



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA.**

**DISEÑO CONCEPTUAL DE MEDIDOR DE GASES  
INCONDENSABLES PARA LOS AZUFRES MICHOACÁN**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

**MARIO SÁNCHEZ LÓPEZ**

DIRECTOR DE TESIS:

M. I. MIGUEL ÁNGEL BAZÁN RAMÍREZ

CODIRECTOR

Dr. NICOLÁS KEMPER VALVERDE



MÉXICO, D.F.

2012

## *AGRADECIMIENTOS:*

*A mis padres, Hortencia y Eliseo que siempre han estado conmigo desde el inicio de mi existencia hasta ahora. Gracias por todo el apoyo que me han brindado, sin ustedes esto no hubiese sido posible.*

*A mis hermanos Aldair y Osvaldo, que con sus buenos deseos y sus metas personales me motivaron a seguir adelante.*

*Al Dr. Gabriel Ascanio Gasca, por integrarme a su equipo de trabajo, por la confianza depositada en mí, por su amistad, y por todo su apoyo académico y moral.*

*Al M. I. Miguel Ángel Bazán Ramírez, que con sus consejos, asesoría y amistad logré terminar este escrito de tesis.*

*Al Dr. Nicolás Kemper Valverde, por su asesoría y paciencia en la realización de este proyecto.*

*A mis amigos, Carolina, Alberto, Alejandro, Ricardo, Iván, Alfredo, Miguel, Fernando, Luis, a los básicos y a todos los demás que con su compañía y amistad hicieron muy agradable mi vida en nuestra querida Alma Mater.*

*Al honorable jurado, Dr. William Vicente y Rodríguez, Dr. Enrique Soto Castruita e Ing. Gabriel Alejandro Jaramillo Morales, por prestarme parte de su tiempo para la culminación de este trabajo.*

*A la Universidad, que me permitió ser parte de su comunidad, por la educación impartida, por el apoyo hacia mí y mis compañeros. Por mi Raza Hablará el Espíritu.*



# ÍNDICE

INTRODUCCIÓN .....	8
1. Antecedentes.....	10
1.1. Central Geotermoeléctrica <i>Los Azufres</i> .....	10
Planta Tipo Vapor Flash.....	13
Turbina de Condensación .....	14
1.2. Fluidos Geotérmicos.....	16
Composición Química y Física de los Fluidos Geotérmicos.....	16
Efecto de los Gases Incondensables en las Plantas Geotermoeléctricas.....	17
1.3. Metodologías Analíticas de Medición de los Gases Incondensables.....	19
Determinación de Carbonatos Totales por Titulación Alcalina (CO <sub>2</sub> ) .....	19
Determinación de Ácido Sulhídrico (H <sub>2</sub> S).....	20
1.4. Análisis de Gases Incondensables en la Unidad 7 de Los Azufres.....	22
1.5. Método de Medición Actual .....	23
Prototipo Actual de Medición de Gases Incondensables .....	24
Restricciones del Prototipo Actual del Medidor de Gases Incondensables .....	26
2. OBJETIVO .....	29
Objetivo General.....	29
Objetivos Particulares.....	29
Especificaciones o Necesidades.....	29
3. METODOLOGIA .....	30
3.1 Fundamento Teórico de un Nuevo Prototipo de Medidor de Gases Incondensables.....	30
3.2 Levantamiento de Datos para la Realización del Diseño Térmico y Mecánico.....	36
Obtención de la Medida de Presión y Temperatura del Vapor Geotérmico.....	36
Obtención de la medida de gasto másico de vapor.....	37
Dimensiones de la Caseta.....	38
3.1 Diseño Térmico y Mecánico del Sistema de Medición.....	39
Intercambiador de Calor.....	41
Diseño Mecánico.....	57
Tanque de Medición de Gases Incondensables.....	67
4. RESULTADOS.....	69
Secuencia de Operación del Prototipo de Medición de.....	69



---

*MEDIDOR DE GASES INCONDENSABLES PARA CFE*

Gases Incondensables .....	69
Medidor de Gases Incondensables .....	70
Medición de Gases Incondensables .....	76
CONCLUSIONES.....	80
BIBLIOGRAFIA .....	82
ANEXOS .....	83



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.

Figura 1. Ubicación de la planta geotermoeléctrica "Los Azufres".....	11
Figura 2. Separador de vapor de la Unidad 7. ....	13
Figura 3. Diagrama general de una planta de flasheo simple .....	14
Figura 4. Actual prototipo medidor de GI. Fotografías del 4 de Febrero del 2011.....	28
Figura 5. Montaje del manómetro. Fotografía del 13 de mayo del 2011.. ....	36
Figura 6. Vistas del condensador de la LAPEM. Fotografías del 13 de mayo del 2011.....	37
Figura 7. Registro de lecturas del gasto másico. Fotografía del 13 de mayo del 2011.....	38
Figura 8. Vista Isométrica de la caseta del medidor de gases incondensables.....	38
Figura 9. Esquema del sistema de medición de gases incondensables. ....	40
Figura 10. Intercambiador de calor de casco y tubos a contracorrientes. Imagen recuperada del libro de Cao Eduardo, Buenos Aires, 1983. ....	41
Figura 11. Esquema de brida. Imagen extraída de las normas ASME Sección 8 UG-34.....	63
Figura 12. Arreglos de empaque con brida. Fuente: Norma ASME Sección VIII Tabla 2-5.2 .....	64
Figura 13. Esquema de tubo de refrigerante sometido a presión externa.....	65
Figura 14. Modelo en CAD del medidor de gases incondensables.....	70
Figura 15. Modelo en CAD renderizado del intercambiador de calor .....	71
Figura 16. Modelo y renderizado del tanque de mediciones.....	72
Figura 17. Válvula de aguja modelo 404-HH .....	73
Figura 18. Electroválvula Mod. 2W030-08. ....	73
Figura 19. Sensor de temperatura tipo RTD.....	74
Figura 20. Sensor de presión Mod. 8314 .....	74
Figura 21. Electroválvula modelo 2S050-15. ....	75



## NOMENCLATURA

<i>A</i>	3.1 <i>Diseño Térmico</i> : Área total de transferencia de calor [m <sup>2</sup> ] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Factor [PSI, kPa]	<i>M</i>	3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Factor de junta [-] Gasto másico [kg/s]
<i>As</i>	Área de flujo interno de la carcasa [m <sup>2</sup> ]	<i>n</i>	1.5 <i>Método de Medición Actual</i> : Número de moles [kmol] 3.1 <i>Diseño Térmico</i> : número de tubos en el intercambiador [-]
<i>b</i>	Junta efectiva [mm]	<i>N<sub>B</sub></i>	Número de baffles [-]
<i>B</i>	3.1 <i>Diseño térmico</i> : Espaciamiento entre baffles [m] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Factor [PSI, kPa]	<i>P</i>	1.5 <i>Método de medición actual</i> : Presión [kPa] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Presión de diseño interna [PSI, kPa]
<i>C</i>	3.1 <i>Diseño Térmico</i> : Distancia entre tubos [m] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Factor de unión [-]	<i>Pr</i>	Número de Prandtl [-]
<i>C<sub>p</sub></i>	Capacidad térmica específica a presión constante [kJ/kg*K]	<i>Pt</i>	Paso entre tubos en el intercambiador [m]
<i>d</i>	3.1 <i>Diseño térmico</i> : Diámetro de tubería [m] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Diámetro [in,mm]	<i>q"</i>	Flujo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
<i>DE</i>	Diámetro equivalente [m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i>	Calor intercambiado por unidad de tiempo [W]
<i>Ds</i>	Diámetro interno de carcasa [m]	<i>R</i>	1.5 <i>Método de Medición Actual</i> : Constante de gas [kJ/K*kg] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Radio [in,mm]
<i>DMLT</i>	Diferencia media logarítmica de temperaturas [K]	<i>R<sub>f</sub></i>	Resistencia de ensuciamiento [m <sup>2</sup> /K*W]
<i>e</i>	Eficiencia de unión [-]	<i>Ro</i>	Radio inicial [in,mm]
<i>E</i>	Modulo de elasticidad [PSI, kPa]	<i>S</i>	3.1 <i>Diseño térmico</i> : Factor de supresión [-] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Esfuerzo máximo [PSI,kPa]
<i>F</i>	Factor de corrección [-]	<i>T</i>	Temperatura [°C, K]
<i>Fr</i>	Número de Froude [-]	<i>t</i>	Espesor [in,mm]
<i>G</i>	3.1 <i>Diseño Térmico</i> : Gravedad local [m/s <sup>2</sup> ], Velocidad de flujo de masa [kg/m <sup>2</sup> *s] 3.2 <i>Diseño Mecánico</i> : Diámetro de carga de junta [mm]	<i>U</i>	Coefficiente total de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]
<i>GI</i>	Gases incondensables [-]	<i>V</i>	Volumen [m <sup>3</sup> ]
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor [kW/m <sup>2</sup> *K]	<i>WhG</i>	Carga total de tornillos [PSI, kPa]
<i>H</i>	Entalpía específica [kJ/kg]	<i>Wm1</i>	Carga mínima de tornillo [PSI, kPa]
<i>í<sub>ig</sub></i>	Calor latente de vaporización [kJ/kg]	<i>x</i>	Calidad [-]
<i>k</i>	Conductividad térmica del fluido	<i>X</i>	Calidad [-]
<i>L</i>	Longitud [m]	<i>X<sub>tt</sub></i>	Parámetro de Martinelli [-]
<i>m</i>	1.5 <i>Método de Medición Actual</i> : masa [kg]		



$\Delta h_v$	Entalpía específica de vaporización de vapor [kJ/kg]	$\upsilon$	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]
$\Delta T_s$	Pared sobrecalentada [°C, K]	$\rho$	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_B$	Pared sobrecalentada [°C, K]	$\sigma$	Tensión superficial [N/m]
$\mu$	Viscosidad dinámica [m <sup>2</sup> /s]	%	Porcentaje [-]

## Sufijos.

<i>av</i>	promedio
<i>b</i>	masa del fluido
<i>c</i>	Condensado
<i>cb</i>	ebullición convectiva
<i>CO<sub>2</sub></i>	Dióxido de carbono
<i>f</i>	Líquido saturado
<i>fg</i>	Diferencia entre vapor saturado y líquido saturado
<i>g</i>	Vapor saturado
<i>GI</i>	Gases incondensables
<i>H</i>	Fluido caliente
<i>H<sub>2</sub>O</i>	Agua
<i>i</i>	interno
<i>l</i>	Fase líquida
<i>Lo</i>	Solo líquido
<i>m</i>	mezcla vapor-gases
<i>nb</i>	Ebullición nucleada
<i>o</i>	Externo
<i>p</i>	Ebullición de estanque
<i>r</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Fluido Saturado
<i>T</i>	Total
<i>V</i>	Vapor de agua
<i>v</i>	Fase de vapor, vapor saturado



## INTRODUCCIÓN

La energía geotérmica es energía calorífica proveniente del núcleo de la Tierra, que se desplaza hacia la superficie terrestre en el magma que fluye a través de fisuras existentes en las rocas sólidas y semisólidas del interior de la Tierra alcanzando niveles cercanos a la superficie. Cuando se encuentran las condiciones geológicas favorables para su acumulación, se mantiene y se transmite a los mantos acuíferos del subsuelo.

Por medio de pozos específicamente perforados se extraen estas aguas subterráneas que poseen una gran cantidad de energía térmica almacenada, transformándose en vapor que se utiliza para la generación de energía eléctrica. La mezcla agua-vapor que se obtiene del pozo se envía a un separador de humedad para obtener vapor seco y dirigirlo a la turbina donde se transformará su energía cinética en mecánica y ésta, a su vez, en energía eléctrica en el generador. El proceso de convertir la energía geotérmica en eléctrica se realiza en instalaciones industriales llamadas centrales geotermoeléctricas y operan con principios análogos a los de una termoeléctrica convencional, excepto en la producción de vapor que se extrae del subsuelo.

Las centrales geotermoeléctricas se dividen en unidades ya que la cantidad de pozos perforados suelen ser de más de uno, por lo tanto a cada pozo le corresponde una unidad con su respectiva infraestructura (separador de humedad, turbina, condensador, entre otros). Existen unidades de 5MW en las que el vapor, una vez que se ha trabajado en la turbina, se libera directamente a la atmósfera. En las unidades de más de 20 MW, el vapor trabajado se envía a un sistema de condensación y el agua condensada, junto con la proveniente del separador de humedad, se reinyecta al subsuelo o se descarga a una laguna de evaporación.

La geotermia es un recurso importante en el país ya que la generación de energía eléctrica a partir de ella no genera gases de efecto invernadero, por lo tanto las centrales termoeléctricas que funcionan con energía geotérmica son consideradas como centrales ecológicas. El mayor desarrollo geotérmico de





México, se encuentra en el campo de Cerro Prieto, localizado a unos 30 km al sur de Mexicali, Baja California, con una capacidad total de 720 MW distribuidos en cuatro unidades de 110 MW, cinco de 36 MW y cuatro de 25 MW.

El segundo mayor desarrollo es la central geotermoeléctrica *Los Azufres*, localizada en Cd. Hidalgo, Michoacán. Esta central tiene una capacidad total de 195 MW.

Las centrales geotermoeléctricas se diseñan de tal manera que los fluidos geotérmicos no corroen prematuramente las partes metálicas de sus componentes (turbinas, condensadores, entre otros). Dichos fluidos geotérmicos están compuestos por diferentes sustancias tales como vapor de agua, sales minerales, y gases. Sin embargo, tanto las sales como los gases resultan perjudiciales para la metalurgia y la eficiencia de los componentes de las centrales geotermoeléctricas.

El presente trabajo está enfocado a la medición de los gases presentes en el fluido geotérmico de la central geotermoeléctrica Los Azufres, Michoacán, específicamente la Unidad No. 7. Estos gases tienen una peculiaridad, son gases que no condensan a las temperaturas y presiones de trabajo de los componentes de la geotermoeléctrica, a dichos gases se les llama gases incondensables (GI).



## 1. Antecedentes

El campo geotermoeléctrico de Los Azufres es uno de los campos geotérmicos más importantes de México siendo el segundo en importancia detrás de Cerro Prieto. Los Azufres producen alrededor de 195 MW según datos de la Comisión Federal de Electricidad. Este campo está compuesto por un total de 16 unidades y una en construcción y cada una de estas unidades funciona con un ciclo de vapor correspondiente.

El fluido geotérmico de Los Azufres, al igual que en otros campos geotérmicos del mundo, está compuesto de vapor de agua y otras sustancias tales como gases incondensables (GI) y partículas sólidas que se forman de la interacción del magma del núcleo y la corteza terrestre de la Tierra. Esas sustancias sólidas y gaseosas provocan caídas de eficiencia en la generación de energía eléctrica, siendo los GI los que provocan las mayores caídas de eficiencia y el motivo principal por el cual los diseños de los condensadores y turbinas de las plantas geotermoeléctricas sean más robustos que los de una termoeléctrica convencional.

El método actual de medición de GI en Los Azufres se hace por medio de un método químico, dando resultados satisfactorios pero con un tiempo de retraso de 72 horas. En la Unidad 7 se cuenta con un prototipo medidor de GI, sin embargo su implementación no resulta satisfactoria debido a diferentes restricciones que no se tomaron en cuenta en su diseño.

### 1.1. Central Geotermoeléctrica *Los Azufres*

El Campo Geotérmico *Los Azufres* fue descubierto en 1972 y su localización geográfica es en el Estado de Michoacán a 92 km al Este de la ciudad de Morelia y a 30 km al Nornoroeste de Ciudad Hidalgo (González-Partida, 2001) (Figura 1). Está ubicado a una altitud de 3000 metros sobre el nivel del mar, dentro de una caldera de 15 km de diámetro (Campos-Enríquez y Garduño-Monroy, 1995) que lleva el mismo nombre.



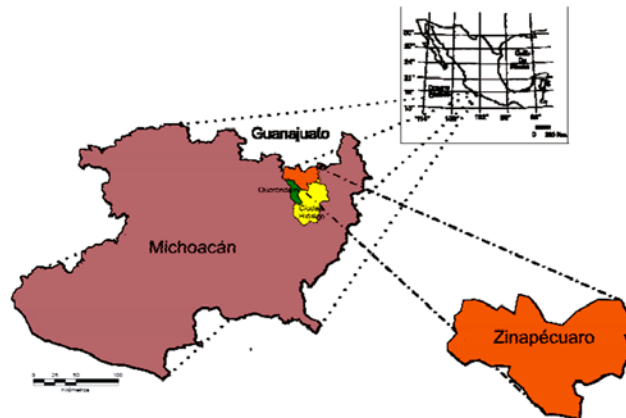


Figura 1. Ubicación de la planta geotermoeléctrica "Los Azufres".

El estado de Michoacán cuenta con 15 plantas geotérmicas para generar 195 MW. Dependiendo de las condiciones del fluido geotérmico a la salida de los pozos se usan diferentes tipos de ciclos para la generación de energía eléctrica. Los ciclos de generación de energía eléctrica por medio de la energía geotérmica se dividen en tres tipos:

- Ciclos de vapor seco.
- Ciclos de vapor flash\* o ciclos de condensación.
- Ciclos binarios.

Los tipos de turbinas utilizadas en las plantas que componen el complejo geotérmico *Los Azufres* se dividen en; turbinas a contrapresión, turbinas de condensación y turbinas para ciclo binario.

En la Tabla 1 se muestran los distintos ciclos que se utilizan en cada una de las plantas instaladas en *Los Azufres*, así como la capacidad de cada una de ellas. También, se muestra el año en que inició operaciones y la cantidad de turbinas por cada planta.

\*Flash: es un término utilizado para nombrar el cambio abrupto del estado de líquido a alta temperatura a vapor. El cambio de un estado a otro se realiza al expandir en un recipiente a baja presión el líquido de alta temperatura. Como la presión a la que se expande es más baja que la presión de saturación y no hay cambios significativos en la temperatura, una fracción de líquido se convierte en vapor, a este vapor se le conoce como vapor *flash*. A la acción de obtener vapor flash se le suele llamar *flasheo*.

Cabe señalar que al hablar de tipos de turbinas también se hace referencia al tipo de ciclo utilizado, ya que a cada ciclo de generación le corresponde un tipo de turbina. Por ejemplo, a los ciclos de vapor seco le corresponden las turbinas a contrapresión.

Tabla 1. Descripción de las unidades geotérmicas, Los Azufres.

Número de planta	Año de operación	Cantidad	Tipo de planta	Capacidad (MW)
U-2	1982	1	Contrapresión	5
U-3	1982	1	Contrapresión	5
U-4	1982	1	Contrapresión	5
U-5	1982	1	Contrapresión	5
U-6	1986	1	Contrapresión	5
U-7	1988	1	Condensación (flasheo simple)	50
U-9	1990	1	Contrapresión	5
U-10	1992	1	Contrapresión	5
U-11	1993	1	Binario	1.5
U-12	1993	1	Binario	1.5
U-13	2003	1	Condensación (flasheo simple)	25
U-14	2003	1	Condensación (flasheo simple)	25
U-15	2003	1	Condensación (flasheo simple)	25
U-16	2003	1	Condensación (flasheo simple)	25
U-17	2015	1	Condensación (flasheo simple)	En construcción

En la Unidad Número 7 se tiene una turbina de condensación. De acuerdo con la información proporcionada por Comisión Federal de Electricidad (CFE), la Unidad 7 trabaja con una planta del tipo vapor Flash. A continuación se dará una breve reseña de las turbinas de condensación y de la planta del tipo vapor Flash.



## Planta Tipo Vapor Flash.

La planta tipo vapor flash es una de las más utilizadas y, como se aprecia en la Tabla 1, se tienen 5 en operación y una en construcción que utilizan el ciclo de vapor flash de las 15 plantas geotérmicas ubicadas en *Los Azufres*, Michoacán que representan el 33.3%

En este tipo de planta, la instalada en la Unidad 7, el fluido geotérmico del pozo está constituido por agua presurizada a temperaturas que exceden los 100°C. El agua es llevada a un tanque presurizado que trabaja a una presión menor que la del vapor de trabajo de la turbina. En este tanque, llamado tanque de evaporación instantánea (también llamado separador de vapor), el agua es depositada y se expande a una presión menor, teniendo como resultado una evaporación del agua, ya que la presión a la que se encuentra el tanque es menor que la presión de saturación. Con este método se obtiene el vapor con el que opera la turbina. Sin embargo, no toda la fase líquida se evapora y entonces el agua es reinyectada al pozo geotérmico. En las figuras siguientes (Figura 2) se muestra físicamente el tanque de evaporación instantánea instalada en la Unidad 7 de *Los Azufres*.



Figura 2. Separador de vapor de la Unidad 7.

