operación entre 0.40 y 0.66. La configuración de medio efecto mostró que el COP incrementa con la elevación de las temperaturas del generador y evaporador, mientras que, con el incremento de las temperaturas del condensador y absorbedor, pasa lo contrario, se alcanzaron coeficientes de operación entre 0.32 y 0.40. En la configuración de doble efecto en serie, se puede obtener un COP que va desde 1.1 a 1.75, solo que las temperaturas del generador son alrededor de 150 °C. En la configuración de doble efecto inverso el COP máximo es de 1.06 para una temperatura del condensador de 30 °C; en la configuración de triple efecto se puede obtener un COP máximo de 1.22 para una temperatura de condensador-generador de 145 °C y una temperatura de evaporador de -10 °C.

L. Garousi Farshi et al. [19] mostraron la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción con las mezclas de trabajo NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>-NaSCN, la valuación considera el rendimiento energético y exergético; se investigó el riesgo de cristalización en sistemas de absorción, especificando el límite de cristalización para cada condición operativa, la cristalización es más probable que tenga lugar en la solución que ingresa al absorbedor, ya que este es el punto de mayor concentración de sal y temperatura más baja. Los resultados mostraron que en ambos sistemas a medida que aumenta T<sub>gen</sub>, el COP de ambos sistemas aumenta inicialmente y luego disminuye ligeramente. A temperaturas más bajas del generador, los sistemas de NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> tienen valores más altos de COP y eficiencia exergética en comparación con los sistemas de NH<sub>3</sub>-NaSCN, pero a temperaturas más altas del generador este resultado se invierte.

A. Saleh et al. [20] optimizaron el rendimiento de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto que utiliza la mezcla de trabajo H<sub>2</sub>O-LiBr alimentado por energía solar que funciona en regiones cálidas, utilizando datos meteorológicos para una región cálida como Raid en Arabia Saudita, donde la temperatura ambiente oscila entre 30°C y 40 °C durante los meses de verano; en la simulación se consideran colectores solares planos, tanque de almacenamiento y sistema de absorción. Los resultados obtenidos son muy similares a los que obtuvieron otros autores, se puede alcanzar un COP de alrededor de 0.8; para optimizar el rendimiento de todo el sistema, la temperatura de la fuente caliente debe controlarse en función de la radiación solar incidente, la temperatura del agua enfriada y la temperatura del agua de enfriamiento; el sistema requiere un control sofisticado que permita mantener las condiciones óptimas de operación entre la temperatura de la fuente caliente, la radiación incidente y la temperatura del agua de enfriamiento.

Hernández-Magallanes et al. [21] presentaron una evaluación experimental de un sistema de enfriamiento de absorción de simple efecto de 3kW de capacidad que funciona con la mezcla  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ . El generador y el absorbedor son intercambiadores de calor de película descendente. El condensador, el evaporador y el intercambiador de calor de solución son intercambiadores de calor de placas. El generador y el condensador presentaron una buena transferencia de calor, la eficiencia del economizador no fue muy buena y el evaporador presentó valores bajos de transferencia de calor. Las presiones absolutas obtuvieron valores de 6.0 y 13.9 bar respectivamente. Los valores del COP aumentaron a medida que la temperatura del agua de calefacción suministrada al generador aumentó y disminuyó con el aumento de la temperatura del agua de refrigeración suministrada al condensador y al absorbedor. Para temperaturas de generador de 85 °C a 105 °C, se obtienen COP de 0.45 a 0.70, con temperaturas de condensador de 18 °C a 36 °C.

Xiaohui She et al. [22] mostraron un novedoso sistema de enfriamiento por absorción de doble etapa que utiliza dos mezclas de trabajo, la simulación se lleva a cabo en configuraciones modo paralelo y modo en serie, en la parte de alta presión utiliza la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ , mientras que en la parte de baja presión utiliza la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , se elige  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  en alta presión ya que presenta una mayor presión de vapor que el  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  con lo que aumentará el rendimiento del sistema, no se usa  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  en baja presión debido a que cuenta con fuerte concentración en la solución y hay más riesgo de cristalización en el ciclo de baja presión. La presión intermedia tiene una gran influencia en el rendimiento del sistema, y el valor óptimo es 2.27 kPa en el modo paralelo y 2.5 kPa en el modo serie, obteniendo un COP teórico de 0.34.

Jatin Patel et al. [23] publicaron un análisis exergético de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto utilizando la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ . Los resultados de la simulación fueron comparados con trabajos similares con rangos de error -2.17 a 2.09 %, el COP alcanzado fue de 0.78, la destrucción máxima de exergía tiene lugar en el absorbedor, mientras la menor exergía se presenta en la bomba y la válvula de expansión, por lo que, generalmente se ignoran. Se realizó una comparación energética y exergética de sistemas de enfriamiento por absorción con mezclas de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  y  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  en condiciones de operación idénticas, se observó que el COP y la eficiencia exergética es mayor en los sistemas con la mezcla  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ .

Dehua Cai et al. [24] presentaron un estudio experimental de la evaluación del COP de un sistema de refrigeración por absorción, enfriado por aire, utilizando las mezclas de trabajo  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ . Los resultados mostraron que los dos fluidos de trabajo produjeron hielo; con el sistema  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  el proceso de producción de

hielo duró más de 6 h; la temperatura ambiente fue de 21 °C y la del generador de 94.6 °C; la capacidad de refrigeración promedio fue de 670 W y el COP obtenido fue de 0.15; la temperatura de evaporación más baja medida alcanzó -13.1 °C. El sistema que utilizó NH<sub>3</sub>-NaSCN, la prueba de producción de hielo se realizó con temperatura ambiente de 25 °C y temperatura del generador de 97.6 °C; la capacidad de refrigeración promedio fue 590 W y el COP obtenido fue de 0.20; la temperatura de evaporación más baja medida alcanzó -7.5 °C.

Wonchala et al. [25] evaluaron teóricamente el rendimiento de una máquina de absorción H<sub>2</sub>O-LiBr basándose en la primera y segunda ley de la termodinámica y la relación de circulación. Determinaron que con el incremento de la temperatura a la salida del generador de 58.5 °C a 110 °C, la disipación de calor en el condensador y el absorbedor aumentó un 65% y la capacidad de enfriamiento de la máquina aumentó hasta en un 1200%, lo que ocasionó un incremento del COP de la primera ley; sin embargo, la eficiencia de la segunda ley mejoró inicialmente alcanzando un 54%, pero finalmente cayó al 32% con la temperatura más alta de la fuente de calor; mientras que, la relación de circulación mejoró extraordinariamente. Por el contrario, cuando las temperaturas del condensador y del absorbedor se incrementaron de 17 °C a 48 °C, el rendimiento de la primera ley cayó en un 75% y la relación de circulación también disminuyó, mientras que la eficiencia exergética aumentó, comenzando aproximadamente en un 16% y acercándose a un valor máximo del 50% a 45 °C de temperatura de condensación, se observó que el COP aumentaba gradualmente cuando se mejoraba el diseño del intercambiador de calor de solución y/o se ampliaba su tamaño, siendo mayor la ganancia en eficiencia a bajas temperaturas del evaporador.

Lin et al. [26] presentaron una simulación numérica de un sistema de enfriamiento por absorción de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O de doble etapa enfriado por aire, el equipo es del tipo película descendente vertical formado por tubos con aletas circulares, para enfriar el condensador y los absorbedores de baja y media presión, se utiliza un ventilador para suministrar el aire de refrigeración del sistema, en vez de una torre de enfriamiento. Los autores desarrollaron el modelo matemático del absorbente de dos etapas enfriado por aire considerando procesos simultáneos de transferencia de calor y masa. Los resultados mostraron que el COP térmico es de 0.34 y el COP eléctrico es de 26 cuando la temperatura del agua caliente es de 85 °C la temperatura del aire de refrigeración es de 35 °C y la temperatura de evaporación es de 10 °C. Al ser enfriado por aire el componente que se encuentre en la parte frontal del equipo alcanzará un COP más alto del sistema, esto se obtiene con el condensador el frente del equipo. La resistencia a la transferencia de calor existe principalmente en el lado del aire de refrigeración. Las temperaturas variables del agua caliente, del aire de refrigeración y de la evaporación tienen una gran influencia en el comportamiento de absorción, lo que se refleja en las capacidades de refrigeración del sistema.

Alejandro et al. [27] Investigaron un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto con la mezcla H<sub>2</sub>O-LiBr. Establecieron una técnica de control óptima para operar el sistema: La implementación del control óptimo se desarrolla y resuelve un modelo dinámico para evaluar el sistema utilizando el solucionador de optimización de puntos interiores. Los casos estudiados fueron un escalón y una perturbación sinusoidal sobre la temperatura de entrada del agua caliente. Los resultados obtenidos con la estrategia de control óptimo les permitió mejorar considerablemente el COP del sistema de refrigeración. Además, se logró reducir el consumo de energía en el generador, así como el costo operativo del sistema de enfriamiento por absorción.

Khaled Bataineh et al. [28] presentaron un comparativo de los sistemas de absorción y adsorción, en cuestión de equipamiento, operación, aplicaciones, costos de operación, rendimientos y países que utilizan estas tecnologías. El trabajo muestra que el alto costo inicial y el bajo rendimiento de los sistemas de enfriamiento por absorción solar, son los principales motivos por lo que esta tecnología no tiene un crecimiento comercial acelerado, aun así, la investigación sigue activa para reducir los inconvenientes técnicos y económicos de las tecnologías de absorción solar. Además, reportan que el sistema de refrigeración por absorción solar es más dominante por obtener un COP mayor (ente 0.5 y 0.8) que los sistemas de adsorción. Los principales países que utilizan estas tecnologías se encuentran en Europa y Asia.

#### **1.4.1 Estudios de la corrosión en sistemas de enfriamiento por absorción.**

La corrosión es un tema importante de tratar en los sistemas de enfriamiento por absorción, aunque las mezclas de trabajo que se utilizan en estos sistemas se consideran amigables con el ambiente, con el tiempo llegan a ocasionar daños a la estructura de los metales que integran el sistema, lo que reduce su tiempo de vida útil. Los problemas de corrosión que presentan los sistemas de enfriamiento por absorción se deben a factores como la solubilidad y la presión de vapor. Para analizar y estudiar el deterioro que sufren los metales en los sistemas de enfriamiento por absorción se han llevado a cabo investigaciones como las que se mencionan a continuación.

S. Salehi et al. [29] informaron sobre la simulación de un estudio de riesgo de cristalización en transformadores de calor de absorción de baja potencia, en tres configuraciones: simple efecto, doble efecto y triple efecto, utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr como mezcla de trabajo; especificaron las propiedades termodinámicas y las condiciones de trabajo en diferentes puntos de estado para evitar la cristalización. Los resultados obtenidos mostraron que la salida del generador en transformadores de calor de absorción de una sola etapa es el lugar más importante desde el punto de vista de la

cristalización; mientras que para los transformadores de calor de doble y triple efecto los puntos de salida de las válvulas de estrangulamiento junto con el punto de salida de los generadores se consideran como puntos potenciales de cristalización. En los tres sistemas estudiados, la cristalización ocurre a temperaturas más bajas del condensador y del absorbedor.

Tao When et al. [30] mostraron un estudio de un sistema de enfriamiento de desecante líquido, sobre el comportamiento de la corrosión y rendimiento de regeneración de la solución de formiato de potasio (KCOOH) y del LiCl, se estudió el comportamiento a la corrosión del acero inoxidable 316L tanto en solución de KCOOH como de LiCl con prueba electroquímica. Los resultados mostraron que cuanto mayor es la densidad de corriente mayor es la velocidad de corrosión. Y un mayor valor de potencial de corrosión corresponde una menor posibilidad de corrosión. Por lo que la velocidad de corrosión del acero inoxidable 316L en la solución de KCOOH era mucho más lenta que en la solución de LiCl. Por otro lado, el potencial de corrosión del acero inoxidable 316L en KCOOH fue mayor que en la solución de LiCl.

C. Cuevas et al. [31] evaluaron la corrosión del acero al carbono expuesto en solución H<sub>2</sub>O-LiBr al 50% en peso mediante las técnicas electroquímicas: Ruido electroquímico, Curvas de polarización y el método convencional de pérdida de peso a diferentes temperaturas. Concluyeron que el acero al carbono presenta susceptibilidad a sufrir corrosión por picaduras cuando aumenta la temperatura; se comparó la cinética de corrosión de varios aceros inoxidables (AISI-316, AISI-316L, AISI-304, AISI-310, AISI-310H y AISI-321H), mostrando que el acero al carbono tiene algunas características que lo hacen resistente a la corrosión en comparación con los aceros inoxidables.

Na Li et al. [32] realizaron un estudio de corrosión para un sistema de refrigeración por absorción de una sola etapa impulsado por energía solar, utilizando la mezcla cuaternaria CaCl<sub>2</sub>-LiBr-LiNO<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O en acero inoxidable 316L aplicando el método de pérdida de peso. Los resultados mostraron que la velocidad de corrosión es muy pequeña de  $1.67 \frac{\mu m}{y}$  y ninguna corrosión local en esta solución, y lo suficientemente pequeño para las aplicaciones prácticas.

M. Kaneko et al. [33] estudiaron las picaduras del acero inoxidable en soluciones de bromuro, cloruro y bromuro/cloruro, afirmaron que, para un acero inoxidable austenítico sin molibdeno, el potencial de picaduras es mayor en una solución de LiBr que en una solución de LiCl. El potencial de picaduras aumenta con la relación de iones Br/Cl en soluciones. La velocidad de disolución activa del acero inoxidable en la solución de cloruro saturada de iones fue aproximadamente 300 veces mayor que la de la solución de Br saturada de iones. Así mismo, el acero inoxidable ferrítico mostró una mejor resistencia a las picaduras en solución de bromuro que en solución

de cloruro cuando el contenido de molibdeno era menor al 2%, lo que se revertía cuando el contenido de molibdeno era mayor en 5% y 10%.

A. Igual et al. [34] realizaron un estudio de corrosión a los aceros inoxidable austeníticos y dúplex en  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  a diferentes temperaturas. Los resultados mostraron que al aumentar la temperatura los valores de potencial a circuito abierto se desplazan a valores más negativos en las tres aleaciones estudiadas, la aleación austenítica con menor contenido de molibdeno y níquel sufre una mayor corrosión en solución de alta concentración de bromuro. Así mismo reportaron que los aceros inoxidable presentan una excelente resistencia a la corrosión en solución de LiBr a temperatura ambiente, mientras a temperaturas superiores a  $50^\circ\text{C}$  su resistencia se ve reducida considerablemente. En el caso del acero inoxidable duplex mejora considerablemente la resistencia a la corrosión por picadura, pero una vez que comienza a corroerse ya no se repasiva.

R. M. Fernández et al. [35] estudiaron la influencia de elementos de aleación sobre las propiedades semiconductoras de películas pasivas formadas sobre varios aceros en una solución de LiBr altamente concentrada que se utilizan como refrigerante en los sistemas de absorción. Encontraron que el potencial de picadura aumenta dramáticamente con contenidos de cromo 17% en peso, mientras que el molibdeno es efectivo en concentraciones menores de 2 a 6% en peso. El Ni no tiene una influencia significativa en el comportamiento pasivo de los aceros inoxidable. Con lo que respecta a la capacitancia, indican que la película pasiva formada sobre los aceros inoxidable 430 y 304 consiste en una capa interna de óxido mixto Fe-Cr anhidro con estructura de espinela que se comporta como un semiconductor enriquecido en Cr en la región superficial cercana al metal, y como semiconductor enriquecido en Fe en la región próxima a la capa exterior de la película, que a su vez está formada por hidróxidos de Cr y Fe.

Bourouis et al. [36] investigaron experimental y numéricamente una solución acuosa del sistema de sales cuaternarias ( $\text{LiBr} + \text{LiI} + \text{LiNO}_3 + \text{LiCl}$ ) con composiciones másicas en sales de 60.16%, 9.55%, 18.54% y 11.75%, respectivamente, para sistemas de absorción enfriados por aire. Los resultados que obtuvieron mostraron que la mezcla cuaternaria es menos corrosiva y su temperatura de cristalización es aproximadamente 35 K menor que la del agua-LiBr. La presencia de cloruro de litio disminuye la presión de vapor de la solución. El yoduro de litio y el nitrato de litio mejoran la solubilidad y el nitrato de litio reduce la corrosión en el sistema. Por lo tanto, el uso de una mezcla de múltiples sales puede superar el problema de la cristalización y permitir el desarrollo de sistemas de absorción enfriados por aire con componentes basados en contactores de membrana para aplicaciones a pequeña escala.

Asfand et al. [37] informaron que el uso de contactores de membrana microporosa en el absorbedor y generador en sistemas de refrigeración por absorción puede mejorar el rendimiento de transferencia de calor y masa del componente. Además, también puede permitir una reducción en el tamaño y el peso de los componentes. Por lo tanto, la introducción de membranas microporosas hidrofóbicas poliméricas en el diseño del absorbedor y generador podría proporcionar una alternativa para lograr componentes altamente compactos para aplicaciones de refrigeración a pequeña escala, aire acondicionado de automóviles accionado por calor y refrigeración portátil. Los procesos de transferencia de calor y masa se pueden mejorar significativamente porque los contactores de membrana microporosa proporcionan un área interfacial más amplia. Los contactores de membrana microporosa en forma de módulos de membrana de placa y marco y módulos de membrana de fibra hueca se utilizarían para reemplazar los componentes convencionales en sistemas de aire acondicionado y refrigeración por absorción. El módulo de placa y marco generalmente se selecciona cuando se usa agua como refrigerante, mientras que el módulo de fibra hueca generalmente se selecciona para sistemas de absorción a base de amoníaco.

Yiqun Li et al. [38] Compararon las mezclas de trabajo de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto,  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  y  $\text{H}_2\text{O-CaCl}_2$ , observaron que el par  $\text{H}_2\text{O-CaCl}_2$  requiere de menor calor de la fuente por lo que tiene una mejor condición de refrigeración. Sin embargo, la temperatura de cristalización de la solución es demasiado alta y su capacidad de absorción no le permite alcanzar una temperatura de evaporación de  $5^\circ\text{C}$  o menos. Propusieron la mezcla  $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3(15,5:5:1)/\text{H}_2\text{O}$  y midieron la temperatura de cristalización, presión de vapor saturado, densidad, viscosidad, capacidad calorífica específica, entropía específica y entalpía específica para conservar las características de refrigeración de  $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$  y resolver las problemáticas. La temperatura de cristalización se redujo significativamente al combinar  $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$  con  $\text{LiNO}_3$  o  $\text{LiNO}_3+\text{KNO}_3$ . Como resultado, se mejoró esencialmente la capacidad de absorción de  $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$  o  $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Para la mezcla  $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3(15,5:5:1)/\text{H}_2\text{O}$  con temperatura de generación de  $74^\circ\text{C}$ , se obtiene una temperatura de evaporación de  $5^\circ\text{C}$ , que fue de  $7^\circ\text{C}$  más bajo que el que usa  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ . la velocidad de corrosión del acero al carbono y cobre en solución al 63.5% en peso a  $80^\circ\text{C}$  y pH 9.7 fueron  $14.31$  y  $2.04 \frac{\mu\text{m}}{\text{y}}$  respectivamente, lo que indicó que la corrosividad del par de trabajo propuesto podría cumplir con los requisitos para aplicaciones prácticas.

V. Guiñón-Pina et al. [39] investigaron los efectos de la temperatura y la generación de hidrógeno sobre el comportamiento de pasivación del níquel, aceros inoxidable austeníticos y dúplex en solución acuosa de bromuro de litio (992 g/l) mediante técnicas electroquímicas (OCP, CV) y análisis de imágenes. Determinaron que, todos los materiales se autopasivan en medio LiBr en un rango de temperatura entre  $25$  y  $75^\circ\text{C}$ . Además, los resultados de las curvas de polarización indican tasas de corrosión

muy bajas, que aumentan con la temperatura, ambas aleaciones presentan mayor resistencia a la corrosión y volvieron a pasivarse después de la ruptura de la película pasiva. La reacción de evolución de hidrógeno está influenciada por el estado pasivo inicial de los materiales que modifica la composición del óxido y, por lo tanto, puede aumentar la densidad de la corriente de intercambio en presencia de óxidos de hierro, cromo y níquel.

Mariano et al. [40] mostraron que los aceros inoxidables sufren corrosión por picadura en soluciones de todos los haluros excepto los fluoruros, ya que es el anión de un ácido débil. La corrosión por picaduras es del orden  $Cl^- > Br^- > I^-$  para aceros inoxidables con contenidos de Mo inferiores al 3% en peso. Los iones de haluro afectan las propiedades de la película pasiva; el acero inoxidable austenítico sensibilizado sufre corrosión por tensión en soluciones de todos los haluros, aunque los cloruros parecen ser los más agresivos. La ruptura de la pasividad de los aceros inoxidables en soluciones de yoduro requeriría potenciales excesivamente altos y, además, los yoduros son inestables en presencia de oxígeno disuelto y reaccionan con él para producir yodatos y yodo. Por lo tanto, los yoduros actúan como inhibidores del SCC de los aceros inoxidables en bromuros y cloruros.

Yunho Cho et al. [41] investigaron las características de corrosión e inhibición a lo largo del tiempo del acero al carbono en solución de LiBr-H<sub>2</sub>O en enfriadores de absorción de doble y triple efecto. Se utilizaron probetas de acero al carbono y solución de LiBr-H<sub>2</sub>O al 63% con un inhibidor de corrosión (molibdato de litio, Li<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>), las pruebas se realizaron por un periodo de tiempo de 4000 horas a temperaturas de 150 y 200 °C respectivamente, que son temperaturas de operación típicas en estos sistemas. El grado de corrosión y la formación de película pasiva se analizaron midiendo la pérdida de masa y la concentración del inhibidor y del hierro en la solución. Los resultados mostraron que las películas pasivas no se formaron linealmente con el tiempo sino rápidamente al principio. La profundidad de la corrosión a 200 °C es aproximadamente el doble que a 150°C. Además, la concentración del inhibidor de corrosión (Li<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub>) debe mantenerse por encima de 100 ppm para películas pasivas estables.

Anderko et al. [42] desarrollaron un modelo integral para simular las tasas de corrosión de aceros al carbono en fluidos de trabajo basados en bromuro de litio (LiBr) que se utilizan en ciclos de refrigeración por absorción. El modelo consta de un módulo termofísico que proporciona cálculos completos de especiación y un módulo electroquímico que predice los procesos parciales de reducción y oxidación en la superficie del metal. El módulo electroquímico incluye la adsorción de haluros, lo que influye fuertemente en el proceso de corrosión. Los resultados mostraron que el modelo tiene en cuenta la formación de películas pasivas y sus interacciones con especies de solución. Además, El modelo ha sido validado ampliamente utilizando

datos termodinámicos y de velocidad de corrosión. Se obtuvo una buena concordancia con los resultados experimentales, por tanto, puede servir como herramienta de predicción para diseñar sistemas de refrigeración por absorción en condiciones que no han sido investigadas experimentalmente.

### **1.5 Justificación.**

En base a lo anterior, una de las líneas de investigación de los sistemas de enfriamiento por absorción ha sido la búsqueda de nuevas mezclas de trabajo que puedan competir con las más comúnmente utilizadas  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  para sistemas de refrigeración, y  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  para sistemas aire acondicionado. Además, las investigaciones deben de considerar los efectos corrosivos que ocasionan las mezclas a las tuberías que conforman el sistema de enfriamiento. Por lo tanto, el diseñar un sistema de enfriamiento que considere la mezcla de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  y los efectos corrosivos que ocasione la mezcla es un tema novedoso e importante.

En la revisión bibliográfica se pudo observar que no existe investigación sobre estudio de corrosión con la mezcla propuesta  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$ , existen muchos trabajos publicados con las mezclas convencionales antes mencionadas, incluso terciarias y cuaternarias. Además, se utilizan inhibidores que permiten reducir la velocidad de corrosión en los sistemas de enfriamiento por absorción, pero usando solo  $\text{LiCl}$  no se encontró información en la literatura. Por esa razón en este proyecto se propone el reemplazo de  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  por  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , es que el primero presenta una mayor presión de vapor que el segundo; y bajo las mismas condiciones de trabajo el  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  tendrá una tasa de recirculación más baja [43,44] y, en consecuencia, un menor consumo de energía lo que aumentará el rendimiento del sistema.

### **1.6 Hipótesis.**

En la operación de un sistema de enfriamiento por absorción con intercambiadores de calor de tubos aletados en el evaporador, absorbedor y condensador utilizando la mezcla  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  es posible obtener un COP mayor al alcanzado en sistemas similares con la mezcla  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ . Además, el acero inoxidable 304 utilizado en el sistema soporta la corrosión que ocasiona la mezcla de trabajo.

## **1.7 Objetivos.**

### **1.7.1 Objetivo general.**

Diseñar y ensamblar un sistema de enfriamiento por absorción de vapor utilizando la mezcla de trabajo H<sub>2</sub>O-LiCl con disipación natural y forzada, así como evaluar la corrosión que ocasiona la mezcla de trabajo en el acero inoxidable 304 a las temperaturas de 25, 35 y 70 °C con las concentraciones del 35% y 40%.

Para lograr este objetivo se han planteado los siguientes objetivos específicos.

### **1.7.2 Objetivos específicos.**

- Realizar una revisión bibliográfica sobre mezclas de trabajo utilizadas en los sistemas de enfriamiento por absorción, así como de los componentes que lo integran.
- Realizar la simulación del sistema de enfriamiento por absorción mediante el software EES con la mezcla de trabajo.
- Llevar a cabo el diseño de los intercambiadores de calor del sistema de absorción para determinar los coeficientes de transferencia de calor.
- Determinar el efecto de la concentración y la temperatura en el mecanismo, tipo y velocidad de corrosión que sufre el acero inoxidable 304 en presencia del H<sub>2</sub>O-LiCl mediante técnicas electroquímicas
- Ensamblaje del sistema experimental.
- Instalar equipos de medición en el sistema de enfriamiento experimental para hacer mediciones de presiones, temperaturas, flujos, y almacenamiento de datos obtenidos en un sistema de adquisición de datos.

## Capítulo II. Marco Teórico

### 2.1 Sistema de enfriamiento por compresión de vapor.

Una máquina frigorífica es un sistema que tiene la función de extraer calor de un foco frío a baja presión y expulsarlo a otro foco caliente de presión mayor, para llevar a cabo este proceso es necesario aplicarle trabajo externo al sistema, como se muestra en la Figura 2.1

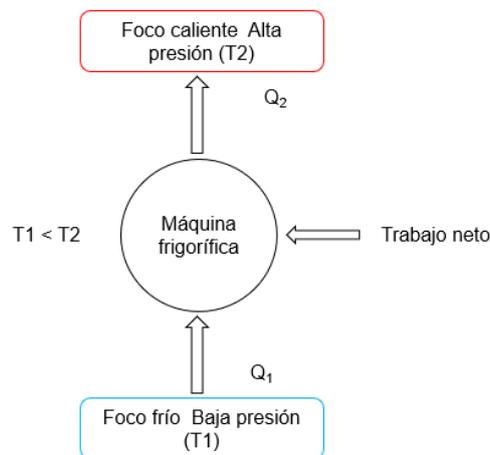


Figura 2.1 Máquina frigorífica. Elaboración propia.

En la actualidad, el sistema más utilizado en sistemas frigoríficos y de aire acondicionado es el sistema por compresión de vapor, el cual utiliza energía eléctrica para su operación y está compuesto por: compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y un fluido refrigerante. El fluido refrigerante es el encargado de recorrer el circuito cerrado del sistema haciendo los intercambios de calor entre los componentes, mediante el cambio de fase que sufre en los procesos de evaporación y condensación.

En el ciclo termodinámico ideal de refrigeración por compresión de vapor se puede analizar mediante la gráfica presión-entalpía (P-h) que se muestra en la Figura 2.2

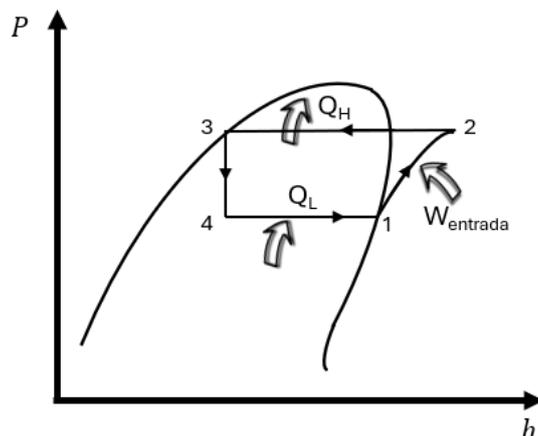


Figura 2.2 Diagrama del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Elaboración propia.

El ciclo termodinámico ideal de refrigeración por compresión de vapor se lleva a cabo mediante los siguientes procesos:

- Proceso 1 – 2: Se realiza una compresión adiabática isoentrópica en el compresor, en este punto se aplica trabajo al sistema.
- Proceso 2 - 3: Se rechaza calor a presión constante en el condensador, el refrigerante cambia de fase de vapor a líquido y cede calor al ambiente.
- Proceso 3 - 4: Se lleva a cabo una estrangulación isoentálpica del refrigerante para disminuir presión y temperatura.
- Proceso 4 - 1: Se lleva a cabo una absorción de calor a presión constante por medio de la evaporación, el refrigerante cambia de fase de líquido a una mezcla vapor y extrae calor del espacio a refrigerar.

El enfriamiento por compresión de vapor basa su operación en las leyes de la termodinámica, las cuales definen la forma en que la energía puede ser intercambiada entre sistemas físicos en forma de calor o trabajo. La primera ley se refiere a la conservación de la energía en un sistema termodinámico, es la relación que existe entre un sistema y su entorno, es decir la energía que el sistema intercambia con su entorno en forma de calor o trabajo. La segunda ley habla sobre la direccionalidad de los procesos, y estipula que el calor se transfiere de una fuente de calor alta a una más baja sin necesidad de algún dispositivo; para llevar a cabo el proceso inverso de transferir calor de una fuente baja a una fuente alta, se requiere de dispositivos mecánicos.

La función principal de los sistemas frigoríficos y de aire acondicionado es extraer el calor de un espacio determinado y mantener a temperatura inferior a la temperatura de los alrededores. El sistema de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la Figura 2.3

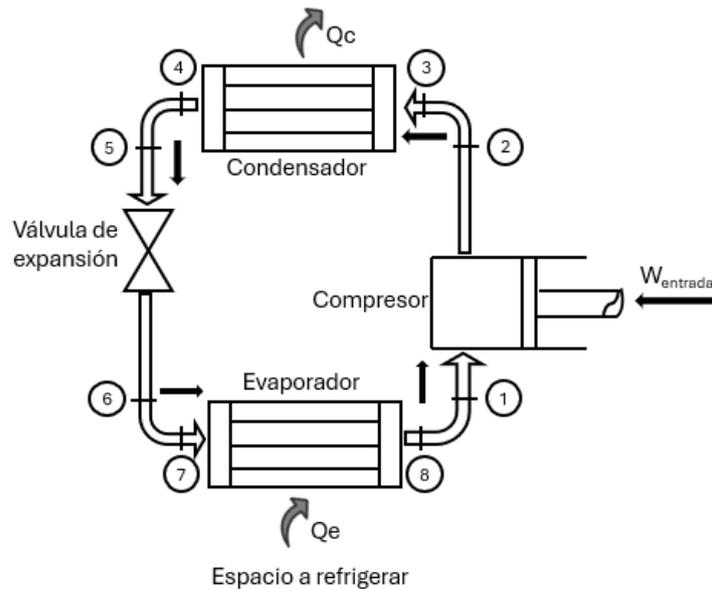


Figura 2.3 Esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Elaboración propia.

La operación requiere de un líquido refrigerante que circula por la tubería y los distintos elementos del sistema, a su paso el refrigerante sufre cambios de fase en los intercambios de calor para formar un ciclo repetitivo. Conforme a la figura 2.2 a la salida del evaporador el refrigerante se encuentra en estado gaseoso a presión y temperatura baja (línea de 8-1). Al entrar el refrigerante al compresor el vapor es comprimido elevando su presión y temperatura (línea de 1-2). El refrigerante en fase vapor se dirige al condensador donde el refrigerante transfiere calor a los alrededores y se condensa (línea de 3-4). A la salida del condensador, el refrigerante se encuentra a presión y temperatura relativamente altas, al pasar por la válvula de expansión el líquido es estrangulado reduciendo presión y temperatura para que una porción del refrigerante se convierta en vapor (línea de 5-6). El vapor a baja presión y temperatura produce el efecto refrigerante durante la evaporación (línea de 7-8). Iniciando nuevamente el ciclo.

En el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor existen irreversibilidades en la compresión adiabática. Las irreversibilidades se deben principalmente a la fricción que se generan entre el refrigerante y las tuberías del sistema, además de las pérdidas de calor, generando un aumento en la entropía como se puede analizar mediante el diagrama de temperatura y entropía (T-S) de la Figura 2.4

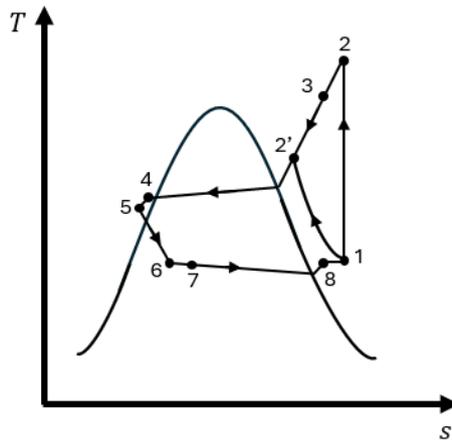


Figura 2.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Elaboración propia.

En el caso real del sistema de refrigeración no se puede controlar con tanta precisión la temperatura del refrigerante, por lo tanto, se diseña el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente a la entrada del compresor, esto va a garantizar que al compresor ingrese solo refrigerante en fase vapor (línea 8–1). De la misma manera a la salida del condensador se debe garantizar que el refrigerante sea completamente líquido antes de ingresar a la válvula de estrangulamiento (línea 4–5), en este proceso se estrangula el refrigerante reduciendo la presión en el subenfriamiento.

