

# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción**

**“Implementación de un sistema de vaporización forzada automática  
de GLP en una empresa manufacturera de envases plásticos y  
metálicos”**

## **PROYECTO INTEGRADOR**

Previo a la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Gutiérrez Cárdenas Brigitte Nicole

Quezada Marín Andrés Jesús

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

**Año: 2020**

## DEDICATORIA

El presente proyecto quiero dedicárselo en primer lugar a Dios, porque a lo largo de todos estos años ha sido mi guía y fortaleza para conseguir cada uno de los objetivos que me he planteado en la vida. A mi familia porque siempre han estado apoyándome y en especial mi padre que es la persona más importante en mi vida, él ha sido un hombre ejemplar y trabajador que se ha esforzado día y noche para que nunca me falte nada y que yo tenga una buena educación. A mis amigos porque sin su apoyo la vida universitaria hubiera sido muy dura estando lejos de mis seres queridos. A mi novia porque siempre ha estado a mi lado brindándome su apoyo y cariño en momentos duros de la vida y siempre me ha motivado a ser mejor cada día. A mis queridos maestros por sus sabios consejos y enseñanzas que me brindaron a lo largo de todos estos años que me han servido para formarme como un hombre de bien.

***Andrés Jesús Quezada Marín***

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero expresar mis más sinceros agradecimientos a mi tutora Ing. Andrea Boero, porque con sus conocimientos, enseñanzas, consejos y apoyo nos ha ayudado a sacar adelante este proyecto. Gracias eterno a la ESPOL y en especial a mi querida facultad FIMCP, por brindarme todos los recursos y conocimientos necesarios a lo largo de estos años para ser capaces de llegar a este punto y poder desarrollar este proyecto de titulación.

Gracias a mi padre William Quezada, pilar fundamental en mi vida por todo lo que ha hecho por mí, porque se ha sacrificado trabajando largas jornadas para darme los recursos necesarios para llegar a realizarme como profesional, siendo mi apoyo diario durante el desarrollo de este proyecto.

Finalmente, quiero agradecer a mi mejor amiga y compañera de tesis Nicole Gutiérrez, porque ha sido un apoyo incondicional para mí a lo largo de estos años de estudio y sin su ayuda no hubiera sido posible poder culminar con éxito este proyecto.

## DEDICATORIA

El presente trabajo lo quiero dedicar a mi familia, son mi apoyo emocional, gracias a ellos he logrado llegar hasta aquí y sé que seguirán a mi lado a lo largo de toda mi vida.

Mi abuelita Etelvina Molineros y mis padres Dolores Cárdenas y Richard Gutiérrez que han sido pilares fundamentales en toda mi carrera universitaria y el motivo que cumpla con esta meta de vida propuesta.

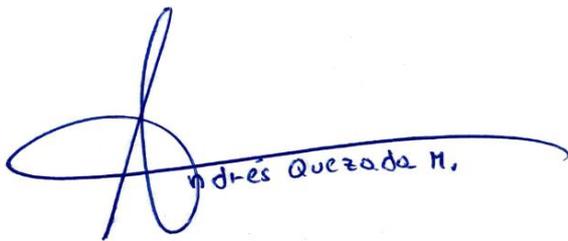
***Brigitte Nicole Gutiérrez Cárdenas***

## **AGRADECIMIENTO**

Primero que todo quiero agradecer a Dios por este logro tan importante en mi vida, a mi familia por siempre estar ahí apoyándome y creyendo en mí incluso cuando yo había perdido mi fe, a mi tutora Ing. Andrea Boero e ingenieros de Duragas que supieron guiarnos a lo largo de este proyecto, además de mi compañero de este proyecto Andrés Quezada porque sin él nada de esto sería posible y a todos los amigos que he hecho a lo largo de estos años, sin duda han hecho de la universidad la mejor etapa de mi vida, no podría ser más feliz de poder compartir con ellos este momento.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Andrés Quezada* y *Brigitte Gutiérrez* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized initial 'A' followed by the text 'Andrés Quezada M.' written in a cursive script.

---

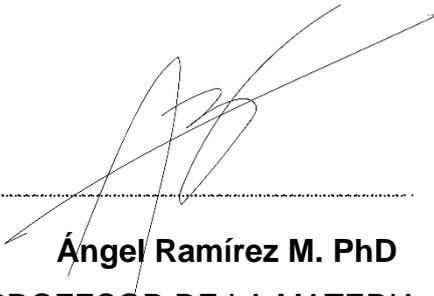
Quezada Andrés

A handwritten signature in blue ink, written in a cursive script that reads 'Brigitte Gutiérrez'.

---

Gutiérrez Brigitte

## EVALUADORES



Handwritten signature of Ángel Ramírez M. PhD in black ink, consisting of stylized, overlapping loops and a long horizontal stroke extending to the right.

**Ángel Ramírez M. PhD**  
PROFESOR DE LA MATERIA



Handwritten signature of Andrea Boero M.Sc. in blue ink, featuring a long horizontal stroke with a small loop and a vertical stroke extending downwards.