El vapor después de entregar su energía a la turbina y expandirse pasa a una fase de vapor saturado y es enviado a un condensador, donde la energía calorífica extraída es utilizada para otras funciones de la planta. El vapor pasa de un estado de saturación a la fase líquida y es enviado a los ductos de reinyección del pozo. En la Figura 3 se muestra un diagrama general del ciclo de generación de vapor por flasheo simple

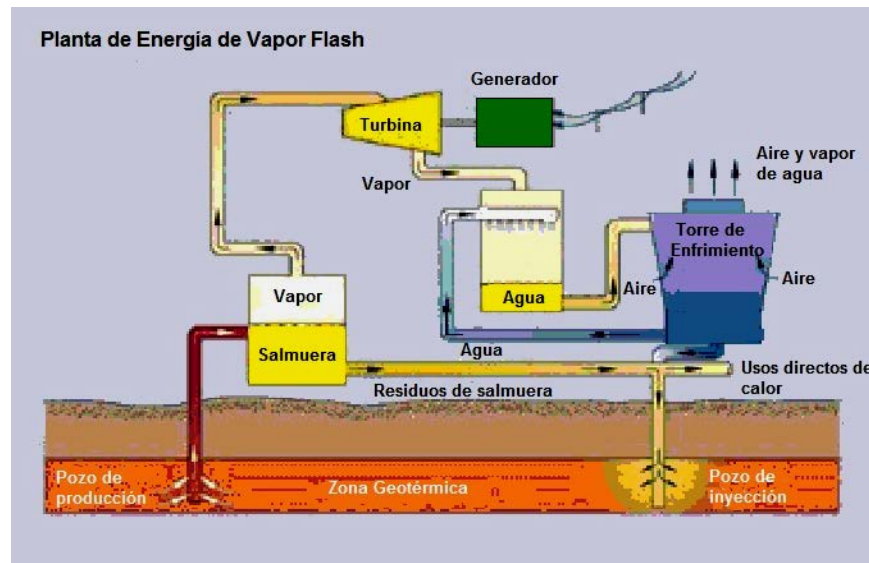


Figura 3. Diagrama general de una planta de flasheo simple.

## Turbina de Condensación

Después de que el vapor ha hecho funcionar a la turbina y se ha expandido, este pasa a un condensador que fija la temperatura de condensación del vapor y la presión, debido a las condiciones de equilibrio líquido-vapor saturado.

En estas turbinas la temperatura del condensador suele situarse entre los 60 y 40 °C; lo cual obliga a mantener en el condensador una presión inferior a la atmosférica, situada entre 0.2 y 0.07 bar. Para mantener el condensador en depresión suele adoptarse una de estas tres soluciones típicas: bomba de extracción, depresión por columna de agua o extracción mediante eyección de vapor.

Una de las características que debe tener la turbina es que a su salida el vapor debe estar saturado, o con una calidad muy cercana a 1, ya que la

presencia de líquido en alguna de las etapas de expansión de la turbina provoca erosión en los álabes, por lo tanto esta misma condición se encuentra a la entrada del condensador a una temperatura aproximada de 60 a 40 °C.

Cualquier planta ya sea geotérmica, hidráulica, de viento o de ciclo combinado buscan generar la mayor potencia eléctrica posible. Sin embargo, para el caso de las geotermoeléctricas, la obtención de dicha potencia depende de las características del fluido térmico como lo son la temperatura, presión y calidad (si contiene gases incondensables o alguna otra sustancia o materia). Gracias a los avances en los métodos de perforación actuales, se tienen plantas con capacidad de producir de 15 a 25 MW y transformarlas a 35-55 MW. A continuación se presentan en la Tabla 2 los datos técnicos de la turbina de condensación usada en la Unidad 7.

**Tabla 2. Datos Técnicos de la Turbina a Condensación en los Azufres, Michoacán**

Parámetro	Descripción
Capacidad nominal	50 MW
Velocidad del turbogenerador	3,600 rpm
Presión absoluta de admisión de vapor	7.79 bar
Temperatura de admisión de vapor	170°C
Consumo de vapor	385 ton/h
Presión absoluta de descarga	13545.5 Pa
Condensador de superficie	Uno de doble flujo
Sistema de enfriamiento	Torre
Flujo de agua	7,884 ton/h
Peso de la turbina	47 toneladas
Generador eléctrico	64,000 kVA
Subestación eléctrica	55 MVA
Factor de potencia	0.9
Agua de enfriamiento	1,260 ton/h



## 1.2. Fluidos Geotérmicos

La mayor parte de los fluidos geotérmicos son fluidos bifásicos; es decir, el vapor tiene cierta calidad (agua), este fluido al estar confinado dentro de un yacimiento geotérmico adquiere condiciones de presión y vapor, y en su recorrido se mezcla con diversas sales y gases, producto de las reacciones químicas entre la interacción roca-agua.

### Composición Química y Física de los Fluidos Geotérmicos.

Los fluidos geotérmicos invariablemente están acompañados por gases y, en el caso de campos húmedos, por sustancias solubles en agua, algunas de las cuales pueden ser potencialmente perjudiciales a los componentes de una instalación geotérmica y al medio ambiente. En campos secos el vapor también es susceptible de contener pequeñas cantidades de basura que han eludido su captura en los separadores axiales en las líneas de vapor. Esta basura puede causar erosión en las paletas de la turbina y reducir la potencia de salida.

Las proporciones de los gases no condensables varía ampliamente de campo a campo, en rangos de únicamente de 0.1 a 12 % por peso (en relación con la fase del fluido geotérmico) como en *Hveraderdi*, Islandia, o 25% o incluso más en el campo de *Monte Amiata*, Italia. En la tabla 3 se muestran las cifras intermedias de algunos campos geotérmicos:

**Tabla 3. Tabla descriptiva de los porcentajes de gases incondensables comúnmente encontrados en el mundo.**

Campo Geotérmico	Porcentaje de GI
Wairakei	de 0.35% a 0.5% (a vapor)
The Geysers	de 0.6% a 1.0%
Cerro Prieto	cerca de 1.25%
Larderello	de 4.5% a 5%
Matsukawa	cerca de 1.1%





De los gases no condensables, el CO<sub>2</sub> es el compuesto de mayor presencia en la mezcla - de 63 a 97% por peso- con el H<sub>2</sub>S como el siguiente mayor compuesto - de 1 a 21%. Los demás gases constan de pequeñas cantidades de CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> y algunas veces rastros de NH<sub>3</sub>, H<sub>3</sub>BO<sub>3</sub> y gases raros. Los compuestos solubles en agua presentes en el agua geotérmica usualmente constan de cloruros, sílice, ácido metabórico, sulfatos y rastros de fluoruros. Algunas veces las aguas son alcalinas, como en *Wairakei* (pH= 8.6), y algunas veces ácidas, como en *Matsukawa* (pH alrededor de 5). Existen casos raros conocidos, como en el campo *Tatun* en Taiwán, de valores de pH tan bajos a 1.5, donde la acidez ha destruido el alma de las cubiertas de los alabes en pocas horas y el campo ha sido inservible.

En los campos húmedos, casi todos los gases no condensables permanecen con la fase de vapor, mientras que casi todas las sustancias solubles en agua están asociadas con la fase de agua, aunque cada fase puede contener pequeñas cantidades de los químicos que normalmente se encuentran en el otro (H. Christopher, H. Armstead, 1983).

## **Efecto de los Gases Incondensables en las Plantas Geotermoeléctricas.**

Con la presencia de los distintos químicos mencionados en el vapor geotérmico, es de esperar que se presente corrosión o depósitos químicos en varios lugares de la instalación geotérmica. De la misma manera, algunos de estos químicos pueden escapar de la red de tuberías, o equipos, al medio ambiente y provocar una contaminación si no se toman las medidas necesarias. Debido a la naturaleza corrosiva de algunos de esos químicos debe ponerse especial atención en la metalurgia de todas las partes de los componentes tomando en consideración las propiedades físicas y químicas de los fluidos que entran en contacto con ellas. Los campos húmedos suelen ser más problemáticos que los campos secos debido a la gran variedad de impurezas que se encuentran en el



fluido. Algunos de los problemas en la instalación provocados por los químicos solubles en el agua son; depósitos de calcio y sílice en los orificios por donde el vapor fluye, depósitos de sales en los álabes de las turbinas, depósitos de sulfuro de hierro y corrosión en las tuberías por donde fluye el vapor geotérmico, entre otros.

Los gases incondensables que contiene el vapor geotérmico afectan a la eficiencia de la turbina debido a que a mayor concentración de incondensables se obtiene una entalpia de trabajo menor con respecto al vapor de agua puro y, por otro lado, los gases incondensables afectan el rendimiento del condensador de vapor instalado en las plantas que tienen turbinas de condensación.

En el condensador de vapor, durante el proceso de cambio de fase, los compuestos más volátiles condensan primero y conforme el proceso de condensación continúa la mezcla de vapor-gases incondensables se va haciendo rica en compuestos menos volátiles. Las moléculas de los compuestos más volátiles arrastran consigo a los que son menos, las cuales tenderán a acumularse en la interfaz de la película de condensado que cubre la superficie del tubo. A consecuencia de esto, la presión parcial en la interfaz de cada uno de estos componentes aumenta. Siendo la presión total de la mezcla constante, la presión parcial del vapor que condensa disminuye en la interfaz, reduciéndose la diferencia de temperaturas entre la temperatura de saturación y la temperatura de pared del tubo. Así mismo, las moléculas del vapor más volátiles deberán atravesar la capa rica en componentes menos volátiles. Esto significa que existe difusión de materia y, por lo tanto, implica la aparición de una resistencia térmica. La presencia de los gases incondensables provocará que la temperatura de saturación no sea constante durante el proceso de condensación (Rufes Martínez Pedro, 2000). Es por esto que para tener en claro el comportamiento de la mezcla de vapor con gases incondensables es necesario realizar experimentalmente una grafica que nos permita visualizar la variación de la temperatura con respecto a la entalpia total de la mezcla.



Al igual que los químicos solubles en agua, los GI provocan corrosión en las partes metálicas de los componentes de la geotermoeléctrica. Siendo en el condensador donde se presentan las condiciones corrosivas más severas. Las superficies de los inyectores y eyectores de condensado deben ser protegidas mediante resinas o aluminio pulverizado.

Debido a la resistencia térmica presente en los tubos del condensador provocado por la presencia de GI y los efectos corrosivos, el diseño de un condensador para una planta geotermoeléctrica, por lo regular, es más robusto que el de una planta convencional.

## 1.3. Metodologías Analíticas de Medición de los Gases Incondensables

### Determinación de Carbonatos Totales por Titulación Alcalina (CO<sub>2</sub>)

Los carbonatos totales pueden ser determinados por titulación alcalimétrica con una solución estándar 0.1M de HCl, con un pH que va desde 8.3 hasta 3.8 usando un pH-metro, seguido de titulación con una solución 0.1 Mol de NaOH después de purgar la muestra con N<sub>2</sub> para remover el CO<sub>2</sub>. Esta determinación se realiza convenientemente con la medición de 1 pH. Es de suma importancia remover el H<sub>2</sub>S de la muestra para evitar interferencia en la medición.

*Equipos y reactivos necesarios para la determinación de carbonatos totales*

1. pH-metro.
2. Un electrodo pH combinado o pH separado y electrodos de referencia.
3. Un vaso de precipitados pyrex de 150 ml.
4. Un matraz volumétrico de 50 ml.
5. Un matraz volumétrico de 100 ml.
6. Una microbureta de 2 ml, calibrada a intervalos de 0.002 ml.



7. Una pipeta de 1 ml.
8. Solución estándar de HCl 0.1M, preparada con Titrisol 1N.
9. Solución estándar de NaOH 0.1M preparada con Titrisol 1N.
10. Solución de HCl 1M aproximadamente. Se prepara mezclando 20ml de HCl concentrado grado analítico, con 200 ml de agua desionizada.
11. Agua desionizada.
12. Gas  $N_2$  en un cilindro presurizado de 5 o 10 kg.

#### Procedimiento

1. Extraer una alícuota de 1 ml de la solución alcalina del bulbo de muestreo y verter en el vaso de precipitados de 150 ml. Agregar. 100 ml de agua desionizada recientemente preparada (libre de carbonatos).
2. Ajustar el pH a 8.30. Primero agregar algo de la solución de HCl 1M. Cuando el pH alcance 9.0 - 9.5, agregar la solución estándar de HCl 0.1M de la microbureta para ajustar el pH con precisión a 8.30.
3. Titular con la solución estándar de HCl 0.1M a pH 3.80 (titulado A).
4.  $CO_2$  (mmol/kg) =  $\frac{ml \text{ de titulado } \times 100}{ml \text{ de muestra}}$  - 0.158 - 0.952 x  $H_2S$  (en mmol/kg)

#### Observaciones

A un pH de 8.30, cerca del 98% del carbonato disuelto se encuentra como  $HCO_3^-$  1% está disuelto como  $CO_2$  y el restante 1% como  $CO_3^{2-}$ . A un pH de 3.80 prácticamente todo el carbonato y bicarbonato ha sido convertido en  $CO_2$ . En ausencia de otras bases, los moles de ácido agregados corresponden a los moles de carbonatos totales en solución.

## Determinación de Ácido Sulhídrico ( $H_2S$ )

EL ácido sulfhídrico puede ser determinado mediante titulación acidimétrica con una solución de 5 M de hidróxido de sodio (NaOH) seguido de una titulación de 0.001M de acetato de mercurio hasta un punto final de color rosa.



*Equipo y reactivos*

1. Una Microbureta de 2 ml, calibrada a intervalos de 0.002 ml
2. Un matraz Erlenmeyer de 100 ml
3. Dos pipetas, una de 5 ml y otra de 0.1 ml (ajustable)
4. Matraz volumétrico de 50 ml
5. Una varilla de vidrio
6. Acetona
7. Solución de NaOH, aproximadamente 5M. Disolver 200 g de NaOH en 1 l de agua desionizada
8. Ditizona
9. Solución estándar de acetato de mercurio 0.001M,  $(\text{CH}_3\text{COO})_2\text{Hg}$ . Disolver 0.3187 g de  $(\text{CH}_3\text{COO})_2\text{Hg}$  grado analítico, en 1 l de agua desionizada. Almacenar en un lugar oscuro. La solución es estable por al menos 1 mes.
10. Agua desionizada

Procedimiento

1. Con la pipeta, medir 5 ml de la solución de NaOH y 5 ml de acetona y colocarlos en un matraz Erlenmeyer
2. Agregar 1-50 ml de muestra\* si la alícuota es <10 ml agregar agua desionizada para ajustar el volumen de la muestra a 10 ml
3. Agregar un cristal pequeño de ditizona con la varilla de vidrio. La solución debe ser amarillo pálido y una sola fase.
4. Titular con la solución estándar de  $(\text{CH}_3\text{COO})_2\text{Hg}$  hasta un punto final rosa. Registrar el titulado.



$$5. \text{H}_2\text{S (mmol/kg)} = \frac{\text{ml de la solución de (CH}_3\text{COO)SHg 0.001M}}{\text{ml de la muestra}}$$

Observaciones.

Si el  $\text{H}_2\text{S} < 0.3$  ppm, es mejor tomar una alícuota de 50 ml. Si la concentración de  $\text{H}_2\text{S}$  está aproximadamente en el rango 0.3 – 5.0 ppm, tomar una alícuota de 10 ml y es mejor tomar una alícuota  $< 10$  ml si el  $\text{H}_2\text{S}$  es  $> 5$  ppm.

El método está basado en la reacción de  $\text{Hg}^{2+}$  con el sulfuro  $\text{S}^{2-}$  en solución alcalina para formar  $\text{HgS}$  el cual es negro. Cuando todo el sulfuro ha reaccionado, el  $\text{Hg}^{2+}$  reacciona con la ditizona para formar un complejo  $\text{Hg}$ -ditizona rosa.

## 1.4. Análisis de Gases Incondensables en la Unidad 7 de Los Azufres.

En nuestro caso de estudio, la unidad 7 de *Los Azufres*, Michoacán, el Laboratorio de pruebas de equipo y materiales (LAPEM) de la CFE hace una monitorización de la calidad del vapor geotérmico, algunos de sus análisis de gases se muestra en las tablas 4, 5 y 6.

Tabla 4. Resultados de las mediciones obtenidas por LAPEM

Unidad N°	Prueba	Fecha	Hora	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	% W total
U-7	1	08/12/2005	12:20	854.463	175.23	2.04%
U-7	2	08/12/2005	14:00	893.16	176.71	2.04%
U-7	3	08/12/2005	15:40	875.028	175.96	2.09%
U-7	4	08/12/2005	17:10	862.632	175.71	1.96%



Tabla 5. Tabla de los resultados de las mediciones obtenidas por LAPEM.

Unidad N°	% W total	% W gas incondensables							
		He	H <sub>2</sub>	Ar	N <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	NH <sub>2</sub>
U-7	2.40%	0.005	0.04	0.006	1.862	0.029	96.7	1.332	0.022
U-7	2.04%	0.004	0.031	0.005	1.323	0.011	97.3	1.342	0.031
U-7	2.09%	2.00E-04	0.041	0.008	1.953	0.008	96.7	1.241	0.018
U-7	1.96%	6.00E-04	0.041	0.008	1.987	0.01	96.7	1.275	0.03

Tabla 6. Tabla de las propiedades físicas, Perry, Robert. Manual del Ingeniero Químico.

Tabla de propiedades físicas de compuestos inorgánicos					
Nombre	Fórmula	Punto de fusión	Punto de ebullición	Solubilidad en 100 partes	
				agua fría	agua caliente
Argón	A	-189 °C	-185 °C	5.6cm <sup>3</sup> a 0°C	2.23cm <sup>3</sup> a 50°C
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	-56.6 <sup>5.2atm</sup> °C	Subl. -78.5 °C	179.7cm <sup>3</sup> a 0°C	90.1cm <sup>3</sup> a 20°C
Helio	He	< -272.2°C	-268.9 °C	0.97cm <sup>3</sup> a 0°C	108cm <sup>3</sup> a 50°C
Hidrógeno	H <sub>2</sub>	-259.1 °C	-252.7 °C	-21cm <sup>3</sup> a 0°C	0.85cm <sup>3</sup> a 30°C
Ácido sulfhídrico	H <sub>2</sub> S	-82.9 °C	-59.6 °C	470cm <sup>3</sup> a 0°C	186cm <sup>3</sup> a 40°C
Nitrógeno	N	-209 °C	-195 °C	2.35cm <sup>3</sup> a 0°C	1.55cm <sup>3</sup> a 20°C

## 1.5. Método de Medición Actual

El método que actualmente utiliza LAPEM para la medición de los gases incondensables, es un método químico, el cual consiste en hacer burbujear vapor procedente de la línea principal de suministro, dentro de una ampollita cilíndrica de vidrio con válvula de aguja de teflón de 300 ml de capacidad. Se vierten 75 ml de hidróxido de sodio dentro de la ampollita y una vez tomada la muestra, esta se deja reposar por un periodo aproximado de 24 h. Posteriormente, se procede a hacer un análisis químico de la muestra para obtener la composición de esta mezcla.



El inconveniente de este tipo de muestreo es el tiempo necesario para poder obtener el porcentaje de GI, ya que desde su preparación hasta el resultado del análisis se requiere de 72 h en promedio, sin embargo, el resultado del análisis de GI se necesita en menos de 24 horas ya que dicho análisis servirá para tomar la decisión de abrir las válvulas de purga de GI instaladas en el condensador de la unidad geotermoeléctrica.

## Prototipo Actual de Medición de Gases Incondensables

El prototipo actual se sustenta en la teoría del gas ideal, tomando a las dos sustancias, vapor y gases, como ideales. Los fundamentos teóricos de dicho prototipo sustentan su operación bajo las relaciones de mezcla de gases ideales, *la Ley de Dalton*:

*“La presión ejercida por una mezcla de gases que se comportan de manera ideal es la suma de las presiones ejercidas por cada uno de los gases si ocupara todo el volumen solo”*

Esto significa que:

$$P_T = P_A + P_B + \dots + P_n \quad (1.1)$$

La ecuación de estado de un gas, suponiendo un comportamiento como gas ideal, se puede representar como:

$$P = n \left( \frac{RT}{V} \right) \quad (1.2)$$

donde:

$n$  = Número de moles.

$R$  = Constante Universal de los Gases = 8.13 [J/mol\*K]





$V$  = Volumen que ocupa el gas.

Con base en estas relaciones físico-matemáticas, se diseñó un recipiente para almacenar la muestra de vapor-gas, por lo tanto se dispone de un volumen de control con los cuales se realizan los cálculos:

$$P_T = P_{H_2O} + P_{GI} \quad (1.3)$$

donde:

$P_T$  = Presión total

$P_{H_2O}$  = Presión que ejerce el vapor.