El coeficiente de operación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor ( $COP_{REF}$ ), se define como el cociente entre el calor absorbido por el fluido refrigerante  $Q_E$  y el trabajo neto  $W_{neto}$  aportado al ciclo en el proceso de compresión.

$$COP_{REF} = \frac{Q_E}{W_{neto}} \quad (2.1)$$

## 2.2 Tecnologías de enfriamiento por absorción.

Los sistemas de enfriamiento por absorción son muy similares a los sistemas de enfriamiento por compresión de vapor en su operación, las principales diferencias que tienen con los sistemas de compresión son: El sistema de absorción para su operación requiere de energía térmica de bajo grado, además de una mezcla de sustancias donde una funciona como refrigerante y la otra como absorbente, también que se sustituye el compresor mecánico por otros elementos que hacen la función del mismo, estos elementos son generador, absorbedor, válvula de regulación y bomba mecánica.

El enfriamiento por absorción es una opción viable, ya que como se mencionó anteriormente, para su activación se requiere de energía térmica de bajo grado que puede ser geotérmica, biomasa, solar o calor residual de procesos industriales.

### 2.2.1 Principio de operación de los sistemas de enfriamiento por absorción.

El funcionamiento de los sistemas de enfriamiento por absorción se basa principalmente en la afinidad química que existe entre dos sustancias, una actúa como refrigerante y la otra como absorbente. En estos sistemas el refrigerante es el encargado de absorber y liberar calor en dos elementos distintos en los cuales hay cambios de fase durante el ciclo. La Figura 2.5 muestra el sistema de absorción y sus componentes.

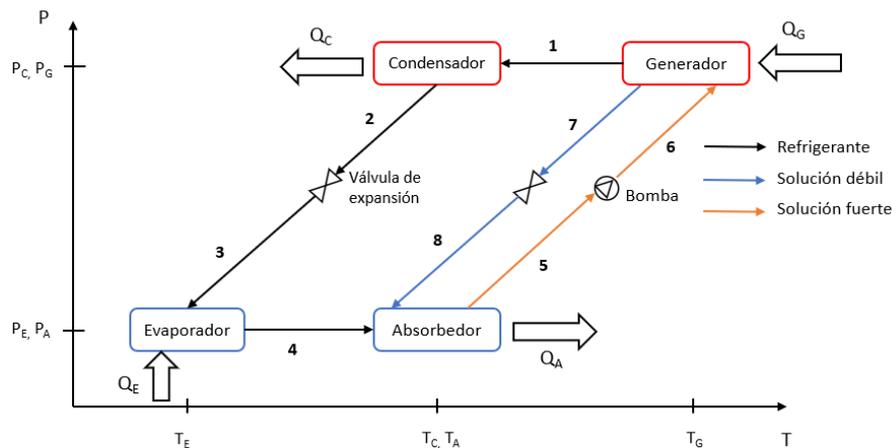


Figura 2.5 Configuración del sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto. Editado de [14]

El funcionamiento del sistema de enfriamiento por absorción como se muestra en la Figura 2.5 inicia en el generador donde se encuentra la mezcla de las sustancias; al generador se le suministra energía térmica a través de una fuente externa ocasionando que incremente su temperatura y presión, de tal manera que el refrigerante se separa del absorbente en fase vapor (línea 1). El refrigerante se dirige hacia el condensador a una temperatura y presión alta, mientras que el absorbente concentrado se dirige al absorbedor (línea 7) a través de una válvula reguladora. El refrigerante en fase vapor es conducido al condensador donde cede calor latente al medio ambiente y cambia de fase de vapor a líquido (línea 1-2). El refrigerante sale del condensador a temperatura y presión alta, para pasar a través de una válvula de expansión donde reduce su presión y temperatura (línea 2-3), parte del líquido cambia a fase vapor, el refrigerante entra al evaporador donde se evapora e intercambia calor con el área a refrigerar (línea 3-4); produciendo en este punto el efecto frigorífico, el refrigerante sufre un cambio a fase de vapor y se dirige al absorbedor, donde se mezcla nuevamente con el absorbente concentrado que previamente fue separado en el generador, el absorbente absorbe al refrigerante diluyéndose la solución, la mezcla de los dos componentes genera una reacción exotérmica por lo que debe de ceder calor al medio externo, una vez que se ha efectuado el proceso de absorción (punto 5), la solución de trabajo es transportada por medio de una bomba mecánica al generador incrementando su temperatura y presión (línea 5-6), donde inicia nuevamente el ciclo.

## 2.3 Clasificación de los sistemas de absorción.

Los sistemas de enfriamiento por absorción se pueden clasificar por medio de sus componentes, pueden ser por el número de efectos, efecto representa la cantidad de veces que se utiliza el calor primario de alta temperatura para generar vapor refrigerante [45], o por el número de etapas, conforme incrementa el nivel, el diseño y su operación es más complejo.

Por número de efectos. Se refiere al número de generadores que posee el sistema de absorción.

- Simple efecto, un generador
- Doble efecto, dos generadores
- Triple efecto, tres generadores

Por número de etapas. Se refiere al número de absorbedores que posee el sistema de absorción.

- Una etapa, un absorbedor
- Dos etapas, dos absorbedores
- Tres etapas, tres absorbedores

### 2.3.1 Ciclo de doble efecto.

En los ciclos de doble efecto el vapor refrigerante se genera dos veces, por eso se llama sistema de absorción de doble efecto, su diseño es más complejo que los sistemas de simple efecto además de requerir componentes adicionales, el COP alcanzado en estos sistemas es de 1.3 a 1.4. Estos sistemas se componen de dos generadores, dos condensadores, un evaporador y un absorbedor como lo muestra la Figura 2.6.

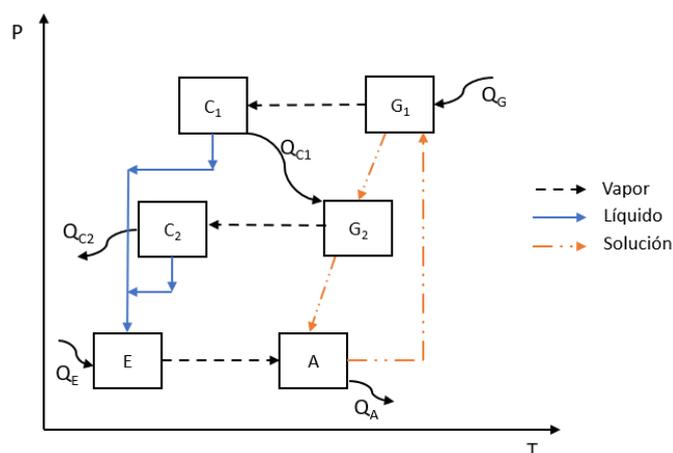


Figura 2.6 Sistema de absorción de doble efecto. Editado de [46]

En el ciclo de doble efecto existen dos configuraciones: sistemas de absorción de doble efecto de flujo en serie y flujo en paralelo; para este caso solo se considera el sistema de flujo en serie.

Conforme a la Figura 2.6, el calor de alta temperatura se suministra externamente al generador de alta presión ( $G_1$ ) para producir el vapor refrigerante sobrecalentado que se dirige al condensador de alta presión ( $C_1$ ); el refrigerante líquido que sale del condensador se dirige al evaporador. El absorbente concentrado que sale del generador ( $G_1$ ) se reutiliza como fuente de calor para el generador de presión intermedia ( $G_2$ ), para producir vapor refrigerante adicional. El vapor refrigerante que sale del generador ( $G_2$ ) se dirige al condensador ( $C_2$ ), donde las dos corrientes de refrigerantes a media temperatura se unen, ambas corrientes pasan a través de la válvula de expansión hacia el evaporador donde se lleva a cabo el efecto frigorífico. El refrigerante que sale del evaporador se dirige al absorbedor donde es absorbido por el absorbente que previamente salió del generador de alta presión ( $G_1$ ) y generador de presión intermedia ( $G_2$ ), generando una reacción exotérmica en el proceso. Finalmente, por medio de la bomba, la solución de refrigerante-absorbente es transportada al generador [46].

### **2.3.2 Ciclo de triple efecto.**

Los sistemas de enfriamiento de triple efecto tienen más circuitos de solución, circuitos de refrigerante y configuraciones que los sistemas de doble efecto. El rendimiento de los ciclos de triple efecto está basado en dos factores: uno es el número de componentes de intercambio de calor y otro es el número de niveles de presión y temperatura que contienen. La cantidad de componentes de intercambio de calor se refiere al costo del sistema, y la cantidad de niveles de presión y temperatura se refiere a la complejidad del sistema [47, 48].

Los sistemas de enfriamiento de triple efecto presentan un rendimiento mayor en comparación con los ciclos de doble efecto, logrando alcanzar un COP de 1.7 a 1.9. Los sistemas de triple efecto están compuestos por tres generadores tres condensadores, un evaporador y un absorbedor como se muestra en la Figura 2.7.

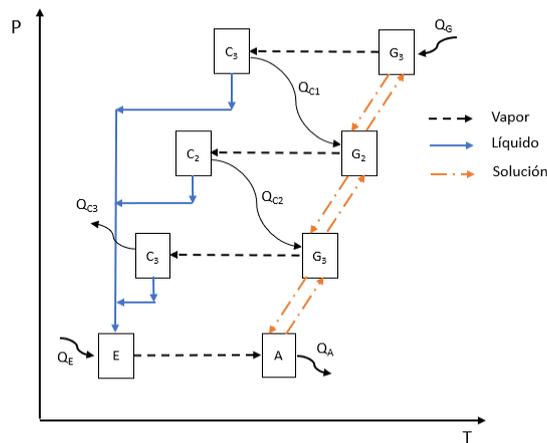


Figura 2.7 Sistema de absorción de triple efecto. Editado de [46]

La operación más simple de los sistemas de triple efecto es la siguiente: el calor de alta temperatura se suministra externamente al generador de alta presión ( $G_1$ ) para producir el vapor refrigerante sobrecalentado que se dirige al condensador de alta presión ( $C_1$ ); el refrigerante líquido que sale del condensador se dirige al evaporador donde posteriormente se van integrando líquido condensado a diferentes presiones. El absorbente concentrado que sale del generador ( $G_1$ ) se dirige al generador ( $G_2$ ) que se encuentra en un nivel más bajo de presión que el generador ( $G_1$ ). El calor rechazado por los condensadores de alta temperatura ( $C_1$  y  $C_2$ ) es reutilizado por los generadores consecutivos de niveles inferiores ( $G_2$  y  $G_3$ ) para producir vapor refrigerante adicional. En forma repetitiva el vapor refrigerante que sale del generador ( $G_2$ ) se dirige al condensador ( $C_2$ ), el absorbente concentrado que sale del generador ( $G_2$ ) se dirige al generador ( $G_3$ ). El vapor refrigerante que sale del generador ( $G_3$ ) se dirige al condensador ( $C_3$ ) en este componente se cede calor al ambiente, y el líquido refrigerante se dirige al evaporador donde se da el efecto frigorífico. El absorbente concentrado que sale del generador ( $G_3$ ) se dirige al absorbedor donde nuevamente se mezclará con el refrigerante que proviene del evaporador, generando una reacción exotérmica cediendo calor al medio, una vez hecha la disolución es transportada nuevamente al generador ( $G_3$ ).

#### 2.4 Requisitos de los fluidos de trabajo.

Los fluidos de trabajo en un ciclo de absorción, es la combinación del refrigerante-absorbente de gran afinidad. El refrigerante es el fluido que tiene la capacidad de absorber el calor en el proceso de evaporación y de ceder calor en el proceso de la condensación. El absorbente es el medio de transporte, su función es absorber el vapor en la zona de baja presión para poder devolverlo en forma líquida al generador.

Existen dos pares de mezclas que son ampliamente utilizadas en estos sistemas, una de ellas es el  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , donde el  $\text{NH}_3$  funciona como refrigerante y el  $\text{H}_2\text{O}$  como absorbente. Esta mezcla se utiliza principalmente en sistemas de refrigeración donde

se requieren temperaturas inferiores a 0°C. El NH<sub>3</sub> posee un alto calor latente de vaporización para estos sistemas menor que el agua, cuenta con un punto de congelación de -77°C, además, su presión de vapor es elevada y la viscosidad también es adecuada. El absorbente al ser H<sub>2</sub>O, existe la posibilidad de que en el vapor de refrigerante generado contenga cierta cantidad de esta lo que provoca una disminución en el COP, ya que el H<sub>2</sub>O tiende a acumularse en el evaporador y se necesita elevar su temperatura para poder evaporarla. Para solventar esta situación se debe de utilizar un rectificador a la salida del generador que permita separar el NH<sub>3</sub> del H<sub>2</sub>O. La principal ventaja de utilizar el NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O es que no existen problemas de cristalización. Además, las presiones que se manejan con esta mezcla son superiores a la presión atmosférica.

La segunda mezcla de trabajo es el H<sub>2</sub>O-LiBr, en este caso, el H<sub>2</sub>O funciona como refrigerante y el LiBr como absorbente. Esta mezcla se utiliza ampliamente en sistemas de aire acondicionado donde no se requieren temperaturas por debajo de los 0°C. El refrigerante posee un alto calor latente de evaporación lo que favorece al diseño de los equipos ya que se requiere menor caudal de refrigerante, además, presenta una presión de vapor extremadamente baja lo que implica trabajar en condiciones de vacío. Así mismo, la temperatura de trabajo se ve limitada (mayor a 5°C) esto debido al punto de congelación del H<sub>2</sub>O, la viscosidad se considera buena. El absorbente LiBr presenta un punto de ebullición de 1,282°C, es considerado un sólido no-volátil lo cual facilita la separación del refrigerante en el generador. Pueden existir trazas de sal en el refrigerante a la salida del generador, pero pueden considerarse que están constituidos de agua pura, la viscosidad es óptima. La principal desventaja del H<sub>2</sub>O-LiBr es la cristalización y la corrosión que se presenta en el circuito de solución del sistema.

La mezcla propuesta en este trabajo es el H<sub>2</sub>O-LiCl, en este caso, el H<sub>2</sub>O funciona como refrigerante y el LiCl como absorbente. Las propiedades del refrigerante se mencionaron en el párrafo anterior. Las propiedades del absorbente LiCl, se considera una sal no volátil con punto de ebullición de 1,360 °C, presenta una elevada higroscopicidad, por lo que es fácilmente soluble al agua, no es inflamable y al ser una sal, se pueden presentar problemas de cristalización y corrosión en el sistema.

El rendimiento de los sistemas de enfriamiento por absorción depende en gran medida de las propiedades termodinámicas y de transporte de los fluidos de trabajo [49]. La mezcla de refrigerante-absorbente debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva.

Los requisitos que deben de cumplir los fluidos de trabajo de los ciclos de absorción son [50,51]:

- La diferencia en el punto de ebullición entre el refrigerante y la mezcla a la misma presión debe ser lo más grande posible;
- El refrigerante debe tener un alto calor de vaporización y una alta concentración dentro del absorbente para mantener una baja tasa de circulación entre el generador y el absorbente por unidad de capacidad de enfriamiento;
- Las propiedades de transporte que influyen en la transferencia de calor y masa, por ejemplo, la viscosidad, la conductividad térmica y el coeficiente de difusión deben ser favorables;
- Tanto el refrigerante como el absorbente deben ser no corrosivos, amigables con el medio ambiente y de bajo costo.

### **3. MODELO MATEMÁTICO.**

El modelo matemático es una herramienta que facilita en gran medida el análisis sistemático de los experimentos, permite describir, explicar y simular, proporcionando soluciones automáticas y científicas. Además de una interpretación sencilla de los resultados obtenidos [52]. El modelo matemático se puede representar mediante ecuaciones sencillas que describen las relaciones existentes entre las variables y los componentes de un sistema.

El desarrollo del modelo matemático del ciclo de enfriamiento por absorción se lleva a cabo utilizando el software EES (Engineering Equation Solver), con base en la primera ley de la termodinámica, lo que permite determinar la potencia térmica en cada uno de los intercambiadores de calor, así como el coeficiente de operación del sistema mediante los parámetros termodinámicos involucrados en cada componente.

#### **3.1 Suposiciones iniciales.**

Para que el proceso de simulación y análisis del sistema sea conveniente y simplificado, se llevan a cabo las siguientes suposiciones básicas. Estas suposiciones son habituales en los sistemas de enfriamiento por absorción [53,54].

- 1) El sistema de enfriamiento se encuentra en condiciones de equilibrio termodinámico.
- 2) El ciclo se realiza bajo condiciones estacionarias.
- 3) La solución está en estado saturado a la salida del absorbedor y generador. El refrigerante está en estado saturado a la salida del condensador y evaporador. El refrigerante está en estado sobrecalentado a la salida del generador.
- 4) Las pérdidas de calor y la caída de presión en la tubería y los componentes se desprecian.
- 5) El flujo a través de las válvulas es Isoentálpico.
- 6) El trabajo de la bomba es Isentrópico.
- 7) El consumo de energía mecánica por la bomba es insignificante en comparación con el calor de generación.

La Figura 3.1 muestra un diagrama esquemático con los componentes del sistema de enfriamiento por absorción, así como el tipo de flujo (vapor, líquido y solución) que fluye entre cada componente. Del punto 1 al punto 4 representa el circuito del refrigerante, mientras que del punto 5 al 8 representa el circuito de solución.

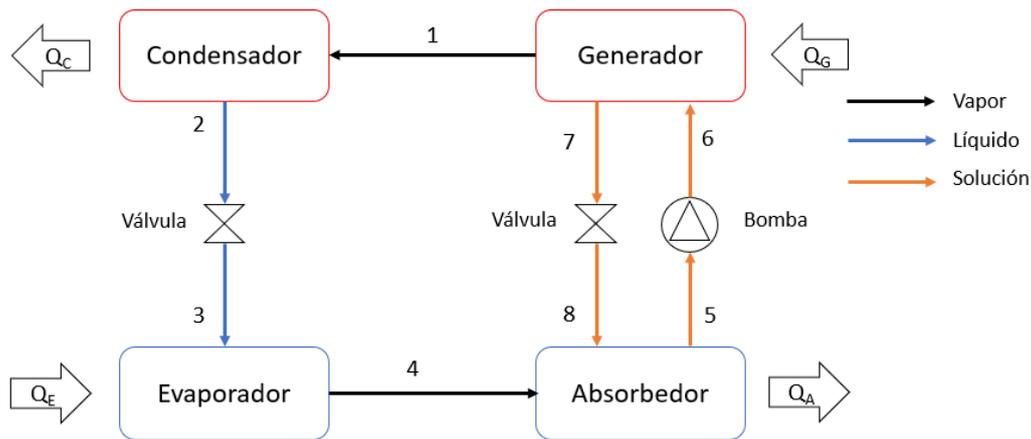


Figura 3.1 Diagrama del sistema de absorción de simple efecto. Elaboración propia

Para llevar a cabo la simulación del sistema de enfriamiento por absorción, se dan como valores de entrada las temperaturas  $T7=T_G$ ,  $T2=T_C$ ,  $T4=T_E$ ,  $T5=T_A$  y la carga de refrigeración ( $Q_E$ ). Además, con base en la Figura (3.1) y en las suposiciones mencionadas anteriormente se tiene que:

A la salida del generador, el vapor de agua y la solución están a la misma temperatura:

$$T1 = T7 \quad (3.1)$$

- De la consideración (4) tenemos:

$$P1 = P2 = P6 = P7 \quad (3.2)$$

$$P3 = P4 = P5 = P8 \quad (3.3)$$

- De la consideración (5) tenemos:

$$h2 = h3 \quad (3.4)$$

$$h7 = h8 \quad (3.5)$$

- De la consideración (6) tenemos:

$$h5 \approx h6 \quad (3.6)$$

$$Wp = V_{sp}*(P6 - P5) \quad (3.7)$$

### 3.2 Balance de masa y energía.

El análisis termodinámico se lleva a cabo con la ayuda de balances de masa, materia y energía en cada componente del sistema; por lo que su aplicación se basa en el principio de la conservación de la masa, que permite contabilizar los flujos de materia y energía que intervienen en el proceso y los alrededores, o entre los distintos procesos que lo integran.

Para el caso de los balances de materia, estos se llevan a cabo en función de la concentración másica ( $x$ ), que indica el porcentaje en masa de refrigerante presente en la solución líquida. Los balances de masa, energía y materia con base a la Figura 3.1 son

### 3.2.1 Evaporador.

$$\text{Balance de masa} \quad m_3 = m_4 \quad (3.8)$$

$$\text{Balance de energía} \quad Q_E = m_3 (h_4 - h_3) \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Condensador.

$$\text{Balance de masa} \quad m_1 = m_2 \quad (3.10)$$

$$\text{Balance de energía} \quad Q_C = m_1 (h_1 - h_2) \quad (3.11)$$

### 3.2.3 Generador.

$$\text{Balance de masa} \quad m_6 = m_1 + m_7 \quad (3.12)$$

$$\text{Balance de energía} \quad Q_G = m_1 h_1 + m_7 h_7 - m_6 h_6 \quad (3.13)$$

$$\text{Balance de materia} \quad (m_6^*(1-X_6)) = (m_7^*(1-X_7)) + m_1 \quad (3.14)$$

### 3.2.4 Absorbedor.

$$\text{Balance de masa} \quad m_5 = m_4 + m_8 \quad (3.15)$$

$$\text{Balance de energía} \quad Q_A = m_4 h_4 + m_8 h_8 - m_5 h_5 \quad (3.16)$$

$$\text{Balance de materia} \quad ((m_5^*(1-X_5)) = (m_8^*(1-X_8)) + m_4 \quad (3.17)$$

El Coeficiente de Operación (COP) es una medida de la eficiencia del sistema, se puede definir como el cociente entre la cantidad de energía útil y la cantidad de energía suministrada con la que opera un sistema de refrigeración por absorción, y es la razón del calor del evaporador entre el calor del generador más el trabajo de la bomba, debido a que el consumo de la bomba es mínimo en comparación con la fuente de calor su valor se puede despreciar.

$$\text{Con bomba} \quad COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_p} \quad (3.18)$$

$$\text{Sin bomba} \quad COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3.19)$$

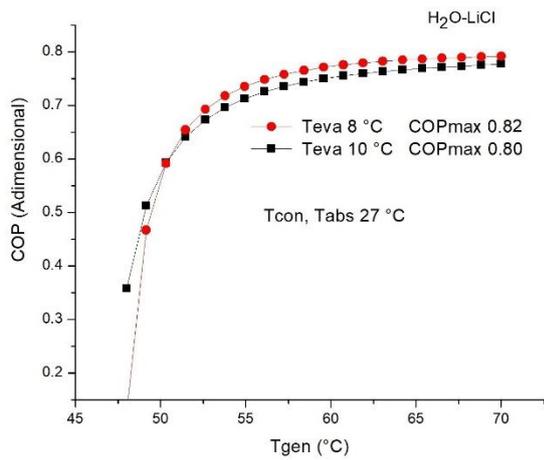
### 3.3 Simulación del sistema mediante el software EES.

La simulación es una herramienta informática poderosa que permite realizar la evaluación, análisis y optimización de nuevos sistemas o existentes, reproduce virtualmente los procesos para estudiar sus comportamientos y obtener las condiciones óptimas que permitan alcanzar la mayor eficiencia del sistema.

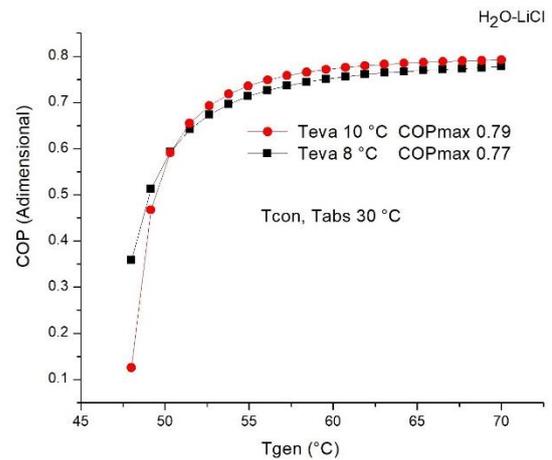
Para realizar la simulación y calcular los valores de las propiedades termodinámicas del sistema se utiliza el software EES, que es un programa informático utilizado para la solución de conjuntos de ecuaciones algebraicas, resuelve ecuaciones diferenciales e integrales, se utiliza para la optimización, regresiones lineales y no lineales, puede hacer conversión de unidades. Además, EES cuenta con una base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte de alta precisión para cientos de sustancias de interés escolar e industrial.

La simulación realizada al sistema de enfriamiento por absorción permite analizar y predecir el comportamiento, así como valorar su rendimiento. La Figura 3.2(a) muestra el comparativo de la simulación de la mezcla H<sub>2</sub>O-LiCl a dos condiciones de operación, en el cual, el COP se presenta en función de la temperatura del generador. En el primer caso las condiciones de operación son las siguientes: con  $T_C$  y  $T_A = 27$  °C,  $T_E = 8$  °C obteniéndose un coeficiente de operación máximo de 0.82. Para el segundo caso, las condiciones de operación son las siguientes: con  $T_C$  y  $T_A = 27$  °C,  $T_E = 10$  °C obteniéndose un coeficiente de operación máximo de 0.80. En ambas gráficas se puede observar que, a medida que aumenta  $T_{gen}$ , el COP en ambos casos aumenta, esto se debe a que, al incrementar la temperatura del generador hay un incremento en la producción de vapor refrigerante. La condición que presenta el mejor rendimiento es con  $T_E = 8$  °C.

Para el caso de la Figura 3.2(b) en el primer caso las condiciones de operación son las siguientes: con  $T_C$  y  $T_A = 30$  °C,  $T_E = 10$  °C obteniéndose un coeficiente de operación máximo de 0.79. Para el segundo caso, las condiciones de operación son las siguientes: con  $T_C$  y  $T_A = 30$  °C,  $T_E = 8$  °C obteniéndose un coeficiente de operación máximo de 0.77. La condición que presenta el mejor rendimiento es con  $T_E = 10$  °C. En este caso, como se puede observar en las gráficas, ambas condiciones son muy similares en todo el proceso, pero la mejor condición se obtiene con  $T_E = 10$  °C.



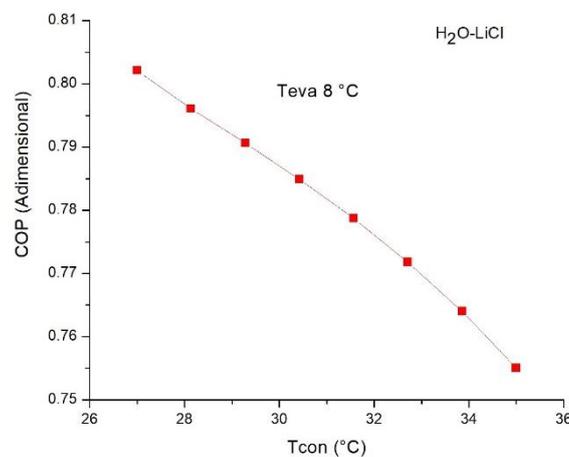
(a)



(b)

Fig. 3.2 (a) Gráficas con  $T_{con}, T_{abs}$  de  $27\text{ °C}$ .(b) Gráficas con  $T_{con}, T_{abs}$  de  $30\text{ °C}$ .

La Figura 3.3 muestra el comparativo entre el COP frente a las temperaturas del condensador para el ciclo de enfriamiento por absorción con temperatura en el evaporador  $T_E = 8\text{ °C}$ . Como se puede observar en la figura, el COP es alto a bajas temperaturas del condensador, al aumentar la temperatura el COP comienza a disminuir, con una variación de temperatura en el condensador de  $27$  a  $35\text{ °C}$  ocasiona una disminución del COP de  $0.80$  a  $0.75$ . Esto se debe a que el generador produce una cantidad menor de vapor refrigerante.

Fig. 3.3 Comparación del COP en función de la  $T_c$ .

En el caso del absorbente, el comportamiento de la variación del COP con respecto a la temperatura de este es muy similar al comportamiento que presenta el condensador; como se muestra en la Figura 3.4, al aumentar la temperatura del absorbente el COP disminuye, esto se debe a que el absorbente absorberá poco o casi nada de los vapores del refrigerante afectando la eficiencia del sistema.

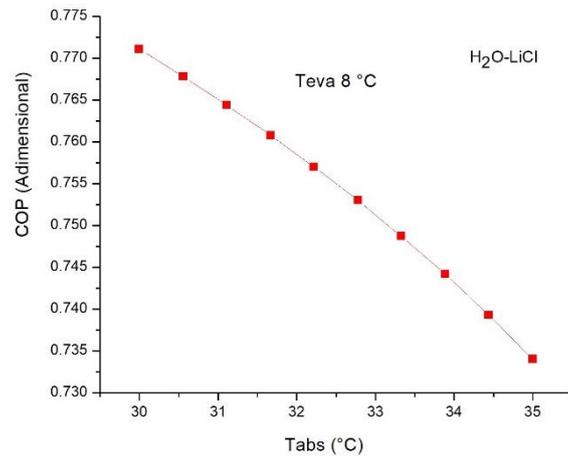


Fig. 3.4 Variación del COP en función de la T<sub>A</sub>.

## Capítulo IV. Diseño del sistema de enfriamiento.

### 4.1 Diseño del evaporador, condensador y absorbedor.

En el diseño de los sistemas de absorción, el cálculo de las propiedades termodinámicas es parte importante ya que ayudan a determinar el tamaño de los componentes del sistema y seleccionar la mejor opción. La energía disipada o absorbida por los intercambiadores de calor se realiza a través de una pared metálica o a través de tubos. En este proyecto se utilizan tubos con aletas anulares como intercambiadores de calor, los cuales transfieren el calor por conducción en las paredes del tubo y las aletas, mientras que en la parte externa e interna la transferencia de calor se lleva a cabo por convección. La Figura 4.1 muestra las características del intercambiador de calor utilizado.

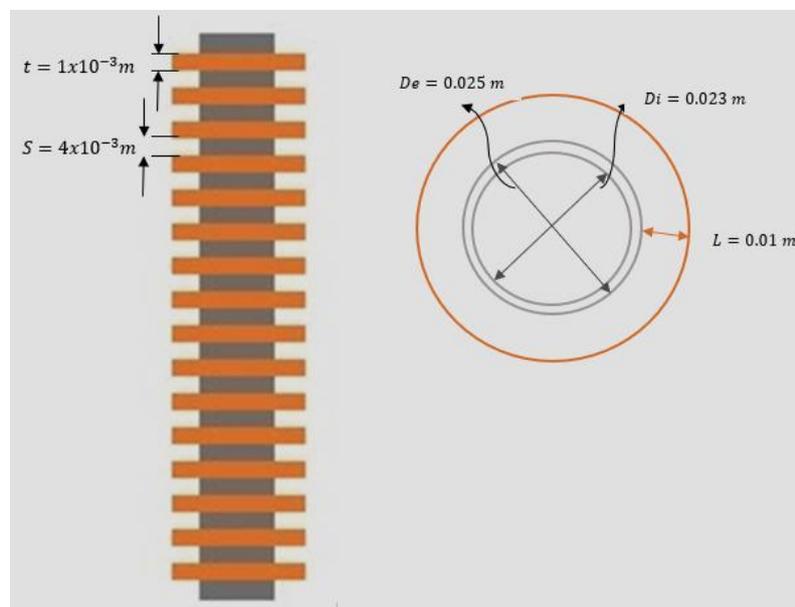


Fig.4.1. Características del tubo aletado.

Los cálculos de este estudio se centran en el condensador, evaporador y absorbedor; no se considera el generador, ya que para este caso se utiliza un tanque cilíndrico que tiene acoplada una resistencia eléctrica que funciona como fuente de calor. La resistencia eléctrica utilizada es variable y opera en el rango temperatura de 15 °C a 120 °C. En el sistema de absorción en la parte externa la transferencia de calor se lleva a cabo por convección natural; mientras que para la parte interna de los tubos la transferencia de calor se lleva a cabo por convección forzada.

Como primer punto, se definieron las temperaturas iniciales de diseño, así como la carga en el evaporador, las cuales se muestran en la Figura 4.2

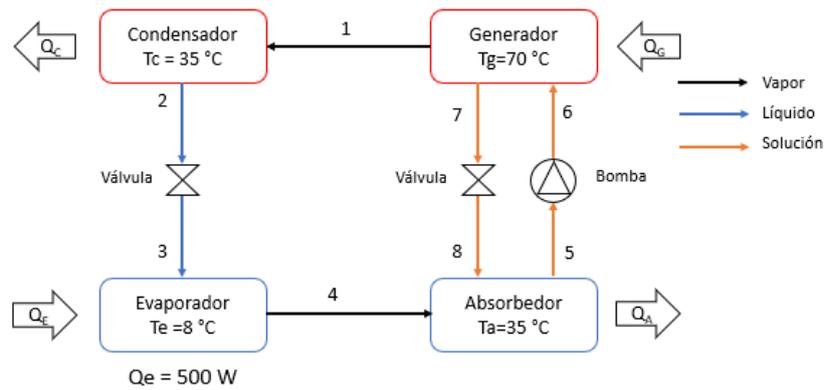


Figura 4.2 Condiciones iniciales del diseño.

Las características geométricas que tiene el tubo aletado se muestran en la Tabla 4.1, mismos que se utilizarán en los cálculos.

Tabla 4.1 Datos de los tubos aletados

Diámetro externo del tubo $D_e, (m)$	Diámetro externo de la aleta $D_a, (m)$	Ancho de la aleta $t, (m)$	Separación entre aletas $S, (m)$	Altura de las aletas $L, (m)$
0.025	0.045	$1 \times 10^{-3}$	$4 \times 10^{-3}$	0.01

Todas las propiedades del fluido se evaluaron a temperatura promedio en °C ( $T_{prom}$ ).

$$T_{prom} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (4.1)$$

#### 4.1.1 Dimensionamiento del evaporador.

##### Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte externa.

En los sistemas de enfriamiento por absorción el evaporador es un componente elemental, debido a que es un intercambiador de calor que su función es trasladar el calor del espacio a enfriar hacia un líquido refrigerante, el cual se absorbe mediante el proceso de evaporación llevando a cabo el enfriamiento.

Para llevar a cabo el dimensionamiento de los componentes como el evaporador, se deben de calcular o estimar los valores de los parámetros que influirán en los cálculos, por lo que se resolverán por el proceso iterativo de prueba y error. Para iniciar el proceso de diseño se suponen las temperaturas de operación, se considera como temperatura ambiente ( $T_\infty$ ) 30 °C, la temperatura de pared externa ( $T_{suppext}$ ) de 25 °C, la temperatura de pared interna ( $T_{suppint}$ ) 20 °C y la temperatura interna de vapor ( $T_{interna}$ ) 8 °C, como se muestra en la Figura 4.3.

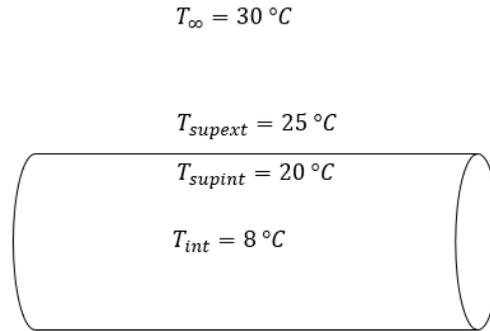


Fig. 4.3 Temperaturas supuestas en el evaporador.

La conductividad térmica del acero inoxidable 304 se toma de las propiedades de metales sólidos [55].

$$k_{inox} = 14.9 \frac{W}{mK}$$

Para la convección natural las propiedades termofísicas del evaporador se determinan con la temperatura promedio entre superficie externa del tubo y la temperatura ambiente.

$$T_{prom} = \frac{(T_{supext} + T_{\infty})}{2} \quad T_{prom} = \frac{(25^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C})}{2} = 27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

En la tabla 4.2 se muestran los valores de las propiedades termofísicas del aire a la presión de 1 atmósfera a temperatura promedio, obtenidas de [55].

Tabla 4.2 Propiedades termofísicas del aire a presión de 1 atmósfera a 27.5 °C.

Conductividad térmica, $k, (W/mK)$	Viscosidad cinemática, $\nu, (m^2/s)$	Viscosidad dinámica, $\mu, (kg/ms)$	Número de Prandtl, $Pr$ Adimensional
0.02569	$1.585 \times 10^{-5}$	$1.861 \times 10^{-5}$	0.7289

La expansión volumétrica se determina mediante la ecuación

$$\beta = \frac{1}{T_{prom}} = \frac{1}{273.15 + 27.5} = \frac{1}{300.65} \quad (4.2)$$

En el diseño de los sistemas de enfriamiento por absorción, lo que se busca es maximizar el área de transferencia de calor, por lo que las superficies extendidas ayudan a este fin, para este diseño se consideran aletas verticales, las cuales permiten extraer el calor por medio del canal que se forma entre ellas por el efecto de flotabilidad. El incremento de la superficie que participa en el intercambio puede

incrementar significativamente la transferencia de calor. El número de Nusselt para aletas paralelas verticales isotérmicas se determina mediante [55].

$$Nu = \frac{hS}{k} = \left[ \frac{576}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{Ra_s S}{L}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5} \quad (4.3)$$

Donde:

( $Nu$ ) Es el número de Nusselt (adimensional)

( $h$ ) Es el coeficiente de transferencia de calor para el tubo aletado  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

( $S$ ) Es el espacio entre aletas adyacentes ( $m$ )

( $k$ ) Es la conductividad térmica  $\left(\frac{W}{mK}\right)$

( $L$ ) altura de la aleta ( $m$ )

( $Ra_s$ ) Número de Rayleigh para aletas paralelas verticales (adimensional)

Como primer paso se determina el valor del número de Rayleigh para aletas paralelas verticales con la siguiente ecuación.

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)S^3}{\nu^2} Pr \quad (4.4)$$

$$Ra_s = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2}) \left(\frac{1}{300.65 K}\right) (30 K - 25 K)(4 \times 10^{-3} m)^3}{(1.585 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7289) = 30.29 \text{ adimensional}$$

$$Nu = \left[ \frac{576}{\left(\frac{(30.29)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^2} + \frac{2.873}{\left(\frac{(30.29)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m}\right)^{0.5}} \right]^{-0.5} = 0.4591 \text{ adimensional}$$

Con el valor de Nusselt se puede determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor para el tubo aletado despejando  $h$  de la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{hS}{k} \quad (4.5)$$

$$h = \frac{Nu k}{S} \quad h = \frac{(0.4591)(0.02569 \frac{W}{m \cdot ^\circ C})}{4 \times 10^{-3} m} = 2.948 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para calcular el área exterior del tubo aletado, se consideran dos áreas, el área de la aleta y el área de la parte no aletada; el área total se determina sumando ambas áreas y multiplicadas por el número total de aletas, en este caso el tubo cuenta con 500 aletas.

$$A_{total} = N(A_{aleta} + A_{no\ aletada}) \quad (4.6)$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_a^2 - r_e^2) + 2\pi r_a t \quad (4.7)$$

$$A_{aleta} = 2\pi((0.0225m)^2 - (0.0125m)^2) + 2\pi(0.0225m)(1x10^{-3}m) = 2.34x10^{-3}m^2$$

El área en la porción no aletada del tubo es:

$$A_{no\ aletada} = \pi D_e S \quad (4.8)$$

$$A_{no\ aletada} = \pi(0,025m)(4x10^{-3}m) = 3.1416x10^{-4} m^2$$

$$A_{total} = 500(2.34x10^{-3}m^2 + 3.1416x10^{-4} m^2) = 1.33 m^2$$

Una vez que se tienen los valores del coeficiente de transferencia de calor convectivo y el área total del tubo, se procede a calcular el flujo de calor mediante la ecuación.

$$Q_{ext} = h_{ext}A_{ext}(T_{amb} - T_{propext}) \quad (4.9)$$

$$Q_{ext} = 2.948 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1.33m^2(30^\circ C - 25^\circ C) = 19.6 W$$

#### 4.1.2. Determinación del coeficiente de transferencia de calor en la parte interna del evaporador.

El evaporador es el elemento que realiza el intercambio de calor por lo que la determinación del coeficiente de transferencia de calor es sumamente importante. En el proceso de evaporación el flujo entra como líquido subenfriado y sale como vapor sobrecalentado como se muestra en la Figura 4.4. La ebullición subenfriada se observa antes de que el fluido alcance una condición de saturación total; el patrón de flujo es burbujeante en la pared y el fluido se encuentra en un estado de no equilibrio, con líquido sobrecalentado cerca de la pared y líquido subenfriado en el núcleo. A medida que aumenta la fracción volumétrica de vapor, las burbujas se aglomeran y se observa un flujo denso denominado flujo de agitación, donde la película nominalmente líquida y el núcleo nominalmente vapor están en un estado altamente agitado.

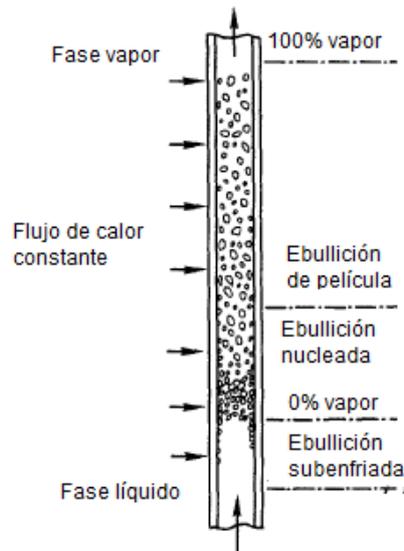


Figura 4.4 Fases de la ebullición flujo forzado evaporador [56].

El patrón de flujo posterior, flujo anular, tiene las fases separadas espacialmente más claramente. Sin embargo, la película puede contener algunas burbujas de vapor y el núcleo puede contener líquido en forma de gotas o serpientes; hay un intercambio de líquido entre la película y el núcleo.

En algún momento antes de la evaporación completa, la pared se vuelve nominalmente seca debido al arrastre neto del líquido o a la ruptura abrupta de la película. Más allá de esta condición de sequía, prevalece el flujo en gotas. Nuevamente ocurre una condición de no equilibrio, pero en este caso, el vapor se sobrecalienta para proporcionar la diferencia de temperatura requerida para evaporar el vapor, el líquido se evapora y se obtiene vapor sobrecalentado normal.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor se han reportado varias correlaciones, pero la de Chen [57] es la más ampliamente utilizada para tratar las diferentes etapas del evaporador y los efectos del flujo de las fases de ebullición nucleada saturada y por el mecanismo de ebullición por convección forzada; las contribuciones hechas por los dos mecanismos son aditivas. La correlación utilizada incorpora el factor numérico (F) de Reynolds y el factor (S) de supresión.

$$h_{df} = S \cdot h_{en} + F \cdot h_{fu} \quad (4.10)$$

Donde:

$(h_{df})$  Es el coeficiente de transferencia de calor en dos fases  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$(h_{en})$  Es el coeficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$(h_{fu})$  Es el coeficiente de transferencia de calor en convección forzada en fase única  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

(*S*) Es el factor de supresión (*adimensional*)

(*F*) Es el factor numérico de Reynolds (*adimensional*)

La ebullición nucleada prevalece sobre la región de baja calidad, en este régimen se presenta la formación de burbujas que no pueden romper las fuerzas de tensión del fluido frío y el coeficiente de transferencia de calor está esencialmente en el nivel de ebullición subenfriado establecido. Después el flujo anular es desarrollado, sin embargo, el coeficiente de transferencia de calor frecuentemente incrementa con el incremento de la calidad. La nucleación se suprime debido a la disminución del espesor de la película y al aumento resultante en el coeficiente de transferencia de calor. Se han proporcionado numerosas correlaciones para esta región de vaporización convectiva, según lo observado por Collier [58], que incorporan comportamientos de baja y mayor calidad en forma aditiva. Las fases de ebullición se muestran en la Figura 4.4

El coeficiente de transferencia de calor de la ebullición nucleada  $h_{en}$  se determina mediante la ecuación de Foster y Zuber et, al. [59].

$$h_{en} = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} C_{P,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \Delta T_e^{0.24} \Delta p_e^{0.75} \quad (4.11)$$

Donde:

( $k_l$ ) Es la conductividad térmica líquida ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )

( $\sigma$ ) La tensión superficial ( $\frac{N}{m}$ )

( $h_{lg}$ ) El calor latente de vaporización ( $\frac{J}{kg}$ )

( $\Delta T_e$ ) El incremento de temperatura ( $K$ )

( $\Delta p_e$ ) El incremento de la presión ( $Pa$ )

Mientras que para el coeficiente de transferencia de calor en convección forzada  $h_{fu}$  se utiliza la ecuación de Dittus y Boelter et, al. [60].

$$h_{fu} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (4.12)$$

Donde:

( $D_h$ ) Es el diámetro hidráulico ( $m$ )

( $Re_l$ ) El número de Reynolds líquido (*adimensional*)

( $Pr_l$ ) El número de Prandtl líquido (*adimensional*)

Para determinar el coeficiente convectivo en convección forzada en fase única en el interior del evaporador se utilizan varias correlaciones, para ello se utilizan valores de

propiedades termofísicas del agua saturada que se obtienen de [55], los valores de las propiedades termodinámicas calculadas son a temperatura promedio.

Por lo que se lleva a cabo las interpolaciones lineales respectivas para cada propiedad a temperatura promedio, mismas que se muestran en la Tabla 4.3.

$$T_{prom} = \frac{(T_{supint} + T_{int})}{2} \quad T_{prom} = \frac{(20+8)}{2} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 4.3 Propiedades termofísicas del agua saturada a 14 °C.

Densidad líquida ( $\rho_l$ )	$998.22 \frac{kg}{m^3}$
Densidad vapor ( $\rho_g$ )	$0.0121 \frac{kg}{m^3}$
Viscosidad dinámica ( $\mu_l$ )	$1.172 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}$
Viscosidad dinámica ( $\mu_g$ )	$0.956 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$
Conductividad térmica ( $k_l$ )	$0.587 \frac{W}{m \cdot K}$
Calor específico líquido ( $C_{p_l}$ )	$4187 \frac{J}{kg \cdot K}$
Tensión superficial ( $\sigma$ )	$7.36 \times 10^{-2} \frac{N}{m}$
Número de Prandtl ( $Pr_l$ )	$8.36 \text{ adimensional}$
Calor latente de vaporización ( $h_{lv}$ )	$2477337.6 \frac{J}{kg}$

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor de la ebullición nucleada se determina de la siguiente manera.

$$h_{en} = 0.00122 \left[ \frac{k_l^{0.79} C_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T e^{0.24} \Delta p e^{0.75} \quad (4.11)$$

$$h_{en} = 0.00122 \left[ \frac{\left(0.587 \frac{W}{mK}\right)^{0.79} \left(4187 \frac{J}{kgK}\right)^{0.45} \left(999.22 \frac{kg}{m^3}\right)^{0.49}}{\left(7.36 \times 10^{-2} \frac{N}{m}\right)^{0.5} \left(1.172 \times 10^{-3} Pa \cdot s\right)^{0.29} \left(2477337.6 \frac{J}{kg}\right)^{0.24} \left(0.0121 \frac{kg}{m^3}\right)^{0.24}} \right] (20 K - 8 K)^{0.24} (2339 Pa - 1085 Pa)^{0.75} = 493.2 \frac{W}{m^2K}$$

Para calcular  $h_{fu}$  se inicia calculando el valor del número de Reynolds líquido ( $Re_l$ ) y el valor de la velocidad másica ( $G$ ), el flujo másico en el evaporador se determina con base a las ecuaciones de balance de masa y energía y a las propiedades termofísicas

del sistema de enfriamiento por absorción obteniendo un valor de flujo másico del refrigerante de  $2.1 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$ .

Para determinar el valor de la velocidad másica ( $G$  en  $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$ ), se utiliza el flujo másico y el área de sección transversal del tubo.

$$G = \dot{m} \left( \frac{1}{A} \right) \quad (4.13)$$

$$D_{tubo} = 2.3 \text{ cm} = 0.023 \text{ m} \quad r_{tubo} = 0.0115 \text{ m}$$

$$A_{trans} = \pi * r^2$$

$$A_{trans} = \pi * (0.0115)^2 = 4.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$G = \dot{m} \left( \frac{1}{A} \right) \quad G = 2.1 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} * \left( \frac{1}{4.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \right) = 0.506 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Para calcular el número de Reynolds, se considera un valor para la calidad de 0.8 ya que con este valor se obtiene el máximo valor del coeficiente de transferencia de calor en la región bifásica para un amplio rango de condiciones de flujo másico [61]. El número de Reynolds líquido  $Re_l$  se determina mediante.

$$Re_l = \frac{(1-x)GD_h}{\mu_l} \quad (4.14)$$

$$Re_l = \frac{(1 - 0.8) \left( 0.506 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right) (0.023m)}{1.172 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}} = 1.986 \text{ Adimensional}$$

El coeficiente de transferencia de la convección forzada en fase única se determina:

$$h_{fu} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (4.12)$$

$$h_{fu} = 0.023 (1.986)^{0.8} (8.36)^{0.4} \left( \frac{0.587 \frac{W}{mK}}{0.023 \text{ m}} \right) = 2.376 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En la determinación del factor del número de Reynolds ( $F$ ), existen varias ecuaciones paramétricas disponibles. Las más utilizada es la presentada por Collier et al. [58], Groeneveld y Snoek et al. [62], Kreith y Bohn [63], Yu et al. [64], Zhang et al. [65], Steiner et al. [66], Kolev [67], Vashisth et al. [68], Oriant et al. [69], Fang et al. [70], y es la que se utiliza para este caso.

En el cálculo del factor del número de Reynolds, se utiliza el recíproco del parámetro de Lockhart-Martinelli permite definir el patrón de flujo, en este caso se supone una calidad de vapor ( $x$ ) en el evaporador de 0.8:

$$F = \begin{cases} 2.35 \left( \frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} & \text{si } 1/X_{tt} > 0.1 \\ 1 & \text{si } 1/X_{tt} \leq 0.1 \end{cases} \quad (4.15)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (4.16)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-0.8}{0.8} \right)^{0.9} \left( \frac{0.0121 \frac{kg}{m^3}}{999.22 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0.5} \left( \frac{1.172 \times 10^{-3} \frac{kg}{ms}}{0.956 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms}} \right)^{0.1} = 1.62 \times 10^{-3}$$

$$F = 2.35 \left( \frac{1}{1.62 \times 10^{-3}} + 0.213 \right)^{0.736} = 266.5 \text{ Adimensional}$$

Para determinar el factor de supresión ( $S$ ), están disponibles seis tipos de ecuaciones paramétricas. La más apropiada es la que presentó Orian et al. [69], Steiner et al. [66].

$$S = \frac{1}{[1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_l F^{1.25})^{1.17}]} \quad (4.17)$$

$$S = \frac{1}{[1 + 2.53 \times 10^{-6} (1.986 \cdot 266.5^{1.25})^{1.17}]} = 0.9805 \text{ adimensional}$$

Finalmente, la determinación del coeficiente de transferencia de calor en dos fases se calcula:

$$h_{df} = S h_{en} + F h_{fu} \quad (4.10)$$

$$h_{df} = (0.9805) \left( 493.2 \frac{W}{m^2K} \right) + (266.5) \left( 2.376 \frac{W}{m^2K} \right) = 1117 \frac{W}{m^2K}$$

Para calcular el flujo de calor en la parte interna, primero se calcula el área interna del tubo mediante la siguiente ecuación.

$$A_{cil} = 2\pi rL \quad (4.18)$$

$$A_{cil} = 2\pi(0.0115m)(2m) = 0.1445 \text{ m}^2$$

Una vez que se tienen los valores del coeficiente de transferencia de calor convectivo y el área total del tubo, se procede a calcular el flujo de calor mediante la ecuación.

$$Q_{int} = h_{int}A_{int}(T_{supint} - T_{int}) \quad (4.19)$$

$$Q_{int} = 1117 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.1445 \text{ m}^2 * (20^\circ C - 8^\circ C) = 1936.88 \text{ W}$$

Una vez que se obtuvieron los primeros valores de  $Q_{ext}$  y  $Q_{int}$  se procedió a hacer varias iteraciones con las temperaturas propuestas hasta alcanzar la igualdad de los flujos de calor y poder determinar las temperaturas de pared, tanto externa como interna.

Los flujos de calor obtenidos en la iteración final fueron de 203.3 W y las temperaturas obtenidas en las paredes del tubo fueron las siguientes.

$$T_{supint} = 9.26 \text{ }^\circ C$$

$$T_{supext} = 10.62 \text{ }^\circ C$$

#### 4.2 DISEÑO DEL CONDENSADOR POR CONVECCIÓN NATURAL.

Para el diseño del condensador se sigue el mismo procedimiento que en el evaporador, suponiendo las temperaturas de operación para realizar los cálculos, se considera como temperatura ambiente ( $T_\infty$ ) 30 °C, la temperatura de pared externa ( $T_{propext}$ ) de 32 °C, la temperatura de pared interna ( $T_{propint}$ ) 33 °C y para que se presente el proceso de condensación la temperatura en el interior del intercambiador debe ser mayor a la temperatura ambiente, por lo que se supone una temperatura interna de vapor ( $T_{interna}$ ) 35 °C, como se muestra en la Figura 4.5.

$$T_\infty = 30 \text{ }^\circ C$$

$$T_{supext} = 32 \text{ }^\circ C$$

$$T_{supint} = 33 \text{ }^\circ C$$

$$T_{int} = 35 \text{ }^\circ C$$

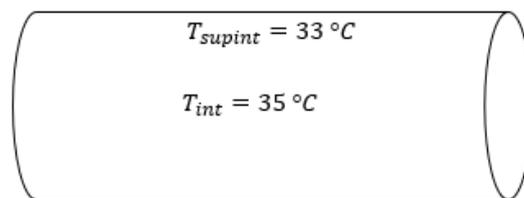


Fig. 4.5 Temperaturas supuestas en el condensador.

Todas las propiedades del fluido se evaluaron a temperatura promedio en °C ( $T_{prom}$ ).

$$T_{prom} = \frac{(T_{supext} + T_{\infty})}{2} \quad T_{prom} = \frac{(32^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C})}{2} = 31^{\circ}\text{C}$$

Los valores de las propiedades termofísicas del aire a 1 atmósfera [55], se determinan por medio de interpolación lineal a temperatura promedio, las cuales se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Propiedades termofísicas del aire a 1 atm a 31 °C.

Conductividad térmica, $k, (W/mK)$	Viscosidad cinemática, $\nu, (m^2/s)$	Número de Prandtl, $Pr$ Adimensional
0.02595	$1.62 \times 10^{-5}$	0.7279

Se calcula la expansión volumétrica

$$\beta = \frac{1}{T_{prom}} = \frac{1}{273.15 + 31} = \frac{1}{304.15}$$

Se determina el valor del número de Rayleigh mediante la ecuación (4.3).

$$Ra_s = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2}) \left( \frac{1}{304.15 K} \right) (32 K - 30 K) (4 \times 10^{-3} m)^3}{(1.62 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7279) = 11.45 \text{ Adimensional}$$

El número de Nusselt se determina mediante la ecuación (4.3).

$$Nu = \left[ \frac{576}{\left( \frac{(11.45)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m} \right)^2} + \frac{2.873}{\left( \frac{(11.45)(4 \times 10^{-3} m)}{0.01 m} \right)^{0.5}} \right]^{-0.5} = 28.8 \text{ Adimensional}$$

Con el valor de Nusselt se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor para el tubo aletado despejando  $h$ .

$$Nu = \frac{hS}{K} \quad h = \frac{NuK}{S} \quad h = \frac{(28.8)(0.02595 \frac{W}{m^{\circ}\text{C}})}{4 \times 10^{-3} m} = 186.84 \frac{W}{m^2^{\circ}\text{C}}$$

El área externa del tubo aletado es la misma que el evaporador, por lo que se puede determinar el flujo de calor mediante la ecuación (1.9).

$$Q_{ext} = 186.84 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 1.33 m^2 (32^\circ C - 30^\circ C) = 497 W$$

#### 4.2.1 DISEÑO DEL CONDENSADOR POR CONVECCIÓN FORZADA INTERNA.

El condensador es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante que fluye a través de él se enfría y se condensa. Durante el proceso de condensación en los intercambiadores de calor, se pueden presentar patrones de flujo como la condensación superficial. En esta situación, las moléculas de vapor que golpean la superficie fría pueden pegarse y condensarse en líquido. El líquido resultante (condensado) se acumulará de dos formas. Si el líquido moja la superficie fría, el condensado formará una película continua, y este modo de condensación se denomina condensación en forma de película. Si el líquido no moja la superficie fría, formará numerosas gotitas microscópicas. Este modo de condensación se conoce como condensación gota a gota y da como resultado coeficientes de transferencia de calor mucho mayores que durante las condiciones de película, como se muestra en la Figura 4.6.

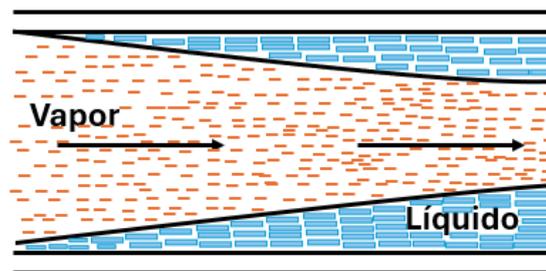


Figura 4.6 Flujo del condensado en un tubo horizontal. Elaboración propia.

Durante la condensación de película dentro de los tubos, puede existir una variedad de patrones de flujo a medida que el flujo pasa de la entrada del tubo a la salida. Estos diferentes patrones de flujo pueden alterar considerablemente la transferencia de calor, por lo que los coeficientes de transferencia de calor local deben calcularse a lo largo del tubo. Los flujos más importantes es la transición del flujo anular al flujo estratificado [71]. El flujo anular ocurre para altos gastos de flujo de vapor, la fase vapor fluye en un núcleo de alta velocidad, pudiendo contener gotas de líquido en su seno. El líquido fluye en forma de una delgada capa pegada a la pared de la tubería, la película en la parte baja es comúnmente más gruesa que en la parte superior. Mientras que el flujo estratificado ocurre a gastos de líquido y vapor relativamente bajos. Las fases se separan por acción de la gravedad ubicándose el líquido en la parte baja de la tubería, mientras que el vapor ocupa la parte superior de la misma.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor, Breber et al. [56] propusieron un método simple de predicción de patrón de flujo que depende de la velocidad másica adimensional  $j_g^*$  definida como:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{1/2}} \quad (4.20)$$

Donde:

( $x$ ) es la calidad de vapor (*adimensional*)

( $G$ ) la velocidad másica específica  $\left(\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)$

( $g$ ) la aceleración gravitacional  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

( $d$ ) el diámetro del tubo ( $m$ )

( $\rho_l$ ) la densidad en fase líquida  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

( $\rho_g$ ) la densidad en fase gas  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

El parámetro de Lockhart-Martinelli (1949) es un parámetro adimensional que correlaciona la caída de presión de la fase líquida y la fase vapor saturado, es calculado por medio de la siguiente ecuación.

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (4.16)$$

Donde:

( $\mu_l$ ) es la viscosidad dinámica en fase líquida ( $Pa \cdot s$ )

( $\mu_g$ ) la viscosidad dinámica en fase gas ( $Pa \cdot s$ )

El parámetro de Lockhart-Martinelli, permite definir el patrón de flujo con las siguientes consideraciones.

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} < 1.0: \quad \text{neblina y anular} \quad (4.21)$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} < 1.0: \quad \text{ondulado y estratificado} \quad (4.22)$$

$$j_g^* < 0.5 \quad X_{tt} > 1.5: \quad \text{babosa} \quad (4.23)$$

$$j_g^* > 1.5 \quad X_{tt} < 1.5: \quad \text{burbuja} \quad (4.24)$$

El número de Reynolds ( $Re$ ) es un parámetro adimensional que indica si el flujo de un fluido es laminar o turbulento; para tubos circulares depende de la velocidad del fluido, del diámetro de la tubería y de la viscosidad cinemática del fluido. En las condiciones más prácticas se considera:

- $Re < 2300$  El flujo sigue un comportamiento laminar
- $2300 < Re < 4000$  zona de transición
- $Re > 4000$  El fluido es turbulento

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la parte interna del condensador, se supone una calidad de vapor ( $x$ ) de 0.8 [61].

Para realizar los cálculos, se determinan propiedades termofísicas de las propiedades del agua saturada obtenidas de [55], a temperatura promedio de 34 °C; mismas que se muestran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 Propiedades termofísicas del agua saturada a 34 °C.

Densidad líquida ( $\rho_l$ )	$995.6 \frac{kg}{m^3}$
Densidad vapor ( $\rho_g$ )	$0.03226 \frac{kg}{m^3}$
Viscosidad dinámica ( $\mu_l$ )	$7.82 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$
Viscosidad dinámica ( $\mu_g$ )	$1.004 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - 0.8}{0.8} \right)^{0.9} \left( \frac{0.03226 \frac{kg}{m^3}}{995.6 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0.5} \left( \frac{7.82 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{1.004 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}} \right)^{0.1} = 0.002517 \text{ adimensional}$$

Para predecir el flujo en transición que da la velocidad másica se utiliza:

$$j_g^* = \frac{xG}{[gd\rho_g(\rho_l - \rho_g)]^{1/2}}$$

Donde ( $G$ ) es la velocidad másica la cual es la misma que en el evaporador ya que es el mismo flujo másico y la misma área obteniendo un valor de  $2.1 \times 10^{-4} \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ .

$$j_g^* = \frac{(0.8)(2.1 \times 10^{-4} \frac{kg}{m^2 \cdot s})}{\left[ \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (0.023 \text{ m}) (0.03226 \frac{kg}{m^3}) (995.6 \frac{kg}{m^3} - 0.03226 \frac{kg}{m^3}) \right]^{1/2}} = 0.151$$

Para flujo laminar, el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre todo el perímetro puede ser expresado por

$$h_m = \Omega \left\{ \frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g i_{fg}}{\mu_l d \Delta T} \right\}^{1/4} \quad (4.25)$$

Donde el coeficiente  $\Omega$  depende de la fracción del tubo que es estratificado. Jaster y Kosky [72] demostraron que  $\Omega$  está relacionada con la fracción vacía en fase de vapor ( $\alpha_g$ ):

$$\Omega = 0.728 \alpha_g^{3/4} \quad (4.26)$$

y

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + [(1-x)/x](\rho_g/\rho_l)^{2/3}} \quad (4.27)$$

Con valores de  $X_{tt}$  y  $j_g^*$  se determina que la condensación se realiza en la fase estratificada. El coeficiente  $\Omega$  depende de la fracción de tubo que es estratificado:

$$\Omega = 0.728\alpha_g^{3/4} \quad \text{y} \quad \alpha_g = \frac{1}{1 + [(1-x)/x](\rho_g/\rho_l)^{2/3}}$$

$$\alpha_g = \frac{1}{1 + \left[ \frac{1-0.8}{0.8} \right] \left( \frac{0.03226 \frac{kg}{m^3}}{995.6 \frac{kg}{m^3}} \right)^{2/3}} = 0.9997$$

$$\Omega = 0.728(0.9995)^{3/4} = 0.2799$$

$$h_m = 0.2799 \left\{ \frac{\left( (0.617 \frac{W}{mK})^3 (995.6 \frac{kg}{m^3}) (995.6 \frac{kg}{m^3} - 0.03226 \frac{kg}{m^3}) (9.81 \frac{m}{s^2}) (2.43 \times 10^6 \frac{J}{kg}) \right)^{1/4}}{(7.82 \times 10^{-4} \frac{kg}{m^3}) (0.023 m) (275.15 K)} \right\} = 5548 \frac{W}{m^2 K}$$

Una vez que se tiene el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo, el área total del tubo se determinó con la ecuación (2.9), se procede a calcular el flujo de calor mediante la ecuación.

$$Q_{int} = h_{int} A_{int} (T_{int} - T_{supint}) \quad (4.28)$$

$$Q_{int} = 5548 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0.1445 m^2 * (35^\circ C - 33^\circ C) = 1603.4 W$$

Como en el caso del evaporador, una vez que se obtuvieron los valores de  $Q_{ext}$  y  $Q_{int}$  se procedió a hacer varias iteraciones hasta encontrar la igualdad de los flujos de calor y poder determinar las temperaturas de pared, tanto externa como interna.

Los flujos de calor obtenidos en la iteración final fueron de 285 W y las temperaturas obtenidas en las paredes del tubo fueron las siguientes.

$$T_{supint} = 34.80^\circ C \quad T_{supext} = 33.76^\circ C$$

### 4.3 DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORBEDOR.

Para el caso del absorbedor, actualmente en la literatura existe mínima investigación reportada del diseño del intercambiador de calor de tubos aletados, por lo que se toma como guía la metodología empleada en la tesis (Cañadas y Torres) [73]. El diseño del

intercambiado de calor es del tipo carcaza y tubos de configuración cuadrada, con tubos de acero inoxidable 304.

Los tubos de acero inoxidable 304 son del calibre  $\frac{3}{8}$ , con las siguientes características:

$$d_{\text{ext}} = 5.8 \text{ mm} = 5.8 \times 10^{-3}$$

$$d_{\text{int}} = 4.8 \text{ mm} = 4.8 \times 10^{-3}$$

### Cálculo de la temperatura media logarítmica.

Para determinar la temperatura media logarítmica se proponen los valores de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que son los siguientes:  $T_{\text{ent,fluido}} = 35^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{sal,fluido}} = 30^\circ\text{C}$ , temperatura de enfriamiento  $T_{\text{ent,enf}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{sal,enf}} = 25^\circ\text{C}$ . Como se muestra en el perfil de temperaturas de la Figura 4.7.

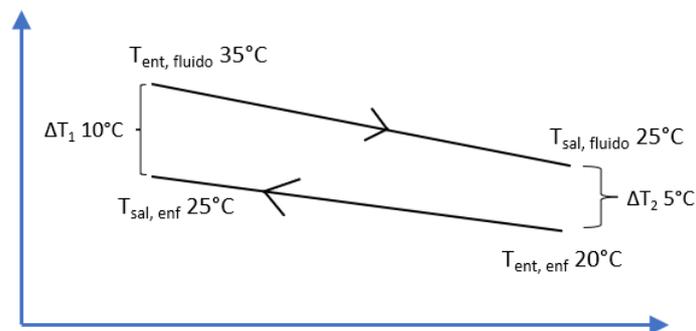


Figura 4.7 Perfil de temperaturas del absorbedor.

La temperatura media logarítmica se determina mediante la ecuación.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.29)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(35 - 25) - (25 - 20)}{\ln \frac{(35 - 25)}{(25 - 20)}} = 7.21^\circ\text{C}$$

#### 4.3.1 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del absorbedor.

Para llevar a cabo el dimensionamiento del absorbedor, se deben de calcular o estimar valores de los parámetros que influirán en los cálculos, por lo que se resolverán por el proceso iterativo de prueba y error. En la determinación del coeficiente de transferencia de calor convectivo, primero se evaluará en la parte interna del absorbedor ( $h_i$ ), y luego se realiza un proceso iterativo para obtener el valor en la parte donde se tiene la solución ( $h_e$ ). Se utilizan varias correlaciones que involucran propiedades termodinámicas que se utilizan como datos de entrada, los

valores de las propiedades se toman con el valor de la temperatura promedio de enfriamiento.

$$T_{prom} = \frac{(T_{ent} + T_{sal})}{2} \quad T_{prom} = \frac{(20+25)}{2} = 22.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades de la temperatura promedio en el interior de la tubería para el agua líquida entre 0 °C y 100 °C son las siguientes.

$$\rho = 997.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k = 0.6025 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \quad Pr = 6.58$$

$$\mu = 9.465 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \quad Cp = 4181 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

En base a la literatura consultada en la operación de equipos similares se asume el flujo del fluido de enfriamiento con una velocidad de  $0.44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , la cual será la base para los cálculos siguientes.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_i$ ), primeramente, se determina el número de Reynolds mediante la ecuación.