$P_{GI}$  = Presión que ejercen los gases incondensables.

Por lo tanto, la ecuación de presión es función del volumen, temperatura y número de moles, dando como resultado lo siguiente:

$$P_T = n_{H_2O} \left( \frac{RT}{V} \right) + n_{GI} \left( \frac{RT}{V} \right) \quad (1.4)$$

Como tanto el volumen y la temperatura se suponen iguales para ambos compuestos, vapor-gas, entonces se tiene:

$$P_T = (n_{H_2O} + n_{GI}) \left( \frac{RT}{V} \right) \quad (1.5)$$

$$n_T = n_{H_2O} + n_{GI} \quad (1.6)$$

La mezcla se enfría hasta asegurar que el vapor de agua se condense completamente, quedando solo gases incondensables generando presión en el recipiente.

Después del enfriamiento en el tanque quedan las siguientes condiciones.



$$P = P_c$$

$$T = T_c$$

$$V = V_c$$

Y como:  $P = n_{GI} \left( \frac{RT_c}{V_c} \right)$ , de donde es posible encontrar  $n_{GI}$ . El porcentaje de gases incondensables en la mezcla se calcula con la relación 1.7

$$\%GI = \left( \frac{n_{GI}}{n_T} \right) \times 100 \quad (1.7)$$

## Restricciones del Prototipo Actual del Medidor de Gases Incondensables

1. La Ley de Dalton. Las condiciones del vapor geotérmico no se ajustan a la Ley de Dalton debido a que ésta ignora la influencia de las fuerzas intermoleculares de los diferentes gases entre sí en una mezcla, por lo tanto tiende a subestimar la presión de una mezcla de gases para un volumen y temperatura de mezcla determinados. Por consiguiente la Ley de Dalton es más apropiada para mezclas de gases a bajas presiones, un ejemplo de baja presión, es la presión atmosférica al ser la suma de las presiones que ejercen cada componente del aire atmosférico (oxígeno, nitrógeno, vapor de agua, dióxido de carbono entre otros gases) en el espacio que comprende entre la atmosfera y la corteza terrestre de la Tierra. La Ley de Amagat es más adecuada para altas presiones ya que, al utilizar la presión de la mezcla, toma en cuenta la influencia de las fuerzas intermoleculares entre las moléculas de los diferentes gases en la mezcla.
2. Vapor de agua como gas ideal. El error involucrado al considerar al vapor de agua como gas ideal se calcula mediante el error relativo entre el valor del volumen específico de tablas de vapor y el volumen específico de la teoría de gas ideal. A presiones por debajo de los 10 kPa el vapor de agua puede



considerarse como gas ideal independientemente de su temperatura, con un error despreciable (menor que 0.1%). A presiones superiores, la suposición de gas ideal produce errores inaceptables, en particular en la vecindad del punto crítico y de la línea de vapor saturado (arriba del 100% de error). Por tanto, en aplicaciones para acondicionamiento de aire, el vapor de agua en el aire puede tratarse como un gas en esencia ideal casi sin error, puesto que la presión del vapor de agua es muy baja. En contraste, en las aplicaciones del vapor en centrales eléctricas, las presiones implicadas son muy altas; de modo que el vapor de agua no puede considerarse como ideal (Yunus A. Cengel, Termodinámica, pp. 88, 89). En el caso del vapor geotérmico, el vapor de agua no puede considerarse como ideal ya que la presión de la mezcla es en promedio 894 kPa y el vapor de agua ocupa alrededor del 98.5% de masa del vapor geotérmico.

3. Condensación total del vapor de agua dentro del volumen de control. Uno de los principales pasos en la secuencia de medición de GI del prototipo actual es condensar completamente el vapor de agua quedando en la parte superior del tanque los GI generando presión. Sin embargo, dado que el tanque es un volumen de control rígido de magnitud constante y no hay interacción de masa entre las fronteras del sistema y los alrededores después del llenado del tanque, siendo esta misma constante durante todo el proceso de medición, el proceso de condensación se realiza a volumen específico constante. Esto quiere decir que conforme el vapor de agua se va condensando su temperatura y presión disminuyen sin haber cambios en su densidad (tanto el volumen como la masa son constantes), sin embargo, para que haya una condensación total se necesita de un cambio de densidad ya sea a temperatura o a presión constante. Por lo tanto, el vapor de agua dentro del tanque, aun cuando se enfríe hasta la temperatura ambiente, todavía tiene cierta cantidad de vapor mezclado con los GI. Al final del proceso de medición de GI se tiene una mezcla saturada de vapor-líquido con GI y no una separación total de agua con los GI. Por lo tanto, el actual prototipo no contempla ese porcentaje de vapor de agua sin condensar, es



decir no toma en cuenta la calidad de vapor existente al final del proceso de medición de GI.

4. El serpentín usado para enfriar y condensar el vapor dentro del tanque de mediciones no es del tamaño correcto. El refrigerante R134 entra al serpentín, proveniente de la válvula de estrangulación del sistema de refrigeración, como líquido subenfriado y debe salir, también del serpentín, como vapor sobrecalentado. Sin embargo, durante el proceso de transferencia de calor entre el serpentín y el vapor geotérmico, el refrigerante no logra cambiar de fase y sale del serpentín como una mezcla saturada (vapor-líquido saturado), entrando a su vez en el compresor a las mismas condiciones. Los compresores de las unidades refrigeradoras que utilizan el ciclo de compresión de vapor, como en este caso, deben trabajar con el refrigerante en estado de vapor, de lo contrario, el compresor no trabajará correctamente y posteriormente se averiará debido a la erosión que causa el refrigerante líquido en sus componentes metálicos internos. Cabe mencionar que dicho serpentín se fabricó de cobre resultando en una corrosión prematura del tubo y provocando fugas de refrigerante dentro del volumen de control. En la Figura 4 se muestran dos fotografías del prototipo actual de medidor de GI.



Figura 4. Actual prototipo medidor de GI. Fotografías del 4 de Febrero del 2011.

## 2. OBJETIVO

### Objetivo General

Realizar el diseño conceptual de un prototipo de un medidor de gases incondensables para la Central Geotérmica Los Azufres, Unidad 7.

### Objetivos Particulares.

Diseñar el prototipo de medidor de GI mediante normas estandarizadas.

Diseñar el prototipo de medidor de GI para que soporte las condiciones de presión, temperatura y corrosión del vapor geotérmico de la Unidad 7 de Los Azufres.

Diseñar el prototipo de medidor de GI para que pueda realizar una prueba diaria otorgando mediciones de la cantidad de gases incondensables presentes en el vapor geotérmico.

### Especificaciones o Necesidades

Este prototipo debe cumplir con las siguientes condiciones:

1. El sistema de medición de gases incondensables será autónomo a los demás sistemas de la planta geotermoeléctrica así como de los demás equipos que se instalarán en el paquete tecnológico de mediciones.
2. Tiene que ser un prototipo totalmente automatizado, esto quiere decir que el sistema de medición de gases incondensables estará controlado por computadora desde un servidor central.



### 3. METODOLOGIA

El nuevo prototipo medidor de GI se sustenta en la Ley de Amagat de la mezcla de gases ideales restringiéndola con el uso de las propiedades reales del vapor de agua del fluido geotérmico. Para realizar el diseño térmico y mecánico del nuevo prototipo es necesario hacer un levantamiento de los datos necesarios tales como temperatura y presión del fluido geotérmico, así como las dimensiones del lugar donde se instalará el prototipo.

Este nuevo prototipo se diferencia del actual al estar compuesto de dos partes principales, un intercambiador de calor que disminuye la temperatura del vapor geotérmico y el tanque de mediciones. El intercambiador de calor se basa en las relaciones formuladas por Kern para el diseño de intercambiadores del tipo casco y tubos, y en las relaciones de Chen y Shah para los procesos de ebullición en los fluidos refrigerantes. El diseño mecánico del intercambiador de calor está basado en las normas ASME Sección VIII de recipientes a presión y en las normas TEMA de diseño de intercambiadores de calor. El tanque de mediciones está diseñado de igual forma que el intercambiador de calor con las normas ASME exceptuando las normas TEMA.

#### 3.1 Fundamento Teórico de un Nuevo Prototipo de Medidor de Gases Incondensables.

El concepto del nuevo prototipo de medidor de gases incondensables está basado en la idea de gases ideales. Sin embargo se utiliza la Ley de Amagat en sustitución de la ley de gases de Dalton, se contempla el uso de la temperatura y presión de la mezcla para obtener las propiedades de cada compuesto (vapor y gases incondensables). Por otro lado, se observa en la Tabla 5 que el CO<sub>2</sub> es el elemento que ocupa entre el 96 al 98 % de los GI (gases incondensables), el último análisis químico realizado por LAPEM arroja un porcentaje de gases incondensables del 1.2% y el CO<sub>2</sub> está presente en un 98 % de esos gases. Por lo



anterior se hace la suposición de que los gases incondensables solo están representados por el CO<sub>2</sub>. La muestra de la mezcla vapor-gases se confina en un recipiente que provee el volumen de control para los cálculos necesarios.

La Ley de Amagat dice:

*“El volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si existiera sólo a la temperatura y presión de la mezcla.”*  
(Yunus A. Cengel, 2003)

En la Tabla 5 se observa que el vapor geotérmico es una mezcla de gases, o bien es una mezcla de gases con vapor de agua. Sin embargo, por conveniencia de cálculo se establece como un gas al vapor, sin incurrir en el error de tratar sus propiedades (volumen específico) como gas ideal. Al CO<sub>2</sub> se le tratará como gas ideal debido a que se encuentra *por debajo y arriba de su presión y temperatura crítica respectivamente, razones suficientes para considerarlo como ideal* (Yunus A. Cengel, 2003). En la Tabla 7 se muestran las temperaturas y presiones críticas de cada componente del que está compuesto el vapor geotérmico. La Ley de Amagat expresada en forma matemática queda de la siguiente forma:

$$V_m = V_V + V_{GI} \quad (1.8)$$

$V_m$ : Volumen de la mezcla.

$V_V$ : Volumen del vapor.

$V_{GI}$ : Volumen de los gases incondensables.



Tabla 7. Temperaturas y presiones críticas de los gases incondensables presentes en el vapor geotérmico. Fuente: Cengel Yunus A. Termodinámica Cuarta Edición McGraw-Hill Apéndice 1 Tabla A.1 página 722.

Sustancia	Fórmula	Propiedades del punto crítico	
		Temperatura (°C)	Presión (kPa)
Helio	He	-267.85	230
Hidrogeno	H <sub>2</sub>	-239.85	1300
Argón	Ar	-122.15	4860
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	-146.95	3390
Metano	CH <sub>4</sub>	-82.05	4640
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	31.05	7390
Vapor de agua	H <sub>2</sub> O	374.15	22090

Para el cálculo de volumen de cada componente de la mezcla se usan las relaciones de gas ideal y despejando la variable volumen queda la siguiente expresión:

$$V = \frac{mRT}{P} \quad (1.9)$$

Donde V es el volumen del componente de la mezcla, m es la masa del componente y R es la constante de gas del mismo componente; T y P son la temperatura y presión total de la mezcla respectivamente.

Sustituyendo la ecuación 1.9 en la ley de Amagat (ecuación 1.8) y colocando los sufijos respectivos se tiene la siguiente ecuación:

$$V_m = \frac{m_V R_V T}{P} + \frac{m_{GI} R_{GI} T}{P} \quad (1.10)$$





Al dividir el producto de la constante de gas de cualquier componente de la mezcla por la temperatura total, entre la presión total, da como resultado el volumen específico de gas ideal.

$$v = \frac{RT}{P} \quad (1.11)$$

Si se sustituye la ecuación 1.11 en 1.9 y se despeja  $v$  se obtiene la definición de volumen específico

$$\begin{aligned} V &= v * m & v &= \frac{V}{m} \\ (a) & & (b) & \end{aligned} \quad (1.12)$$

Sustituyendo la expresión 1.12(a) y 1.9 en la expresión matemática de la ley de Amagat y asignando sus respectivos sufijos queda la siguiente expresión

$$V_m = v_v m_v + \frac{m_{CO_2} R_{CO_2} T_m}{P_m} \quad (1.13)$$

El volumen específico del vapor de agua  $v_v$  se obtiene de sus respectivas tablas, a la temperatura y presión de la mezcla dentro del volumen de control, tal como lo menciona la ley de Amagat.

Si se deja condensar la muestra de vapor-gases dentro del volumen de control y se mide la columna de agua condensada es posible encontrar la masa del condensado. Dicha masa de agua condensada se calcula usando la definición de volumen específico junto a la expresión para el cálculo de volumen de un cilindro circular recto quedando la siguiente expresión:

$$m_f = \frac{hA}{v_v} \quad (1.14)$$



Donde  $h$  es la altura de la columna de agua condensada,  $A$  es el área de la base interior del recipiente y  $v_V$  es el volumen específico del vapor de agua a la temperatura y presión de la mezcla vapor-gases. La muestra de vapor-gas se deja condensar hasta la temperatura de 60°C para evitar solubilidad de alguno de los componentes con el agua condensada (véase Tabla 6).

Al tratarse de un proceso de condensación a volumen específico constante (volumen de control fijo y sin pérdidas de masa en su interior) es posible encontrar algo de vapor de agua sin condensar. Ese porcentaje de vapor sin condensar se estima por medio de la definición de calidad de vapor:

$$x = \left( \frac{v_{av} - v_f}{v_{fg}} \right) \quad (1.15)$$

$$v_{fg} = v_g - v_f \quad (1.16)$$

Donde  $v_{av} = v_V$  y  $v_{fg}$  es la diferencia entre el volumen específico de vapor saturado  $v_g$  menos el volumen específico de líquido saturado  $v_f$  a la temperatura y presión límite de enfriamiento (60°C).

Con la calidad  $x$  de vapor ya obtenida y la masa del agua condensada  $m_f$  se calcula la masa del vapor que no alcanza a condensar. Para tal fin se usa la definición primaria de calidad (ecuación 1.17) y se despeja la masa del vapor  $m_g$ .

$$x = \left( \frac{m_g}{m_v} \right) = \left( \frac{m_g}{m_f + m_g} \right) \quad (1.17)$$

$$m_g = \left( \frac{xm_f}{1 - x} \right) \quad (1.18)$$



La cantidad de masa de vapor calculada  $m_V$  se sustituye en la expresión 1.13 y se despeja la variable masa de gases incondensables ( $\text{CO}_2$ )  $m_{GI}$ .

Una vez obtenidos los valores de la masa de vapor de agua y GI ( $\text{CO}_2$ ) se procede a calcular el porcentaje de dichos gases en el vapor geotérmico usando la siguiente expresión:

$$\%GI \approx \left( \frac{m_{CO_2}}{m_V + m_{CO_2}} \right) \times 100 \quad (1.19)$$

Nota: El volumen total de la mezcla también es conocido ya que es el volumen interior del recipiente o volumen de control. Se usa la fórmula para volumen de cilindros rectos.

## 3.2 Levantamiento de Datos para la Realización del Diseño Térmico y Mecánico.

Para la realización del diseño térmico y mecánico del sistema de medición de gases incondensables, es necesario obtener datos reales de la Unidad 7, como ubicación, medio ambiente y confinación. Así también las condiciones reales del fluido geotérmico, presión, temperatura y gasto másico a la entrada del sistema de medición de gases incondensables.

### Obtención de la Medida de Presión y Temperatura del Vapor Geotérmico.

El valor de la presión se obtiene por medio de un manómetro de Bourdón a la salida de la tubería que alimenta al prototipo actual, se cierra primero la válvula de compuerta que alimenta tanto al equipo de obtención de muestras para LAPEM, como a la tubería que alimenta al prototipo actual. Hecho lo anterior, se conecta el manómetro de Bourdón utilizando una llave inglesa y una llave Stillson. Se abre la válvula de compuerta y se toma la lectura del manómetro. A continuación se muestra una imagen de cómo queda conectado el manómetro a la tubería.



Figura 5. Montaje del manómetro. Fotografía del 13 de mayo del 2011.

No fue posible medir por cuenta propia la temperatura y el dato fue proporcionado por los trabajadores de la planta.

## Obtención de la medida de gasto másico de vapor.

Este dato se obtuvo de una manera muy rudimentaria ya que no se contaron con las herramientas y equipo necesario para medir dicho valor. Para esta medición se utiliza el equipo para la obtención de muestras de LAPEM. Este equipo consiste solo en un condensador muy simple hecho solo con un tambo con agua, el cual funciona como el líquido refrigerante, y una tubería de acero galvanizado en forma helicoidal que es donde el vapor geotérmico se conduce y es condensado para obtener las muestras para el laboratorio de la CFE (LAPEM) (Figura 6).



Figura 6. Vistas del condensador de la LAPEM. Fotografías del 13 de mayo del 2011.

El método para obtener el gasto másico, como se dijo anteriormente, fue muy rudimentario, lo único que se hizo fue abrir la válvula de admisión de vapor del equipo de condensación, se esperó hasta que se obtuviera un flujo estable de condensado y entonces se colocó la botella de PET en la boca de salida de la tubería helicoidal (Figura 8). Se tomó un tiempo arbitrario para la admisión de condensado en la botella obteniendo un total de 3 muestras. Posteriormente, las muestras de condensado se midieron en una balanza para obtener la masa del fluido, y teniendo el tiempo de admisión, se obtuvo el gasto másico del vapor geotérmico.



Figura 7. Registro de lecturas del gasto másico. Fotografía del 13 de mayo del 2011.

### Dimensiones de la Caseta.

Para poder dimensionar el sistema de medición de gases incondensables se requirió medir las dimensiones de la caseta donde estará confinado el sistema, para ello utilizamos un flexómetro. Las mediciones obtenidas se presentan en la Figura 8.

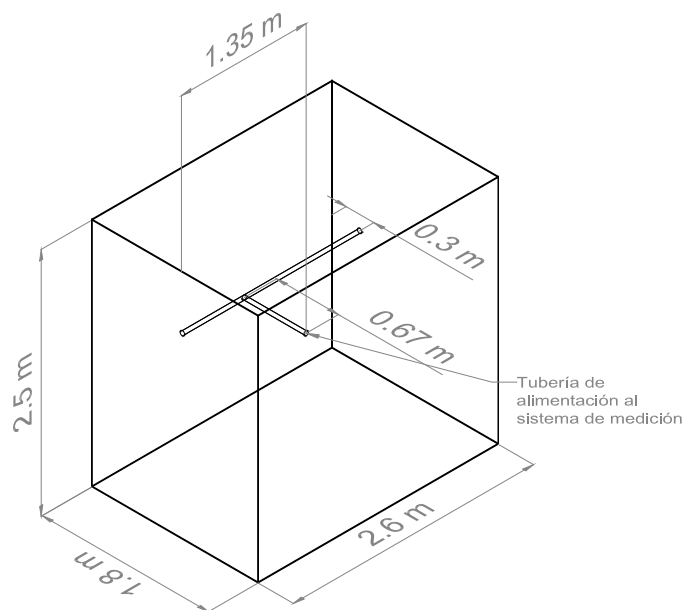


Figura 8. Vista Isométrica de la caseta del medidor de gases incondensables. Plano hecho en Auto CAD 2010.

Los resultados obtenidos de las mediciones de volumen de condensado así como de presión y temperatura son los siguientes:

Tabla 8. Datos de volúmenes y gastos máxicos obtenidos en la prueba de recopilación de datos.

Muestra	Volumen [ml]	Volumen [m <sup>3</sup> ]	Masa de condensado [kg]	Tiempo [t]	Gasto máxico [kg/s]
1	500	0.0005	0.4985	16.32	0.03054534
2	600	0.0006	0.5982	19.75	0.03028861
3	575	0.000575	0.573275	19.61	0.02923381

Presión: 8.25 kgf/cm<sup>2</sup>, 8 kgf/cm<sup>2</sup>, 8.5 kgf/cm<sup>2</sup>.

Temperatura: 181 C.

Cabe destacar que los datos del cálculo de gasto máxico (volumen de condensado) no fue posible obtenerlos de manera óptima ya que el agua condensada flasheo al momento de tomar la medida. Por ello el condensado salía de la tubería de manera intermitente. En vista de los resultados del gasto máxico obtenido y de la experiencia en otras visitas hechas a la planta, el valor del gasto máxico para diseño se tomó con valor de 0.045 kg/s, aunque se debe mencionar que los datos de la primera muestra de la Tabla 8 se puede considerar como los más fiables ya que en esa prueba el vapor condensado salió de forma más estable y el flasheo solo fue en pocas ocasiones.