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad (4.30)$$

$$Re = \frac{(997.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(0.44 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0.0048 \text{ m})}{9.465 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 2225.8$$

Para flujo turbulento se utiliza la ecuación 4.30 para determinar el número de Nusselt, con  $n = 0.4$  para calentamiento.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (4.31)$$

$$Nu = 0.023(2225.8)^{0.8}(6.58)^{0.4} = 23.28$$

El coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_i$ ) se determina con

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad (4.32)$$

$$h_i = 23.28 \frac{(0.6025 \frac{\text{W}}{\text{m K}})}{(0.0048 \text{ m})} = 2922.13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería es:

$$R_{ac} = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2\pi k_{ac}} \quad (4.33)$$

Donde:

El diámetro exterior del tubo ( $d_e$ ) es en m, el diámetro interior del tubo ( $d_i$ ) en m, y la conductividad térmica del acero ( $k_{ac}$ ) en  $\frac{W}{mK}$ .

$$R_{ac} = \frac{\ln \left( \frac{0.0058 \text{ m}}{0.0048 \text{ m}} \right)}{2\pi \left( 13.4 \frac{W}{mK} \right)} = 2.25 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}C}{W}$$

La resistencia térmica en el interior por unidad de longitud es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (4.34)$$

$$R_i = \frac{1}{\left( 2922.13 \frac{W}{m^2K} \right) (\pi)(0.0048 \text{ m})} = 22.88 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}C}{W}$$

El coeficiente de transferencia de calor convectivo en la parte interna de la tubería se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$h_e = 0.725 \left[ \frac{(\rho)^2 * g * (h_{fg}) * K^3}{\mu * dN(T_{sat} - T_e)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Para este caso, se requieren de propiedades termodinámicas tanto del refrigerante que es el agua como de la solución H<sub>2</sub>O-LiCl. En el caso del refrigerante se consideran las siguientes propiedades termodinámicas a  $T_{sat}$  de 30°C.

$$\rho_{H_2O} = 996 \frac{kg}{m^3} \quad k_{H_2O} = 0.615 \frac{W}{m K} \quad \mu_{H_2O} = 7.98 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s}$$

Las propiedades para la solución H<sub>2</sub>O-LiCl se determinan para una concentración del 40% en fracción másica y a una temperatura de operación del absorbedor de 35 °C, mismas que se determinan con base en las formulaciones presentadas por Conde [74].

$$\rho_{LiCl} = 996.2 \frac{kg}{m^3} \quad \mu_{LiCl} = 72.94 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s}$$

$$k_{LiCl} = 0.6218 \frac{W}{m K} \quad C_{p_{LiCl}} = 996.2 \frac{kg}{m^3}$$

Para la solución se tiene que multiplicar el valor de la densidad por un factor de 0.9, el cual se utiliza para para soluciones acuosas a baja temperatura.

$$\rho_{sol} = \rho_r * \rho_{H_2O} = (0.9)(996) = 896.4 \frac{kg}{m^3}$$

El calor latente de vaporización se toma de la tabla A9 propiedades del agua saturada de [55], a temperatura de saturación de 35 °C, con un valor de  $2260 \frac{kJ}{kg}$ .

El coeficiente de transferencia de calor en la parte interna ( $h_e$ ) se determina mediante

$$h_e = 0.725 \left( \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} \quad (4.35)$$

Donde:

El calor latente de vaporización ( $h_{fg}$ ) es en  $\frac{kJ}{kg}$ , la constante gravitacional (g), y el número de tubos (N).

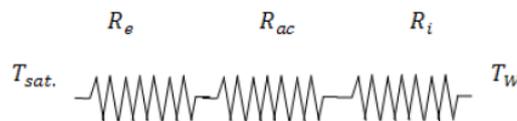
$$h_e = 0.725 \left( \frac{\left( 896.4 \frac{kg}{m^3} \right)^2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left( 2260 \times 10^3 \frac{kJ}{kg} \right) \left( 0.6218 \frac{W}{mK} \right)^3}{\left( 72.94 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s} \right) \left( 5.8 \times 10^{-3} m \right) (3) (T_{sat} - T_e)} \right)^{1/4} = 9826.2 (T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

La resistencia térmica en el exterior por unidad de longitud se determina por:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e} \quad (4.36)$$

$$R_e = \frac{1}{9826.2 (T_{sat} - T_e)^{-1/4} (\pi * 5.8 \times 10^{-3} m)} = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{179.05}$$

Del perfil de resistencias en el absorbedor se tiene.



$$\frac{T_{sat} - T_e}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i} \quad (4.37)$$

$$\frac{35 - T_e}{179.05} = \frac{T_e - T_i}{2.25 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}} = \frac{T_i - 25}{22.88 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}}$$

$$179.05(35 - T_e^{3/4}) = \frac{T_e - T_i}{2.25 \times 10^{-3} \frac{mK}{W}} = \frac{T_i - 25}{22.88 \times 10^{-3} \frac{mK}{W}} \quad (4.38)$$

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación (4.37).

$$\frac{T_e - T_i}{2.25 \times 10^{-3} \frac{mK}{W}} = \frac{T_i - 25}{22.88 \times 10^{-3} \frac{mK}{W}}$$

$$10.17(T_e - T_i) = T_i - 25$$

$$T_i = 0.9105T_e + 2.24 \quad (4.39)$$

Igualando el primero y el tercer término de la ecuación (4.37)

$$179.05(30 - T_e^{3/4}) = \frac{T_i - 25}{22.88 \times 10^{-3} \frac{mK}{W}}$$

$$4.1(30 - T_e^{3/4}) = T_i - 25$$

$$T_i = 90.72 - 4.096 T_e^{\frac{3}{4}} \quad (4.40)$$

Se resuelven las ecuaciones (4.38) y (4.39)

$$T_i = 33 \text{ °C} \quad \text{y} \quad T_e = 33.9 \text{ °C}$$

Se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor externo.

$$h_e = 9836.2 (33.9 - 30)^{1/4} = 13822.72 \frac{W}{m^2 \text{ °C}}$$

$$R_e = \frac{(33.9 - 30)^{\frac{1}{4}}}{179.05} = 7.85 \times 10^{-3} \frac{\text{°C}}{W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor por unidad de longitud de tubería se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$u_e = \frac{1}{\pi * d_e (R_i + R_{ac} + R_e)} \quad (4.41)$$

$$u_e = \frac{1}{\pi * 5.8 \times 10^{-3} (22.88 \times 10^{-3} + 2.25 \times 10^{-3} + 7.85 \times 10^{-3})} = 1664,17 \frac{W}{\text{°C m}^2}$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en el uso de refrigerantes en estado líquido.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_e} = +R_f \quad (4.42)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1248.6} + 0.0002$$

$$U = 999.1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

#### 4.4 CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA.

La transferencia de calor por convección forzada es un mecanismo o tipo de transporte en el que el movimiento del fluido como el agua o el aire es generado por una fuente externa, puede ser por medio de una bomba, un ventilador, dispositivo de succión, etc. Es uno de los métodos de transferencia de calor que permite transportar cantidades significativas de energía térmica de manera eficiente.

En la convección, el movimiento del fluido sobre una superficie sólida crea una capa límite, la cual ralentiza el proceso de transferencia de calor debido a su baja velocidad y efecto aislante. Sin embargo, en la convección forzada externa al utilizar medios externos como un ventilador o una bomba, aumenta la velocidad del fluido reduciendo el grosor de la capa límite; esta reducción en el espesor de la capa límite mejora la tasa de transferencia de calor al mejorar el contacto fluido-sólido y aumentando el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección. Comprender y optimizar la transferencia de calor por convección forzada es crucial para eficiente diseño de intercambiadores de calor.

#### 4.5 CÁLCULO DE CALOR TRANSFERIDO EN EL CONDENSADOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en cilindros circulares, no siempre es posible obtener soluciones analíticas, por lo que es recomendable utilizar correlaciones empíricas desarrolladas por investigadores en estudios experimentales. Para tubos circulares se utilizan correlaciones empíricas del número de Nusselt promedio para convección forzada en flujo cruzado, las que propusieron Zukauskas y Jacob [75].

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = C Re^m Pr^n \quad (4.48)$$

Donde  $n = \frac{1}{3}$  y las constantes experimentales  $C$  y  $m$  se muestran en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6 Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio

Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
Gas o líquido	0.4 – 4	$Nu = 0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$
	4 – 40	$Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$
	40 – 4000	$Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$
	4000 – 40000	$Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$
	40 000 – 400000	$Nu = 0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$

Todas las propiedades del fluido se calculan a temperatura de película.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (4.49)$$

El número de Reynolds se determina a través de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (4.50)$$

Donde:

$V$  Velocidad uniforme del aire  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$D$  Longitud característica del tubo  $(m)$

$\nu$  Viscosidad cinemática  $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

Para llevar a cabo el cálculo del calor que transfiere el condensador se resolverán por el proceso iterativo de prueba y error, por lo que se proponen la temperatura de los alrededores como  $T_\infty = 30\text{ °C}$  y la temperatura de superficie  $T_s = 35\text{ °C}$ , como primer paso se calcula la temperatura de película.

$$T_f = \frac{35\text{ °C} + 30\text{ °C}}{2} = 32.5\text{ °C}$$

De la Tabla A15 [55], A temperatura de película de 32.5 °C tomamos los valores de propiedades termofísicas relativas al aire a presión de una atmósfera que se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Propiedades termofísicas del aire a 1 atm.

Conductividad térmica $k\left(\frac{W}{m\cdot K}\right)$	Viscosidad cinemática $\nu\left(\frac{m^2}{s}\right)$	Número de Prandtl Pr (Adimensional)	Longitud característica del tubo $D(m)$
0.02607	$1.632 \times 10^{-5}$	0.7275	0.025

Una vez obtenidos los valores de las propiedades del aire, se procede a calcular el número de Reynolds, la velocidad del aire se obtiene directamente de un anemómetro digital.

$$Re = \frac{(3 \frac{m}{s})(0.025m)}{1.632 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 4595.59$$

Otra de las correlaciones empíricas para la determinación del número de Nusselt promedio con flujo transversal es la propuesta por Churchill – Bernstein [76]. Que es una correlación integral que cubre todo el rango de Reynolds para el que hay datos disponibles, así como un amplio rango de Prandtl. Se recomienda para  $Re \cdot Pr > 0.2$

Se utiliza la correlación [64] por considerarse más completa.

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62(4595.59)^{\frac{1}{2}}(0.7275)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.7275}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{4595.59}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu_{cil} = 35.57$$

A continuación, se calcula el coeficiente de transferencia de calor (h) mediante la siguiente ecuación.

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D}$$

$$h = \frac{(35.57)(0.02607 \frac{W}{m \cdot K})}{0.025 m} = 37.09 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para determinar la razón de transferencia de calor desde el tubo, se debe de determinar el área total del mismo.

$$A_{total} = A_f + A_{nf}$$

$$A_f = Na_f$$

$$A_{nf} = \pi D_e(1 - tN)$$

Donde:

$A_f$  Es el área total de las aletas

$A_{nf}$  Es el área total no aletada

$$A_f = (500)(2.34 \times 10^{-3}) = 1.17 \text{ m}^2$$
$$(0.001 \text{ m})(500) = 0.03927 \text{ m}^2$$

$$A_{nf} = \pi(0.025 \text{ m})[1 -$$

$$A_{total} = 1.17 \text{ m}^2 + 0.03927 \text{ m}^2 = 1.21 \text{ m}^2$$

Finalmente se calcula la transferencia de calor desde el tubo aletado.

$$Q = h \cdot A_s (T_s - T_\infty)$$

$$Q = (37.09 \frac{W}{m^2 \cdot K})(1.21 \text{ m}^2)(308.15 \text{ K} - 303.15 \text{ K})$$

$$Q = 224.39 \text{ W}$$

El calor que disipará el condensador por convección forzada externa será mediante un banco de 17 ventiladores compactos, el ventilador es de la marca FONSONING, modelo FSY13S12H, de 6 pulgadas, 12 Vcd de alimentación, potencia de 6.6 W, 3000 RPM, corriente máxima 0.5 A, como se muestra en la Figura 4.8.



Figura 4.8 Ventilador FSY13S12H

La velocidad del aire que generan los ventiladores fue medida con un termoanemómetro digital marca Dwyer, serie 471, la medición de la velocidad del aire se llevó a cabo en dos medios, la primera se realizó en mesa de trabajo con un solo ventilador y la segunda se llevó a cabo en el banco de ventiladores, obteniendo una lectura promedio de  $3 \frac{m}{s}$ , como se muestra en la Figura 4.9 y Figura 4.10.



Figura 4.9 Medida del aire un solo ventilador.



Figura 4.10 Medida del aire en banco de ventiladores.

#### 4.6 CÁLCULO DE CALOR TRANSFERIDO EN EL ABSORBEDOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA.

Por manejar las mismas temperaturas de superficie ( $T_s$ ) y de los alrededores ( $T_\infty$ ), se consideran de igual forma los mismos valores de la temperatura de película ( $T_f$ ), así como los valores de las propiedades termofísicas del aire a la presión de 1 atmósfera mencionadas en la Tabla 4.G.

Con el valor de la nueva velocidad del aire se procede a calcular el número de Reynolds, de la misma manera la velocidad del aire se obtuvo con un anemómetro digital.

$$Re = \frac{(2 \frac{m}{s})(0.025m)}{1.632 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 3063.73$$

Con la correlación empírica de Churchill – Bernstein se determina el número de Nusselt.

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62(3063.73)^{\frac{1}{2}}(0.7275)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{0.7275}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{3063.73}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

$$Nu_{cil} = 28.72$$

A continuación, se calcula el coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ) mediante la siguiente ecuación.

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D}$$

$$h = \frac{(28.72)(0.02607 \frac{W}{m \cdot K})}{0.025 m}$$

$$h = 29.95 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Finalmente se calcula la transferencia de calor desde el tubo aletado.

$$Q = h \cdot A_s (T_s - T_\infty)$$

$$Q = (29.95 \frac{W}{m^2 \cdot K})(1.21 m^2)(308.15 K - 303.15 K)$$

$$Q = 181.20 W$$

Para el caso del absorbedor, se utilizan para la convección forzada un banco de 17 ventiladores marca FONSONING, modelo FSY12S12H, 12 V de alimentación, corriente máxima 0.35 A. De igual manera que en el condensador se midió la velocidad del viento con termo-anemómetro digital dando una lectura promedio de  $2 \frac{m}{s}$ , como se muestra en la Figura 4.11 y Figura 4.12.

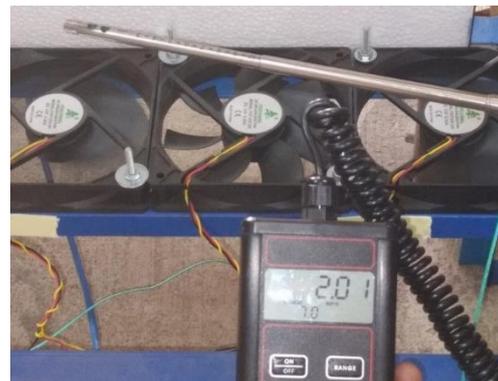


Figura 4.11 Medida del aire un solo ventilador. Figura 4.12 Medida del aire en banco de ventiladores.

## Capítulo V. Corrosión en el sistema de enfriamiento.

### 5.1 Estudio de corrosión

La corrosión se puede definir como el deterioro que sufren los materiales metálicos en sus propiedades tanto físicas como químicas debido a la interacción con el medio que lo rodea [77,78], perdiendo propiedades mecánicas de resistencia generando cambios en su geometría lo que altera la función para lo que fueron diseñados. Desde un punto de vista termodinámico, indica que el metal tiende a retornar al estado primitivo o de mínima energía.

La corrosión es uno de los principales problemas que consumen recursos en la industria y causan muchas pérdidas a los países, ya que genera pérdidas económicas a los países de entre un 3 al 6% del PIB. La corrosión causa accidentes por daños estructurales en puentes, edificaciones, etc.; por eso, es importante realizar periódicamente estudios de corrosión para tomar acciones preventivas y correctivas evitando pérdidas mayores. Para reducir estos problemas se han desarrollado aleaciones metálicas de cromo, níquel y manganeso que les proporcionan mayor resistencia ante la corrosión [79].

Los aceros inoxidable han sido diseñados para obtener una alta resistencia a la corrosión en un amplio rango de condiciones de servicio, esto debido a sus aleaciones, principalmente por el cromo y níquel. Su comportamiento frente a la corrosión está asociada a la formación de una capa de óxido de cromo en la superficie del acero que lo protege [80,81]. Esta capa pasiva es capaz de auto restaurarse de forma natural. Dentro de las diferentes formas de degradación que se pueden presentar, la corrosión por picadura es la forma más común en la que se presenta la corrosión localizada en estos materiales [82]. Este tipo de ataque solo ocurre en presencia de ciertos aniones agresivos como el cloruro y el bromuro [83,84].

Cuando la corrosión metálica se desarrolla en un medio acuoso se denomina corrosión electroquímica, esta consiste en una reacción óxido-reducción entre el metal y una especie oxidante de un medio electrolítico. Las reacciones redox son procesos donde la energía que se libera en una reacción espontánea puede transformarse en energía eléctrica, el dispositivo donde tiene lugar este tipo de proceso recibe el nombre de pila o celda galvánica, y son un tipo de las llamadas celdas electroquímicas. Aunque la corrosión es inevitable, sus efectos se pueden reducir enormemente.

La corrosión se puede presentar por dos mecanismos:

- Corrosión directa. Se presenta cuando los átomos metálicos reaccionan directamente con la sustancia agresiva, afectando el proceso de una manera similar a toda la superficie metálica.
- Corrosión electroquímica. Se debe a la actuación de celdas electroquímicas en las que la disolución metálica sucede en las regiones anódicas, en las regiones catódicas no se presenta ataque. Este tipo de corrosión se presenta cuando el

metal se encuentra en contacto con un medio conductor como el agua o disoluciones salinas. En la corrosión electroquímica, los electrones viajan por el metal desde la zona anódica, donde se presenta la oxidación, hasta la zona catódica donde se produce la reacción de reducción; completando el circuito eléctrico a través de una disolución conductora.

## 5.2 Celda electroquímica.

La celda electroquímica es el equivalente a una pila galvánica, la cual está conformada por un ánodo, un cátodo, un medio electrolito y un multímetro. Ante un estímulo externo, el ánodo cede electrones dándose una reacción de oxidación en el mismo (proceso anódico), mientras el cátodo acepta los electrones dándose una reacción de reducción (proceso catódico). La celda electroquímica es un dispositivo que se utiliza para llevar a cabo las técnicas electroquímicas y está conformada por tres electrodos, como se muestra en la Figura 5.1.

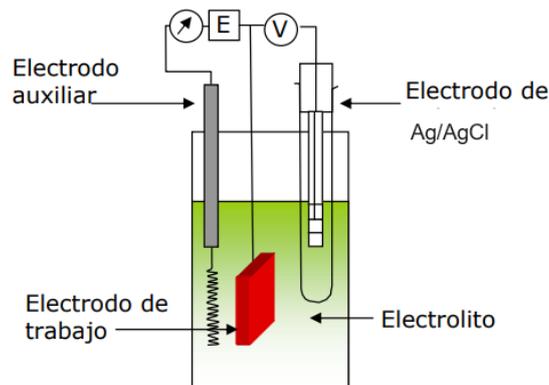


Figura 5.1. Celda electroquímica

Los elementos que conforman la celda electroquímica son los siguientes:

- Electrodo de trabajo (ET). Es aquel sobre cuya superficie tiene lugar el proceso corrosivo que nos interesa estudiar, para este estudio, el electrodo de trabajo es una probeta de acero inoxidable 304 y cuenta con un área superficial de  $0.713 \text{ cm}^2$ .
- Electrodo de referencia (ER). Es el electrodo que se utiliza como referencia para medir el potencial en el circuito, existen de diferentes tipos de electrodos: platino, calomel, zinc, para este caso se utiliza electrodo de plata-cloruro de plata (Ag/AgCl).
- Electrodo auxiliar o contraelectrodo (CE). Este electrodo permite cerrar eléctricamente el circuito, se utiliza una barra de grafito de 6 mm de diámetro.
- Electrolito. Se utiliza como solución de trabajo  $\text{H}_2\text{O-LiCl}$  a concentraciones del 35 y 40% en fracción másica.

### 5.3 Clasificación de la corrosión.

La corrosión se puede clasificar por su morfología, pueden ser por corrosión uniforme o generalizada y corrosión localizada.

- La corrosión uniforme o generalizada es la más común, ocurre sobre toda la superficie del material de forma homogénea, este tipo de corrosión es el que mayor pérdida de material provoca, es fácil de detectar y controlar, se extiende de la misma manera por toda la superficie expuesta y la profundidad es casi la misma en todos los puntos del material.
- La corrosión localizada se da únicamente en ciertas áreas discretas y localizadas, formando pequeñas cavidades o fisuras en la superficie del material, es más difícil detectar y controlar; representa un riesgo potencial debido a lo difícil que es detectarla, la corrosión por picadura se da en entornos donde se utilizan haluros a elevadas temperaturas.

### 5.4 Metodología experimental.

El propósito del estudio de corrosión se lleva a cabo para determinar el comportamiento de los aceros al carbón 1018 y los inoxidables austeníticos 304 y 316L con la mezcla H<sub>2</sub>O-LiCl a temperaturas de operación de 25 °C, 35°C y 70°C a las concentraciones del 35% y 40%.

El estudio inicia con la preparación mecánica de las probetas de ensayo, las cuales están conformadas por barras cilíndricas metálicas de calibre  $\frac{3}{8}$  de diámetro de acero 1018, acero inoxidable 304 y acero inoxidable 316L, la composición química de los aceros utilizados se muestra en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Composición química de los aceros en porcentaje (%).

Metales	Fe	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo
Acero 1018	98.81-99.26	0.18	0.6-0.9	0.04	0.05				
Inox 304		0.08	2	0.04	0.03	0.75	18-20	8-11	
Inox 316L		0.035	2	0.04	0.03	0.75	16-18	10-15	2-3

Para preparar las probetas de ensayo, se cortaron barras metálicas de acero de aproximadamente 1 cm de longitud, posteriormente se abocardaron con broca de titanio de medida  $\frac{1}{32}$ , a continuación, se procedió a colocarles alambre de cobre calibre 14 para manipular las probetas de ensayo y presentar buena conductividad eléctrica, para finalmente montar en moldes de PVC y encapsularlas con resina epóxica.

Una vez obtenidas las probetas de ensayo se realizó un pulido superficial con lijas de papel, se inició con calibre 80, 120, 220, 320, 400 y 600 respectivamente, dicho proceso se realizó con la pulidora Spectrum System 1000. Al término del pulido se lavaron con agua destilada, se desengrasaron con alcohol y se secaron con pistola

de aire caliente. Finalmente, se preparó la solución H<sub>2</sub>O-LiCl con agua destilada, el LiCl es de grado analítico a las concentraciones de 35% y 40% en fracción másica que actuó como electrolito en la celda electroquímica.

### 5.5 Técnicas electroquímicas.

Las técnicas electroquímicas aprovechan las características eléctricas de los materiales para obtener información termodinámica, cinética y analítica de un sistema, están basadas en la transformación de la energía eléctrica a energía química y viceversa, las técnicas se refieren a la relación que existe entre corriente (I) y voltaje (V) en el circuito. Estas técnicas permiten estudiar los procesos fisicoquímicos que tienen una relación entre la reacción química y la electricidad, estas se producen en la interfase entre un conductor químico y un conductor iónico. Las técnicas electroquímicas se especializan en las reacciones de óxido-reducción, que tienen como resultado la transferencia de electrones entre sustancias, es decir, que se intercambian iones entre la disolución y un determinado intercambiador de iones [85]. El procedimiento para llevar a cabo las técnicas electroquímicas fue de acuerdo con la norma ASTM G3-89 [86].

Las técnicas electroquímicas realizadas fueron las siguientes:

- Potencial a circuito abierto (OCP)
- Curvas de polarización (CV)
- Espectroscopia de impedancia electroquímica (EIS)
- Ruido electroquímico (NE)

Para llevar a cabo las técnicas electroquímicas se utilizó un equipo potenciostato marca GAMRY modelo 30126, así como la celda electroquímica como se muestra en la Figura 5.2.



Figura 5.2. Arreglo instrumental estudio de corrosión.

### 5.5.1. Potencial a circuito abierto (OCP).

Es uno de los principales parámetros de corrosión que permite conocer el potencial en estado estacionario de la muestra bajo circuito abierto. A través del valor del potencial se conoce la capacidad protectora del recubrimiento sobre el sustrato. La medida del OCP es una técnica no destructiva que permite determinar el potencial de corrosión ( $E_{corr}$ ) en el transcurso del tiempo de un electrodo con relación a uno de referencia, frente a la acción de un electrolito sin que se le aplique ningún estímulo eléctrico externo [87]. El sistema tiende al punto de equilibrio, que es el potencial con la menor corriente que pasa por el circuito.

En el OCP cuando el potencial ( $E_{corr}$ ) aumenta en el transcurso del tiempo, se forma una capa pasiva por medio de capas de óxido metálico que impiden o reducen el avance del proceso corrosivo protegiendo al material, se hace más noble. Mientras que, cuando el potencial ( $E_{corr}$ ) disminuye el material vuelve más activo y se deteriora corroyéndose, formando una capa de óxido porosa. Los resultados obtenidos con esta técnica se muestran en las Figuras 5.3 - 5.8.

La Figura 5.3 a temperatura de 25°C y concentración del 40%, muestra que el acero inoxidable 316L mantiene su  $E_{corr}$  constante no presenta variaciones considerables en el transcurso del tiempo en lo que llega al equilibrio. El acero inoxidable 304 presentó un ligero desplazamiento hacia valores mayores del OCP, haciéndose más noble; para el caso del acero 1018, en el transcurso del tiempo provocó un desplazamiento del valor del OCP hacia valores más activos y tiende a corroerse.

La Figura 5.4 a temperatura de 25°C y concentración del 35%, muestra que para el acero inoxidable 304 inicialmente se desplaza a valores de OCP más activos, pero en corto tiempo presenta desplazamiento hacia valores de OCP hasta llegar al equilibrio. Para el caso del acero inoxidable 316L presenta caso similar al acero inoxidable 304, al inicio tiene desplazamiento negativo de OCP y en corto tiempo se deslaza a valores mayores de OCP. En cambio, en esta condición el acero 1018 siempre muestra un desplazamiento a valores mayores de OCP haciéndose más noble.

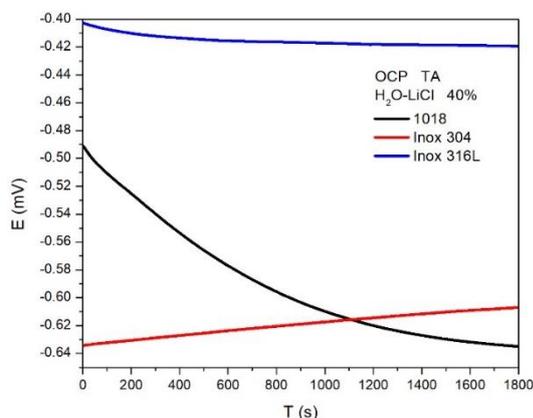


Figura 5.3. OCP 25°C al 40%

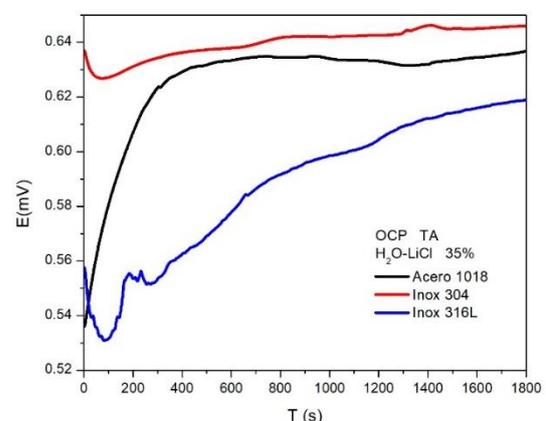


Figura 5.4. OCP 25°C al 35%

En la Figura 5.5 a temperatura de 35°C y concentración del 40%, muestra que los tres metales presentaron desplazamiento del valor del OCP hacia valores más activos, con tendencia a la corrosión.

Mientras que en la Figura 5.6 a temperatura de 35°C y concentración del 35%, los aceros inoxidable 304 y 316L no presentan variación en el valor de OCP, manteniendo constante su  $E_{corr}$ . Para el caso del acero 1018 en el transcurso del tiempo provocó un desplazamiento del valor del OCP hacia valores más activos y tiende a corroerse.

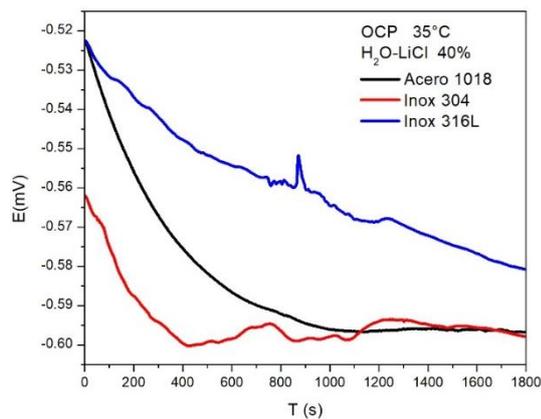


Figura 5.5. OCP 35°C al 40%

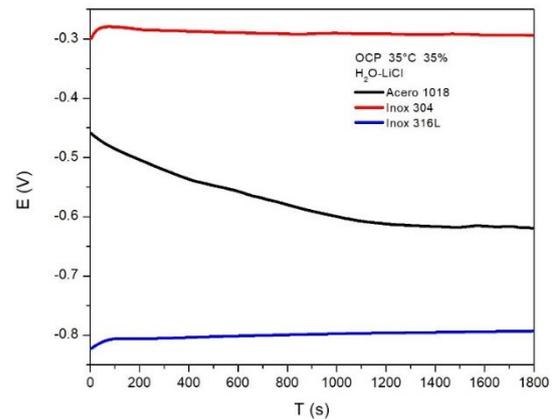


Figura 5.6. OCP 35°C al 35%

La Figura 5.7 a temperatura de 70°C y concentración del 40%, muestra perturbaciones en los tres metales, para el caso del acero inoxidable 316L provoca un ligero desplazamiento a valores mayores de OCP. Para el caso del acero inoxidable 304 provocó un desplazamiento del valor del OCP hacia valores más activos y tiende a corroerse. Mientras que el acero 1018 siempre muestra un desplazamiento a valores mayores de OCP haciéndose más noble.

La Figura 5.8 a temperatura de 70°C y concentración del 35%, muestra que el acero inoxidable 316L mantiene su  $E_{corr}$  casi constante, en el transcurso del tiempo presenta pequeñas variaciones, pero se recupera en lo que llega al equilibrio. El acero inoxidable 304 presenta un desplazamiento a valores de OCP mayores y al final del tiempo se desplaza ligeramente hacia valores más activos. Mientras que el acero 1018 presenta fuertes fluctuaciones, pero siempre con desplazamiento hacia valores más activos.

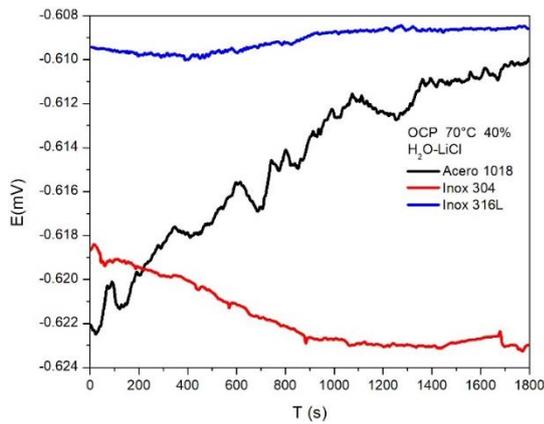


Figura 5.7. OCP 70°C al 40%

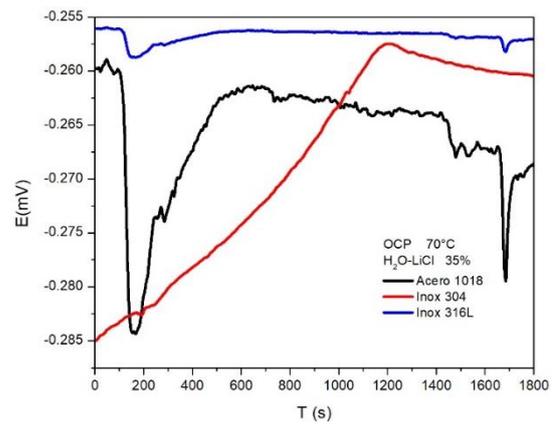


Figura 5.8. OCP 70°C al 35%

### 5.5.2. Curvas de polarización potenciodinámica (CV).

Una curva de polarización es la representación del potencial ( $E$ ) frente al logaritmo de la densidad de corriente ( $\log(i)$ ); la diferencia de potencial de polarización entre el ánodo y el cátodo es la fuerza electromotriz (FEM) de la pila de corrosión. Esta técnica provee información acerca de las características y mecanismos de corrosión, además, muestra las tendencias de picado de un espécimen de metal dentro de una solución [88].

Las curvas de polarización proporcionan información muy importante sobre las zonas de pasivación, activación, formación y destrucción de películas protectoras sobre metales, en diferentes electrolitos de poder oxidante.

Las curvas de polarización obtenidas en este estudio se muestran a continuación en las Figuras 5.9-5.14 con las condiciones de operación tanto de temperatura y concentración.

La Figura 5.9 a temperatura de 25°C y concentración del 40%, muestra que el acero 1018 presenta mayor disolución del metal con una ligera tendencia de pasivación y una mayor densidad de corriente. Los aceros inoxidable 304 y 316L, presentan una zona pasiva más amplia, en mayor grado el segundo; la capa pasiva formada en estos aceros se rompe por el potencial de picadura  $E_{pic}$ . Los aceros inoxidables presentaron una reducción en el valor de la densidad de corriente en comparación con el acero 1018.

En la Figura 5.10 a temperatura de 25°C y concentración del 35%, los aceros inoxidables presentan una zona de pasivación casi al mismo valor del potencial, así mismo, el  $E_{pic}$  es del mismo valor. Mientras que en el acero 1018 presenta mayor disolución del metal y mantiene la tendencia del incremento del valor de la densidad de corriente, lo que lleva a corrosión localizada.

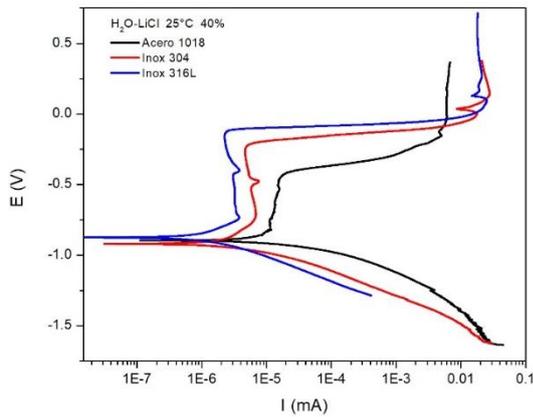


Figura 5.9. CV 25°C al 40%

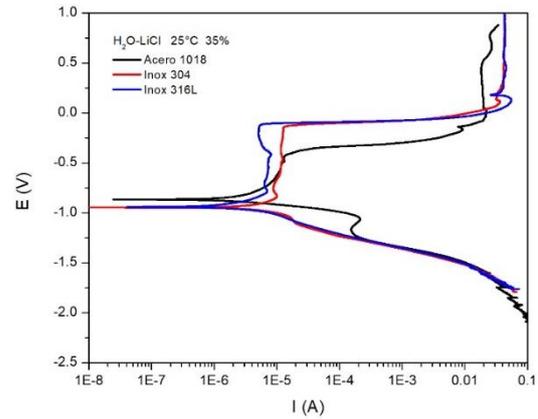


Figura 5.10. CV 25°C al 35%

La Figura 5.11 a temperatura de 35°C y concentración del 40%, muestra que el acero 1018 una mayor disolución del metal además de un valor de densidad de corriente mayor con tendencia a corrosión localizada; mientras que los aceros inoxidable se pasivan a menor valor de densidad de corriente creando una capa protectora.

La Figura 5.12 a temperatura de 35°C y concentración del 35%, muestra que el acero 1018 mostró un comportamiento activo y no hay formación de capa pasiva protectora, con un incremento en el valor de la densidad de corriente. Los aceros inoxidable 304 y 316L presentan una zona pasiva más amplia, en mayor grado el segundo; la capa pasiva formada en estos aceros se rompe por el potencial de picadura  $E_{pic}$ . El valor de la densidad de corriente pasiva entre estos aceros es de casi un orden de magnitud.

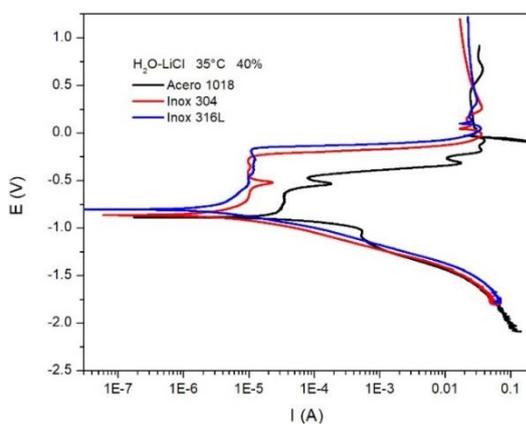


Figura 5.11. CV 35°C al 40%

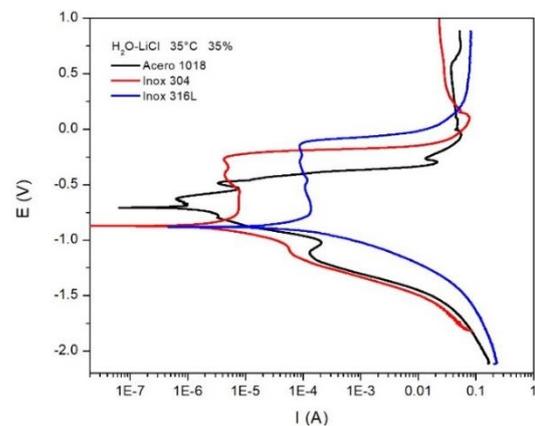


Figura 5.12. CV 35°C al 35%

La Figura 5.13 a temperatura de 70°C y concentración del 40%, muestra que el acero 1018 mostró un comportamiento activo y no hay formación de capa pasiva protectora, con un incremento de la densidad de corriente. Los aceros inoxidable 304 y 316L presentan una zona pasiva más amplia, en mayor grado el segundo; la capa pasiva formada en estos aceros se rompe por el potencial de picadura  $E_{pic}$ . El valor de la densidad de corriente pasiva entre estos aceros es de casi un orden de magnitud.

La Figura 5.14 a temperatura de 70°C y concentración del 35%, muestra que el acero 1018 mostró un comportamiento activo y no hay formación de capa pasiva protectora, con un incremento en el valor de la densidad de corriente. Los aceros inoxidable 304 y 316L presentan una zona pasiva más amplia casi del mismo valor, la capa pasiva formada en estos aceros se rompe por el potencial de picadura  $E_{pic}$ .

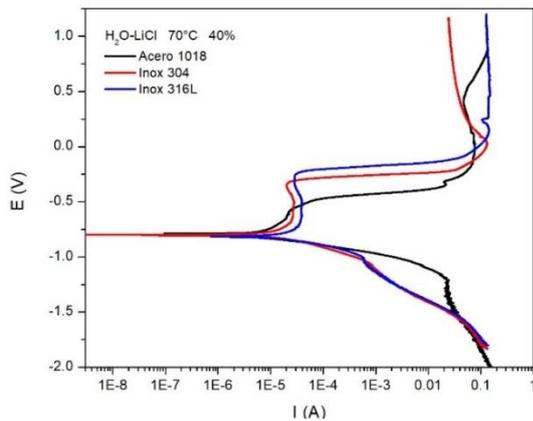


Figura 5.13. CV 70°C al 40%

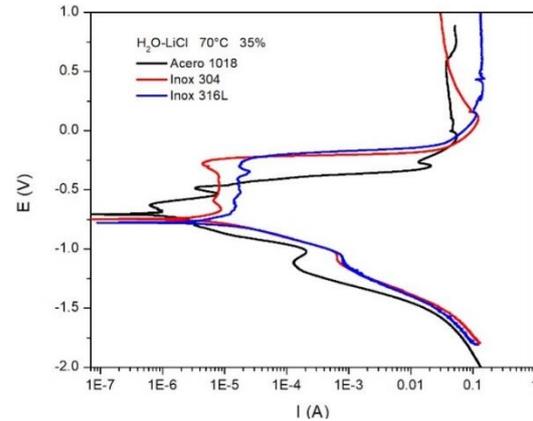


Figura 5.14. CV 70°C al 35%

### 5.5.2.1. Velocidad de corrosión.

Para determinar la velocidad de corrosión de los materiales metálicos se puede utilizar el método de polarización electroquímica, para esto se conocen dos métodos derivados de la teoría del potencial mixto:

- Extrapolación de Tafel
- Resistencia a la polarización

Se decidió utilizar la extrapolación de Tafel por que presenta varias ventajas:

- Se utiliza poco tiempo en realizar las medidas experimentales, las medidas convencionales por pérdida de peso requieren de largos periodos (días o meses). Por polarización electroquímica puede obtenerse una medida semicontinua y rápida de la velocidad de corrosión.
- Presenta alta sensibilidad a nivel de laboratorio y no es necesario trabajar en condiciones que favorezcan la corrosión.
- Es un método no destructivo y puede repetirse numerosas veces utilizando el mismo electrodo.

Método de extrapolación de Tafel.

Para determinar la velocidad de corrosión en los metales utilizados en el proceso de corrosión mediante el método de extrapolación de Tafel, nos apoyamos en las curvas de polarización potencio dinámica evaluadas anteriormente.

La extrapolación de Tafel requiere un único proceso electroquímico cuya etapa determinante de la velocidad sea la transferencia de carga (control por activación).

Se trabaja con curvas de polarización experimentales (en estado estacionario) y aparentes, pues no se ajustan exactamente al proceso de corrosión ya que para su registro es necesario sacar al sistema del equilibrio. La extrapolación de la región de Tafel permite conocer el potencial de corrosión ( $E_{corr}$ ) así como la corriente de corrosión ( $I_{corr}$ ) como se muestra en la Figura 5.15.

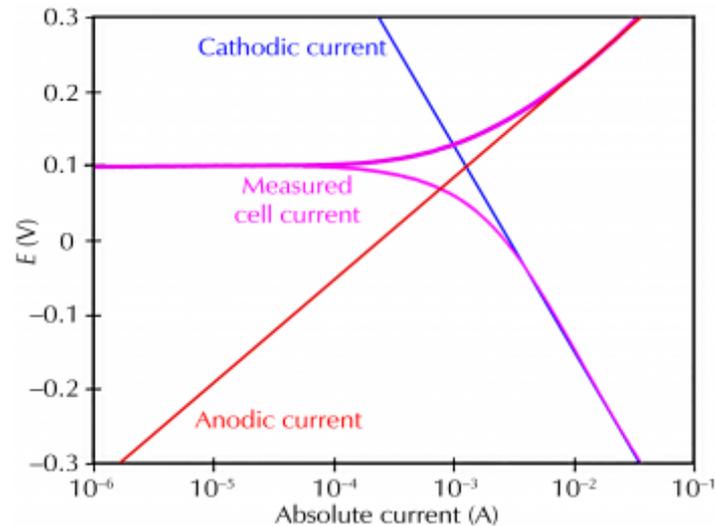


Figura 5.15. Extrapolación de Tafel en curvas de polarización.

Una vez determinado el valor de  $I_{corr}$  los valores de velocidad de corrosión ( $CR$ ) en  $\left(\frac{mm}{año}\right)$  se calcularon de acuerdo con la norma ASTM G102 [89], mediante la siguiente ecuación.

$$CR \left(\frac{mm}{año}\right) = KI_{corr} \frac{EW}{\rho} \quad (5.1)$$

Donde:

$k = 3.27 \times 10^{-3} \left(\frac{mm \cdot g}{\mu A \cdot cm \cdot año}\right)$  constante expresada en  $\left(\frac{mm}{año}\right)$

$I_{corr}$  = densidad de corriente de corrosión  $\left(\frac{\mu A}{cm^2}\right)$

EW = peso equivalente del material (adimensional)

$\rho$  = densidad del material  $\left(\frac{g}{cm^3}\right)$

El peso equivalente EW fue determinado mediante:

$$EW = \frac{1}{\sum \frac{n_i f_i}{W_i}} \quad (5.2)$$

Donde:

$n_i$  = número de valencia del elemento

$f_i$  = fracción de masa del componente  $i$  de la aleación

$W_i$  = peso atómico del elemento

Los valores obtenidos para  $EW$  se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Valores para el peso equivalente del material.

Material	$EW$
Acero 1018	18.46
Inoxidable 304	18.76
Inoxidable 316L	19.03

Los valores para la densidad del material se obtuvieron de hojas de datos técnicos de los materiales, estos se muestran en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Valores para la densidad del material.

Material	$\rho$
Acero 1018	7.87
Inoxidable 304	8
Inoxidable 316L	8

Los resultados obtenidos de  $CR$  se muestran en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Resultados de velocidad de corrosión  $\left(\frac{mm}{año}\right)$

<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (25°C al 40%)</b>			
Material	$E_{corr}$ (mV)	$I_{corr}$ ( $\mu A$ )	$CR$ $\left(\frac{mm}{año}\right)$
Acero 1018	-896	1.07E-03	8.21E-06
Inoxidable 304	-918	3.25E-04	2.49E-06
Inoxidable 316L	-874	1.49E-04	1.16E-06
<b>35°C al 40%</b>			
Acero 1018	-887	3.24E-04	2.49E-05
Inoxidable 304	-862	3.00E-04	2.30E-06
Inoxidable 316L	-802	2.17E-04	1.69E-06
<b>70°C al 40%</b>			
Acero 1018	-803	1.17E-03	8.97E-06
Inoxidable 304	-800	2.88E-03	2.21E-05
Inoxidable 316L	-815	1.57E-03	1.22E-05
<b>25°C al 35%</b>			

Acero 1018	-863	2.35E-04	1.80E-06
Inoxidable 304	-943	6.02E-04	4.62E-06
Inoxidable 316L	-937	1.54E-04	1.20E-06
<b>35°C al 35%</b>			
Acero 1018	-703	2.08E-04	1.60E-06
Inoxidable 304	-871	2.20E-04	1.69E-06
Inoxidable 316L	-876	4.65E-03	3.62E-05
<b>35°C al 70%</b>			
Acero 1018	-707	2.10E-04	1.61E-06
Inoxidable 304	-747	3.80E-04	2.91E-06
Inoxidable 316L	-778	9.33E-03	7.26E-05

### 5.5.3. Espectroscopía de impedancia electroquímica (EIS).

La espectroscopía de impedancia electroquímica (EIS) es una técnica enfocada a los procesos de corrosión, en donde además de evaluar la resistencia a la corrosión con respecto al tiempo se puede determinar la formación de películas, la adsorción y difusión de especies oxidantes en dichos procesos [90]. Es un método electroquímico no destructivo muy utilizado en estudios de corrosión que permite la caracterización de las propiedades de los materiales y sistemas electroquímicos, esta técnica consiste en aplicar una perturbación senoidal de potencial eléctrico de frecuencia variable al material estudiado, tras lo cual se registra la respuesta de este en corriente, dentro de una celda electroquímica. Permite deducir el comportamiento de la interfaz metal-solución, ofreciendo una visión completa de los fenómenos corrosivos que tienen lugar [91]. La impedancia se define como el cociente entre el potencial aplicado y la intensidad de corriente medida a la salida.

Para obtener el espectro de impedancias, se necesita obtener la relación entre los distintos valores de impedancias en cada frecuencia entre esta. La impedancia es resultado de la relación

$$Z^* = \frac{E_o}{I_o} = \frac{E_o \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)}{I_o \cdot \text{sen}(\omega \cdot t + \emptyset)} = Z_o \cdot \frac{\text{sen}(\omega \cdot t)}{\text{sen}(\omega \cdot t + \emptyset)} \quad (5.3)$$

Donde:

$E_o$  es el potencial

$I_o$  es la intensidad

$\omega$  es la frecuencia

$\emptyset$  es el ángulo de desfase

De este modo, la impedancia puede expresarse en función de una magnitud  $Z_o$  y un desfase  $\emptyset$ . Además refleja como el circuito obstaculiza el flujo de carga.

Existen dos formas de representar gráficamente los resultados de impedancia obtenidos en el estudio de EIS.

- Gráfica de Nyquist. Es un tipo de representación que relaciona la impedancia real ( $Z'$ ) con la imaginaria ( $Z''$ ) de un sistema. Generalmente permite analizar a través de semicírculos los posibles mecanismos que gobiernan los fenómenos electroquímicos; si los metales están formando capas pasivas protectoras; estos semicírculos están compuestos por un bucle de capacitancia que se relacionan con capas pasivas.
- Gráfica de Bode. Representa el logaritmo del módulo de la impedancia ( $\log(|Z|)$ ) y el desfase, en función del logaritmo de la frecuencia; muestra en las pendientes la concordancia que hay con los semicírculos que se forman en la gráfica de Nyquist.

El estudio de EIS permite comprender los mecanismos y la cinética de las reacciones, además, permite obtener más información sobre los procesos de corrosión [92,93].

Los resultados obtenidos de EIS en este estudio se muestran a continuación en las Figuras 5.15-5.32.

La Figura 5.16 a temperatura de 25°C y concentración del 40%, muestra que los tres metales presentan el mismo comportamiento formando un semicírculo, donde el acero inoxidable 304 presenta el mayor diámetro y los procesos son controlados por transferencia de carga.

La Figura 5.17 a temperatura de 25°C y concentración del 40%, muestra una sola pendiente para los tres aceros que coincide con la gráfica de Nyquist.

La Figura 5.18 a temperatura de 25°C y concentración del 40%, muestra la formación de una capa pasiva en los tres metales a bajas frecuencias.

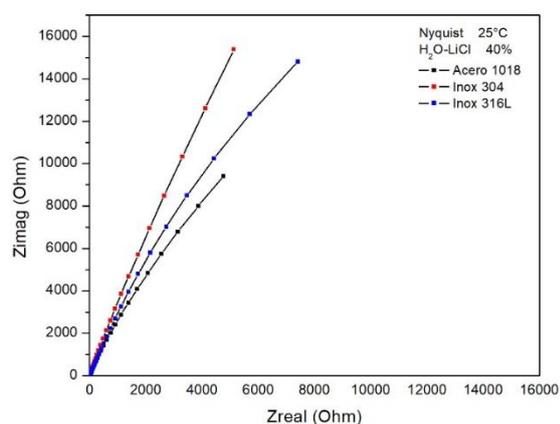


Figura 5.16. Nyquist 25°C al 40%

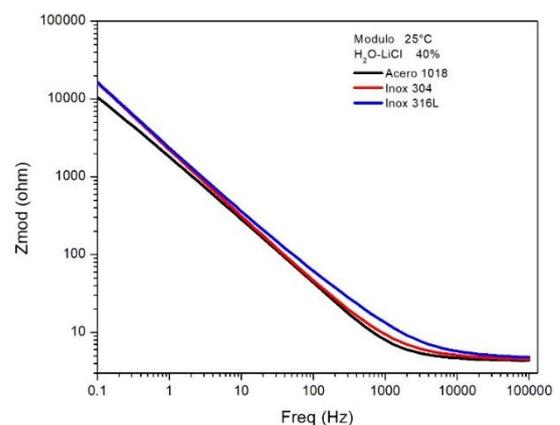


Figura 5.17. Bode 25°C al 40%

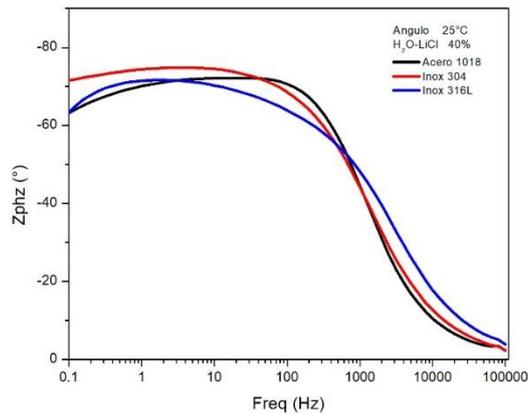


Figura 5.18. Ángulo de fase a 25°C al 40%

La Figura 5.19 a temperatura de 25°C y concentración del 35%, muestra que el acero inoxidable 316L forma dos semicírculos, el primero se debe al proceso de transferencia de carga, mientras que el segundo semicírculo forma una capa de productos de corrosión. El acero inoxidable 304 y el acero 1018 solo presentan un semicírculo capacitivo deprimido, los procesos son controlados por transferencia de carga. El acero inoxidable 316L es el que presenta el diámetro mayor.

La Figura 5.20 a temperatura de 25°C y concentración del 35%, muestra las dos pendientes del acero inoxidable 316L y una pendiente para los otros dos metales. Mientras que la Figura 5.21 muestra que el acero 1018 se protege, mientras que los aceros inoxidables a bajas frecuencias forman una capa protectora y a altas frecuencias presenta disolución del metal.

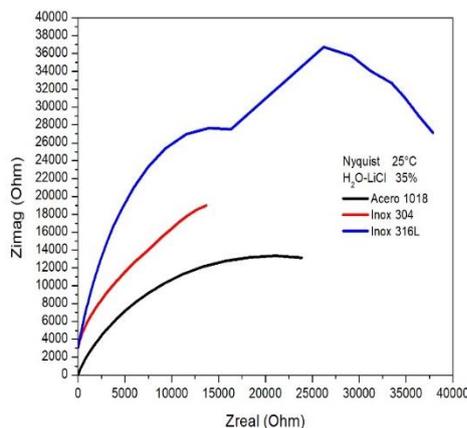


Figura 5.19. Nyquist 25°C al 35%

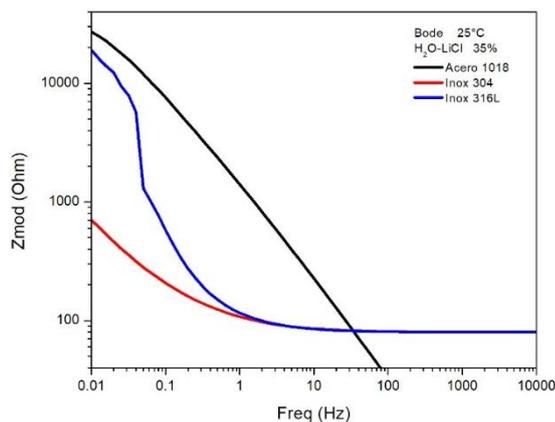


Figura 5.20. Bode 25°C al 35%

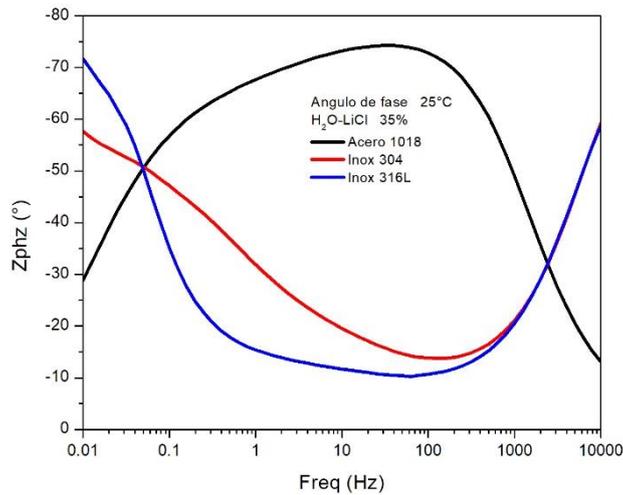


Figura 5.21. Ángulo de fase a 25°C al 35%

La Figura 5.22 a temperatura de 35°C y concentración del 40%, muestra que el acero inoxidable 316L forma un semicírculo capacitivo, lo que indica que el proceso es controlado por transferencia de carga, mientras que, el acero inoxidable 304 y el acero 1018 forman solo un semicírculo y los procesos son controlados por transferencia de carga. La Figura 5.23 muestra una sola pendiente para los tres aceros; mientras que la Figura 5.24 muestra que el acero 1018 se protege, mientras que los aceros inoxidables a bajas frecuencias forman una capa porosa protectora y a altas frecuencias presenta disolución del metal.

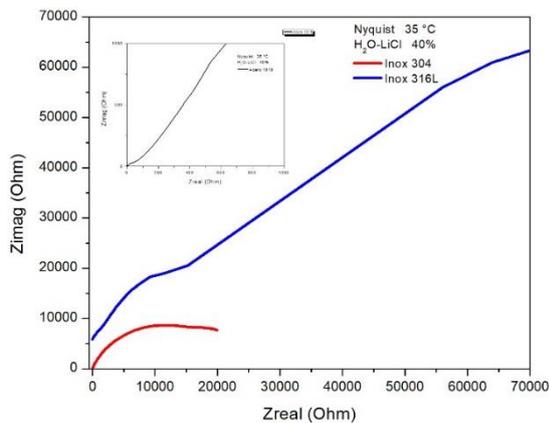


Figura 5.22. Nyquist 35°C al 40%

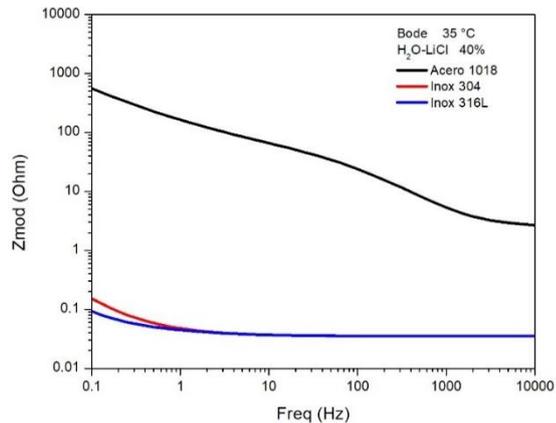


Figura 5.23. Bode 35°C al 40%

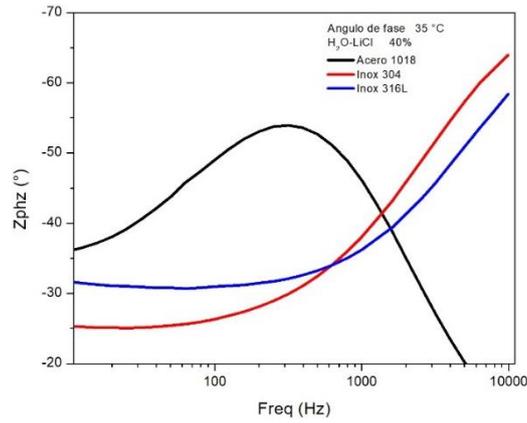


Figura 5.24. Ángulo de fase a 35°C al 40%

La Figura 5.25 a temperatura de 35°C y concentración del 35%, muestra que el acero inoxidable 316L y el acero 1018 forman un semicírculo y los procesos son controlado por el proceso de transferencia de carga, mientras que el acero inoxidable 304 forma dos semicírculos el primero se debe al proceso de transferencia de carga, y el segundo está formando una capa de productos de corrosión. La Figura 5.26 muestra una pendiente para el acero 1018 y el acero inoxidable 316L y dos pendientes para el acero inoxidable 304. Mientras que la Figura 5.27 muestra que el acero 1018 se protege, mientras que los aceros inoxidables a bajas frecuencias forman una capa protectora y a altas frecuencias presenta disolución del metal.

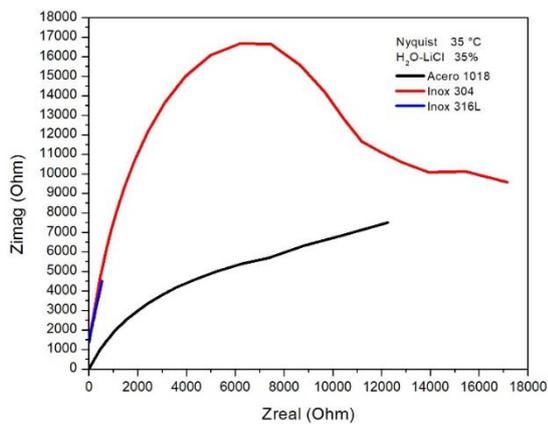


Figura 5.25. Nyquist 35°C al 35%

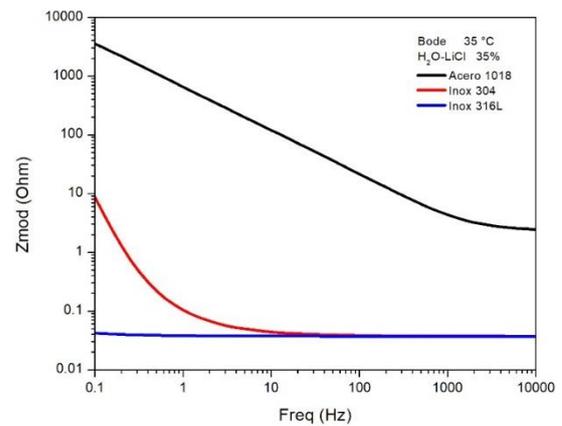


Figura 5.26. Bode 35°C al 35%

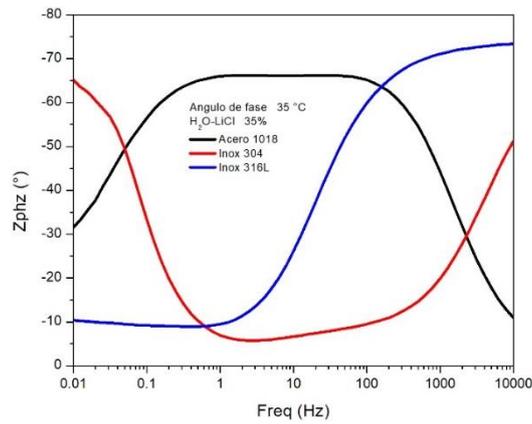


Figura 5.27. Ángulo de fase a 35°C al 35%

La Figura 5.28 a temperatura de 70°C y concentración del 40%, muestra que el acero inoxidable 316L forma dos semicírculos el primero se debe al proceso de transferencia de carga, y el segundo está formando una capa de productos de corrosión, el acero inoxidable 304 forma dos semicírculos y un rizo inductivo a medias frecuencias presentando adsorción/desorción de especies, el acero 1018 solo presenta un semicírculo y es controlado por el proceso de transferencia de carga. La Figura 5.29 muestra una pendiente para el acero 1018 y dos para los aceros inoxidables. Mientras que la Figura 5.30 muestra que el acero 1018 se protege, mientras que los aceros inoxidables a bajas frecuencias forman una capa porosa protectora y a altas frecuencias presenta disolución del metal.

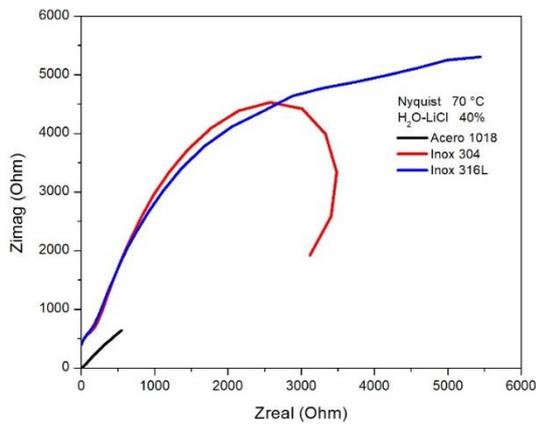


Figura 5.28. Nyquist 70°C al 40%

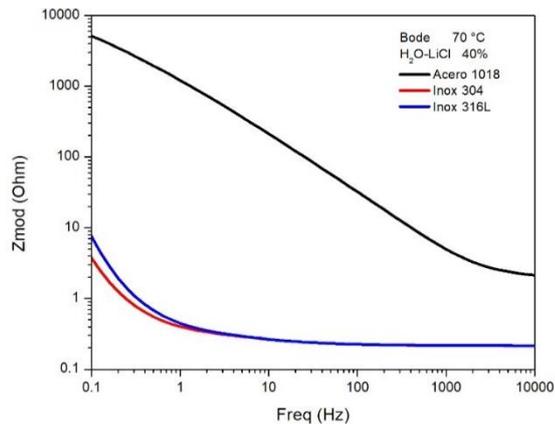


Figura 5.29. Bode 70°C al 40%

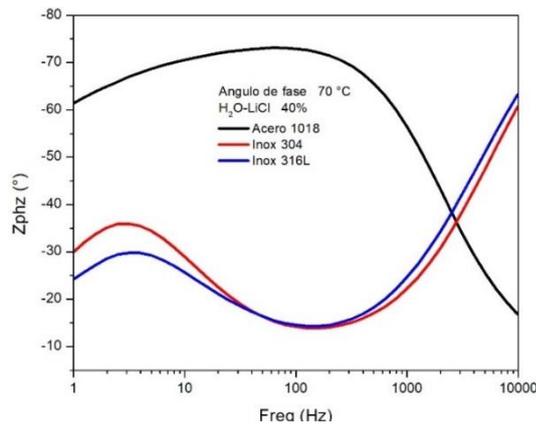


Figura 5.30. Ángulo de fase a 70°C al 40%

La Figura 5.31 a temperatura de 35°C y concentración del 35%, muestra que el acero inoxidable 304 forma dos semicírculos y un rizo inductivo a frecuencias medias presentando adsorción/desorción de especies, mientras que el acero inoxidable 316L y el acero 1018 solo presentan un solo semicírculo y son controlados por el proceso de transferencia de carga. La Figura 5.32 muestra una pendiente para el acero 1018 y el acero inoxidable 316L, mientras que el acero inoxidable 304 presenta dos pendientes. La Figura 5.33 muestra que el acero 1018 se protege, mientras que los aceros inoxidables a bajas frecuencias forman una capa porosa protectora y a altas frecuencias presenta disolución del metal.

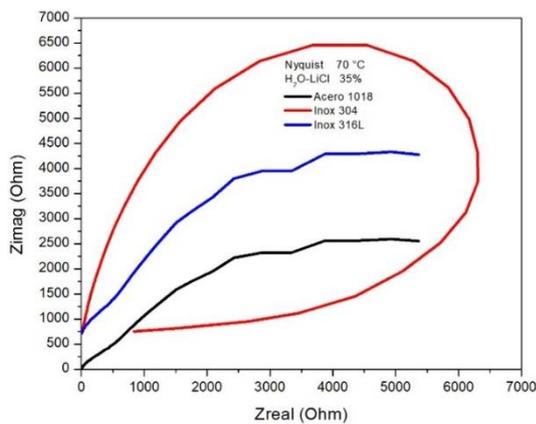


Figura 5.31. Nyquist 70°C al 35%

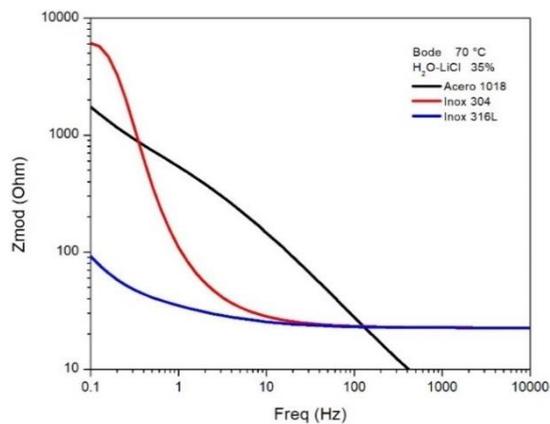


Figura 5.32. Bode 70°C al 35%

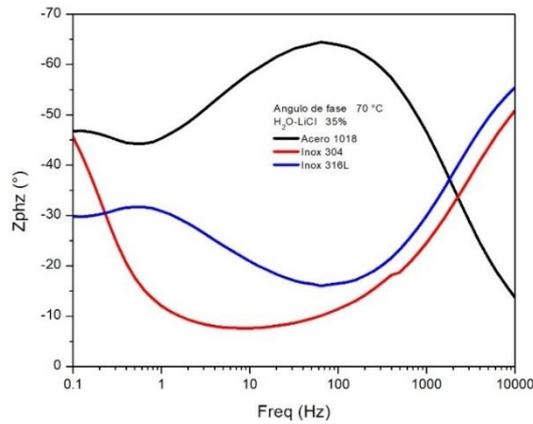


Figura 5.33. Ángulo de fase a 70°C al 35%

### 5.5.3.1. Circuitos eléctricos equivalentes.

El desarrollo de los modelos de un circuito eléctrico equivalente parte de la respuesta de impedancia obtenida a través de los datos experimentales EIS los cuales se representan por medio de los Diagramas de Bode y Nyquist, en las que se involucran secuencias de reacción, como lo son transferencias de masas y fenómenos físicos. Estos modelos se pueden expresar matemáticamente a partir de los circuitos eléctricos. Los circuitos eléctricos se pueden utilizar para construir un marco que nos permita observar los fenómenos que influyen en la respuesta de la impedancia de un sistema electroquímico [94]. El análisis de circuitos eléctricos equivalentes permite establecer similitudes entre los componentes habituales en un circuito eléctrico y la respuesta electroquímica de los mecanismos presentes en el sistema estudiado.

En los estudios que se realizan de EIS, los espectros de impedancia obtenidos pueden ser simulados mediante circuitos eléctricos equivalentes, compuestos por componentes tales como resistencias ( $R$ ), capacitancias ( $C$ ), inductancias ( $L$ ), etc., de tal manera que combinados reproduzcan los espectros de impedancia medidos.

La impedancia es un término que describe la relación entre el potencial ( $V$ ) y la corriente ( $I$ ). En sistemas de corriente continua ( $DC$ ), esta relación viene dada por la Ley de Ohm:

$$V = IR \quad (5.4)$$

Donde:

$V$  tiene unidades en voltios (V)

$I$  en Amperios (A)

$R$  en ohmios ( $\Omega$ )

Para el caso de corriente alterna (AC) la expresión equivalente es:

$$V = IZ \quad (5.5)$$

Donde  $Z$  representa la impedancia del circuito con unidades en Ohm.