### 3.1 Diseño Térmico y Mecánico del Sistema de Medición.

Como se mencionó anteriormente, para realizar las mediciones pertinentes para el cálculo del porcentaje de gases incondensables es necesario obtener una muestra de vapor de la tubería principal y confinarla a un volumen de control, o tanque rígido, posteriormente registrar los datos de presión y temperatura inicial y final del proceso de condensación del vapor de agua. Las mediciones se realizan por medio del uso de sensores de presión y temperatura, así como de un sensor de nivel de líquido (para medir la columna de agua condensada La mayoría de sensores comerciales tienen un límite de operación promedio de 125 °C, aquellos que operan en por arriba del



promedio se ofertan sobre el diseño y aplicación necesaria, lo que aumenta su valor comercial. Sin embargo, no existen garantías de que operen de forma continua en los rangos de temperatura en los que se encuentra el vapor geotérmico a la entrada del sistema; es decir, su desempeño no está previsto para someterse a choques térmicos.

Para evitar que los sensores operen con rangos altos de temperatura y su avería por el choque térmico de pasar de vapor sobrecalentado a líquido saturado, es necesario el uso de un intercambiador de calor que aplique antes de que el vapor geotérmico llegue al tanque de mediciones (volumen de control). El diseño del intercambiador de calor se mostrará en la siguiente sección.

El sistema de medición de gases incondensables está integrado por múltiples elementos, tales como instrumentos (sensores) y accesorios de control (válvulas). Sin embargo, dos equipos serán diseñados y construidos debido a las condiciones térmicas y mecánicas a las que estarán sometidos ambos elementos; el intercambiador de calor y el tanque de medición de gases incondensables, en este último se instrumentará y se almacenará la muestra de mezcla vapor-gases incondensables. En la Figura 9 se muestra un esquema del sistema de medición de gases incondensables donde se pueden observar los equipos mencionados.

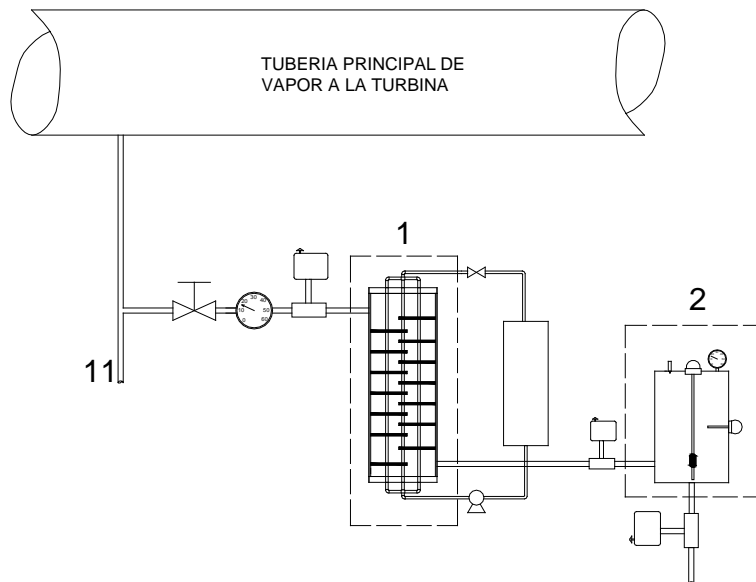


Figura 9. Esquema del sistema de medición de gases incondensables. Dibujo hecho en AutoCAD 2010.



A continuación se presenta el fundamento teórico en el que se sustenta el diseño térmico y mecánico del intercambiador de calor y después el del tanque de mediciones.

## Intercambiador de Calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo térmico que se utiliza para remover calor de un fluido en movimiento disminuyendo su temperatura y en algunos casos logrando un efecto de condensación del fluido (vapor). El primer paso para el diseño de un intercambiador de calor es conocer el tipo de equipo que se va a diseñar (tubular o de casco y tubos), sus limitaciones y la función a desempeñar. Por otro lado, también debe conocerse con qué tipo de fluidos trabajará dicho intercambiador.

Los fluidos a tratar en el diseño del condensador son:

1. Vapor geotérmico. Sustancia que contiene en mayor proporción vapor de agua y en menor medida gases de diferentes sustancias.
2. Refrigerante R134A. Refrigerante usado a nivel comercial y doméstico, de un costo relativamente bajo por ser un refrigerante de uso común. Este será el fluido que recibirá el calor a remover del vapor.

El objetivo principal del intercambiador de calor es bajar la temperatura del vapor y pasarlo de sobrecalentado a saturado y si es posible lograr condensar al menos hasta cierta calidad el vapor. El intercambiador de calor a diseñar fue del tipo de *Casco y Tubos*, por ser un equipo compacto y que alcanza velocidades de transferencias de calor altas con respecto a su tamaño.

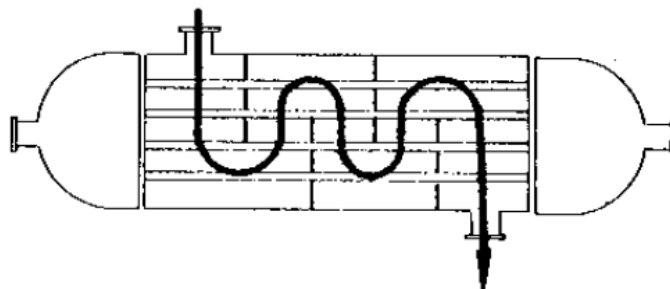


Figura 10. Intercambiador de calor de casco y tubos a contracorrientes. Imagen recuperada del libro de Cao Eduardo, Buenos Aires, 1983.

Los principales componentes del intercambiador propuesto son:

1. Baffles o deflectores. Estos elementos desvían el vapor y lo hacen recircular dentro de la coraza del intercambiador, sirven para mantener circulando al fluido el mayor tiempo posible. Con estos deflectores la velocidad del vapor aumenta disminuyendo la presión y aumentando el coeficiente de transferencia de calor.
2. Tubos para refrigerante. El refrigerante (R134A) fluye por este arreglo de tubos, el cual es de tipo cuadrado. El refrigerante cambia de fase en estos tubos para realizar una transferencia de calor adecuada y hacer funcionar de manera correcta el sistema de refrigeración.
3. Coraza. Es la parte del intercambiador que encierra en su interior los elementos antes mencionados. En su interior circula el fluido al que es necesario disminuir su temperatura, en este trabajo el fluido es la mezcla de vapor con GI.

El intercambiador de calor propuesto tiene una variante respecto a los convencionales. Los tubos por los cuales circula el refrigerante constituyen un serpentín que tiene un solo flujo unidireccional. Lo anterior se debe a que el compresor y el tubo capilar de la unidad refrigeradora entregan el refrigerante en forma de spray. Si se usa el arreglo de tubos estándar, el refrigerante solo alcanza a los tubos cercanos a la alimentación principal y se estanca, en un intervalo corto de tiempo.

Se utiliza refrigerante R134A por requisito de independencia que debe tener el sistema de medición. Usando este refrigerante solo se necesita de un equipo de refrigeración, el cual tiene una disponibilidad segura y es de fácil mantenimiento, además de reusar el componente del prototipo actual en uso. Por el contrario, si se utiliza agua, como usualmente se hace en los intercambiadores de calor, se requiere de una instalación de tuberías y bomba desde el sistema de condensación de la planta o de la toma de servicio de la turbina, lo cual se convierte en una restricción por parte de la CFE.



## Diseño Térmico

El diseño térmico del intercambiador se basa en la Teoría de Kern para transferencia de calor sin cambio de fase (para el vapor) y las correlaciones de ebullición (en el caso del refrigerante).

### Cálculo de la Cantidad de Calor Extraída al Vapor

El primer paso para poder dimensionar el intercambiador es conocer la cantidad de energía calorífica a remover del vapor. En base a la termodinámica clásica este valor calorífico puede calcularse aplicando la *Primera Ley de la Termodinámica* para sistemas abiertos de flujo estable, quedando en términos matemáticos de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m}_V(H_2 - H_1) \quad (3.1)$$

Donde:

$\dot{m}_V$ : Gasto másico del vapor, [kg/s].

$H_2$ : Entalpía específica del vapor a la entrada del intercambiador, [kJ/kg].

$H_1$ : Entalpía específica del vapor a la salida del intercambiador, [kJ/kg]

Una vez obtenida la cantidad de calor a remover es necesario calcular la cantidad de gasto másico del refrigerante, el cual se estima por medio de la Primera Ley de la Termodinámica. Dado que el intercambiador, por razones de cálculo, puede ser tratado como un sistema abierto de flujo estable, la primera Ley de la Termodinámica queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r(H_4 - H_3) \quad (3.2)$$

Donde:



$\dot{Q}_r$ : Calor absorbido por el refrigerante, [kW/s].

$\dot{m}_r$ : Gasto másico del refrigerante, [kg/s].

$H_3$ : Entalpía específica del refrigerante a la entrada del intercambiador, [kJ/kg].

$H_4$ : Entalpía específica del refrigerante a la salida del intercambiador, [kJ/kg].

Siendo el calor removido del vapor equivalente al calor absorbido por el refrigerante.

$$Q_V = Q_r \quad (3.3)$$

$$\dot{m}(H_2 - H_1) = \dot{m}_r(H_4 - H_3) \quad (3.4)$$

Despejando  $\dot{m}_r$ :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}(H_2 - H_1)}{(H_4 - H_3)} \quad (3.5)$$

Las propiedades de ambos fluidos a la entrada del intercambiador se dan en la Tabla 9 (vapor de agua sobrecalentado) y Tabla 10 (refrigerante R134A líquido subenfriado); de la misma manera, las condiciones a las salida se muestran en la Tabla 11 (vapor de agua saturado) y Tabla 12 (refrigerante R134A vapor sobrecalentado). Las condiciones del vapor a la entrada del intercambiador son las registradas por la CFE en la Unidad 7.



**Condiciones del vapor de agua y refrigerante R134A a la entrada del intercambiador de calor.**

Vapor de agua sobrecalentado.

**Tabla 9. Datos obtenidos del software SteamTab. Vapor sobrecalentado.**

Condición	Vapor sobrecalentado	
Propiedad	Valor	Unidad
Temperatura	210	°C
Presión	894	kPa
Entalpía	2857.72	kJ/kg
Entropía	6.80626	kJ/kg-°C
Energía interna	2644.85	kJ/kg
Volumen	0.238111	m³/kg
Densidad	4.19972	kg/m³
Viscosidad	16.36	µPa-s
Cp	2.30305	kJ/kg-°C
Conductividad térmica	0.0372941	W/m-°C
Tensión superficial	0.0353805	N/m
Factor de compresibilidad	0.954655	-

Refrigerante R134a líquido subenfriado.

**Tabla 10. Çengel Yunus E. Transferencia de calor Segunda edición. Tabla A.10; Çengel Yunus E. Termodinámica Cuarta Edición. Tabla A.13.**

Condición	Líquido subenfriado	
Propiedad	Valor	Unidad
Temperatura	-30	°C
Presión	132.7	kPa
Entalpía	160.8	kJ/kg
Viscosidad	0.0004178	Pa-s
Densidad	1388.5	Kg/m³
Conductividad térmica	0.1066	W/m-K



**Condiciones del vapor de agua y refrigerante R134A a la salida del intercambiador de calor.**

Vapor de agua saturado.

**Tabla 11. Datos obtenidos del software SteamTab. Tablas de vapor.**

Condición	Vapor saturado	
Propiedad	Valor	Unidad
Temperatura	175.066	°C
Presión	894	kPa
Entalpía	2772.77	kJ/kg
Entropía	6.62359	kJ/kg-°C
Energía interna	2579.43	kJ/kg
Volumen	0.216259	m <sup>3</sup> /kg
Densidad	4.62409	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad	14.8557	μPa-s
Cp	2.65289	kJ/kg-°C
Conductividad térmica	0.035599	W/m-°C
Tensión superficial	0.0432873	N/m
Factor de compresibilidad	0.93462	-

Refrigerante R134A vapor sobrecalentado.

**Tabla 12. Çengel Yunus E. Transferencia de calor Segunda edición. Tabla A.10; Çengel Yunus E. Termodinámica Cuarta Edición. Tabla A.13.**

Condición	Líquido subenfriado	
Propiedad	Valor	Unidad
Temperatura	-20	°C
Presión	100	kPa
Entalpía	387.6	kJ/kg
Viscosidad	0.000004651	Pa-s
Densidad	5.04	Kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	0.01013	W/m-K



### ***Coefficiente Total de Transferencia de Calor***

Una vez calculada la cantidad de calor a remover del vapor y absorber por el refrigerante, así como el gasto másico del mismo, es permisible pasar al siguiente paso de la transferencia de calor. Las teorías de transferencia de calor permiten estimar el área de intercambio de calor y la velocidad de intercambio de calor. La expresión matemática de la transferencia de calor en intercambiadores es la siguiente:

$$Q = U * A * DMLT \quad (3.6)$$

Donde  $Q$  es la cantidad de calor en el proceso de transferencia por unidad de tiempo expresado en Watts,  $U$  es el coeficiente total de transferencia de calor expresado en  $W/m^2-K$  y  $A$  es el área total de transferencia de calor en  $m^2$ ; mientras que DMLT es la diferencia media logarítmica entre los dos fluidos en los extremos del equipo, expresado en Kelvin.

La  $DMLT$  se expresa de la siguiente forma:

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left( \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right)} \quad (3.7)$$

Donde:

$T_1$ : Temperatura del vapor a la entrada del equipo, [K]

$T_2$ : Temperatura del vapor a la salida del equipo, [K].

$t_1$ : Temperatura del refrigerante a la entrada del equipo, [K].

$t_2$ : Temperatura del refrigerante a la salida del equipo, [K].

El coeficiente total de transferencia de calor  $U$  se calcula de la siguiente manera:



$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{fi} + R_{fo} \quad (3.8)$$

y

$$h_{io} = h_i * \left(\frac{d_i}{d_o}\right) \quad (3.9)$$

Donde:

$h_o$ : Coeficiente pelicular de transferencia de calor del lado de la carcasa o afuera de los tubos, [W/m<sup>2</sup>-K]

$h_i$ : Coeficiente pelicular de transferencia de calor al interior de los tubos, [W/m<sup>2</sup>-K].

$d_i$ : Diámetro interior de los tubos, [m].

$d_o$ : Diámetro exterior de los tubos, [m].

Las relaciones matemáticas utilizadas para el cálculo de los coeficientes peliculares de transferencia de calor requieren de varias iteraciones para estimar el valor adecuado. Sin embargo, los avances tecnológicos en la computación permiten diseñar programas que realicen los cálculos de estos coeficientes y ahorrar el tiempo de manejo de datos.

Obtenido el valor de  $U$  es posible calcular la longitud de tubos en el condensador. Esto es el área (A) presente en la ecuación 3.6 y por medio de la ecuación 3.10 es posible calcular la longitud de tubos:

$$A = n * \pi * d * L \quad (3.10)$$

Despejando  $L$  que es la longitud de tubos

$$L = \frac{A}{n * \pi * d} \quad (3.11)$$





Donde:

$n$ : número de tubos.

$d$ : diámetro exterior de tubos.

Establecida la longitud de tubos es posible calcular la cantidad de baffles necesarios para el condensador usando la siguiente ecuación:

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (3.12)$$

Donde:

$N_b$ : Número de baffles.

$B$ : Espaciamiento entre baffles.

Con los cálculos anteriores es posible dimensionar y configurar el intercambiador de calor, número de baffles y longitud de tubos. En el Anexo 11 se muestra un esquema del baffle que lleva el intercambiador, así como los parámetros necesarios para el diseño térmico del mismo.

### ***Coefficientes Películaes.***

El *coeficiente pelicular de transferencia de calor* o también llamado *coeficiente de transferencia de calor por convección* puede definirse como la velocidad de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura. Existen varias correlaciones para calcular el coeficiente pelicular, sin embargo en este trabajo solo se presentarán las pertinentes para el diseño térmico del intercambiador de calor de tubos y coraza, así como las correlaciones necesarias para el coeficiente para ebullición del refrigerante.



### ***Coefficientes Peliculares y Coeficiente Total de Transferencia de Calor***

Como se mencionó anteriormente, la carcasa contiene vapor enfriándose y los tubos contienen el fluido de enfriamiento. El vapor a enfriar ingresa como máximo al estado de vapor saturado, mientras que el refrigerante cambia de fase; es decir, de líquido comprimido a vapor sobrecalentado.

Las correlaciones para el cálculo del coeficiente de película para un intercambiador de calor del tipo de casco y tubos fueron formuladas por Kern. El coeficiente pelicular de transferencia de calor en la carcasa, sin cambio de fase, se estima con la siguiente fórmula:

$$h_o = 0.36 * \left( \frac{DE * G_s}{\mu} \right)^{0.55} * \left( \left( \frac{Cp * \mu}{k} \right)^{1/3} \right) * \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} * \left( \frac{k}{d} \right) \quad (3.13)$$

Donde:

$$DE = \frac{4 * \left( Pt^2 - \pi * \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi * d} \quad (3.14)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (3.15)$$

Y

$$A_s = \frac{C * B * D_s}{Pt} \quad (3.16)$$

$DE$  es el diámetro equivalente para arreglo tubular en cuadro,  $A_s$  es el área de flujo a través del paquete de tubos,  $Pt$  es el paso entre tubos y  $C$  es el claro entre tubos

El factor  $\left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$  se refiere al cociente de la viscosidad del fluido a la temperatura media y la viscosidad del fluido a la temperatura de pared. En principio este factor toma



el valor de 1, y posteriormente con la ecuación 3.17 se estima una temperatura de pared para poder obtener el valor de la viscosidad  $\mu_w$ .

$$h_o(T - T_w) = h_{io}(T_w - t) \quad (3.17)$$

Despejando  $T_w$ :

$$T_w = \frac{\left(\frac{h_o}{h_{io}} * T\right) + t}{1 + \frac{h_o}{h_{io}}} \quad (3.18)$$

El valor de  $\mu_w$  puede obtenerse con  $T_w$  de las tablas de vapor saturado para agua (Yunus A Cengel " Transferencia de calor", Segunda Edición). Los valores de  $T$  y  $t$  se refieren a las temperaturas medias de las corrientes calientes y frías respectivamente (vapor de agua y refrigerante).

Las propiedades a establecer en las fórmulas anteriores se obtienen a partir de las temperaturas medias de las corrientes de los fluidos fríos y calientes. Por ejemplo, en el caso del vapor se toma la media de la temperatura del vapor a la entrada del intercambiador de calor y de la temperatura de salida. Lo mismo se realiza para el refrigerante.

Para calcular el coeficiente total de transferencia de calor es necesario conocer el coeficiente de película del refrigerante dentro de los tubos. Debido a que se tiene un cambio de fase en estos, las correlaciones para flujo en una sola fase no servirán para dicho propósito, así es necesario tener correlaciones adecuadas que predigan la transferencia de calor en un cambio de fase, en este caso de ebullición. A continuación se presentan las correlaciones correspondientes para calcular el coeficiente de película para ebullición



### ***Coefficiente Pelicular del Lado de los Tubos (ebullición).***

Para asegurar que la transferencia de calor se lleva a cabo en el menor tiempo posible es necesario que el refrigerante sufra un cambio de fase dentro de los tubos del intercambiador de calor; es decir, que pase de un estado de líquido comprimido a vapor saturado, o sobrecalentado (ebullición). Este cambio de fase es necesario para el desempeño del compresor de la unidad refrigeradora, el cual trabaja con vapor saturado, o sobrecalentado, sí el refrigerante entra al compresor en forma de mezcla saturada provoca averías en el mismo. Por lo tanto, es necesario tener correlaciones que ayuden a calcular el coeficiente pelicular para cambios de fase y así obtener una longitud adecuada de los tubos del intercambiador.

Las correlaciones para el proceso de ebullición se basan en la técnica prueba y error, y en situaciones específicas. Los dos procesos para calcular el coeficiente pelicular de ebullición dentro de tubos fueron formulados por Chen y Shah (Kakac Sadik, Liu Hongtan "Heat Exchanger, Selection, Rating and Thermal Design" Second Edition). Las correlaciones de Chen dan resultados aceptables y desprecian el efecto de estratificación del vapor y el líquido, fenómeno que es considerado por Shah en sus correlaciones haciendo uso de un parámetro adimensional llamado número de Froude. Así, para el diseño térmico del intercambiador de calor se usarán las correlaciones de Chen junto con el número de Froude de las correlaciones de Shah.

### ***Correlaciones de Chen.***

El proceso de ebullición es un fenómeno complejo y se divide en dos tipos de proceso: la ebullición en estanque y la ebullición en flujo. La primera se refiere a la ebullición del fluido cuando este se encuentra en reposo y solo existe movimiento debido a los cambios de densidad (convección natural). La segunda se refiere a la ebullición cuando el fluido se encuentra en movimiento y se le aplica calor a lo largo de su trayectoria (convección forzada), para que exista este tipo de ebullición el fluido debe estar confinado en un tubo y debe haber un elemento que obligue el movimiento (bombas o similares).



La correlación de Chen para la ebullición en flujo toma en cuenta dos coeficientes de transferencia de calor, quedando la expresión matemática siguiente:

$$h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} = F * h_{LO} + S * h_p \quad (3.19)$$

Donde  $h_{LO}$  es el coeficiente de transferencia de calor si el fluido fluyera solo en el tubo y  $h_p$  es el coeficiente de transferencia de calor para ebullición en estanque.  $F$  es el factor de mejora de ebullición y  $S$  es el factor de supresión, que permite el decaimiento de la actividad de las burbujas debido a la caída súbita del gradiente de temperatura. Los coeficientes  $h_{cb}$  y  $h_{nb}$  se refieren al coeficiente de transferencia de calor de ebullición convectiva y el coeficiente de calor por ebullición nucleada respectivamente. Estas contribuciones de cada tipo de ebullición se calculan por separado. Para calcular el factor  $F$ , el método de Chen se basa en el parámetro de Martinelli, el cual se calcula de la siguiente forma:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1} \quad (3.20)$$

Donde  $x$  es la calidad de la mezcla saturada (debido al cambio de fase de líquido saturado a vapor saturado).

El factor  $F$ , por lo tanto puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\text{Para } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1, F = 1$$

$$\text{Para } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1, F = 2.355 * \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.736}$$

Debido a que la vaporización ocurre, la cantidad de líquido en el tubo disminuye y por lo tanto,  $h_{LO}$  también disminuye ya que las propiedades termodinámicas del líquido pasan a ser de vapor debido al aumento de este. Por lo tanto, para estimar el coeficiente  $h_{cb}$  es necesario otro factor, este factor es llamado  $F_o$  y se calcula de la siguiente manera:



$$F_o = F * (1 - x) \quad (3.21)$$

Entonces, el coeficiente  $h_{cb}$  puede ser calculado usando la expresión:

$$h_{cb} = F_o * h_{LO} \quad (3.22)$$

$h_{LO}$  se obtiene de la siguiente expresión:

$$h_{LO} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} * \frac{k_l}{d} \quad (3.23)$$

Donde:

$Re$ : número de Reynolds para flujo en una sola fase.

$Pr$ : número de Prandtl.

Para el cálculo de  $h_{nb}$  se utiliza la siguiente expresión:

$$h_{nb} = 0.00122 * \frac{k_l^{0.079} * C_{Pl} * S * \theta_B^{0.24} * \Delta p_v^{0.75}}{\sigma^{0.5} * \mu_l^{0.29} * (i_{lg} * \rho_v)^{0.24}} \quad (3.24)$$

Donde  $S$  es el factor de supresión que depende del número de Reynolds en dos fases:

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} * (Re_{TP})^{1.17}} \quad (3.25)$$

Y

$$\theta_B = \Delta T_{sat} = T_w - T_s \quad (3.26)$$

$\theta_B$  es la pared sobrecalentada,  $T_s$  es la temperatura de saturación, y  $T_w$  es la temperatura de la pared. El número de Reynolds para dos fases se encuentra por:



$$\text{Re}_{\text{TP}} = \left( \frac{\dot{m} * d}{\mu_l} \right) * (1 - x) * F^{1.25} \quad (3.27)$$

Y  $\Delta p_v$  se encuentra por la ecuación de Clapeyron:

$$\Delta p_v = \frac{\Delta T_{\text{sat}} * i_{\text{lg}} * \rho_v}{T_s} \quad (3.28)$$

Para comprobar si existe ebullición nucleada en el proceso es necesario calcular la temperatura de pared al inicio de la ebullición nucleada, la cual se determina por medio de la correlación desarrollada por Davis y Anderson:

$$T_{\text{WONB}} = \left( \frac{8 * \sigma * q'' * T_s}{k_l * \Delta h_v * \rho_v} \right)^{1/2} + T_s \quad (3.29)$$

El flujo de calor  $q''$  se define como:

$$q'' = U * (T_H - T_s) \quad (3.30)$$

Donde  $T_H$  es la temperatura del fluido caliente (en este caso el vapor) y  $T_s$  es la temperatura de saturación del fluido "frío" (refrigerante).

La temperatura de pared,  $T_w$ , puede ser calculada a partir del flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor de dos fases.

$$T_w = \frac{q''}{h_{cb}} + T_s \quad (3.31)$$

Si  $T_{\text{WONB}} > T_w$ , se desprecia la ebullición nucleada, pero si  $T_{\text{WONB}} < T_w$  y los cálculos se repiten para considerar la combinación de ebullición convectiva y nucleada.

Con el valor de  $T_w$  calculado anteriormente puede iniciarse la estimación de  $h_{nb}$ , a partir del valor de  $\theta_B$  donde la  $h_{nb}$  depende de este valor.



Como se menciona anteriormente, las correlaciones de Chen desprecian la estratificación del líquido y el vapor dentro del tubo. Las correlaciones de Shah toman en cuenta este efecto mediante el cálculo y análisis de un factor llamado número de Froude:

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 * g * d_l} \quad (3.32)$$

Sí el número de Froude es mayor a 0.04 los efectos de estratificación no se tomarán en cuenta ya que las fuerzas inerciales son dominantes en comparación con las fuerzas gravitacionales.

En el caso de que el número de Froude sea menor a 0.04; es decir, que los efectos de estratificación se consideren las correlaciones de Chen se desprecian y se utilizan las correlaciones de Shah (Kakaç Sadik, Heat Exchangers Second Edition CRC Press 2002).

Cabe mencionar que el cálculo del coeficiente de película en los tubos (ebullición del refrigerante) se tiene que realizar para todas las calidades; es decir desde 0 a 1, ya que el cambio en las proporciones de líquido-vapor cambia conforme el cambio de fase ocurre. Lo anterior se manifiesta también en un cambio en el coeficiente total de transferencia de calor a lo largo del proceso de ebullición. Por lo anterior, el parámetro de Martinelli y el número de Reynolds (ecuaciones 3.20 y 3.27) deben tratarse desde 0 a 1 y hacer los cálculos para cada calidad y sus respectivas iteraciones.

Una vez obtenidos los valores de  $h_{nb}$  y  $h_{cb}$  se procede a calcular el coeficiente de película de ebullición (ecuación 3.19).

Después, usando el valor del coeficiente de película en la carcasa (ecuación 3.13) y el coeficiente de ebullición, se calculará el valor del coeficiente total de transferencia de calor  $U$  (ecuación 3.8 y 3.9). Posteriormente, se vuelve a calcular el valor de  $q''$  y el valor de  $T_w$ , repitiendo el proceso anterior de cálculo. Este proceso de cálculo se vuelve iterativo hasta que los valores de  $U$  tiendan a un valor único.





Una vez obtenido el valor de  $U$ , se procederá a calcular la longitud de los tubos del intercambiador, así como el número de baffles con ayuda de las ecuaciones 3.6, 3.10, 3.11 y 3.12.

## Diseño Mecánico.

El diseño mecánico del medidor de GI se basa en dos puntos importantes:

1. Resistencia a la presión de entrada de vapor.
2. Resistencia a la corrosión.

El primer punto tiene relación con el espesor mínimo que requiere la carcasa del intercambiador de calor y los tubos del refrigerante para resistir la presión a la que ingresa el vapor. El segundo punto está relacionado con la selección del material.

La selección del material para el intercambiador se basa en una lista de prioridades. El intercambiador de calor que se somete a cambios de temperatura y de corrientes bruscas, por lo que el material debe tener una resistencia a la corrosión y a la erosión causada por el flujo del vapor. Además, es posible que se presente el cambio de fase de vapor a líquido.

El material propuesto en la manufactura del intercambiador es el acero AISI 304, un acero inoxidable. El acero inoxidable 304 es usado en la industria farmacéutica y en la mayoría de los procesos que exigen una alta resistencia a la corrosión y una alta resistencia mecánica. En la Tabla 13 se da la composición del acero inoxidable tipo AISI 304.

**Tabla 13. Composición del Acero AISI 304. Fuente: Steel Glossary. American Iron and Steel Institute (AISI)**

GRADO	304.00
Designación UNS	S30400
Carbono ©, max.	0.08
Manganeso (Mn), max	2.00
Fosforo (P) max.	0.04



Azufre (S) max.	0.03
Silicio (Si) max.	0.75
Cromo (Cr) max.	18.0 a 20.0
Niquel (Ni)	8.0 a 11.0

## Espesor de la Carcasa del Intercambiador de Calor

El cálculo del espesor mínimo de la carcasa se establece por medio del Código ASME Sección VIII UG-27. Este apartado muestra el método de cálculo para el espesor de recipientes cilíndricos sujetos a presión interna, que es el caso que se tiene en este condensador. Sin embargo, para el uso de este apartado debe revisarse antes el apartado UG- 21, el cual establece que la presión de diseño deberá ser la condición de presión y temperatura más severa a la que se encuentre en condiciones normales.

El apartado UG-27 hace referencia a un valor del espesor de la carcasa que no debe ser menor a la calculada con las fórmulas 3.33 - 3.36, tomando en consideración sus respectivas restricciones.

a) Esfuerzo cilíndrico. Cuando el espesor no excede la mitad del radio interior o  $P$  no excede  $0.385SE$ , la siguiente formula deberá aplicarse:

$$t = \frac{PR}{Se - 0.6P} \quad (3.33)$$

o

$$P = \frac{Set}{R + 0.6t} \quad (3.34)$$

b) Esfuerzo longitudinal. Cuando el espesor no excede la mitad del radio interior o  $P$  no excede  $1.25SE$ , la siguiente fórmula deberá aplicarse:

$$t = \frac{PR}{2Se + 0.4P} \quad (3.35)$$



$$P = \frac{2Set}{R - 0.4t} \quad (3.36)$$

Donde:

$t$  : espesor mínimo requerido para la carcasa, in. (mm)

$P$  : Presión interna de diseño, psi. kPa

$R$  : Radio interno de la carcasa bajo las consideraciones que se necesitan.

$S$  : Esfuerzo máximo permitido, psi. kPa

$e$  : Eficiencia de unión para armaduras cilíndricas o esféricas. Valor sugerido de 0.75.

El valor de la presión de diseño  $P$  se encuentra usando las siguientes condiciones que da la norma antes mencionada:

- a) Si la  $P_o > 300 \text{ lb/in}^2$  entonces  $P = 1.1P_o$
- b) Si la  $P_o \leq 300 \text{ lb/in}^2$  entonces  $P = P_o + 30 \text{ lb/in}^2$

Donde  $P_o$  es la presión de operación la cual se obtuvo en las mediciones hechas en la planta.

El valor del esfuerzo máximo permitido  $S$  se calcula, según la norma ASME, de la siguiente manera:

1. Calcular el factor  $A$ :

$$A = \frac{0.125}{\frac{Ro}{t}} \quad (3.37)$$

2. Obtener el valor del módulo de elasticidad en la tabla correspondiente del material a utilizar (ver Anexo 3).



$$E = f(T) \tag{3.38}$$

3. Determinar el esfuerzo máximo permisible ( $B$ ) de la lectura de las tablas, o con la siguiente fórmula, donde  $E$  significa el módulo de elasticidad.

$$B = \frac{AE}{2} \tag{3.39}$$

La gráfica del Anexo 3 proporciona los diferentes módulos de elasticidad a diferentes temperaturas, por lo tanto, para la determinación del módulo  $E$  debe utilizarse la línea de temperatura adecuada y el factor  $B$  calculado. También existen los datos tabulados de la grafica antes mencionada, y al igual que la gráfica, se encuentra en el código ASME Sección II Parte D Subparte 3. En la Tabla 14 se muestra una sección de dichos datos tabulados y representan la parte utilizada en el diseño del intercambiador, en ella se muestran los datos de  $A$  y  $B$  a diferentes temperaturas, el módulo de elasticidad se tiene que obtener forzosamente del la gráfica. Tanto la presión de diseño  $P$  como el esfuerzo permitido  $S$  son parámetros útiles en las secciones siguientes, por lo que solo se hace mención de ellos sin volver a detallar el método de cálculo.

Tabla 14. Datos de los Factores A y B para la deducción del esfuerzo máximo permisible en el Acero AISI 304.  
Fuente: Código ASME Sección II Parte D Subparte 3.

100	°F	400	°F
A	B (PSI)	A	B (PSI)
1.42E-05	200	1.59E-05	200
4.63E-04	6400	3.91E-04	5000
1.50E-03	10600	2.00E-03	8200
2.00E-03	11500	3.00E-03	9100
3.00E-03	12500	4.00E-03	10000
1.00E-02	14000	5.00E-03	10600
6.31E-02	15800	1.00E-02	10600



1.00E-01	15800	5.38E-02	10600
		1.00E-01	10600

### *Tapas del Intercambiador de Calor. Cálculo de Espesor.*

El intercambiador también necesita de un par de tapas para confinar en su interior el vapor y para que en ellas pasen los tubos del refrigerante. Estas tapas debido a los métodos disponibles para su construcción, son del tipo PLANAS una soldable y la otra bridada. El objetivo de tener una tapa bridada es para poder remover esa tapa y darle mantenimiento interno al intercambiador. A continuación se presenta el método de cálculo de espesor de las tapas planas soldable y bridada comenzando por la primera, ambas se calcularán según el método del código ASME.

### *Tapa Plana Soldable.*

El método de cálculo para la obtención del espesor de tapa plana se encuentra también en la sección VIII en su apartado UG-34. En él dice que el espesor de las tapas planas deberá construirse usando la siguiente fórmula:

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{Se}} \quad (3.40)$$

Donde:

$t$ : Espesor mínimo necesario para la tapa plana, in. mm

$d$ : Diámetro medido como se indica en la Figura 11, in. mm

$C$ : Factor que depende del método que utilizará para la unión de las tapas con la carcasa, ver Anexo 4 Figura h.

$P$ : Presión interna de diseño, psi (kPa).

$S$ : Esfuerzo máximo permitido, psi. kPa



$e$ : Eficiencia de unión para armaduras cilíndricas o esféricas. Valor sugerido de 0.75.

### ***Tapa Bridada.***

El procedimiento para el cálculo de bridas se basa también en las Normas ASME Sección VIII y como en el caso de las tapas planas del intercambiador también se usará el apartado UG-34 pero usando la fórmula para bridas planas. La fórmula que sugiere la Norma ASME es la siguiente:

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{Se} + 1.9 \frac{Wh_G}{Sed^3}} \quad (3.41)$$

donde:

$C$ : Factor que depende del método que utilizará para la unión de las tapas con la carcasa, ver Anexo 4 figura k.

$d$ : Diámetro medido como se indica en la Figura 11, in. mm.

$e$ : Eficiencia de unión para armaduras cilíndricas o esféricas.

$P$ : Presión interna de diseño, psi, kPa.

$S$ : Esfuerzo máximo permitido, psi, kPa.

$Wh_G$ : Carga total de los tornillos, lb, kN.

Para el diseño de la brida es necesario calcular por Estática las reacciones de los tornillos y obtener un valor inicial del diámetro del tornillo. En la Figura 11 se muestran los parámetros necesarios para el cálculo del espesor de tapa tipo brida plana, así como la geometría conjunta entre brida, tapa y empaque.



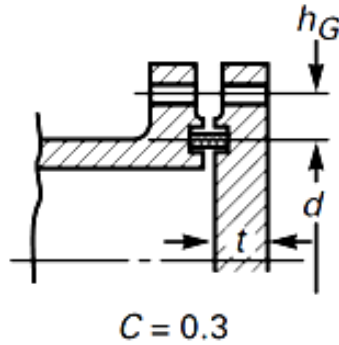


Figura 11. Esquema de brida. Imagen extraída de las normas ASME Sección 8 UG-34.

El cálculo de  $Wh_G$  se hace usando la siguiente fórmula:

$$W = W_{m1} \quad (3.42)$$

$$W_{m1} = 0.785G^2P + (2mb\pi GP) \quad (3.43)$$

donde:

$b$ : junta efectiva o ancho de asiento de la unión de superficie de contacto.

$G$ : Diámetro donde se localiza la carga de reacción de la junta.

$m$ : Factor de junta. Véase Anexo 5.

$P$ : Presión interna de diseño, psi, kPa.

$W_{m1}$ : Carga mínima de tornillo requerida para las condiciones de operación, lb, kN.

El factor  $b$  depende de la forma del arreglo de la brida-empaque, tal como se muestra en la Figura 12.

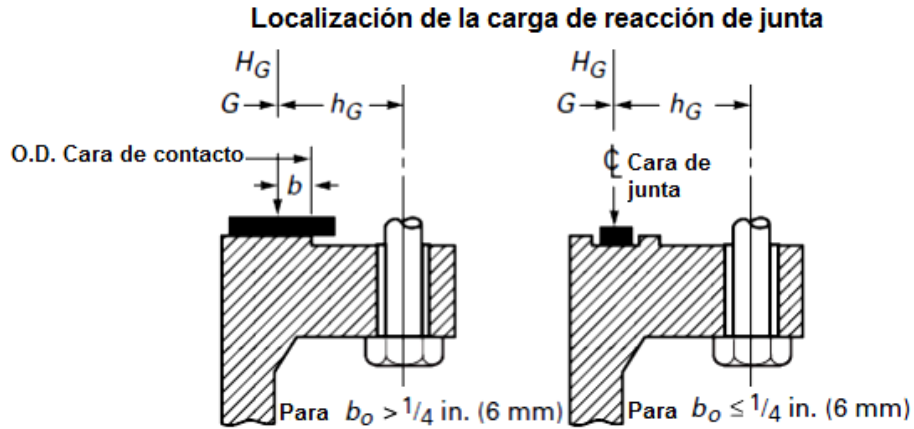


Figura 12. Arreglos de empaque con brida. Fuente: Norma ASME Sección VIII Tabla 2-5.2.

Dicho factor está en función de  $b_o$  que es el ancho de contacto básico de la junta, el cual se obtiene a partir de la tabla de anchos efectivos de junta (véase Anexo 7) misma que se encuentra en las Normas ASME Sección VIII.

Una vez obtenido el factor  $b_o$  se determina el ancho efectivo de junta  $b$  usando las siguientes condiciones:

$$b = b_o, \text{ cuando } b_o < 1/4''$$

$$b = \frac{\sqrt{b_o}}{2}, \text{ cuando } b_o > 1/4''$$

Para el uso correcto de la tabla del Anexo 7 debe entenderse que la imagen de la izquierda de la Figura 12 se usa en la columna I de la tabla y la imagen de la derecha en la columna II.

El valor de  $G$  se obtiene a partir del valor del factor  $b$  y usando las siguientes condiciones:

a) Cuando  $b_o \leq \frac{1}{4}$  in. (6mm),  $G$ = diámetro promedio de la cara de contacto de la junta.

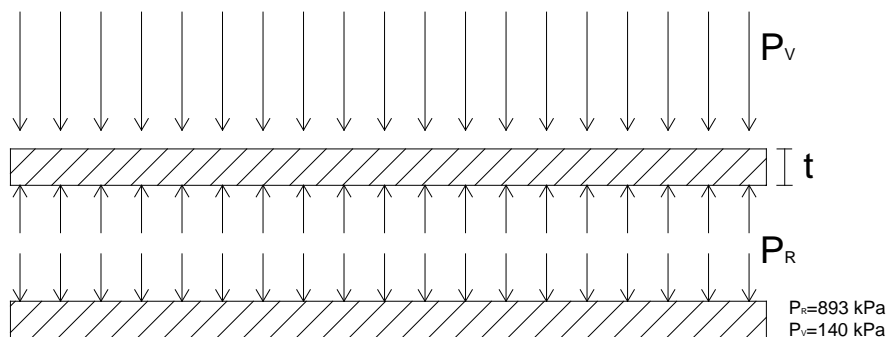


b) Cuando  $b_o > \frac{1}{4} \text{ in. } (6\text{mm})$ ,  $G =$  diámetro exterior de la cara de contacto de la junta menor a  $2b$ .

Dado que el material que el material de manufactura de las bridas es el mismo que el de la coraza y la tapa plana del intercambiador, el esfuerzo permisible ( $S$ ), así como también la presión de diseño ( $P$ ) será el mismo.

### *Espesor de Tubos para Refrigerante.*

El cálculo del espesor que de los tubos de refrigerante es basado en la norma ASME. Dado que los tubos se encuentran sometidos a presión externa, debido a que la presión de admisión de vapor es más alta en comparación con la presión a la que el refrigerante fluye por el interior del tubo (Figura 13) se usa el Apartado UG-28 de la norma ASME.



**Figura 13. Esquema de tubo de refrigerante sometido a presión externa. Dibujo hecho en AutoCAD 2010.**

A continuación se definirá el significado de cada variable a utilizar en el cálculo del espesor de la tubería sujeta a presión externa.