Cabe destacar que, a diferencia de la resistencia, la impedancia de un circuito de corriente alterna depende de la frecuencia de la señal que sea aplicada. La frecuencia ( $f$ ) de un sistema de AC tiene unidades de Hertz (Hz) o ciclos por segundo ( $s^{-1}$ ).

Metales activos que sufren corrosión localizada.

En los materiales que sufren corrosión localizada se pueden presentar dos tipos de ataque al metal, uno de ellos es el ataque uniforme y el otro es el ataque localizado, el primero ocurre en forma más lenta y forma una capa de óxido protectora esto debido al cromo que contienen los aceros inoxidable, en el segundo caso, se pueden formar o no capas protectoras y estar expuesto al ataque corrosivo. Los procesos de corrosión uniforme y localizada son físicamente paralelos.

Este tipo de corrosión localizada puede representarse mediante el circuito equivalente de la Figura 5.33; donde  $R_s$  representa la resistencia a la solución,  $C_{dl}$  y  $R_t$  representan la capacitancia de doble capa y la resistencia de transferencia de carga a lo largo de la corrosión localizada, y la capacitancia de óxido de  $C_{ox}$  y  $R_{ox}$  a la resistencia de transferencia de iones a lo largo de la corrosión uniforme.

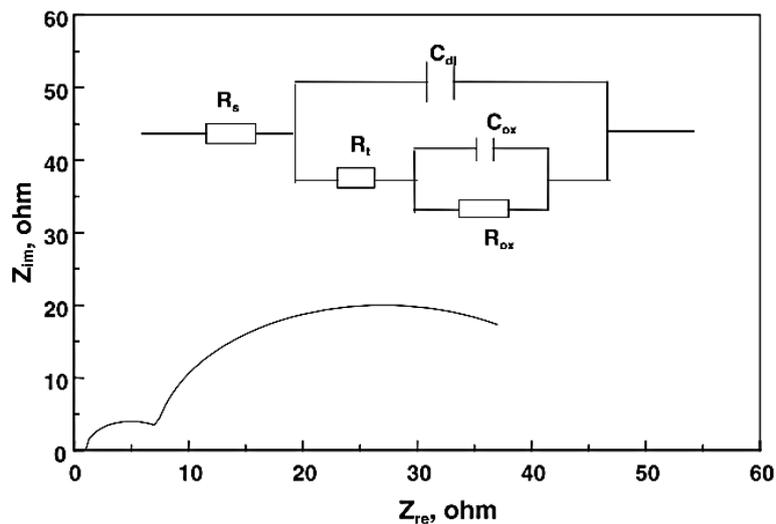


Figura 5.34. Circuito equivalente metales que sufren corrosión localizada.

Los valores para cada uno de los componentes de los circuitos equivalentes se calcularon a partir de datos experimentales y posterior se simularon mediante el software Zview, con la finalidad de ajustar y corroborar que tan exactos eran los resultados experimentales en comparación con los ideales [95,96]. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5. Valores de los elementos de los circuitos equivalentes del estudio de EIS.

H <sub>2</sub> O-LiCl (25°C al 40%)						
Metal	$R_s$ (Ohm cm <sup>2</sup> )	$R_{dl}$ (Ohm cm <sup>2</sup> )	$CPE_{dl}$ (Ohm <sup>-1</sup> s <sup>n</sup> )	$CPE_{ox}$ (Ohm <sup>-1</sup> s <sup>n</sup> )	$R_{ox}$ (Ohm cm <sup>2</sup> )	$R_L$ (Ohm cm <sup>2</sup> )
Acero 1018	4.30	12122	$11.14 \times 10^{-5}$	$3.84 \times 10^{-5}$	4538	
Inox 304	4.30	$1.25 \times 10^{13}$	$32.86 \times 10^{-5}$	$58.36 \times 10^{-5}$	7262	

Inox 316L	4.39	1005	$11.33 \times 10^{-5}$	$14.77 \times 10^{-5}$	9321	
<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (35°C al 40%)</b>						
Acero 1018	2.35	68.36	$21.83 \times 10^{-5}$	$22.92 \times 10^{-4}$	893	
Inox 304	3.48	20714	$8.75 \times 10^{-5}$	$9.2 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{16}$	
Inox 316L	3.142	5754	$10.38 \times 10^{-5}$	$9.59 \times 10^{-5}$	32706	
<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (70°C al 40%)</b>						
Acero 1018	1.62	14.51	$58.69 \times 10^{-5}$	$60.68 \times 10^{-4}$	14.51	
Inox 304	2.46	770	$24.42 \times 10^{-5}$	$61.70 \times 10^{-5}$	6652	
Inox 316L	1.56	359.4	$23.09 \times 10^{-5}$	$36.57 \times 10^{-5}$	8139	
<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (25°C al 35%)</b>						
Acero 1018	2.72	2970	$11.98 \times 10^{-5}$	$7.23 \times 10^{-5}$	35186	
Inox 304	3	$7.5 \times 10^{-6}$	$5.43 \times 10^{-5}$	$12.6 \times 10^{-5}$	82610	
Inox 316L	2.56	7445	$7.05 \times 10^{-5}$	$1.40 \times 10^{-5}$	35708	
<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (35°C al 35%)</b>						
Acero 1018	2.08	15261	$35.93 \times 10^{-5}$	0.7953	9991	
Inox 304	1.34	353.8	$23.14 \times 10^{-5}$	$53.79 \times 10^{-5}$	7181	
Inox 316L	2.63	1915	$71.48 \times 10^{-4}$	$42.28 \times 10^{-5}$	7847	
<b>H<sub>2</sub>O-LiCl (70°C al 35%)</b>						
Acero 1018	2.46	767.8	$24.38 \times 10^{-5}$	$61.08 \times 10^{-5}$	6680	
Inox 304	2.54	221.8	$9.86 \times 10^{-5}$	$3.36 \times 10^{-5}$	14999	
Inox 316L	2.48	8183	$13.05 \times 10^{-5}$			4101

### 5.5.4 Ruido electroquímico (EN).

La naturaleza del ruido electroquímico no tiene que ver con señales audibles, sino con las fluctuaciones en el potencial y las corrientes electroquímicas de los procesos de corrosión que prevalecen en un determinado material debido a las reacciones catódicas y anódicas [97].

El ruido electroquímico es una técnica no destructiva para el estudio de la corrosión in situ de los metales [98], mide las fluctuaciones en el potencial y las corrientes electroquímicas de los procesos de corrosión; proporciona información sobre el mecanismo y tipo de corrosión que sufren los metales, además, determina el rompimiento de la capa pasiva. La medición simultánea en potencial y corriente permite obtener, por analogía de la Ley de Ohm, la resistencia de ruido electroquímico y mediante análisis espectral, la impedancia de ruido electroquímico.

Esta técnica es muy útil para estudiar el proceso de corrosión localizada o por picadura con el análisis de los transitorios presentados en series de tiempo en corriente (I) y potencial (E); la medición de ruido electroquímico en potencial y corriente se hace de manera simultánea. Para el caso de ruido en potencial se mide entre un electrodo de trabajo (WE1) y el electrodo de referencia (RE), mientras que el ruido en corriente se mide entre el electrodo de trabajo (WE1) y un electrodo auxiliar (WE2), comportándose estos dos electrodos como uno solo de área doble, como se muestra en la Figura 5.34.

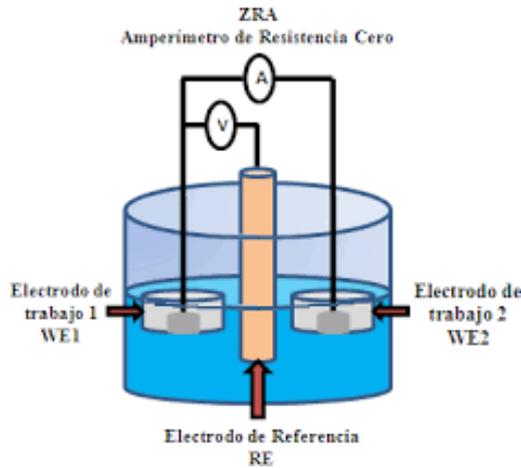


Figura 5.35. Arreglo de conexiones para pruebas de ruido electroquímico [99].

Los resultados obtenidos en las pruebas de ruido electroquímico en potencial y en corriente se muestran a continuación.

Para el acero 1018 los resultados obtenidos se muestran en las Figuras 5.36 y 5.37, donde se observa que los espectros son muy similares y existen perturbaciones de diferente magnitud, esta característica es común en materiales que sufren de corrosión localizada.

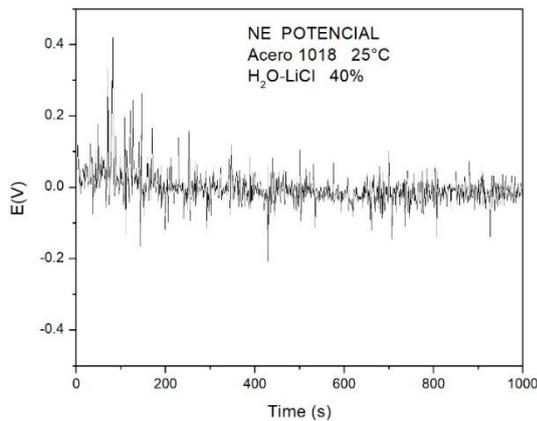


Figura 5.36. NE (E) 25°C al 40%

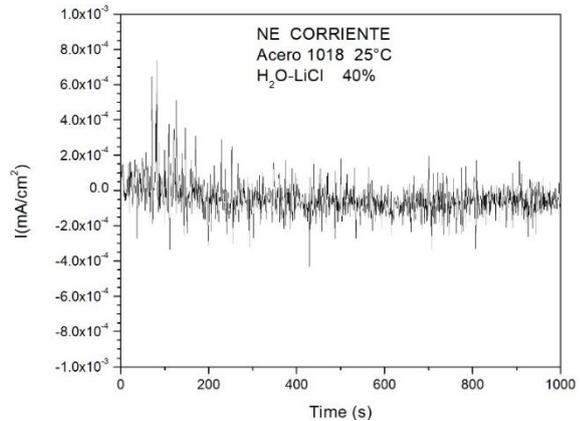


Figura 5.37. NE (I) 25°C al 40%

En las Figuras 5.38 y 5.39 corresponden al acero 1018, los espectros también son muy similares y muestran mínimas perturbaciones, lo que se puede interpretar como que el metal se esté pasivando o presente corrosión uniforme.

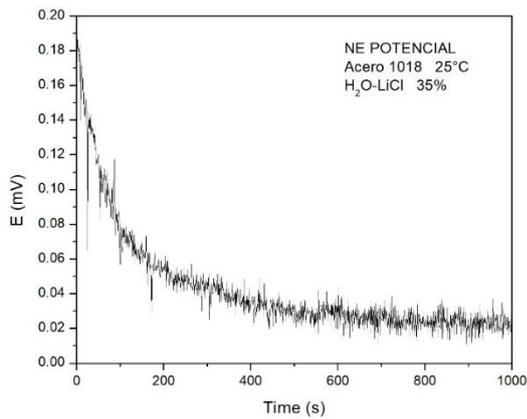


Figura 5.38. NE (E) 25°C al 35%

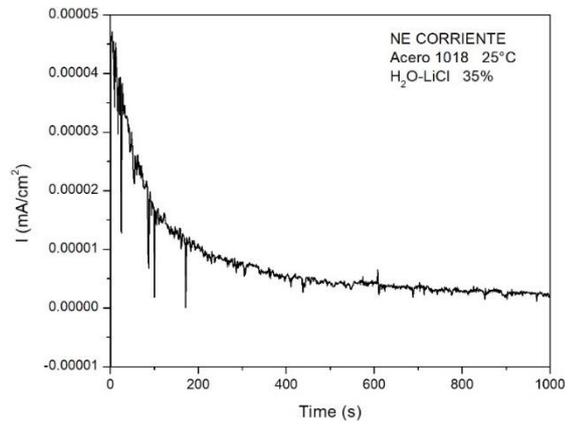


Figura 5.39. NE (I) 25°C al 35%

Para el acero inoxidable 304, las Figuras 5.40 y 5.41 muestran que el metal presenta ligeras perturbaciones dando como resultado mayor pasivación y pocas fluctuaciones de corrosión localizada.

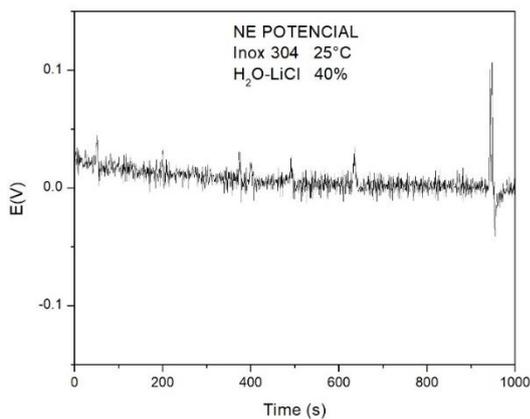


Figura 5.40. NE (E) 25°C al 40%

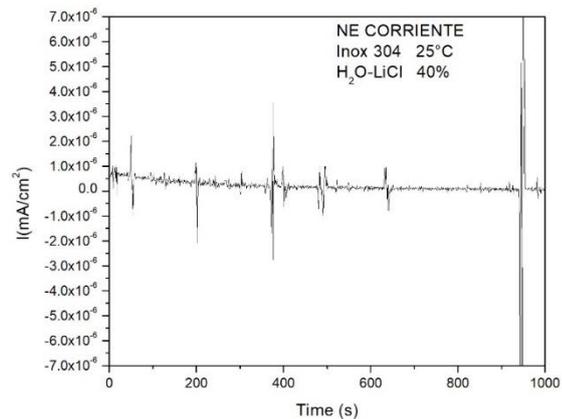


Figura 5.41. NE (I) 25°C al 40%

Las Figuras 5.42 y 5.43 corresponden al acero inoxidable 304, donde se muestra que a menor concentración los metales existen más perturbaciones presentando mayor corrosión localizada que en el caso anterior.

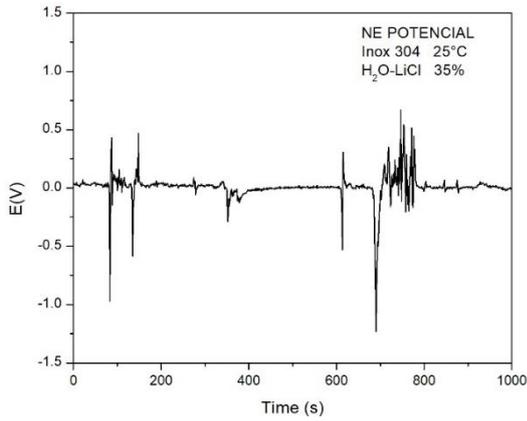


Figura 5.42. NE (E) 25°C al 35%

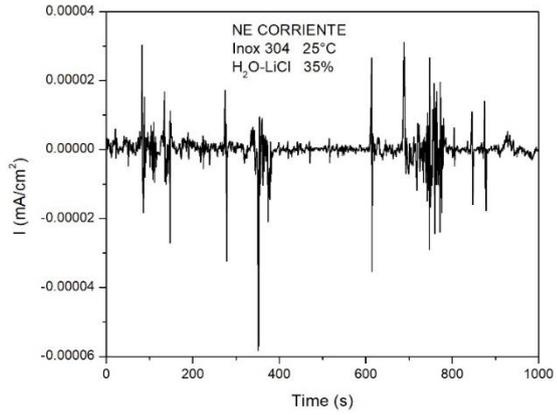


Figura 5.43. NE (I) 25°C al 35%

Para el caso del acero inoxidable 316L, en las figuras 5.44 y 5.45 se puede observar que el material sufre de corrosión localizada, pero con el transcurso del tiempo crea capa pasiva protectora.

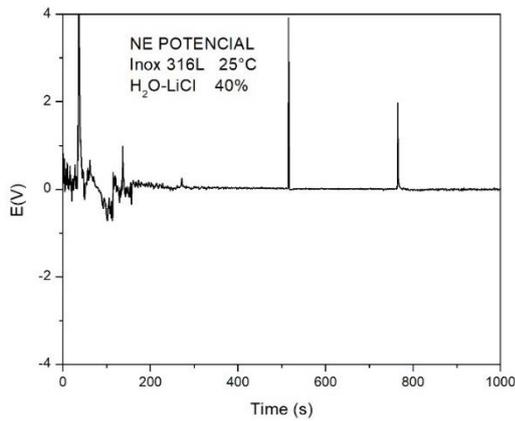


Figura 5.44. NE (E) 25°C al 40%

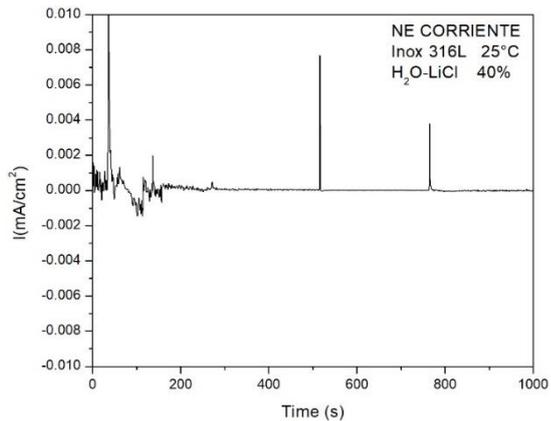


Figura 5.45. NE (I) 25°C al 40%

Las figuras 5.46 y 5.47 corresponden al acero inoxidable 316L, y muestran que a menor concentración existe mayor corrosión, esto debido a las perturbaciones de diferente magnitud.

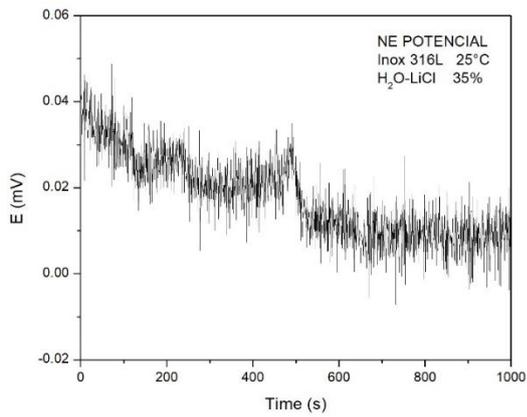


Figura 5.46. NE (E) 25°C al 35%

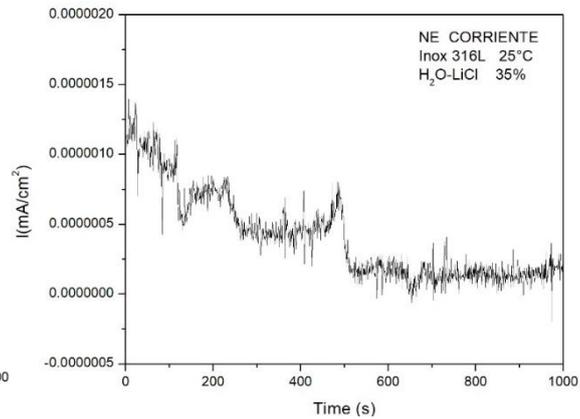


Figura 5.47. NE (I) 25°C al 35%

Para el acero 1018 en las figuras 5.48 y 5.49, en el caso de potencial al inicio existe corrosión uniforme, conforme pasa el tiempo se presenta corrosión localizada; mientras que, en el caso de corriente, se presenta al inicio corrosión localizada y en la parte final corrosión uniforme.

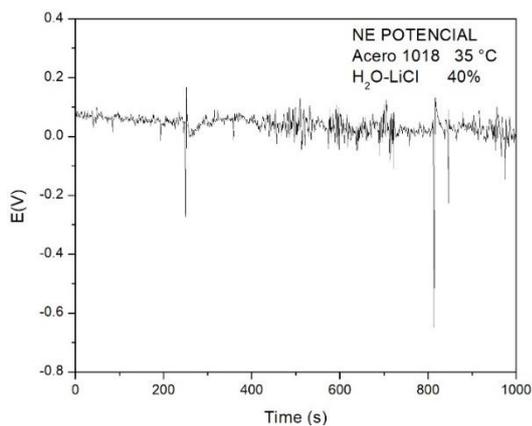


Figura 5.48. NE (E) 35°C al 40%

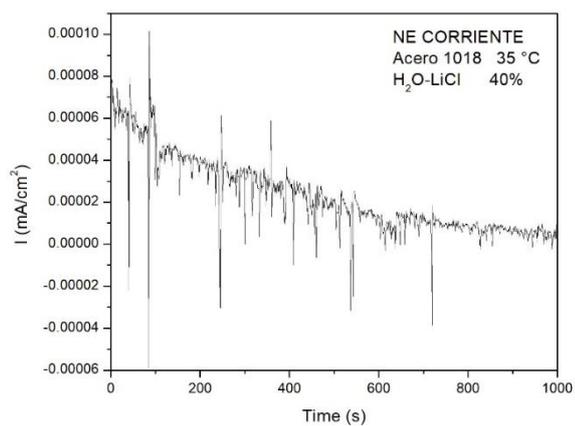


Figura 5.49. NE (I) 35°C al 40%

Las Figuras 5.50 y 5.51 corresponden al acero 1018 donde se muestra que, al inicio se presenta corrosión localizada, pero la mayor parte del tiempo se da corrosión uniforme.

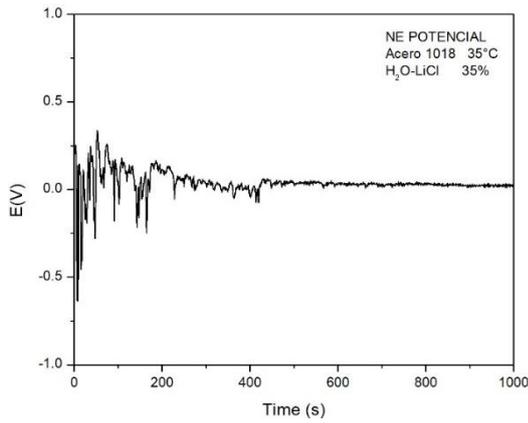


Figura 5.50. NE (E) 35°C al 35%

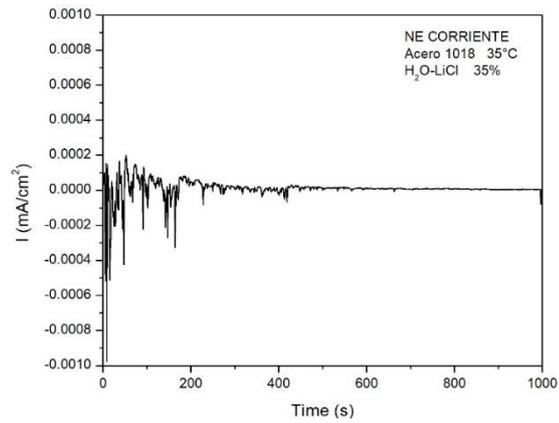


Figura 5.51. NE (I) 35°C al 35%

Para el caso de las figuras 5.52 y 5.53 corresponden al acero inoxidable 304, en ambos casos se presenta corrosión localizada, pero también se forman capas pasivas protectoras.

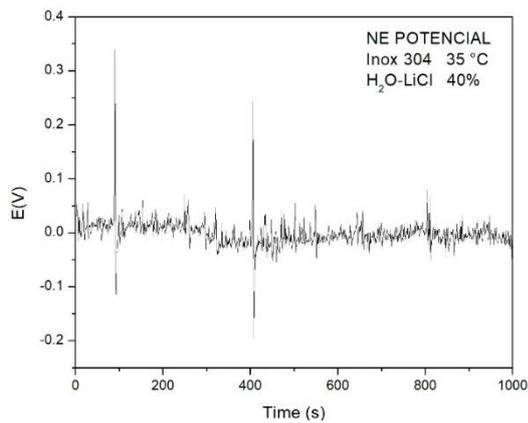


Figura 5.52. NE (E) 35°C al 40%

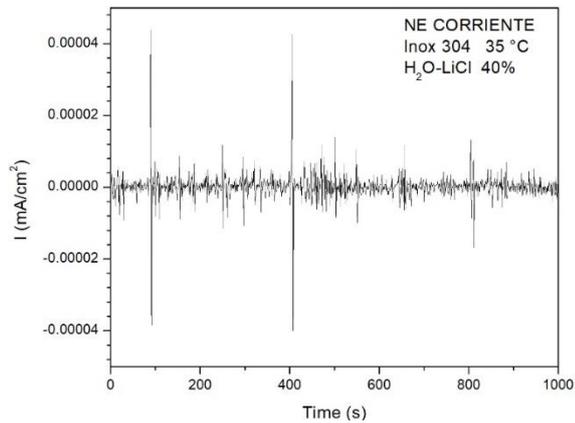


Figura 5.53. NE (I) 35°C al 40%

Las Figuras 5.54 y 5.55 corresponden al acero inoxidable 304, muestran que en el caso del potencial se presenta corrosión uniforme, mientras que en corriente presenta corrosión localizada al principio y posteriormente el material se pasiva.

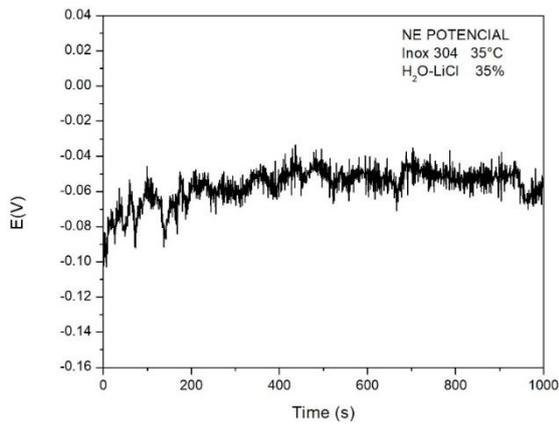


Figura 5.54. NE (E) 35°C al 35%

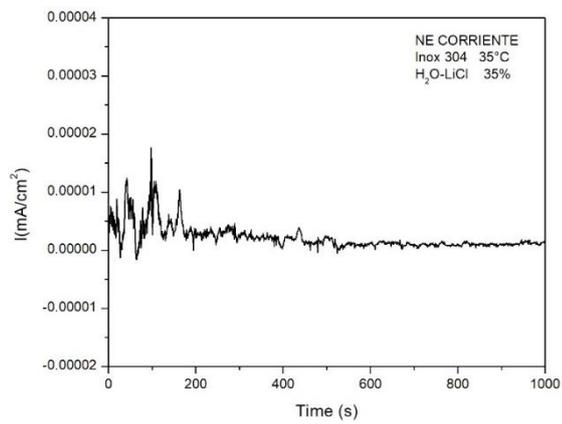


Figura 5.55. NE (I) 35°C al 35%

Para el caso del acero inoxidable 316L en las Figuras 5.56 y 5.57 en ambos casos al principio se presenta corrosión localizada y posteriormente se crea capa pasiva protectora.

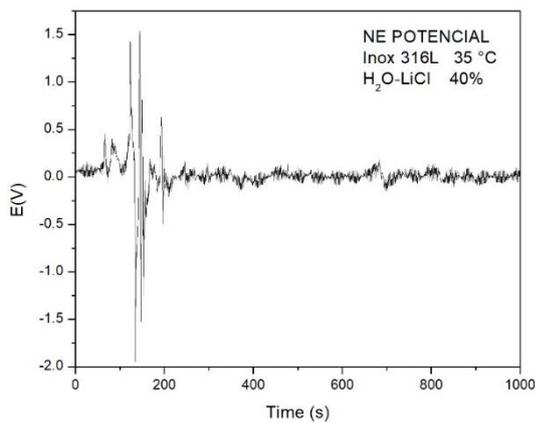


Figura 5.56. NE (E) 35°C al 40%

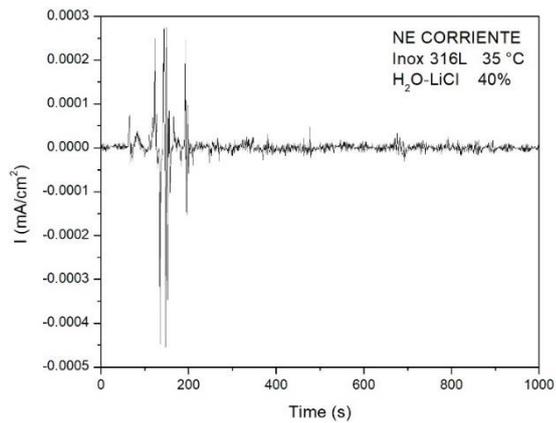


Figura 5.57. NE (I) 35°C al 40%

Las Figuras 5.58 y 5.59 corresponden al acero inoxidable 304, en el caso del potencial se presenta corrosión uniforme mientras que en corriente presenta corrosión localizada al principio y posteriormente el material se pasiva.

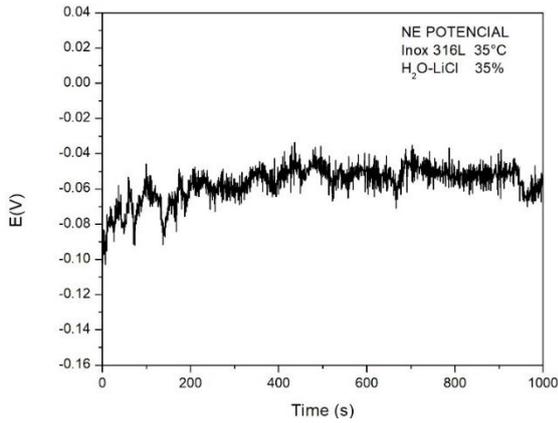


Figura 5.58. NE (E) 35°C al 35%

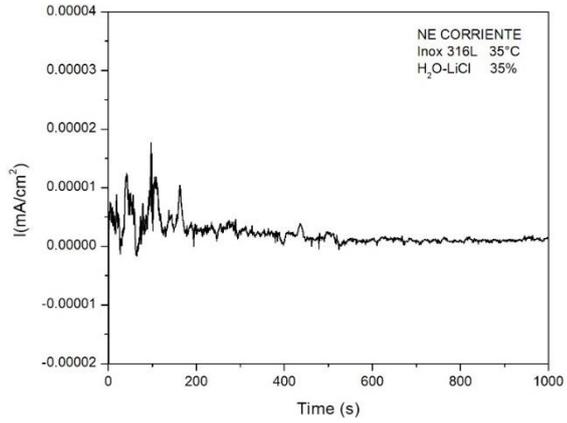


Figura 5.59. NE (I) 35°C al 35%

Para el acero 1018 en las Figuras 5.60 y 5.61 se observa que a mayor temperatura que las perturbaciones son de mayor intensidad se presenta corrosión localizada.

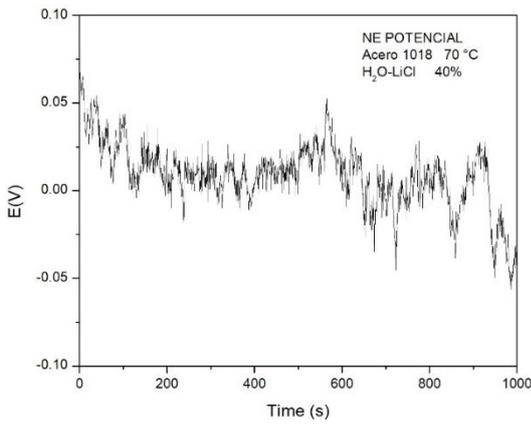


Figura 5.60. NE (E) 70°C al 40%

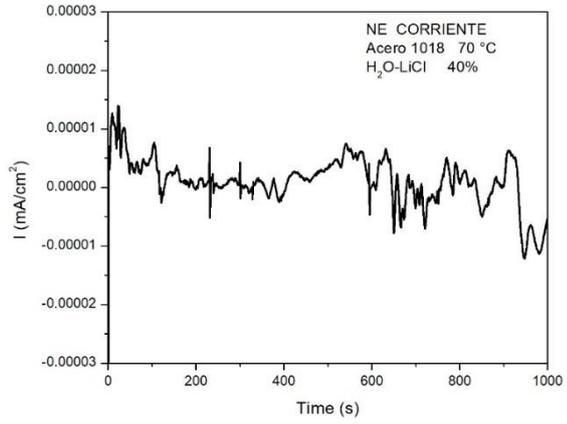


Figura 5.61. NE (I) 70°C al 40%

Las Figuras 5.62 y 5.63 corresponden al acero 1018 de igual manera se presenta corrosión localizada a menor concentración.

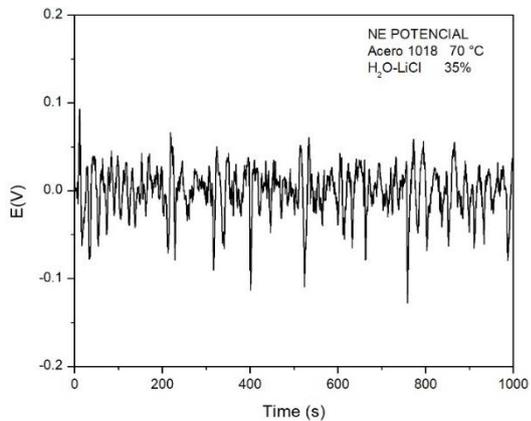


Figura 5.62. NE (E) 70°C al 35%

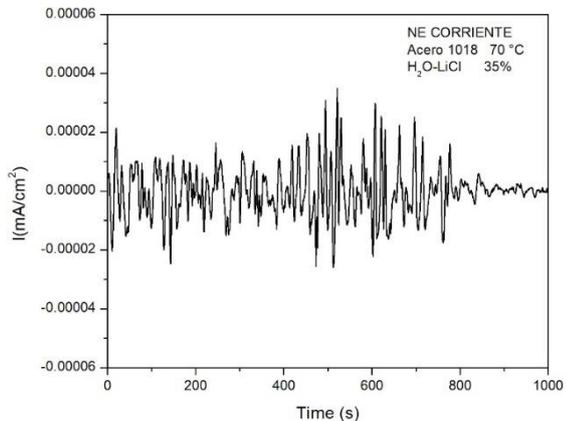


Figura 5.63. NE (I) 70°C al 35%

En el caso del acero inoxidable 304 los resultados se muestran en las Figuras 5.64 y 5.65, en ambos casos se presenta mínima picadura y la mayor parte se da corrosión uniforme.

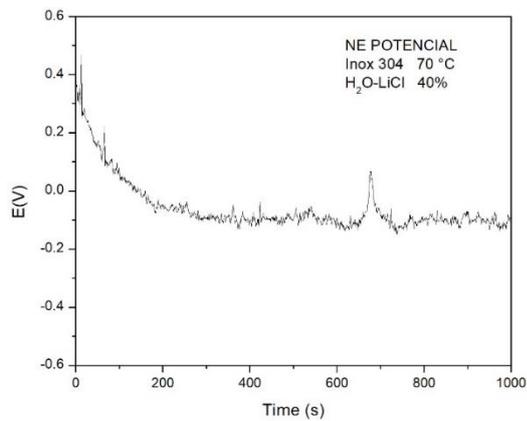


Figura 5.64. NE (E) 70°C al 40%

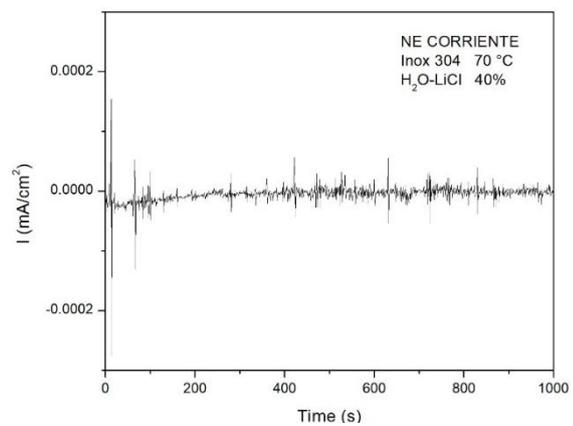


Figura 5.65. NE (I) 70°C al 40%

En las Figuras 5.66 y 5.67 corresponden al acero inoxidable 304, se muestra que prevalece la corrosión localizada por picadura.

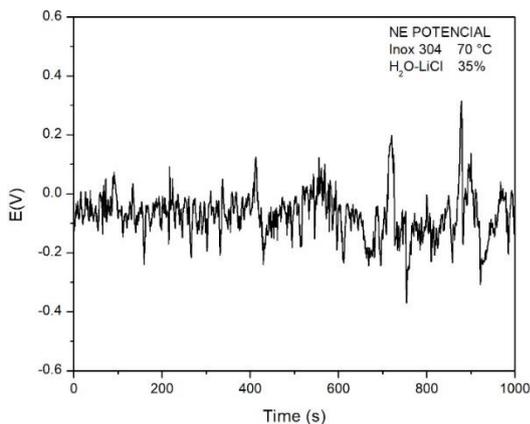


Figura 5.66. NE (E) 70°C al 35%

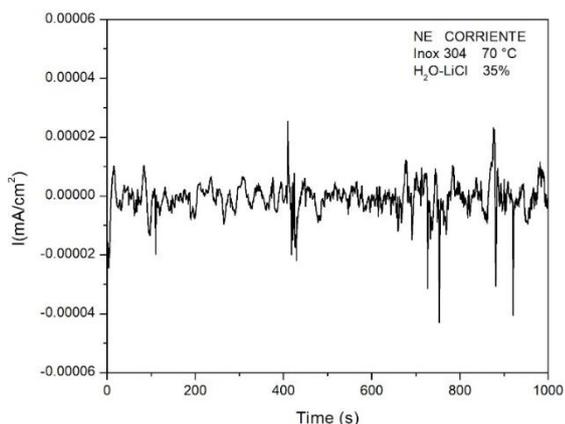


Figura 5.67. NE (I) 70°C al 35%

En el caso del acero inoxidable 316L los resultados obtenidos muestran en las Figuras 5.68 y 5.69, como se puede ver, existe poca corrosión por picadura mientras que la mayor parte del tiempo el material se pasiva.

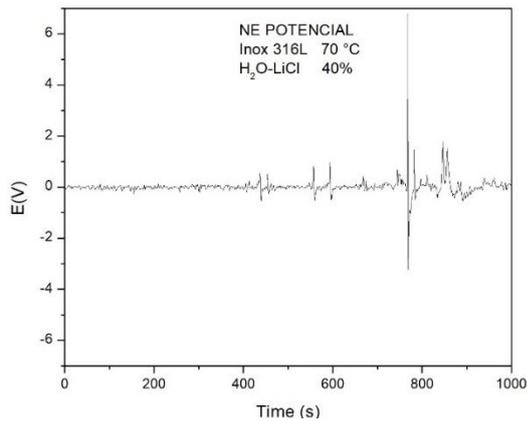


Figura 5.68. NE (E) 70°C al 40%

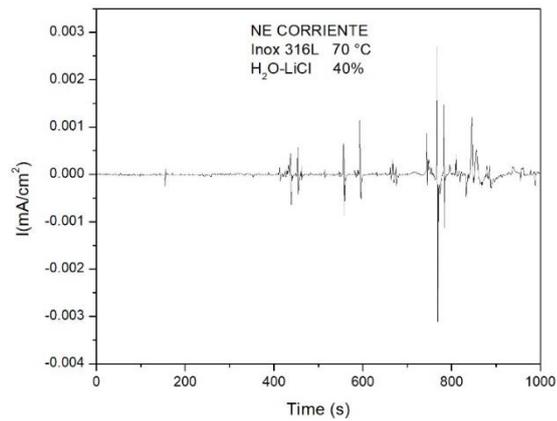


Figura 5.69. NE (I) 70°C al 40%

Para el acero inoxidable 316L los resultados obtenidos se muestran en las Figuras 5.70 y 5.71 se puede observar a menor concentración se presenta mayor corrosión localizada y uniforme.

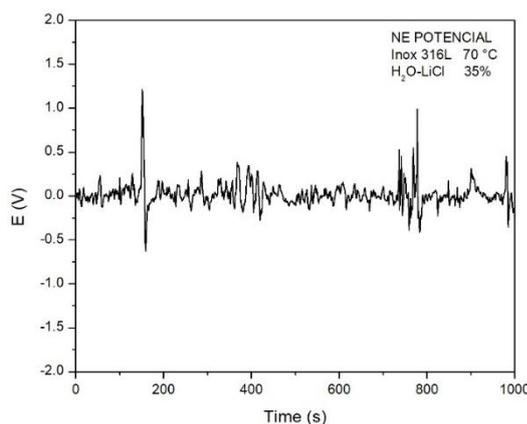


Figura 5.70. NE (E) 70°C al 35%

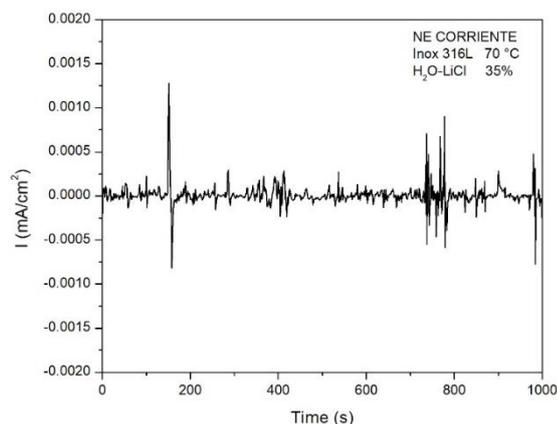


Figura 5.71. NE (I) 70°C al 35%

#### 5.5.4.1. Análisis estadístico NE.

Los métodos estadísticos simples tratan a la serie de tiempo como una colección de potenciales o corrientes individuales, ignorando la relación entre un valor y el siguiente. La serie de tiempo está definida completamente por la distribución de sus valores [100]. Estos métodos son rápidos para la interpretación del ruido electroquímico. Los parámetros estadísticos por utilizar son los siguientes:

- Media aritmética o promedio.

Es el parámetro más común en el análisis, aunque solo sea una primera aproximación para condensar y estudiar la información. Se calcula como la suma de todos los valores dividida entre el número de sumandos.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (5.6)$$

Las fluctuaciones de la media en largos periodos de tiempo están directamente relacionados a cambios en los procesos de corrosión.

- Varianza.

La varianza de una señal depende del rango de frecuencias y corresponde a la potencia del ruido, se espera que la varianza de la corriente aumente a medida que la velocidad de corrosión se incremente; así como también la corrosión se haga más localizada.

$$S^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \quad (5.7)$$

- Desviación estándar.

La desviación estándar es simplemente la raíz cuadrada de la varianza. Es un parámetro muy utilizado y habla de la dispersión de un conjunto de datos respecto al valor medio.

$$\sigma = \sqrt{S^2} \quad (5.8)$$

Por lo tanto, su aplicación es de suma importancia para cuantificar la amplitud de las fluctuaciones de potencial y corriente. Además, la desviación estándar es utilizada para calcular la resistencia de ruido  $R_n$ , la media cuadrática de la corriente  $I_{rms}$  y el índice de localización. Cuando la desviación estándar es dividida por la media se obtiene el coeficiente de variación o variabilidad, que es la medida de la cantidad de ruido comparado con la media.

- Resistencia al ruido.

Se define como la relación entre la desviación estándar del ruido de potencial ( $\sigma_V$ ) y la desviación estándar del ruido en corriente ( $\sigma_I$ ) [101].

$$R_n = \frac{(\sigma_V)}{(\sigma_I)} \quad (5.9)$$

- Raíz cuadrática media  $I_{rms}$ .

La raíz cuadrática media es la raíz cuadrada del valor promedio del cuadrado de la corriente.

$$I_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n I_i^2} \quad (5.10)$$

- Índice de localización (IL).

El índice de localización es un parámetro estadístico que se define como la relación que existe entre la desviación estándar en corriente y la media cuadrática de la corriente, permite determinar el tipo de corrosión que se presenta [102].

$$IL = \frac{(\sigma_I)}{I_{rms}} \quad (5.11)$$

Se ha reportado una clasificación para determinar el índice de localización, la cual se muestra en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Clasificación de índice de localización y tipo de corrosión.

Tipo de corrosión	Valores de IL	
	Mínimo	Máximo
Corrosión localizada	0.1	1.0
Corrosión mixta	0.01	0.1
Corrosión uniforme	0.001	0.01

Empleando las fórmulas mencionadas anteriormente, se realizaron los cálculos estadísticos y se representaron gráficamente para la resistencia en ruido ( $R_n$ ) en las Figuras 5.72 y 5.73.

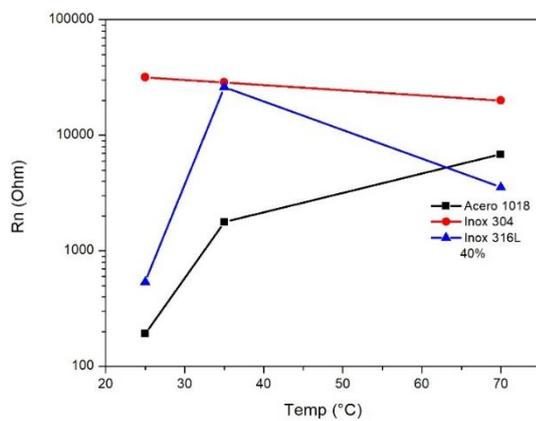


Figura 5.72.  $R_n$  al 40%

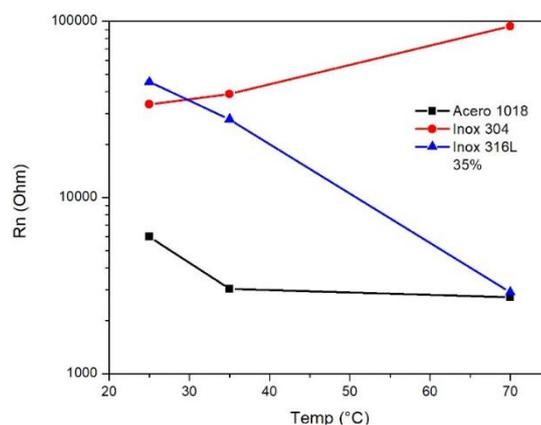


Figura 5.73.  $R_n$  al 35%

Para el caso del índice de localización los resultados se muestran en la Figura 5.74 y 5.75, donde se puede observar que se lleva a cabo corrosión localizada por picadura.

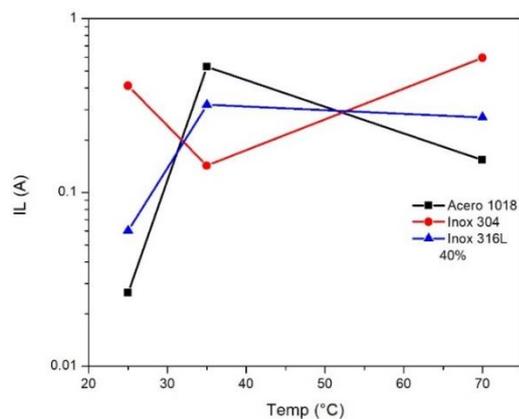


Figura 5.74. IL al 40%

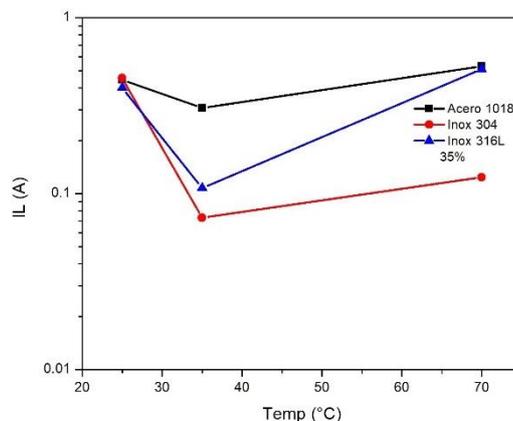


Figura 5.75. IL al 35%

## 5.6 Estudio de microscopía electrónica SEM.

Una vez terminadas las técnicas electroquímicas, se procedió a retirar los productos de corrosión a las probetas de ensayo de los tres metales con base a la norma ASTM G1 [103] Práctica estándar para la preparación, limpieza y evaluación de especímenes de prueba de corrosión. Así mismo se llevó a cabo estudio de microscopía electrónica de barrido a 2000x, los resultados mostraron que los transitorios presentados en las series de tiempo corresponden con corrosión localizada en forma de picadura en la superficie de las probetas de ensayo en las diferentes condiciones de operación. Las micrografías obtenidas se muestran en las Figuras 5.76 y 5.77.

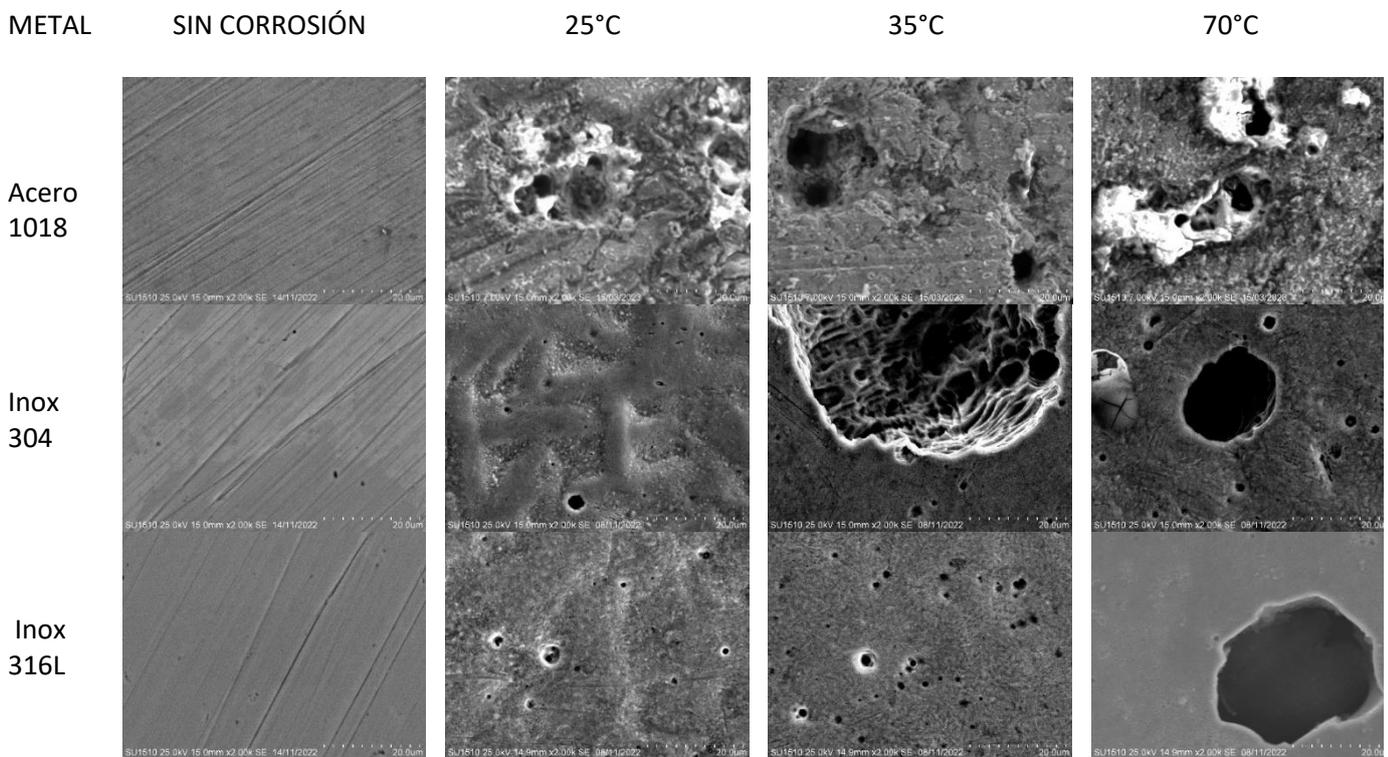


Figura 5.76. Micrografías ampliación a 2000x concentración del 40%

METAL

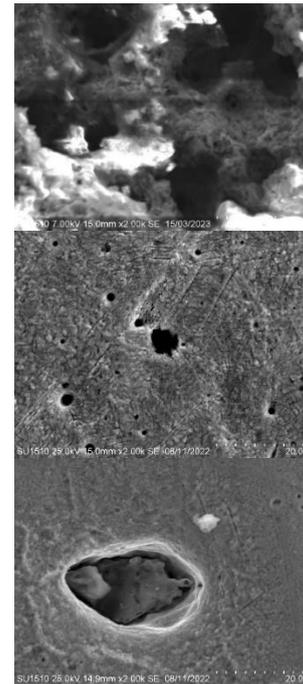
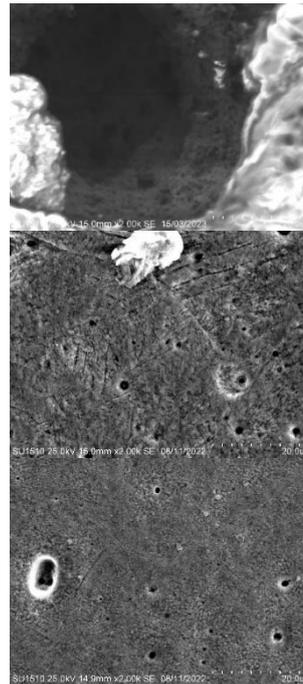
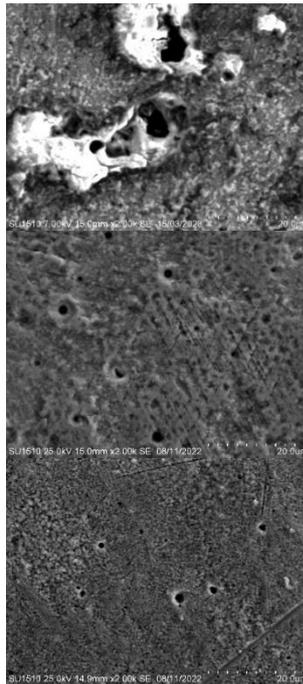
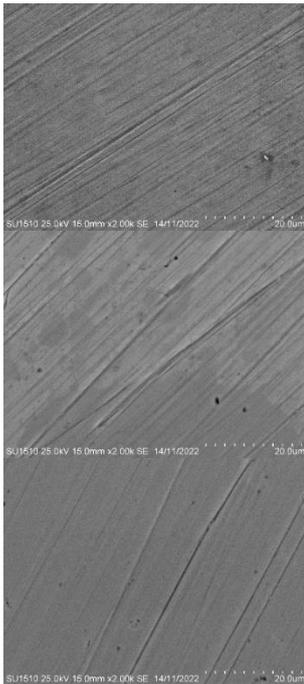
SIN CORROSIÓN

25°C

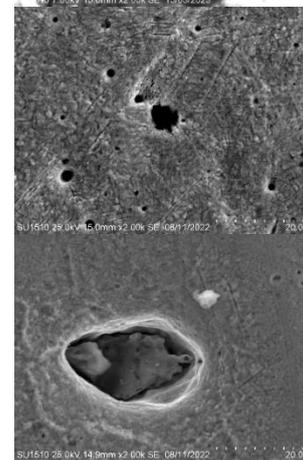
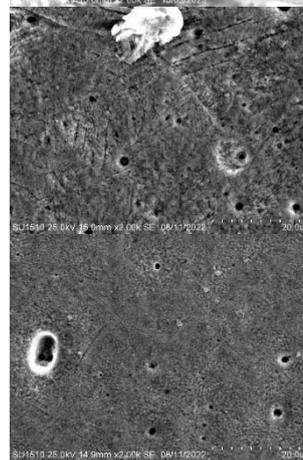
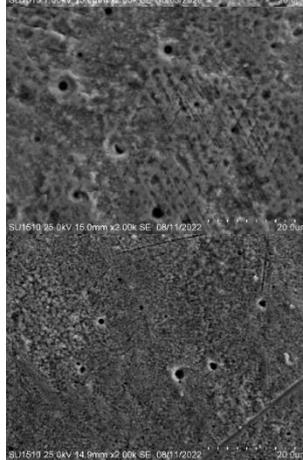
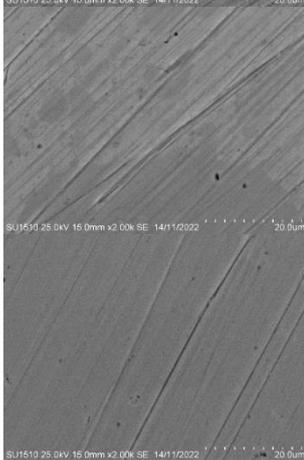
35°C

70°C

Acero  
1018



Inox  
304



Inox  
316L

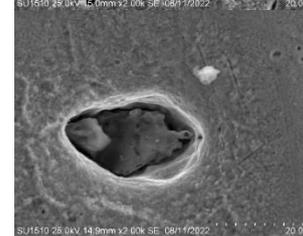
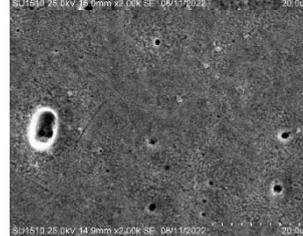
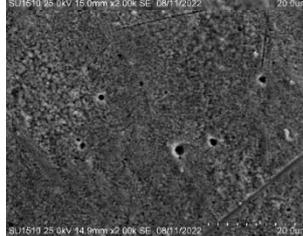
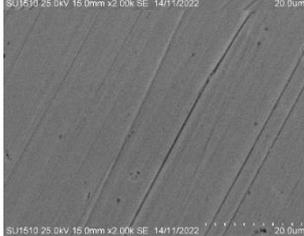


Figura 5.77. Micrografías ampliación a 2000x concentración del 35%

## CAPÍTULO VI. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA.

La palabra ensamblaje se deriva del verbo francés “assembler” que significa literalmente formar conjuntos, adoptada por el lenguaje corriente para indicar el montaje en serie de productos cualesquiera. Se aplica a piezas o componentes de una estructura que se van encajando unas con otras, de manera que ajusten entre sí perfectamente haciendo que parte de uno entre en otro.

### 6.1 Elementos que componen el sistema de enfriamiento por absorción.

El ensamblaje del sistema de enfriamiento por absorción se llevó a cabo en cuatro etapas, en la primera etapa, se inició con la conexión de los intercambiadores de calor y equipos de medición por medio de tuberías y conexiones. En la segunda etapa se prepararon y calibraron los sensores de temperatura que se utilizarían en distintos puntos del sistema. La tercera etapa, consistió en diseñar un programa para la adquisición de datos mediante el programa HP VEEP. La cuarta etapa se dedicó para el diseño y colocación de un banco de ventiladores en los intercambiadores de calor para llevar a cabo la convección forzada. A continuación, se describen los equipos que conforman el sistema de enfriamiento:

El evaporador, condensador y absorbedor son intercambiadores de tubos aletados de acero inoxidable 304 de  $\frac{1}{2}$  pulgada, con 500 aletas y 2.0 metros de longitud, las aletas tienen una longitud de 1 cm, la separación entre aletas es de 4 mm, y el ancho de la aleta de 1 mm como se muestra en la Figura 6.1.

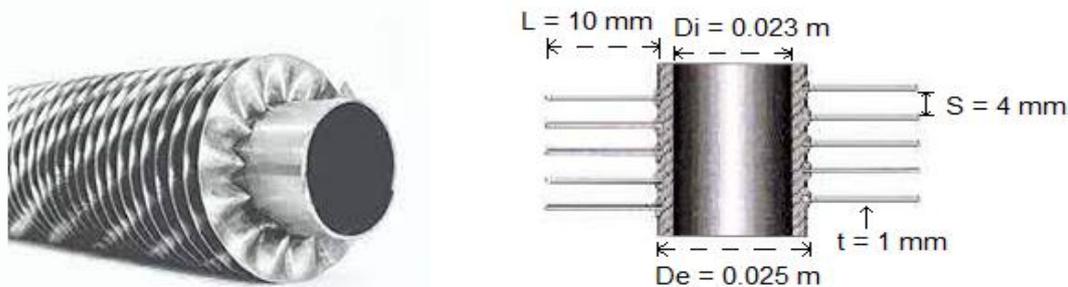


Figura 6.1 Intercambiadores de calor de tubo aletado con sus dimensiones.

El generador es un tanque cilíndrico de 30 centímetros de diámetro por 50 centímetros de alto, hecho de acero inoxidable 304 que tiene acoplada una mirilla y una resistencia eléctrica variable modelo TRX-05, como se muestra en la Figura 6.2.



Figura 6.2. Generador con mirilla y resistencia eléctrica acoplada.

Una bomba Cole-Parmer modelo 75211-10, que opera en un rango de 50-5000 RPM (Revoluciones por minuto), caudal de 2.5 a 5450 ml/min, y una potencia de 0.07 HP. Cuenta con motor de corriente directa e imán permanente incorporados para aplicaciones de largo plazo, como se muestra en la Figura 6.3.



Figura 6.3. Bomba de velocidad variable.

En la medición de las presiones del refrigerante y absorbente en el sistema de enfriamiento por absorción, se utiliza un manómetro digital marca Cole-Parmer modelo 68935-20 con piezas humectadas de acero inoxidable 316, el manómetro proporciona tres lecturas por segundo, pantalla LCD de tres dígitos, con una precisión de  $\pm 2.5\%$  de la escala completa  $\pm 1$  dígito menos significativo, como se muestra en la Figura 6.4.



Figura 6.4. Manómetro digital.

La medición del flujo volumétrico y la densidad se utiliza un equipo marca Endress+Hauser modelo Proline Promass 83 F. Este equipo proporciona mediciones extremadamente precisas de líquidos y gases, permite medir la temperatura de fluidos de hasta 350 °C, la presión del proceso hasta 100 bar o medir el flujo de masa hasta 2200 t/h, no requiere de partes móviles o susceptibles a desgastes, de esta manera se evita la recalibración frecuente y mantenimientos periódicos, el Coriolis se muestra en la Figura 6.5.



Figura 6.5. Medidor de flujo Coriolis.

Válvula de regulación, permite regular el paso de un fluido, puede estar completamente abierta o cerrada (ON-OFF); es de acero inoxidable 304 con funda plástica al volante, maneja baja presión (125 lb), como se muestra en la Figura 6.6.



Figura 6.6 Válvula reguladora.

La válvula de estrangulación es un dispositivo que restringe el flujo, causando una caída de presión y temperatura importante en el fluido, son importantes en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, para el proyecto se utiliza como válvula de estrangulamiento una válvula de aguja, está cuenta con un vástago cónico que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más conductos, es de acero inoxidable 304, como se muestra en la Figura 6.7.



Figura 6.7 Válvula de aguja.

## 6.2 Etapa 1. Ensamblaje del sistema.

Para lograr la interconexión entre los elementos del sistema de enfriamiento, se emplearon diferentes conectores, válvulas, tuberías de acero inoxidable 304, codos, termopozos, tapones entre otras conexiones, las cuales se relacionan en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Conexiones utilizadas en el ensamblaje.

Cantidad	Material
2	Válvula de globo de 3/8" NPT en acero inoxidable
4	Bushing de 1/2" x 1/4" NPT en acero inoxidable
6	Tapón de 1/2" en acero inoxidable
10	Codo 90° de 1/2" en acero inoxidable
6	Unión en cruz de 1/2" en acero inoxidable
3	Tee de 1/2" en acero inoxidable
4	Bridas de 1/2" en acero inoxidable

También se diseñó un diagrama de tubos e instrumentos (DTI) del sistema de enfriamiento por absorción que permita ubicar los equipos y dispositivos, como se muestra en la Figura 6.8.

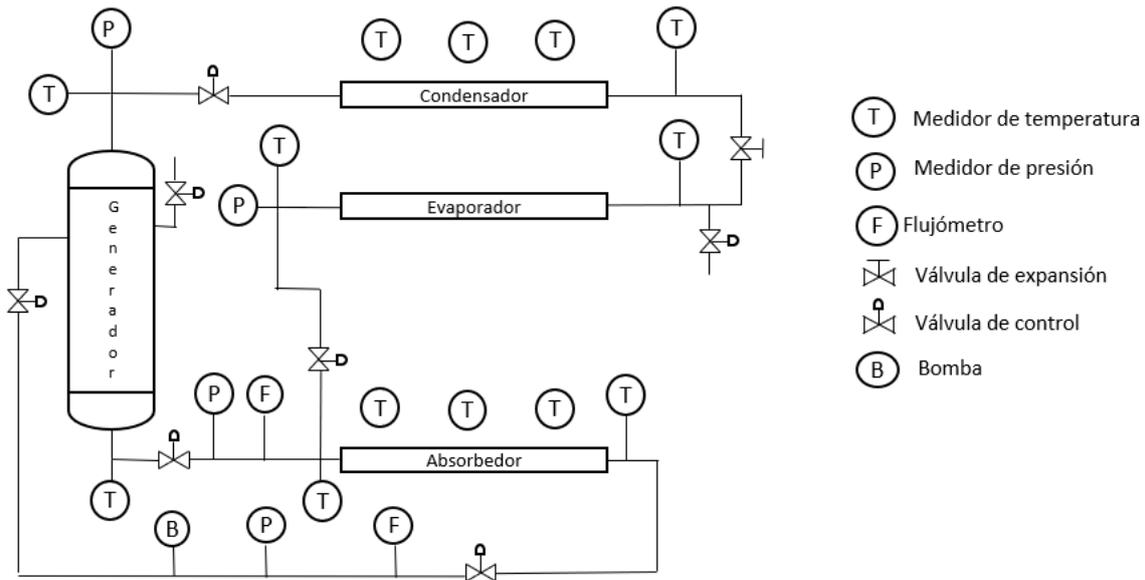


Fig. 6.8 Diagrama de tubos e instrumentos (DTI).

La Figura 6.9 muestra el sistema ensamblado.



Figura 6.9 Ensamble final del sistema de enfriamiento

### 6.2.1 Conexión de equipos de medición.

El sistema de absorción ha sido equipado con equipos de medición específicos en puntos estratégicos. El objetivo de colocar estos equipos es tener un conjunto de elementos que realicen la tarea de medir, controlar y registrar los valores de las variables de interés durante el proceso de evaluación del sistema.

Una vez ensamblado el sistema, se procedió a conectar los equipos de medición, se realizó la conexión de los termopares al multiplexor de las unidades de conmutación

de adquisición de datos Agilent 34972A, los multiplexores cuentan con 20 canales de voltaje y dos de corriente, en canales de voltaje se conectan los sensores de temperatura. El sistema de enfriamiento por absorción cuenta con 15 sensores, los cuales se conectan a la entrada y salida del evaporador, condensador, generador y absorbedor, así como en distintos puntos del sistema de enfriamiento, además, se consideró un sensor que medirá la temperatura ambiente. El diagrama de conexiones se muestra en la Figura 6.10.

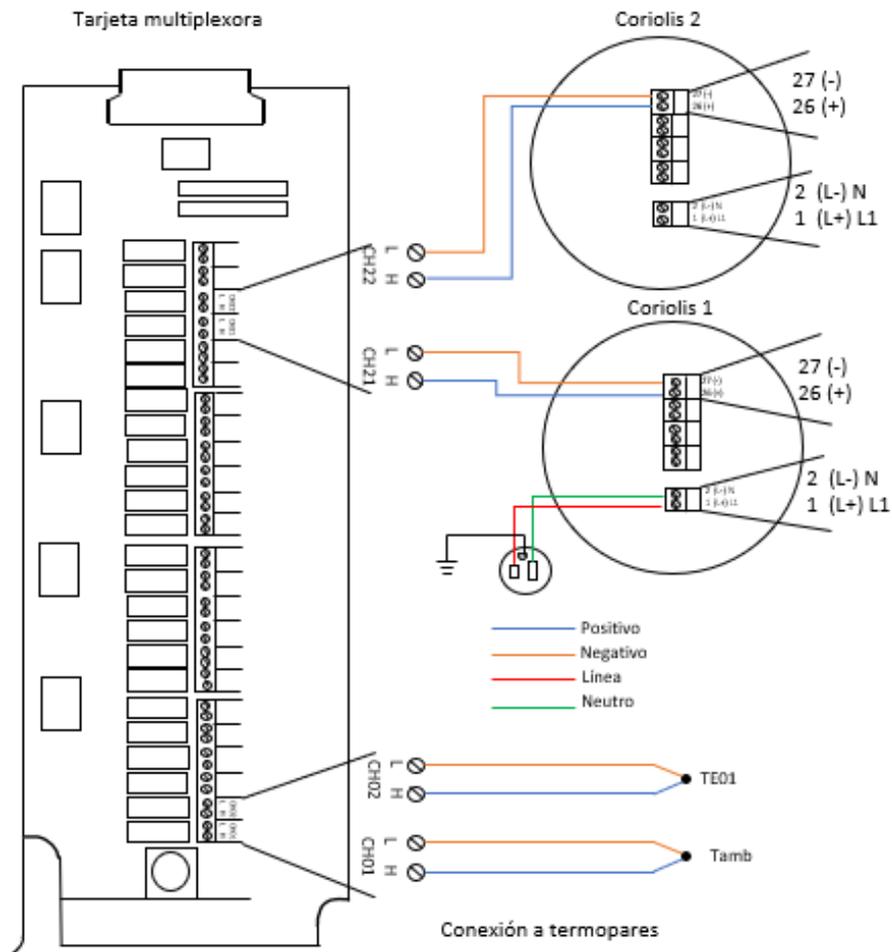


Figura 6.10 Conexiones de la tarjeta multiplexora

### 6.2.2 Detección de fugas.

En este paso, se presuriza el sistema de enfriamiento por absorción con la ayuda de un compresor para buscar de fugas en las conexiones como se muestra en la Figura 6.11.