- $A$ : Factor que se determina de la Fig. G en la Subparte 3 Sección II, Parte D y usado para entrar en la carta del material a aplicar (Véase Anexo 8).
- $B$ : Factor determinado de la carta del material aplicado en la Subparte 3 de la Sección II, Parte D para el esfuerzo permitido (psi, kPa) a la máxima temperatura de diseño (Véase Anexo 3).



- $D_o$ : Diámetro interior del tubo, in. mm
- $E$ : Módulo de elasticidad a la temperatura de diseño (Este valor es el mismo que el utilizado en el cálculo de la coraza y tubos del intercambiador), psi. kPa
- $L$ : Longitud entre las líneas de soportes de los tubos.
- $P$ : Presión externa de diseño, psi. kPa
- $P_a$ : Valor de la presión de trabajo máximo para el espesor  $t$  supuesto.

Los pasos a seguir para el cálculo del espesor necesario en los tubos de refrigerante son los siguientes según la norma ASME Sección VIII apartado UG-28:

- 1) Asumiendo un valor de  $t$ , calcular los factores  $L/D_o$  y  $D_o/t$ .
- 2) Usando el valor de  $L/D_o$  y la Fig. G en la Subparte 3, Parte D de la Sección II de la norma ASME. Para valores de  $L/D_o$  mayores a 50 entrar a la carta de la Fig. G con el valor de 50 (Véase Anexo 8). Para valores de  $L/D_o$  menores a 0.05 entrar a la carta con el valor de 0.05.
- 3) Usando el valor de  $D_o/t$  determinado en el paso 1 en conjunto con el valor de  $L/D_o$  y las instrucciones dadas en el paso 2, buscar en la Fig. G el valor de  $A$  y con el valor de este buscar el valor de  $B$ .
- 4) Usando el valor de  $B$  y de  $A$  usar las siguientes fórmulas y la que resulte de menor valor ese será el número a utilizar en el siguiente paso.

$$P_a = \frac{4B}{3 \left( \frac{D_o}{t} \right)} \quad (3.44)$$

$$P_a = \frac{2AE}{3 \left( \frac{D_o}{t} \right)} \quad (3.45)$$

- 5) Comparar el valor de  $P_a$  con el valor de  $P$ . Si  $P_a$  es pequeño en comparación de  $P$  se debe seleccionar un valor de  $t$  más alto y repetir todo el cálculo anterior hasta que  $P_a$  sea igual a  $P$  o mayor a él.



### Baffles del Intercambiador.

El espesor de los baffles se obtiene a partir de las normas TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), específicamente de la Tabla R-4.41 página 32 (véase Tabla 15)

En la Tabla 15 se muestra en la primera columna los diámetros de carcasas, en las siguientes columnas vienen las medidas de longitudes de tubos sin soportar entre baffles centrales, así como las medidas de espesor de baffle para cada caso. En este caso se utiliza el valor de 1/8 de pulgada, ya que la distancia de tubos sin soportar es de 1/2 pulgada, lo que representa un valor mucho menor al especificado en las normas TEMA.

**Tabla 15. Tabla de espesor de baffles de condensador. Fuente: Normas TEMA pagina 32.**

Tabla R-4.41  
Espesor de platos de soporte y baffles  
Dimensiones en pulgadas (mm)

Diámetro interno nominal de la coraza	Espesor de baffles y platos porta tubos				
	Longitud de tubo sin soportar entre baffles centrales. El espacio final entre paquete de tubos y baffles no son considerados				
	24 (610) e inferiores	Arriba de 24 (610) hasta 36 (914)	Arriba de 36 (914) hasta 48 (1219)	Arriba de 48 (1219) hasta 60 (1524)	Arriba de 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

### Tanque de Medición de Gases Incondensables.

El tanque de medición de gases incondensables es el encargado de recibir la muestra de la mezcla vapor-gases proveniente del intercambiador, confinarlo, y con los instrumentos disponibles registrar los datos necesarios para el cálculo del porcentaje de gases incondensables. En él están instalados los sensores.



El diseño térmico y mecánico está sujeto a las mismas condiciones del intercambiador debido a que recibe el mismo fluido geotérmico, solo que a las condiciones finales del fluido geotérmico a la salida del intercambiador. Para el diseño mecánico del tanque de mediciones se usan las normas ASME. Al igual que en el diseño mecánico de la coraza del intercambiador se usa el apartado UG-27.

En el tanque de mediciones se dispone también de una tapa soldable y una tapa bridada, la tapa soldable es la tapa inferior y la tapa bridada la superior. La razón de utilizar una tapa bridada es permitir dar mantenimiento interior al tanque de mediciones y revisar como el estado de la carcasa en su interior debido al ataque de los elementos corrosivos que actúan sobre el acero inoxidable. El método de cálculo no se muestra, ya que son los mismos pasos que los seguidos para el cálculo de espesor de carcasa y tapas del intercambiador de calor.



## 4. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en el diseño mecánico y térmico del nuevo prototipo medidor de GI al utilizar las normas ASME y TEMA. Se muestra su secuencia de operación así como los resultados en el diseño térmico y mecánico de sus dos componentes principales, el intercambiador de calor y el tanque de mediciones. También se muestra el listado de los componentes de control y los instrumentos necesarios para que el prototipo realice la medición de los GI.

Al final se muestran los resultados teóricos obtenidos de porcentaje de GI utilizando la teoría de gas ideal y el fundamento teórico del nuevo prototipo y se comparan los errores relativos entre estos y los valores de GI proporcionados por LAPEM.

### Secuencia de Operación del Prototipo de Medición de Gases Incondensables

1. Se enciende la unidad refrigeradora para enfriar la superficie exterior de los tubos de refrigerante, el tiempo de pre enfriamiento de los tubos será de 1 minuto.
2. Se abren las válvulas de admisión de vapor geotérmico y la de admisión de muestra. Al mismo tiempo se cierra la válvula de desfogue de muestra que se encuentra después del tanque de mediciones.
3. El vapor geotérmico ingresa al intercambiador y es enfriado por los tubos de refrigerante. Se espera que el vapor llegue a una temperatura de saturación.
4. La muestra de vapor geotérmico entra al tanque de mediciones, el tiempo de admisión de muestra es de 10 segundos.
5. Se cierran válvulas de admisión de vapor geotérmico y de admisión de muestra. Al mismo tiempo se apaga el sistema de refrigeración.
6. Se registran los valores de presión y temperatura usando los sensores pertinentes para cada propiedad.



7. Se permite que la muestra disminuya su temperatura hasta los 60°C y se mide la columna de condensado resultante de la caída de temperatura con el sensor de nivel. En este paso se registran nuevamente los valores de presión y temperatura.
8. Una vez obtenido los datos necesarios se abre la válvula de desfogue de muestra para que se vacíe el tanque de mediciones.
9. Una tarjeta de adquisición de datos realiza los cálculos necesarios. En el Anexo 9 se muestra la tarjeta de adquisición de datos.

## Medidor de Gases Incondensables

Como se mencionó anteriormente, el sistema de medición de GI constará de dos partes principales, el intercambiador de calor y el tanque de mediciones, que está provisto de elementos de control y sensores. A continuación se muestra el listado de los componentes del prototipo de medidor de GI enumerados como se muestra en la Figura 14.

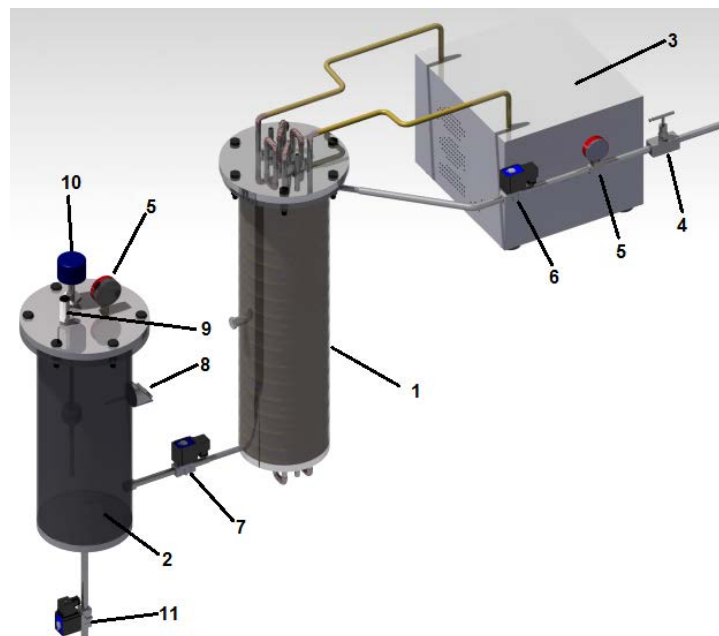
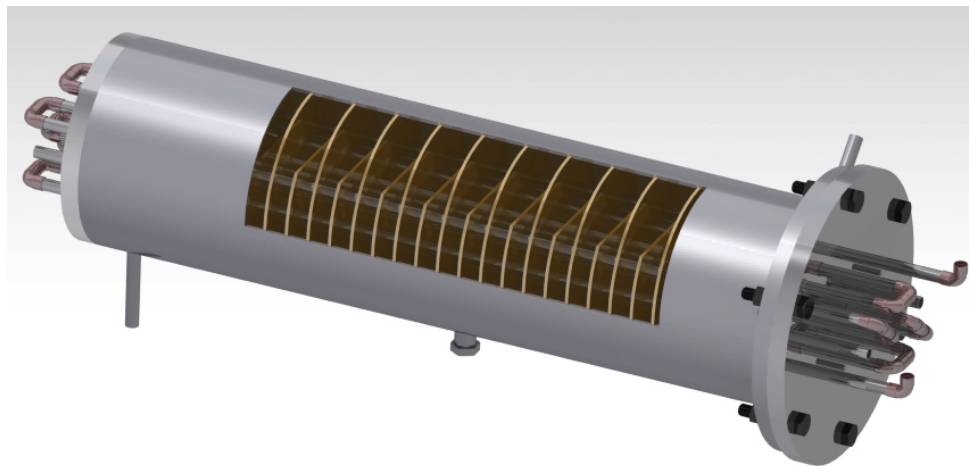


Figura 14. Modelo en CAD del medidor de gases incondensables. Modelo hecho en Catia V5R19.

**1. Intercambiador de calor.** En este elemento es donde la temperatura del vapor geotérmico se reducirá y posteriormente se enviará al tanque de mediciones. Toda su estructura y componentes serán fabricados en acero inoxidable tipo AISI 304. En la Tabla 16 se dan los datos térmicos y mecánicos calculados del intercambiador de calor y en el Anexo 1 se muestra una tabla con los componentes del intercambiador de calor así como algunas medidas generales. En la Figura 15 se muestra el diseño en CAD con una vista de corte que muestra la disposición de los baffles que cambian la dirección del vapor para realizar el proceso de intercambio de calor con los tubos de refrigerante. En el Anexo 10 se muestra un plano con vistas de proyección ortogonal, así como algunas cotas resultantes en el diseño mecánico del intercambiador; en los Anexos 12 y 14 se muestran los planos de sus tapas.

**Tabla 16. Datos térmicos y mecánicos del intercambiador de calor.**

Área de transferencia de calor	0.57 m <sup>2</sup>
DMLT	217 °C
Coefficiente total de transferencia de calor	3639 W/m <sup>2</sup> K
Espesor de carcasa	0.0033 m
Espesor de tapa plana soldable	0.015 m
Espesor de tapa bridada.	0.015 m
Espesor de tubos de refrigerante	0.0014 m



**Figura 15. Modelo en CAD renderizado del intercambiador de calor. Modelo hecho en Catia V5R19.**

**2. Tanque de medición de gases incondensables.** En este elemento se encuentran instalados todos los instrumentos de medición (sensores) y donde se confinará la muestra para los cálculos necesarios (véase Figura 16). Está fabricado en acero inoxidable AISI 304 y lo componen tres partes principales; el casco que es un tubo de acero inoxidable sin costura, una tapa plana soldable y una tapa bridada, en la Tabla 17 se muestran los datos calculados de los espesores de la carcasa, tapa plana y tapa soldable. En el Anexo 2 se muestra una tabla con todos sus componentes, así como algunas medidas generales y en el Anexo 13 se muestra el plano de su tapa bridada.

**Tabla 17. Espesores calculados de los componentes del tanque de mediciones.**

Espesor de carcasa	0.0033 m
Espesor de tapa plana soldable	0.015 m
Espesor de tapa bridada.	0.015 m



**Figura 16. Modelo y renderizado del tanque de mediciones. Modelo hecho en Catia V5R19.**

**3. Sistema de compresión de vapor:** Este conjunto de elementos consta básicamente de cuatro partes: compresor de vapor, condensador de refrigerante, válvula de estrangulamiento y evaporador (sistemas de tubos del intercambiador). El compresor



tiene una capacidad de 1 HP y trabaja con voltaje de 127 V. El condensador del refrigerante trabaja en un intervalo de presiones de: 87min-185max PSI.

- 4. Válvula de aguja de admisión y regulación de vapor para el sistema de medición:** Esta válvula de la marca *Vayremex*® modelo 404-HH A.I. (Figura 17) se encuentra al inicio del sistema de medición de GI y permitirá la entrada de vapor al sistema, al mismo tiempo regulará la cantidad de vapor de entrada. La utilidad de este elemento es de seguridad, ya que en el caso de que algún elemento del sistema fallara y se presenten fugas de vapor el sistema podría ser privado de este. Trabaja a una presión máxima de 700 kgf/cm<sup>2</sup> y en un rango de temperatura de -73 a 260 °C y cuenta con conexiones hembra-hembra roscadas de 1/2 pulgada tipo NPT.



Figura 17. Válvula de aguja modelo 404-HH.



Figura 18. Electroválvula Mod. 2W030-08.

- 5. Manómetro:** El manómetro del tipo Bourdón se instalará uno después de la válvula de aguja y otro en el tanque de mediciones, su uso será para la obtención de datos en la presión de entrada del intercambiador de calor y, en el tanque de mediciones, para calibrar el sensor de presión en caso de descalibración del mismo.

- 6. Válvula de admisión de vapor.** Se trata de una válvula solenoide marca *AIRTAC*® modelo 2W030-08 (véase Figura 18) del tipo normalmente cerrada (NC) de dos vías y trabajará a una presión de proceso de entre 7 y 8.5 bares y a una temperatura de 185 °C. Se encontrará al inicio del sistema de medición de gases incondensables y es quien permitirá la entrada de vapor geotérmico a dicho sistema. Trabaja a 127V a 60 Hz y cuenta con conexiones roscadas tipo hembra-hembra de ½ pulgada tipo NPT.

**7. Válvula de admisión de la muestra de vapor condensado:** Esta válvula solenoide o electroválvula del tipo NC de dos vías (Figura 18) se encargará de permitir el paso de la muestra de vapor al tanque de medición y se abrirá a los pocos segundos de abrir la válvula solenoide de admisión de vapor principal. Trabaja a 127V y 60Hz con conexiones roscadas tipo hembra-hembra de  $\frac{1}{2}$  NPT marca *AIRTAC®* modelo 2W030-08.

**8. Sensor de temperatura:** Este sensor se instalará en el tanque de mediciones y tomará lecturas de temperatura al interior del tanque, con mediciones en el intervalo de tiempo de admisión del vapor geotérmico y hasta el final de la prueba, dichas lecturas servirán para los cálculos del porcentaje de gases incondensables. Es un sensor del tipo RTD con intervalo de trabajo de 0-600 °C, tiene una rosca tipo macho de  $\frac{1}{2}$  pulgada tipo NPT para montaje en tanques (véase Figura 19).

**9. Sensor de presión.** Este sensor, también conocido como transductor, tomará de manera continua el valor de la presión dentro del tanque de mediciones hasta terminada la prueba (véase Figura 20). Los valores que registre dicho sensor servirán para los cálculos que determinan el porcentaje de GI. Es un sensor marca *Burkert®* modelo 8314, trabaja en un rango de presiones de 0 a 10 bares y a un máximo de 25 bares de presión absoluta y, a un rango de temperaturas de -15 a 125 °C, cuenta con conexión de montaje tipo macho con rosca G $\frac{1}{4}$ .



Figura 19. Sensor de temperatura tipo RTD.



Figura 20. Sensor de presión Mod. 8314.

**10. Sensor de nivel de líquido.** Este instrumento se encargará de registrar la cantidad de vapor que condensará hasta la temperatura límite (60°C) dentro del tanque de mediciones. Gracias a las lecturas de dicho sensor será posible calcular la cantidad de volumen y masa de agua que se encuentra dentro del tanque, al mismo tiempo con esos datos de masa de agua condensada y con los datos de presión y temperatura finales se podrá obtener la cantidad de vapor que aún no se ha condensado (calidad de vapor). Este será uno de los últimos datos necesarios para obtener la cantidad de GI. Es un sensor de tipo boya con una longitud de varilla de 50 cm de longitud.

**11. Válvula de salida de la muestra.** Esta electroválvula es la que desfogará el tanque de mediciones del condensado después de terminada la prueba de medición (véase Figura 21). Es una electroválvula de dos vías normalmente abierta (NA) y funciona con un voltaje de 127V a 60Hz con conexiones hembra-hembra de ½ pulgada nominal marca *AIRTAC* Modelo 2S050-15.



Figura 21. Electroválvula modelo 2S050-15.

En los Anexos 12 y 13 se muestran los planos de las tapas bridadas del intercambiador y del tanque de mediciones respectivamente, en el Anexo 14 se presenta el plano de la tapa soldable que lleva tanto el intercambiador de calor, como el tanque de mediciones.

## Medición de Gases Incondensables

A continuación se presentan los resultados correspondientes a la estimación de la medición de GI. Primero se muestran los resultados obtenidos al tratar al vapor de agua como gas ideal usando los datos de presión y temperatura proporcionados por LAPEM (Tabla 4), y por último, los resultados obtenidos al utilizar el fundamento teórico del nuevo prototipo y los datos recopilados en la planta (Tabla 8).

Usando los datos de presión y temperatura de la Tabla 4 y considerando al vapor de agua como un gas ideal que ocupa homogéneamente junto con el CO<sub>2</sub> el volumen del tanque de mediciones se obtienen los siguientes resultados de porcentaje de gases incondensables o mejor dicho de dióxido de carbono en la muestra.

**Tabla 18. Porcentaje de GI en el fluido geotérmico considerando al vapor de agua como gas ideal.**

Prueba	Presión [kPa]	Temperatura [C]	%GI	%e
1	854.463	175.23	1.05	-48.44
2	893.16	176.71	1.13	-44.64
3	875.028	175.96	1.09	-47.92
4	862.632	175.71	1.07	-45.52

Estos resultados se obtuvieron con el uso de la ecuación 1.10, la masa de vapor de agua se obtiene usando el volumen específico a la presión y la temperatura inicial del fluido geotérmico y el volumen interno del tanque de mediciones. El error calculado se hace con respecto a los valores de porcentaje de GI obtenidos por LAPEM en sus instalaciones. Como se puede observar, el error relativo entre el porcentaje de GI obtenido por LAPEM y el calculado considerando al vapor de agua como gas ideal es alto (46.63% en promedio) ya que el volumen específico usado en los cálculos no es el real de las tablas de vapor de agua, si no de la relación de gas ideal.

Por otro lado, si se enfría el vapor geotérmico en el intercambiador de calor hasta la temperatura de saturación y usando la misma suposición para el vapor de agua (gas ideal) se obtiene los siguientes valores de porcentaje de GI



**Tabla 19. Porcentaje GI después de enfriar el fluido geotérmico a la temperatura de saturación. Vapor de agua considerado como gas ideal.**

Prueba	Presión [kPa]	Temperatura [C]	%GI [-]	%e
1	854.463	173.156	1.11	-45.58
2	893.16	175.027	1.18	-41.95
3	875.028	174.158	1.15	-44.95
4	862.632	173.556	1.13	-42.46

De nueva cuenta, el error relativo es alto (43.74% en promedio) ya que el volumen específico del vapor de agua se obtiene a partir de la relación de gas ideal y no el real de tablas de vapor.

Como se mencionó anteriormente, el objetivo de la válvula de aguja es reducir la presión y regular la cantidad de admisión del vapor geotérmico a la entrada del sistema de medición de GI. Así mismo, el intercambiador de calor ayuda a reducir la temperatura del vapor geotérmico previniendo que el choque térmico sea capaz de dañar los sensores prematuramente.

A continuación se presentan los resultados del porcentaje de GI obtenidos de los cálculos para el vapor geotérmico al bajar su presión y temperatura, cabe resaltar que para este cálculo se utilizaron los datos de la prueba 2 de la Tabla 4, ya que como se aprecia en la Tabla 18 y la Tabla 19 es la que presenta un error menor en comparación al valor de porcentaje de GI reportado por LAPEM (véase Tabla 5). De nueva cuenta, en este cálculo se considera al vapor de agua como gas ideal.