Figura 6.11 Presurización del sistema de absorción.

Las fugas se lograron detectar mediante el método de burbujeo con el sistema presurizado a 2 atmósferas de presión, utilizando solución de jabón neutro líquido con agua y el detector de fugas Snoop como se muestra en las Figuras 6.12 y 6.13. Para repararlas se hicieron cambios de tubos, cambio de cinta teflón garlock, así como cambio en componentes como codos y uniones en cruz.



Figura 6.12 Fuga en el sistema.



Figura 6.13 Fuga en el sistema.

Al término de las reparaciones de fugas, se realizaron nuevamente pruebas de presurizado y vacío al sistema de enfriamiento para asegurar que el sistema se encuentre perfectamente sellado.

### 6.2.3 Banco de ventiladores.

Se instaló un banco de ventiladores que se utilizarán en el condensador, evaporador y absorbedor, para esto, primero se diseñó una estructura metálica de tres niveles que se ajusta a diferentes ángulos para orientar el aire a los intercambiadores de calor, en cada nivel se instalaron 17 ventiladores de tamaño compacto como se muestra en la Figura 6.14.



Fig. 6.14 Banco de ventiladores de los intercambiadores de calor.

### 6.3 Etapa 2. Calibración de sensores de temperatura.

El termopar consiste en dos hilos metálicos de diferentes materiales Figura 6.15, unidos en un extremo. Esta unión constituye el punto de medición, denominado casi siempre unión caliente o detectora, y que van conectados a algún instrumento de medición de fuerza electromotriz (FEM), o sea, un voltímetro o potenciómetro en el extremo frío de los conductores. El funcionamiento de los termopares se basa en el efecto termoeléctrico, donde en la unión del termopar se calienta o enfría, se produce una tensión eléctrica que es aproximadamente proporcional a la temperatura (Efecto Seebeck). Esta tensión se debe a dos factores, la densidad de electrodos diferentes de los dos materiales y de la diferencia de temperatura entre el punto caliente y el punto frío.

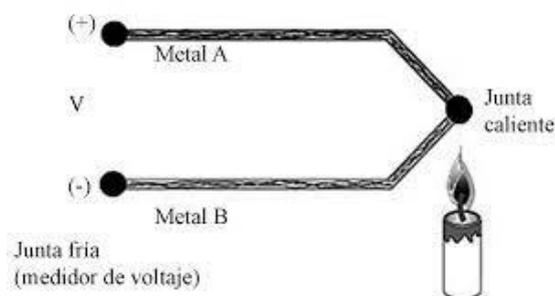


Figura 6.15 Diagrama de Termopar

Los termopares se pueden clasificar en básicos y nobles, los primeros son más económicos y son habituales en aplicaciones industriales, los más comunes son J, K, T y E; cada uno de ellos presenta características propias de composición y operación como son: diferente rango de temperatura, límites de error y aplicaciones específicas. Los termopares nobles R, S y B, estos se utilizan en procesos industriales con elevadas temperaturas.

Las características de los termopares básicos muestran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Características de termopares básicos.

Termopar	Rango de temperatura	Límites de error	Composición
J	0 °C a 750 °C	Mayor de 2.2 °C 0 0.75%	Hierro - Constantán (Cobre - Níquel)
K	-200 °C a 1250 °C	Mayor de 2.2°C 0 0.75%	Cromel (Níquel - Cromo) y Alumel (Níquel - Aluminio)
E	-200 °C a 900 °C	Mayor de 1.7 °C 0 0.5%	Cromo - Constantán (Cromo Níquel – Cobre Níquel)
T	-250 °C a 350 °C	Mayor de 1 °C 0 0.75%	Cobre - Constantán (Cobre - Cobre Níquel)

La temperatura máxima de los termopares está limitada al diámetro del alambre, por lo que un termopar delgado puede no alcanzar todo el rango de temperatura de este. Para seleccionar un termopar, se deben de considerar lo siguiente:

- El rango de temperaturas
- La resistencia química del termopar o del material de la funda
- La resistencia a la abrasión y la vibración
- El costo

Para el proyecto se decidió utilizar termopares tipo K, que es el más utilizado en aplicaciones industriales, además de su capacidad de resistir temperaturas mayores, y su bajo costo. La calibración de los termopares se llevó a cabo utilizando un equipo de bloque seco (pozos secos) JOFRA modelo CTC-155 que es una fuente de temperatura de precisión que proporciona ambientes con temperaturas estables y uniformes para calibrar sensores de temperatura; tiene una precisión de  $\pm 0.20$  °C y tiempo de estabilidad de 10 minutos, el equipo opera en un rango de temperatura de -25°C a 155 °C.

El principio de operación de los del bloque seco está basado en el principio Peltier. Es una propiedad termoeléctrica que consiste en la creación de una de una diferencia térmica a partir de una diferencia potencial eléctrico. Cuando se le aplica un voltaje crea una diferencia de temperatura (conocido como efecto Peltier) o viceversa, cuando hay una diferencia de temperatura crea un voltaje.

Los termopares utilizados en el sistema se calibraron en el rango de temperaturas de -10°C a 100 °C con intervalos de 20 °C, como se muestra en la Figura 6.16.



Figura 6.16 Calibración de termopares mediante calibrador JOFRA.

La calibración de los termopares permitió obtener las ecuaciones de ajuste para cada sensor las cuales se integraron al programa de adquisición de datos. La posición de cada termopar y su ecuación se muestran en la Tabla 6.3.

Tabla 6.3 Ubicación y ecuación de ajuste de los termopares

Termopar	Ubicación	Ecuación de ajuste
TE01	Salida del absorbedor	$y = 0.997(x) + 0.25$
TE02	Entrada de generador	$y = 0.999(x) + 0.23$
TE03	Parte inferior del generador	$y = 0.999(x) + 0.23$
TE04	Salida del generador	$y = 0.998(x) + 0.21$
TE05	Salida del condensador	$y = 0.998(x) + 0.21$
TE06	Entrada del evaporador	$y = 0.999(x) + 0.17$
TE07	Salida del evaporador	$y = 0.999(x) + 0.16$
TE08	Entrada del absorbedor	$y = 0.999(x) + 0.12$
TE09	Temperatura ambiente	$y = x - 0.089$
TE10	Lado izquierdo condensador	$y = 1.002(x) - 0.02$
TE11	Centro del condensador	$y = 1.001(x) - 0.03$
TE12	Lado derecho del condensador	$y = 1.003(x) - 0.097$
TE13	Lado izquierdo absorbedor	$y = 1.001(x) + 0.01$
TE14	Centro del absorbedor	$y = 1.001(x) + 0.01$
TE15	Lado derecho del absorbedor	$y = 0.999(x) + 0.05$

### 6.4 Etapa 3. Diseño de programa HP VEEP.

Se utilizó el software Agilent VEE PRO para elaborar un programa que permite llevar a cabo la adquisición de datos mediante un diagrama de flujo, interconectando instrumentos, realizando mediciones, desplegando y guardando los datos obtenidos en las pruebas que se realicen, como se muestra en la Figura 6.17.

DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA.

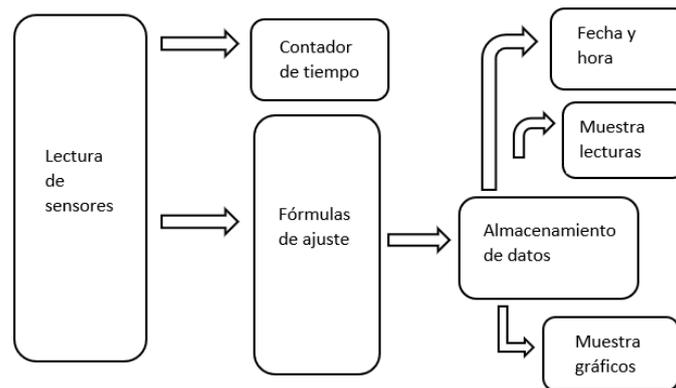


Figura 6.17 Diagrama de flujo del programa de adquisición de datos.

## CONCLUSIONES.

En esta tesis se presentó la simulación, diseño, estudio de corrosión y construcción de un sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto utilizando la mezcla H<sub>2</sub>O-LiCl, presenta la configuración más simple de los sistemas de absorción. El sistema utiliza intercambiadores de calor de tubos aletados como condensador, evaporador y absorbedor. Los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación permiten llegar a las siguientes conclusiones.

Los mejores resultados obtenidos con la simulación en función del COP fueron para las condiciones de operación con una temperatura de evaporación de 8 °C y temperaturas de condensador y absorbedor de 27 °C, con un valor de 0.82 de rendimiento. Además, con la variación de temperatura en el condensador de 27 a 35°C ocasiona una disminución del COP de 0.802 a 0.753. Esto se debe a que el generador produce una cantidad menor de vapor refrigerante; el incremento de temperatura en el absorbedor muestra el mismo comportamiento que el condensador.

En el estudio de corrosión realizado se llegó a las siguientes conclusiones. Con base en los resultados obtenidos en el estudio, se pudo comprobar que existe una estrecha relación entre la temperatura y la velocidad de corrosión en los tres materiales cuando son expuestos ante el LiCl. En las dos concentraciones utilizadas, al incrementar la temperatura la velocidad de corrosión es mayor, mostrando que se presenta corrosión localizada.

Con los datos obtenidos en la técnica de curvas de polarización, se pudo determinar que la velocidad de corrosión es del orden de  $1 \frac{\mu m}{y}$ . Mientras que con los datos obtenidos con la técnica de ruido electroquímico se realizó un análisis estadístico que permitió determinar el índice de localización, el cual muestra valores en el rango de 0.1 a .04 lo que indica que se presenta corrosión localizada por picadura. Esto se pudo comprobar mediante estudio de microscopía electrónica de barrido a 2000 aumentos.

## **RECOMENDACIONES.**

Se recomienda incrementar la potencia del sistema, aumentando el número de tubos aletados en cada componente del sistema que permita elevar los valores de los flujos máxicos y permitan realizar mediciones para poder evaluar el sistema de enfriamiento.

Se propone instalar un economizador entre el generador y el absorbedor que permita precalentar la mezcla de trabajo antes de ingresar al generador, esto hará que se utilice menor calor de entrada, haciendo más eficiente el sistema e incrementando el COP.

Se recomienda el uso de inhibidores de la corrosión en la solución, ya que controlan la concentración de oxígeno disuelto en las soluciones en un amplio rango de pH, además, funciona como coadyuvante para controlar los depósitos minerales y sedimentos. Los inhibidores como el molibdato de litio ( $\text{Li}_2\text{MoO}_4$ ) permite la formación de una película pasiva uniforme lo que reduce considerablemente la velocidad de corrosión.

## Referencias.

- [1] Dan Nchelatebe Nkwetta et al. (2016) A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 60 1351-1366
- [2] J. L. Rodríguez-Muñoz et al. (2014) Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30, 145-153
- [3] M. O. Abdullah et al. (2010) Comparative analysis of performance and techno-economics for an H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub> absorption refrigerator driver by different energy source, *Energy* vol. 87, pp. 1535-1545.
- [4] Makower J. et al. (2005) Clean Edge. The clean-tech market authority. [www.cleantech.com](http://www.cleantech.com)
- [5] Da-Wen et al. (1998) Comparison of the Performance of N<sub>3</sub>H-H<sub>2</sub>O, N<sub>3</sub>H-LiNO<sub>3</sub> and N<sub>3</sub>H-NaSCN Absorption Refrigeration System. *Energy Conversion Management* 39 357-368
- [6] Rasoul Nikbakhti et al. (2020) Absorption cooling system – Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal* 59 707-738
- [7] ASHRAE. Handbook of fundamentals, Atlanta. ASHRAE 2009
- [8] SENER. Balance nacional de energía 2022. Consultado en: [Balance Nacional de Energía 2022 \(www.gob.mx\)](http://www.gob.mx)
- [9] CONUEE. Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de México, 2018. Consultado en: [Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de México, 2018 | CEPAL](http://www.cepal.org)
- [10] Figura de irradiación solar en México. [Energía solar en México y su panorama actual \(suncore.com.mx\)](http://www.suncore.com.mx)
- [11] Renewable Energy Statistics 2022. International Renewable Energy Agency (IRENA) [www.irena.org](http://www.irena.org)
- [12] Ali Shirazi et al. (2018) Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management* 171 59-81
- [13] Aliane et al. (2016) An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 65, 443– 458.
- [14] W. Rivera et al. (2011) Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate. *Solar Energy* 85 38-45
- [15] Moreno-Quintanar et al. (2012) Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. *Renewable Energy* 38 62-68
- [16] Jian Sun et al. (2012) A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 1899-1906
- [17] Kiyam Parham et al. (2013) Evaluation and Optimization of Single Stage Absorption Chiller Using (LiCl + H<sub>2</sub>O) as the Working Pair.
- [18] L. A. Domínguez-Inzunza et al. (2014) Comparison of performance of single effect, half effect, double effect, in series and inverse absorption cooling system operating with the mixture H<sub>2</sub>-LiBr. *Energy Procedia* 57 2534-2543

- [19] L. Garousi Farshi et al. (2014) First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 40 111-121
- [20] A. Saleh et al. (2014) Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy Conversion and Management* 87 29-36
- [21] Hernández-Magallanes et al. (2014) Experimental assessment of an absorption cooling system operating with the ammonia/lithium nitrate mixture. *Energy* 78, 685-692
- [22] Xiaohui She et al. (2015) A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O working pairs. *International Journal of Refrigeration*
- [23] Jatin Patel et al. (2017) Exergy Based Analysis of LiCl-H<sub>2</sub>O Absorption Cooling System. *Energy Procedia* 109 261-269
- [24] Dehua Cai et al. (2016) Experimental evaluation on thermal performance of an air-cooled absorption refrigeration cycle with NH<sub>3</sub>–LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>–NaSCN refrigerant solutions. *Energy Conversion and Management* 120 32-43
- [25] Jason Wonchala et al. (2014) Solution procedure and performance evaluation for a water-LiBr absorption refrigeration machine. *Energy* 65, 272-284
- [26] P. Lin et al. (2011) Numerical investigation of a two-stage air-cooled absorption refrigeration system for solar cooling. Cycle analysis and adsorption cooling performance. *Renewable Energy* 36, 1401-1412
- [27] Alejandro A. et al. (2018) Optimal control of single stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal Refrigeration* 92, 1-9
- [28] Khaled Bataineh et al. (2016) Review and recent improvements of solar sorption cooling systems, *Energy and Buildings* 128, 22-37.
- [29] S. Salehi et al. (2019) Investigation of crystallization risk in different types of absorption LiBr/H<sub>2</sub>O heat transformers. *Thermal Science and Engineering Progress* 10 48-58
- [30] Tao When et al. (2020) Experimental study on the corrosion behavior and regeneration performance of KCOOH aqueous solution. *Solar Energy* 201 638-648
- [31] C. Cuevas et al. (2006) Cinéticas de corrosión del acero inoxidable SS-304 expuesto en una solución acuosa de bromuro de litio a bajas temperaturas. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* Vol. 5. 27-45
- [32] Na li et al. (2017) A working pair of CaCl<sub>2</sub>-LiBr-LiNO<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O and its application in a single-stage solar-driven absorption refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*.
- [33] M. Kaneko et al. (2000) Pitting of stainless Steel in bromide, chloride and bromide – chloride solutions. *Corrosion Science* Volumen 42 67 – 78.
- [34] A. Igual Muñoz et al. (2004) Corrosion studies of austenitic and duplex stainless steels in aqueous lithium bromide solution at different temperatures. *Corrosion Science* 46. 2955 – 2974

- [35] R.M. Fernández et al. (2014) Effect of alloying elements on the electronic properties of thin passive films formed on carbon steel, ferritic and austenitic stainless steels in a highly concentrated LiBr solution. *Thin Solid Film* 558. 252-258
- [36] Bourouis et al. (2005) Absorption of water vapour in the failing film of water-(LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. *International Journal of Thermal Science* 44 (5), 491-498
- [37] Asfand et al. (2015) A review of membrane contactors applied in absorption refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45, 173-191
- [38] Yiqun Li et al. (2019) Study on a Quaternary Working Pair of CaCl<sub>2</sub>-LiNO<sub>3</sub>-KNO<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O for an Absorption Refrigeration Cycle. *Entropy MDPI* 21 (6) 546
- [39] Guiñón-Pina et al. (2011) Influence of Temperature on the Corrosion Behaviour and on the Hydrogen Evolution Reaction on Nickel and Stainless Steels in LiBr Solutions. *International Journal of Electrochemical Science* 6, 6123-6140
- [40] Mariano et al. (2019) Localized corrosion and stress corrosion cracking of stainless steels in halides other than chlorides solutions: a review. *Corrosion Reviews*. Volumen 38 Issue 1
- [41] Yunho Cho et al. (2019) Corrosion and inhibition process of carbon steel in LiBr-H<sub>2</sub>O solution. *Journal of Mechanical Science and Technology* 33 (6) 1-6
- [42] Anderko et al. (2000) Model for corrosion of Carbon Steel in Lithium Bromide Absorption Refrigeration System. *Corrosion Engineering Section Vol* 56. 543-555
- [43] Grover GS et al. (1998) Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-Lithium Chloride—Part one. Cooling. *Heat Recovery Syst CHP*; 8:33–41.
- [44] Hassan et al. (2012) A review on solar cold production through absorption technology. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (7), 5331– 5348.
- [45] Srihirin et al. (2001) A review of absorption refrigeration technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 5:343–72
- [46] Arshi Banu et al. (2017) Review of water-based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*
- [47] Alefeld G. (1982) Rules for the design of multi-stage absorber machines. *Brennst. -Waerme-kraft; (Germany Federal Republic of)* 62-73
- [48] DeVault RC et al. (1990) Ammonia-water triple-effect absorption cycle. Conference: Winter meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (USA) 10-14
- [49] Perez-Blanco (1984) H. Absorption heat pump performance for different types of solutions. *International Journal of Refrigeration*, 7:115–22
- [50] Holmberg P et al. (1990) Berntsson T. Alternative working fluids in heat transformers. *ASHRAE Transactions*; 96:1582–9.
- [51] Fong KF et al. (2011) Solar hybrid cooling system for high-tech offices in subtropical climate—radiant cooling by absorption refrigeration and desiccant dehumidification. *Energy Conversion and Management*, 52:2883–2894

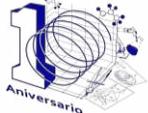
- [52] Mónica de Torres Curth. Modelos matemáticos en las ciencias, CEBBAD 1972 Universidad Maimónides.
- [53] E. Bellos et al. (2016) Exergetic and energetic comparison of LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O working pairs in a solar absorption cooling system. *Energy Conversion Management* 123 453-461
- [54] Jun Ren et al. (2019) Thermodynamic Evaluation of LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration System Based on a Novel Model and Algorithm. *Energies* 12 (15):3037
- [55] Yunus A. Cengel (2011) *Transferencia de calor y masa Fundamentos y aplicaciones*. Mc Graw Hill.
- [56] Breber G. et al. (1980) Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria, *Journal of Heat Transfer*, 102 471-476.
- [57] Weiwei Chen, et al. (2014) A note on the Chen correlation of saturated flow boiling heat transfer, *International Journal Refrigeration*, 48, 100-104.
- [58] Collier J. G, *Convective Boiling and Condensation*, 2<sup>nd</sup> ed, McGraw-Hill, London, 1981
- [59] Forster, H. K. and Zuber, N., Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, *AIChE J.*, 1(4), (1955), 531.
- [60] Dittus, F. W., Boelter, L.M.K. *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*, vol. 2. University of California. Engineering Berkeley, (1930), 443-461
- [61] S. D. Odeh (1998) Modelling of Parabolic Trough Direct Stream Generation Solar Collectors. *Solar Energy* Vol. 62, No. 6, 395-406
- [62] Groeneveld, D.C., Snoek, C.W., A comprehensive examination of heat transfer correlations suitable for reactor safety analysis. *Multiph. Sci. Technol.* 2, (1986), 181-274.
- [63] Kreith, F., Bohn, M. S., 1986. *Principles of Heat Transfer*, fourth ed. Harper & Row, Publishers, NY.
- [64] Yu, W. et al. (2001) Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube. *Int. J. Multiph. Flow* 28 (6), 927-941.
- [65] Zhang, W. et al. (2004) Correlation for flow boiling heat transfer in min-channels. *Int. J. Heat Mass Transf.* 47, 5749-5763.
- [66] Steiner et al. (2005) A wall heat transfer model for subcooled boiling flow. *Int. J. Heat. Mass Transf.* 48 (19), 4161-4173
- [67] Kolev, N.I., *Multiphase Flow Dynamic 2: Thermal and Mechanical Interactions*, third ed. Springer Verlag, Berlin. (2007).
- [68] Vashisth, S. et al. (2008) A review on the potential applications of curved geometries in process industry, *Ind. Eng. Chem. Res.* 47 (10), 3291-3337.
- [69] Orfan, G. et al. (2010) Flow boiling of binary solution in horizontal tube. *Energy* 35 (1), 35-44.

- [70] Fangetal (2013) Review of correlations of flow boiling heat transfer coefficients for carbon dioxide. *Int. J. Refrigeration* 36, 2017-2039.
- [71] Kakac, S., Ed., *Boilers, Evaporators, and Condensers*, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [72] Jaster et al. (1976) Condensation heat transfer in a mixed flow regime, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 19, 95
- [73] M. E. Cañadas Navarro, J. A Torres Guzmán (2010) Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico. Universidad de El Salvador
- [74] Conde-Petit. (2014) Aqueous solutions of lithiums and calcium chlorides: Property formulations for use in air conditioning equipment design. M. CONDE ENGINEERING.
- [75] Zukauskas A. A. Heat Transfer from tubes in Cross Flow. *Advances in Heat Transfer*, 8:93-160, 1972.
- [76] S. W. Churchill et al. (1977) "A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow", *Journal of Heat Transfer* 99, pp. 300-306.
- [77] Sánchez Ortiz et al. (2010) Análisis de las series de tiempo obtenidas por la técnica de ruido electroquímico en un sistema de corrosión en aceros sensitizados.. *Sociedad Mexicana de Electroquímica*. 319-329
- [78] M. G. Fontana, *Corrosion engineering*, McGraw-hill, 1987.
- [79] Ramírez Reyes et al. (2011) Métodos experimentales en la ciencia de la corrosión. *Impedancia electroquímica*.
- [80] H. S. Khatak et al. (2002) *Corrosion of Austenitic Stainless Steel-Mechanism, Mitigation and Monitoring*. ASM International, Narosa Publishing HoJruse. Nueva Delhi, India
- [81] Ren, S.J.et al. (2017) Corrosion testing of metals in contact with calcium chloride hexahydrate used for thermal energy storage. *Mater. Corros.* 68, 1046–1056. [6] Davis R. 1999. *Corrosion of aluminium and aluminium alloys*. Segunda Edición. Editorial ASM International. pp. 313.
- [82] P. Pistorius et al. (1992) Metastable pitting corrosion of stainless steel and the transition to stability, *Philos. Trans. R. Soc. London A Math. Eng. Sci.* 341 531–559.
- [83] J. González et al. (1992) Mecanismos de corrosión en el hormigón armado y factores que controlan su cinética, *Revista. Metalurgia de Madrid*, Vol. 28 pp. 297-305
- [84] P. Schweitzer, *Metallic Materials, Physical, Mechanical and Corrosion Properties*, Marcel Dekker, Inc. EEUU, 2003.
- [85] K. Darowicki et al. (2004) Evaluation of pitting corrosion by means of dynamic electrochemical impedance spectroscopy, *Electrochim. Acta* 49 2909–2918.
- [86] Norma ASTM G3-89 (1999) Standard Practice for Conventions Applicable to Electrochemical Measurement in Corrosion Testing.
- [87] J.M. Guilermany et al. (2008) Caracterización de las propiedades de resistencia a la oxidación y desgaste de recubrimientos de proyección térmica de alta velocidad para la protección de incineradoras de residuos sólidos urbanos. *Revista de metalurgia*, 44 (4).

- [88] Fagúndez M. F. Técnicas electroquímicas. Retrieved from <http://www.icmm.csic.es/essisna/pp.htm>
- [89] Norma ASTM G-102-89 Standard Practice for Calculation of Corrosion Rates and Related Information from Electrochemical Measurement.
- [90] C. L. Zeng, W. Wang, W. T. Wu, Electrochemical impedance models for molten salts corrosion, *Corros. Sci.*, (2001), 43, 179-190
- [91] Jr. Sebastian Feliu (2020) Electrochemical Impedance Spectroscopy for the Measurement of the Corrosion Rate of Magnesium Alloys: Brief Review and Challenges. *Metals*, 775.
- [92] J. A. Salazar-Jiménez. Introducción al fenómeno de corrosión: tipos, factores que influyen y control para la protección de materiales (Nota técnica). *Tecnología en marcha*, Vol. 28 N°3 Pág. 127-136 (2015).
- [93] B. Michel et al. (2014) Experimental investigation of an innovative thermochemical process operating with a hydrate salt and moist air for thermal storage of solar energy: global performance, *Appl. Energy* 129 177-186.
- [94] A. Sole et al. (2015) Corrosion of metals and salt hydrates used for thermochemical energy storage, *Renew. Energy* 75 519-523.
- [95] Slavkov D, et al. (2002) Effect of Sn and Ca doping on the corrosion of Pb anodes in lead acid batteries. *J. Power Sources*. 112(1):199–208.
- [96] Metiko's-Hukovi'c M, et al. (2006) EIS in situ characterization of anodic films on antimony and lead–antimony alloys. *J. Power Sources*.157(1):563-70.
- [97] S. Girija et al. (2005) “Determination of corrosion types for AISI type 304L stainless steel using electrochemical noise method”, *Mat. Sci. and Eng. A407*, 188.
- [98] W.P Iverson. (1968) Transient voltaje change produced in corroding metal and alloy. *Journal of the Electrochemical Society* 6 617-618
- [99] J. Smulko, et al. (2002) Pitting corrosion in steel and electrochemical noise intensity. *Elect. Comm.* 4,388.
- [100] J. Malo-Tamayo et al. (2001) Técnica del Ruido Electroquímico para el Estudio de la Corrosión. Queretaro: Juan Genesca LLongueras.
- [101] G. Miramontes de León et al. (2000) “Transient Analysis and Simulation of Pitting Corrosion for the Estimation of Noise Resistance”, *Corrosion Science*,
- [102] Javier Botana et al. (2002) Ruido electroquímico: Métodos de análisis. Universidad de Cádiz, Septem Ediciones, España.
- [103] Norma ASTM G1-03 Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimens.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS



Instituto de  
Investigación en  
Ciencias  
Básicas y  
Aplicadas

## INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

JEFATURA DE POSGRADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

Cuernavaca, Morelos, 28 de mayo de 2024.

**DR. ARTURO MOLINA OCAMPO**  
**COORDINADOR DEL POSGRADO EN**  
**INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**P R E S E N T E**

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: DISEÑO, ENSAMBLE Y EVALUACIÓN DE LA CORROSIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN DE VAPOR DE SIMPLE EFECTO UTILIZANDO LA MEZCLA DE TRABAJO H<sub>2</sub>O-LiCl CON DISIPACIÓN TÉRMICA NATURAL Y FORZADA, que presenta el alumno **MODESTO AVILÉS FLORES**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente  
*Por una humanidad culta*

**DR. JOSÉ GONZALO GONZÁLEZ RODRÍGUEZ**

**DRA. ELSA CARMINA MENCHACA CAMPOS**

**DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ**

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN**

**DRA. GABRIELA HERNÁNDEZ LUNA**

**DR. MOISÉS MONTIEL GONZÁLEZ**

**DR. JESÚS CEREZO ROMÁN**

Se adiciona efirma UAEM



Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209, Edificio 65,  
Tel. 777 329 70 00 Ext. 6208 / cicap.posgrado@uaem.mx

**UAEM**  
RECTORÍA  
2023-2029



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

### Sello electrónico

**JESUS CEREZO ROMAN | Fecha:2024-05-28 14:03:28 | FIRMANTE**

GypATfQqJ03+XUcBV6U+r92sPxV+dlKeBhS2uTl2LUDgtk1tBlSqWH4NTlrmrxmqKw/jys911m8sOQZTm2gxF1tYy7XLZl9YdBpk5264OaduS83P+E9vutJ2v/3XJsBxyv8SeUoCb7Yo5JWVal7b0aa91ExyUfP2fkH5+9AxJPIVttYknDHgydjf+pNe2vJswHt69Ylgyo5b7K7M4WUz2rbuktIFPktG4+m/MgQL32WsvZ5R9xAjTA22mWpd6MXWn01b6V7Ls93UalLhM7JcCap4QkPRIj1fFsKrQJmEL9GQog8b4b3JmNnvkCWj6GEemKIBW3EwoFjYtsmrg==

**ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMINGUEZ | Fecha:2024-05-28 14:08:39 | FIRMANTE**

fZ9a0J+tskUQBkx5x9KrC1q8QDgqYlzbEMGusqU51nlcpwM//2K+I+UuZ75lhgbwAQ6vWoigqCrTfjvno3eEO7XYD4Q+cYHP4J3WLX3F9ybdWtCCe8uDHtFSqCpXZGcd12w9fJ4tgn0ssDgK0XJuAhOGOC++d0xqFICzZJOQNZ2bsLBKYNO05abloOagDXuJbeljkKnAuvTyXrrVglARrRMgxxK98cfaC2qwwU7nXdqPLVBiVu+YwbdG0j22yACUjpcYoUBVk1mtsitiJfC4y6aob0lnFDgkUye8gp20F57J9cDZQ2JaW17638a43sn7jYYCH8iltvs3+Pt165A==

**GABRIELA HERNANDEZ LUNA | Fecha:2024-05-28 14:16:29 | FIRMANTE**

ILnkMERYRfRq7rslmnKj2kKbmWyArbHH/3FfkxRUwVqP701kqwX1ZmbUePI7Ecl/Bt48R5o9lipnCUlfp7Q9ZpQF4NEjAhduaEIPqBI+bZkih2Qsv4Sre1wyHkhP45JVw0rLNZwQXhWmTjhtBGL1PaWDNtVONNB7YFU7BqpF8W7b5C9YAULTdZtmw5n0Yv2UPeaqlz606tdW4udFhw68qJnKuekP9xG1qKAJhIsVqmX1iJK+3Gx+q2hsZgKfZFRaXsfTwlrZPJeBMkwyU7sNjatoTOAQAKq1Wjjmb0FXkXCaFYKw8qikXG+4ZgQ5rcrKkko911jVCHSXV/7FA==

**MOISES MONTIEL GONZALEZ | Fecha:2024-05-28 23:09:07 | FIRMANTE**

JTZDV/CuxdPu1ImWppqJENbf6iNrvqzS5+8JL1WQ3TSFv/vTQY4R8SUHo5/XXflivVphaB/9u4CijCRPtH82dsmG6Mn2YM+bABH//PSyGVRxpWU5xulxaHpCmBDYdYXia7DMu7oBY4PzIOrlyByAupphoZdVD8EFo+5ijyrhQJidpXLbyl5SQrc9W+evmeyl9BbclwG8NfMSFOF/eRGHlqyZt1t1hp9aKyzquchBe0oGNs4GuOl2fdq9vBy6hbt9/lqQdEqYgVZYvuH2JkHb5bzigxKJ5YQx6Kg4uoMHLNzxGoKBGK2LgJruYZsgoK9hL9UdD/uhKpXYuah72x8Eg==

**JOSE GONZALO GONZALEZ RODRIGUEZ | Fecha:2024-05-30 09:16:35 | FIRMANTE**

UZ39eVB3mkNwGnighnfacASKqJExYGSN1EKJbrn/Ggk+2XM6BviMc2wqoZkr7L5vTOjg1WTDdA0wL0UTO/rbsTbZDozBQWCNUwg4c6PqccaDctMG8x/PEQBLHF8Kgp3Ohr0Q/T29vhP8CYNfbxXdw2i2KYDr9g24xtQvvZmoL+FGz/TZ50HpVCSjuddR/Eh+mkyjUSIQ5wcD6JgDWRBN5v3oOV7pYk2l7LL6U2QTxKIKvhvSYu3GTUpjXYowgwa1TqBsNSMvZ3oTpG9i3jwRP4GNx6lEixndcbADH8/q18MsT8F+G1BXbhYA+UINGRFxX+yj3Tu1K9cHO6SUFew==

**JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2024-05-30 15:24:04 | FIRMANTE**

Dyp8/CluoRrp2rXcJ1df59yaDXYAbG1WYfcWMLABVAZMd5Lzfu5qatMtAO/ZULjtUCuzrLcyfocHzfrGOdy7qPp/vc3geYgp65Ddaerz/hU7qzAMP8Iz6sQDnVirmcpJmPiqrC+l5uma7DCtDLsgzy6Px0Cu3QqZYZFFP4nr+ffD3UP64KMdJb9vylC5PSSfVFO4sz29XkG3KySh8k2zauXENEWvfiOG1tEKzIKfhNS99OkWajNWNJhp1sLJxU0pYrVAoW1H9va60Gr8lCIQ9lYx+ZNdqYTFmyD70snxYkrLGiF/+O9qg7dKM9mB1SFEi8cU043IC1LvB/2s/Q==

**ELSA CARMINA MENCHACA CAMPOS | Fecha:2024-05-31 15:18:48 | FIRMANTE**

ChzI1bpW6xW5JX0+sDW11D1MRRDenP8W+Nw6MTRkbvFhj85WXM5mFdJBVIZIaPwA0U1MeNFJKrA0feV9yJO/Lm5fjMnYAKEllbnCs4q7IPLpfK9t9Tj4zedE/I9jh2ok3JW/t1AoMQdOg0owNT0HL685EUfXWxILRv00MieBD/uaGltc5S1+9GGXJDDC90+s1FluQzCS7M4Ur1bp+NZ2Di2+/fVlV7xo78K8E2LOFOWQ9ANEEEvKoTIXdMjbNpyi2e3/9gKyoGU5k7IM2KIASfwKyZbc16rN9kCEIOZHR8AXh50Wv8GyEze8XFRSqi4ncNtMqJ3cRXd7Ey3g==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



FVxJM03Hm

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/SIRte7Wcg14TjrlB0HeZrm2RaxLr7eB>



UAEM  
RECTORÍA  
2023-2029