**Tabla 20. Porcentaje de GI al bajar temperatura y presión. Vapor de agua considerado como ideal.**

Presión [kPa]	Temperatura [°C]	%GI [-]	%e [-]
200	154.52	0.07	-96.80

Como se aprecia en la Tabla 20 el valor de porcentaje de GI tiene un error del 96.8% en valor absoluto, el cual resulta en un valor crítico.



Por otro lado, si se usan las propiedades adecuadas para cada componente es posible obtener mejores resultados, sin embargo, debido a que no es posible estimar un valor de masa de vapor de agua por ser una de las propiedades a medir en el prototipo, se hace uso de los datos de las pruebas realizadas directamente en la planta (véase Tabla 8) junto a las propiedades del agua y del CO<sub>2</sub> a presión y temperatura ambiente (el condensado salió a presión atmosférica y se depositó en ese envase a esa presión). Dicho lo anterior se obtienen los siguientes resultados:

A 1 atm y a 20 °C

Densidad del agua: 998 kg/m<sup>3</sup>

Densidad del CO<sub>2</sub>: 1.82 kg/m<sup>3</sup>

%GI promedio obtenido de los datos proporcionados por LAPEM: 2.03%

**Tabla 21. Porcentaje de GI usando los datos de las muestras de la Tabla 8 sin considerar al vapor de agua como gas ideal.**

Muestra	Volumen [ml]	Volumen [m <sup>3</sup> ]	Masa de condensado [kg]	Volumen CO2 [m <sup>3</sup> ]	Masa del CO2 [kg]	%GI	%e
1	500	0.0005	0.4985	0.0005	0.00091	1.82	-10.40
2	600	0.0006	0.5982	0.0004	0.000728	1.22	-40.23
3	575	0.000575	0.573275	0.000425	0.0007735	1.35	-33.75

Ahora, usando el fundamento teórico del nuevo prototipo es decir la ley de Amagat (Ecuación 1.12) con sus respectivas restricciones (datos reales de vapor de agua) con los datos anteriormente mencionados (Tabla 8) se obtiene lo siguiente:



Tabla 22. Porcentaje de GI de las muestras de la Tabla 8 usando el fundamento teórico del nuevo prototipo, Ley de Amagat.

Muestra	Volumen de condensado [m <sup>3</sup> ]	Masa de CO <sub>2</sub> [kg]	Masa de condensado [kg]	%GI	%e
1	0.000499499	0.000915798	0.4985	1.83	-9.83
2	0.000599399	0.000733005	0.5982	1.22	-39.82
3	0.000574424	0.000778703	0.573275	1.36	-33.30

El porcentaje de error en este caso es menor en comparación a los otros donde se trata al vapor de agua como gas ideal, ya que el nuevo prototipo toma en cuenta los datos reales del vapor de agua a la presión y temperatura del fluido geotérmico, además de considerar la fracción de vapor que no se condensa dentro del tanque de mediciones y que se mezcla con los gases incondensables.

El porcentaje de error calculado en las tablas 21 y 22 se hizo comparando el valor promedio de los porcentajes de GI obtenidos por LAPEM (véase Tabla 5) con los obtenidos en las tablas antes mencionadas.

A pesar de que el valor del porcentaje de GI calculado en las tablas 21 y 22 tenga un porcentaje de error alto con respecto al promedio calculado de los datos proporcionados por LAPEM se espera que con las pruebas a realizar en la planta se mejoren dichos resultados, ya que las muestras se obtendrán de forma controlada, además se contará con sensores que proporcionarán las medidas necesarias para conocer las propiedades reales de los componentes mayoritarios (vapor de agua y CO<sub>2</sub>) del fluido geotérmico dentro del volumen de control.

## CONCLUSIONES

Se desarrolló el diseño conceptual de un prototipo de medidor de gases incondensables cumpliendo con las condiciones de no dependencia de las instalaciones de la planta geotermoeléctrica. Este diseño cumple con las normas ASME y con las normas TEMA y permitirá el uso adecuado para LAPEM. De manera simultánea se desarrolló el sistema de control del prototipo permitiendo su uso automatizado. Lo anterior permitirá realizar el envío de las lecturas a una computadora central de la planta, la Unidad 7. Respecto a las mediciones que llevará a cabo el prototipo y con referencia a los datos recopilados por el prototipo en uso actualmente, se puede decir lo siguiente:

1. Al considerar al vapor de agua como gas ideal y estimar el porcentaje de GI presente en el fluido geotérmico, el error es muy alto entre los datos reales (registrados por la LAPEM) y los datos teóricos (estimados en el desarrollo de este trabajo). La suposición anterior provoca que al disminuir la presión y temperatura del vapor de agua el error sea mayor, debido a que a mayor densidad del vapor de agua se aleja más de la suposición de gas ideal.
2. Si el vapor de agua es tratado como una sustancia pura usando los valores de sus propiedades a la temperatura y presión de la mezcla es posible encontrar mejores resultados. Sin embargo, esto se hace bajo la condición de que la muestra del fluido geotérmico se obtenga de forma controlada al regular el tiempo de admisión de la muestra.
3. Es necesario conocer la cantidad de vapor de agua presente en el fluido geotérmico para realizar la estimación de la cantidad de GI. Esto es posible al conocer el nivel de agua condensada en el tanque de mediciones, esto es al dejar enfriar la muestra y posteriormente calcular la cantidad de vapor sin condensar con ayuda del concepto de calidad de vapor.





4. Será necesario obtener coeficientes de corrección que permitan disminuir el error en las estimaciones correspondientes de los GI al suponer que la totalidad de su masa es dióxido de carbono.



## BIBLIOGRAFIA

1. CENGEL YUNUS A. "Transferencia de Calor" Sexta Edición McGraw-Hill México DF. 2006.
2. CENGEL YUNUS A., Boles Michael A. "Termodinámica" Sexta Edición McGraw-Hill México DF. 2006.
3. H. CHRISTOPHER, H. ARMSTEAD "Geothermal energy : Its past, present and future contributions to the energy needs of man", Second Edition, London New, York E. & F.N. Spon, 1983.
4. JAUME POUS, LLUÍS JUTGLAR "Energía Geotérmica", Ediciones CEAC, 2004.
5. KAKAC SADIK, LIU HONGTAN "Heat Exchanger, Selection, Rating and Thermal Design" Second Edition CRC PRESS Florida, USA 2002.
6. LEÓN ESTRADA JUAN MANUEL "Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión" Primera Edición Inglesa 2001.
7. NORMA ASME (American Society of Mechanical Engineers) Sección VIII Boiler and Pressure Vessel Code Subsection A USA 2004.
8. NORMA ASME (American Society of Mechanical Engineers) Sección II Parte D Subparte 3 Charts and Tables for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure USA 2004.
9. NORMA ASME (American Society of Mechanical Engineers) Sección II Parte D Subparte 2 Physical Properties Tables USA 2004.
10. NORMA TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) Octava Edición New York, USA 1999.
11. RUFES MARTÍNEZ PEDRO "Condensadores" Grupo editorial CEAC, Barcelona 2000.
12. TREYBAL ROBERT E. "Operaciones de Transferencia de Masa" Segunda Edición McGraw-Hill Buenos Aires, Argentina.



## ANEXOS

### Anexo 1.

Componentes principales del intercambiador de calor.

Componente	Especificaciones generales	Cantidad	Material
Carcasa	8 in de diámetro nominal con una longitud de 0.77 m	1	Tubo de acero inoxidable Cédula 10
Bafle o deflector	Diámetro a la medida del diámetro interno de la carcasa cortados al 75%	30	Lámina de acero inoxidable de 0.00635 m de espesor
Tubo de refrigerante	0.0127 m de diámetro con longitud de 0.87 m	12	Tubing de acero inoxidable calibre 20
Barra separadora	1/4in de diámetro con una longitud de 0.82 m	4	Barras de acero inoxidable de 0.00635 m de diámetro
Tapa bridada	Diámetro: 0.30 m Espesor: 0.019 m	1	Placa de acero inoxidable de 0.019m de espesor
Tapa soldable	Diámetro a la medida del diámetro exterior de la carcasa	1	Placa de acero inoxidable de 0.19 m de espesor
Tornillos	Grado 3 de 2.5X1/2 pulgada	6	Acero al carbón negro
Tuercas	Grado 3 de 1/2 pulgada	6	Acero al carbón negro
Codos	Codos 90X3/8	20	Cobre
O ring	0.114 m de diámetro	1	Neopreno



## Anexo 2.

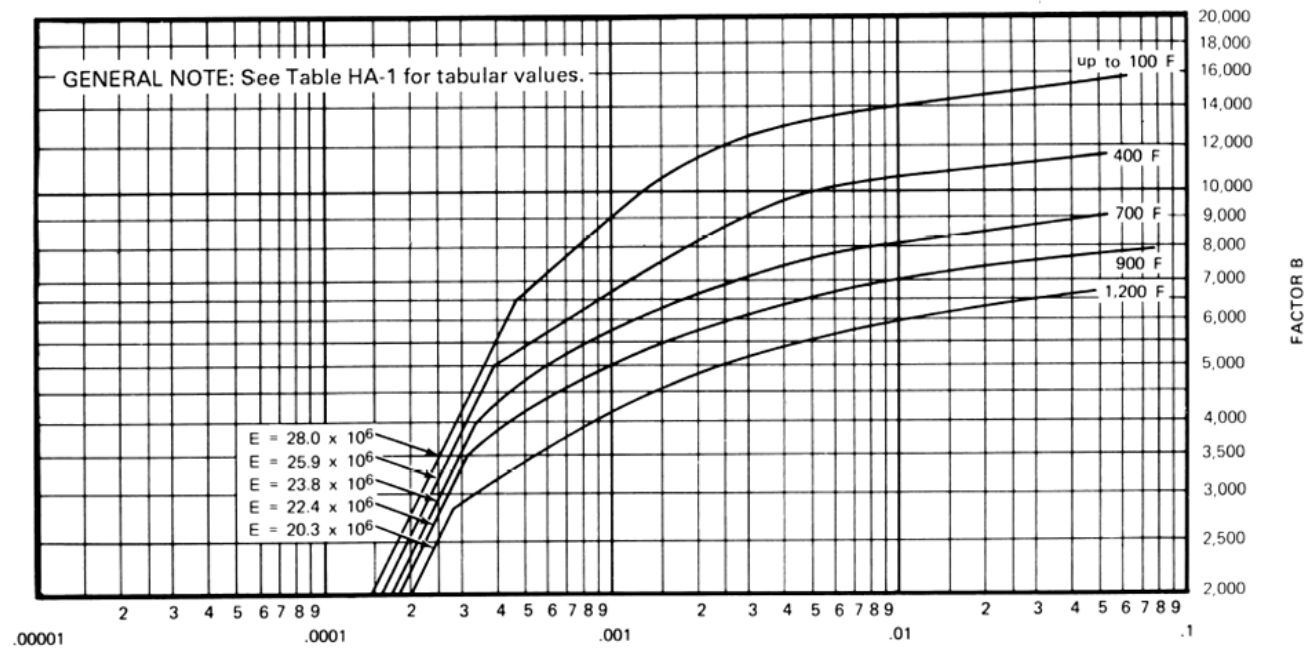
Componentes el tanque de mediciones.

Elemento	Especificación general	Cantidad
Cople para sensor de presión	Rosca interior de G1/4 in nominal.	1
Cople para conectar tuberías de entrada y salida de muestra	Rosca interior de 1/2 in NPT nominal	2
Cople para conectar RTD	Rosca interior de 1/2 in NPT	1
Cople para conectar manómetro	Rosca interior de 1/2 in NPT	1
Cople para conectar sensor de nivel	Rosca interna de 3/4 in NPT	1
Tapa soldable	Diámetro a la medida del diámetro exterior de la carcasa	1
Tapa Bridada	Diámetro: 0.3 m Espesor: 0.019 m	1
Tornillos	Grado 3 de 2.5X1/2 pulgada	6
Tuercas	Grado 3 de 1/2 pulgada	6
Carcasa	Tubo de 8 in de diámetro nominal con longitud una longitud de 0.5 m	1
O ring	0.114 m de diámetro	1



Anexo 3.

Módulos de elasticidad a diferentes temperaturas para el Acero AISI 304. Fuente: Código ASME Sección II Parte D Subparte 3.



Anexo 4.

Métodos de unión de tapas planas con sus respectivos factores de unión C. Imagen obtenida de las Normas ASME Sección VIII Apartado UG-34.

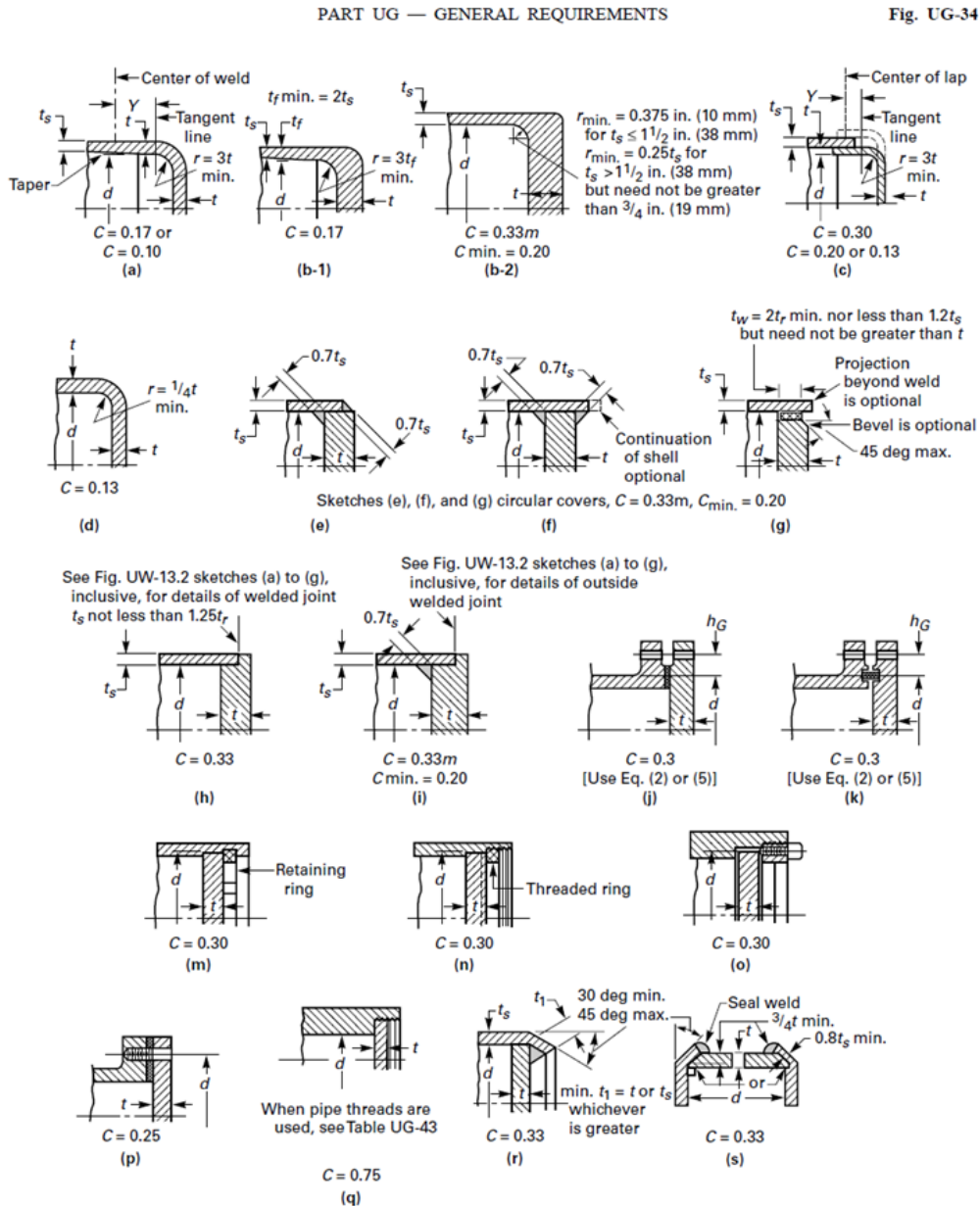


FIG. UG-34 SOME ACCEPTABLE TYPES OF UNSTAYED FLAT HEADS AND COVERS  
The Above Illustrations Are Diagrammatic Only. Other Designs That Meet  
the Requirements of UG-34 Are Acceptable.

01












**Anexo 5.**

Factores de junta m. Imagen obtenida de las normas ASME Apéndice 2, páginas 350, 351.

MANDATORY APPENDIX 2

**TABLE 2-5.1**  
**GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS<sup>1</sup>**  
Gasket Factors *m* for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress *y*

Gasket Material	Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i> , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column In Table 2-5.2
Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)	...	...
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer 75A or higher Shore Durometer	0.50 1.00	0 (0) 200 (1.4)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 1/4 in. (3.2 mm) thick 1/16 in. (1.6 mm) thick 1/2 in. (0.8 mm) thick	2.00 2.75 3.50	1,600 (11) 3,700 (26) 6,500 (45)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	2,200 (15)		
2-ply	2.50	2,900 (20)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
1-ply	2.75	3,700 (26)		
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled: Carbon Stainless, Monel, and nickel-base alloys	2.50 3.00	10,000 (69) 10,000 (69)		(1a),(1b); Column II
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled: Soft aluminum Soft copper or brass Iron or soft steel Monel or 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2,900 (20) 3,700 (26) 4,500 (31) 5,500 (38) 6,500 (45)		(1a),(1b); Column II



2004 SECTION VIII — DIVISION I

**TABLE 2-5.1**  
**GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS<sup>1</sup> (CONT'D)**  
 Gasket Factors  $m$  for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress  $y$

Gasket Material	Gasket Factor $m$	Min. Design Seating Stress $y$ , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Corrugated metal:				
Soft aluminum	2.75	3,700 (26)		(1a),(1b),(1c),(1d); Column II
Soft copper or brass	3.00	4,500 (31)		
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)		
Monel or 4%–6% chrome	3.50	6,500 (45)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)		
Flat metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a),(1b),(1c), <sup>2</sup> (1d) <sup>2</sup> ;(2) <sup>2</sup> ; Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	8,000 (55)		
4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
Grooved metal:				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		
Solid flat metal:				
Soft aluminum	4.00	8,800 (61)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)		
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		
Ring Joint:				
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)		(6); Column I
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)		
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)		

NOTES:

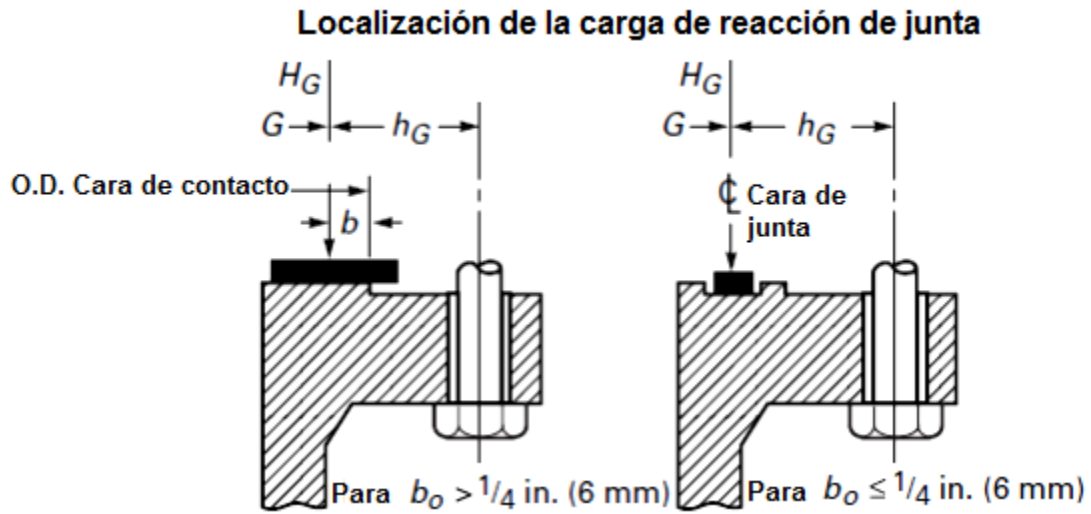
- (1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of  $m$  and  $y$  that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width  $b$  given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.
- (2) The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.





**Anexo 6.**

Arreglos del empaque con la brida, con el se determina la condición para determinar el factor  $b_o$ . Fuente: Norma ASME Sección VIII Tabla 2-5.2, página 354.

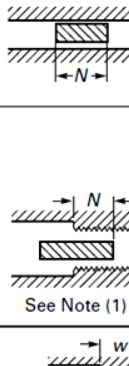

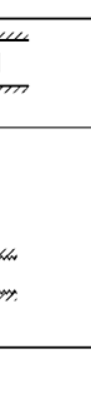

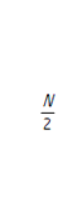






Anexo 7.

Fórmulas para el cálculo de ancho básico de asiento de junta  $b_0$  Normas ASME Sección VIII, Apéndice 2 página 353.

MANDATORY APPENDIX 2

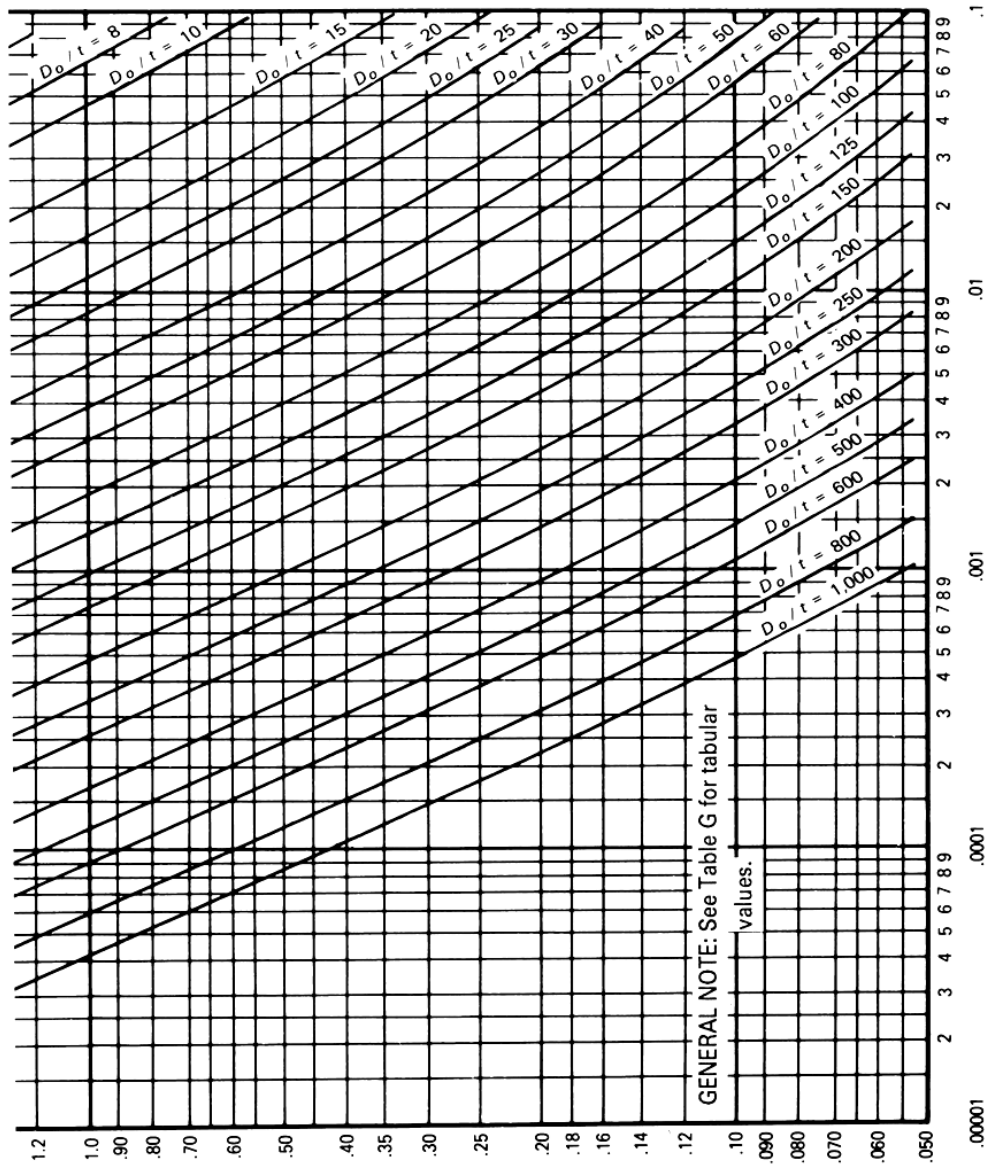
TABLE 2-5.2  
EFFECTIVE GASKET WIDTH<sup>2</sup>

Facing Sketch (Exaggerated)	Basic Gasket Seating Width $b_0$	
	Column I	Column II
(1a) 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b)  See Note (1)		
(1c)  $w \leq N$	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \max\right)$	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \max\right)$
(1d)  $w \leq N$ See Note (1)		
(2)  $w \leq N/2$ $\frac{1}{64}$ in. (0.4 mm) nubbin	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
(3)  $w \leq N/2$ $\frac{1}{64}$ in. (0.4 mm) nubbin	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4)  $w \leq N$ See Note (1)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5)  $w \leq N$ See Note (1)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6)  $w \leq N$	$\frac{w}{8}$	...



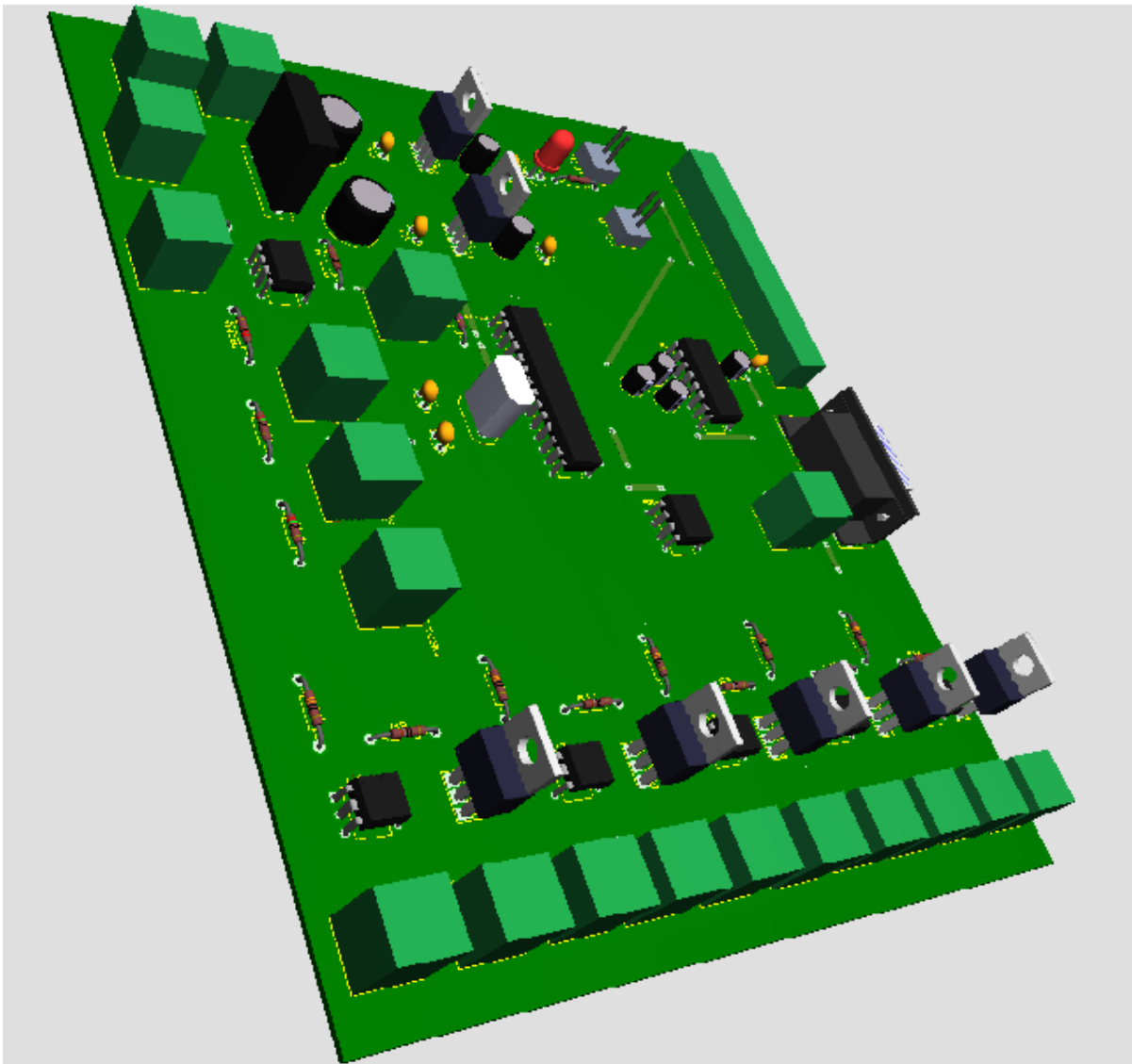


MEDIDOR DE GASES INCONDENSABLES PARA CFE



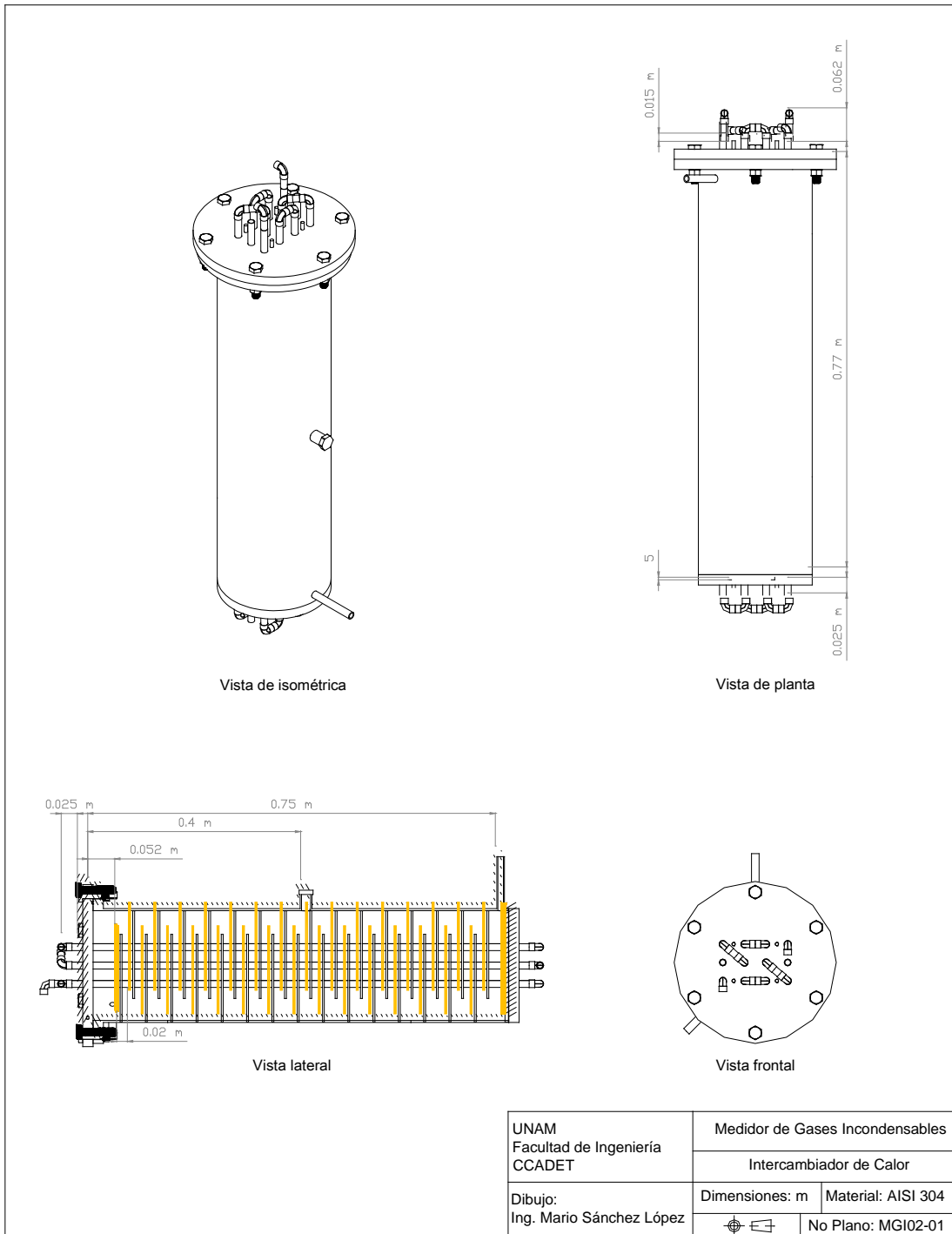
**Anexo 9.**

Tarjeta de adquisición de datos diseñada por el Ing. Alfredo Martínez Hernández.



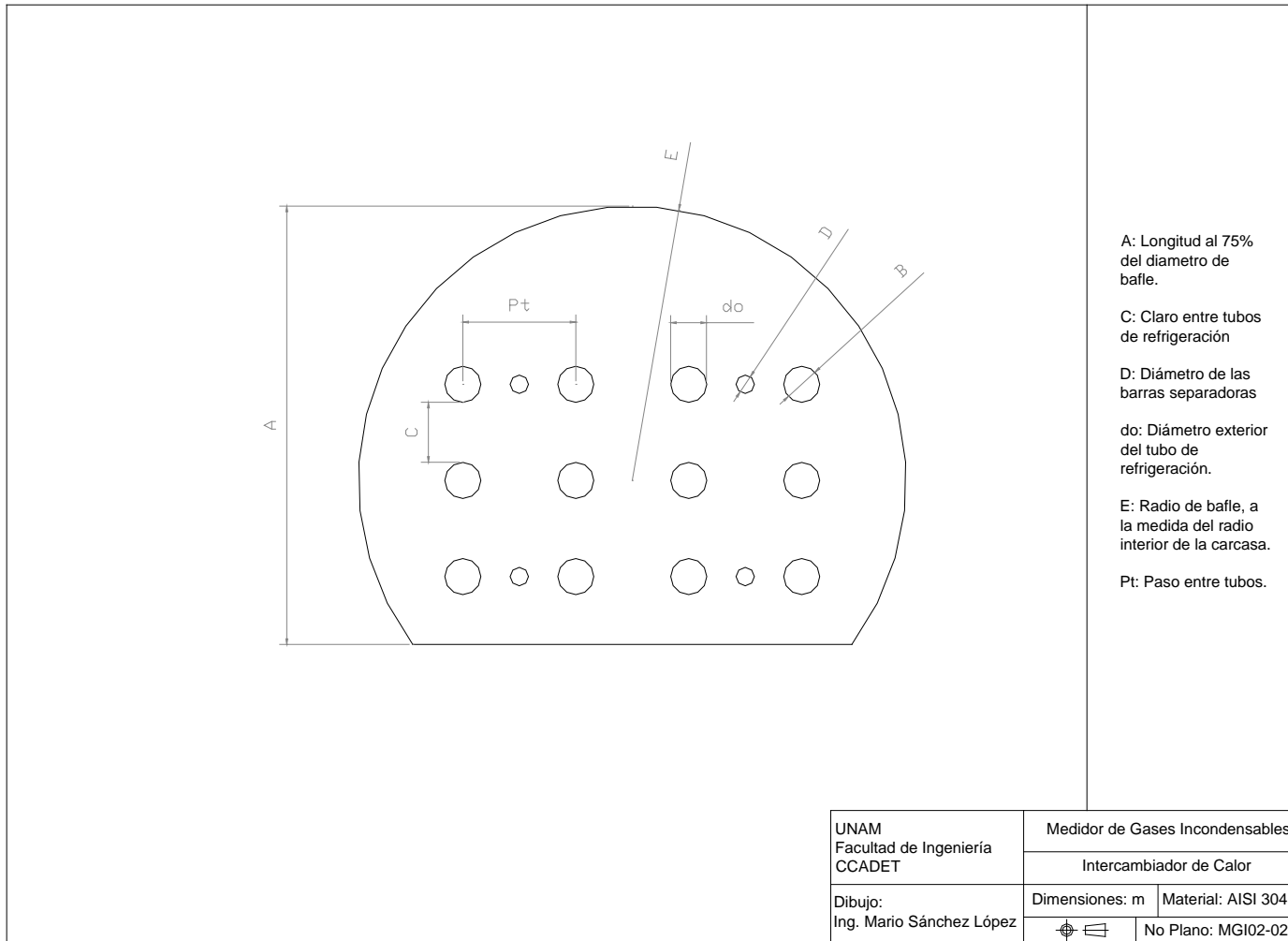
**Anexo 10.**

Vistas del intercambiador de calor. En la imagen de la vista lateral se tiene una vista en corte que muestra el arreglo de los baffles con algunas medidas importantes.



Anexo 11.

Plano general del bafle del intercambiador de calor.

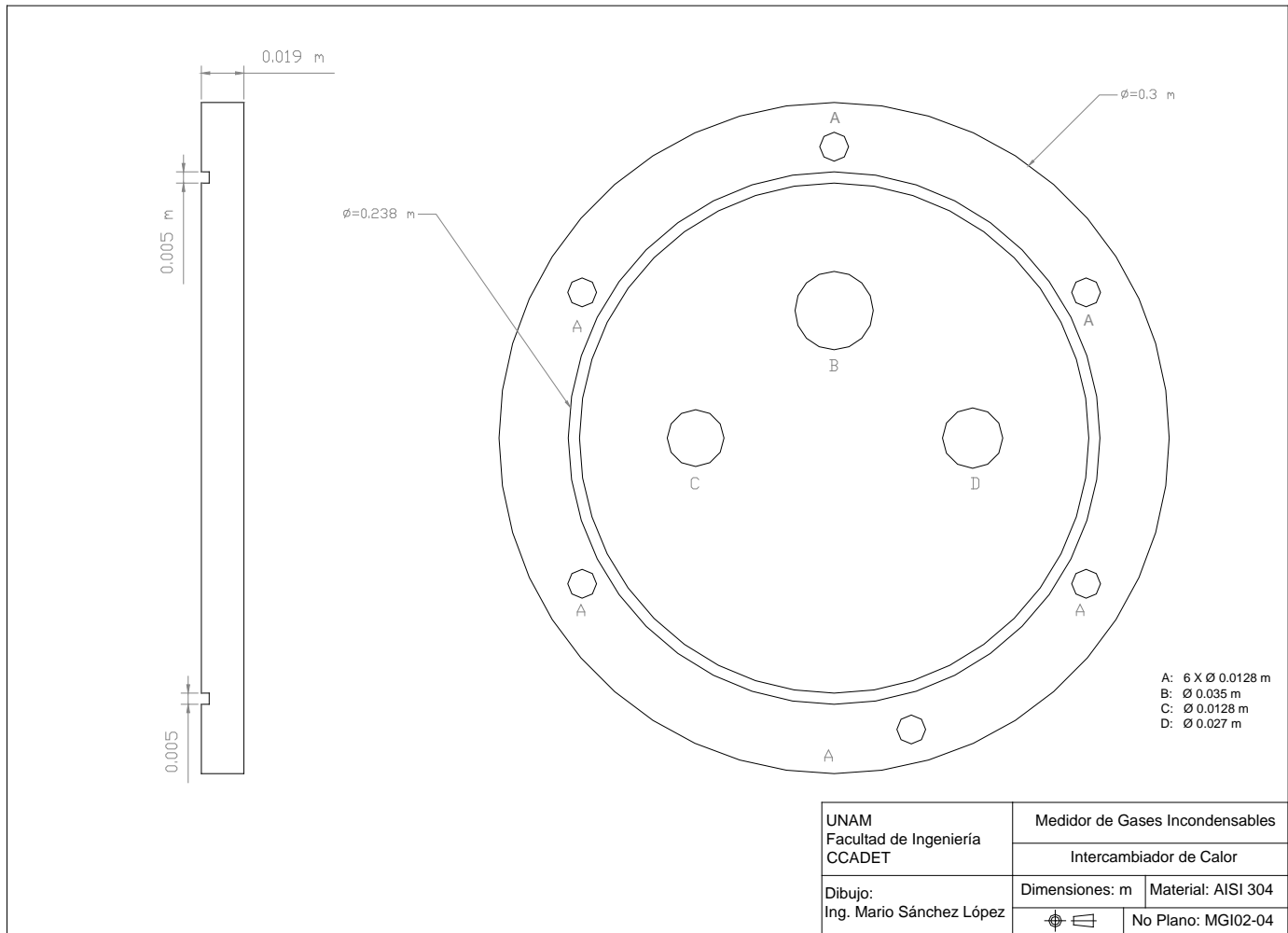






Anexo 13.

Plano general de la tapa bridada del tanque de mediciones de GI.



**Anexo 14.**

Tapa soldable del intercambiador de calor.