**Andrea Boero M.Sc.**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El propósito de este proyecto es diseñar un intercambiador de calor que funcione como un dispositivo para evaporar un flujo másico constante de gas licuado de petróleo (GLP) en una empresa manufacturera de envases plásticos y metálicos. El diseño de este vaporizador surge de la necesidad de tener un suministro constante de GLP para alimentar los quemadores en los hornos durante los diferentes procesos dentro de la empresa. Con este proyecto se pretende evaluar el costo-beneficio de poder construir un vaporizador que sea de manufactura local para evitar en un futuro importar estos equipos con costos elevados.

Para desarrollar este proyecto se realizó un análisis térmico con la finalidad de dimensionar el intercambiador de calor de tubo y coraza, se continuó con un proceso de diseño mecánico en donde se dimensionaron espesores, soldaduras y pernos, se desarrolló un sistema de control para la autonomía del equipo y por último se realizó un análisis del equipo usando el software Ansys Fluent para comprobar que los resultados obtenidos son los correctos, obteniendo una tasa de vaporización constante de 500kg/h de GLP que sale del equipo en estado gaseoso a una temperatura de 35°C.

Con esto se garantiza al cliente que puede aumentar su producción en un 23% con un costo de adquisición del equipo 45% menor al costo de un equipo importado.

**Palabras Clave:** Intercambiador de calor, Sistema de control, vaporizador de GLP, Tubo y coraza

## **ABSTRACT**

*The aim of this project is to design a heat exchanger capable to evaporate a constant rate of liquefied petroleum gas (LPG) in a manufacturing company of plastic and metal containers. In the production plant, there is a need to have a constant supply of LPG to feed the furnaces for the different processes. This project assesses the cost-benefit of locally manufacture the vaporizer in comparison to similar equipment available in the international market.*

*To develop the project, first, a thermal analysis was carried out in order to dimension the heat exchanger. Then, a mechanical design process was done, as well as the design of autonomous control for the operation of the system. Lastly, a simulation of the system using Ansys to predict the thermal and mechanical behavior of the proposed design. The results of the simulation showed that the vaporizer would have a constant output rate of 500 kg/h of superheated LPG at 35°C. With the implementation of the vaporizer, which costs 45% less than the imported equipment, an increase in production of 23% can be achieved.*

**Keywords:** *shell and tube heat exchanger, LPG vaporizer, control system design.*

# INDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
<b>CAPÍTULO 1.....</b>	<b>1</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Descripción del problema .....	2
1.2. Justificación del problema .....	3
1.3. Objetivos .....	4
1.3.1.Objetivo General .....	4
1.3.2.Objetivos Específicos.....	4
1.4. Marco teórico .....	5
1.4.1.Gases Licuados del Petróleo (GLP) .....	5
1.4.2.Descripción de instalación granel.....	6
1.4.3.Vaporizador de GLP .....	7
1.4.4.Proceso de ebullición .....	7
1.4.5.Método BELL-DELAWARE .....	8
<b>CAPÍTULO 2.....</b>	<b>10</b>
<b>2. METODOLOGÍA.....</b>	<b>10</b>

2.1.	Alternativas de solución vaporizadores GLP .....	10
2.1.1.	Vaporizadores de Fuego Directo.....	11
2.1.2.	Vaporizadores Eléctricos .....	11
2.1.3.	Vaporizadores Indirectos o de Fuego Indirecto .....	12
2.1.4.	Tipo de sistemas de vaporización forzada .....	13
2.2.	Definición de requerimientos .....	14
2.3.	Matriz Selección del diseño de vaporizador .....	15
2.4.	Matriz de selección del tipo de sistema de vaporización forzada.....	16
2.5.	Diseño conceptual.....	17
2.6.	Recopilación de información técnica para solucionar el requerimiento.....	18
2.7.	Diseño térmico .....	18
2.7.1.	Selección de parámetros físicos del intercambiador .....	20
2.7.2.	Cálculo de flujo másico de agua caliente .....	21
2.7.3.	Temperaturas intermedias del fluido caliente .....	21
2.7.4.	Longitud de la tubería para el fluido caliente .....	22
2.8.	Procedimiento del diseño mecánico .....	28
2.8.1.	Espesor de la coraza debido a la presión interna.....	28
2.8.2.	Espesor mínimo de la tubería de cobre.....	29
2.8.3.	Agujeros para los tubos en los baffles y espejos.....	30
2.9.	Diseño de sistema de control .....	31
<b>CAPÍTULO 3.....</b>		<b>32</b>
3.1.	Resultados obtenidos en el diseño térmico .....	32
3.2.	Vibración de tubos .....	33
3.3.	Resultados obtenidos diseño mecánico .....	34
3.3.1.	Coraza .....	34

3.3.2. Espesor por presión interna .....	35
3.3.3. Tubos.....	35
3.3.4. Baffles.....	35
3.3.5. Bidas .....	36
3.3.6. Boquillas .....	36
3.4. Simulación ANSYS .....	37
3.5. Resultados de ANSYS .....	37
3.6. Simulación del sistema de control Matlab .....	40
3.7. Diagrama de bloques de componentes .....	41
3.8. Análisis económico .....	42
<b>CAPÍTULO 4.....</b>	<b>48</b>
<b>4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>48</b>
4.1 Conclusiones .....	48
4.2 Recomendaciones .....	49
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
<b>APÉNDICES</b>	

## ABREVIATURAS

$k_{ag}$	Calor específico del agua
$C_{pL}$	Calor específico del GLP líquido
$C_{pv}$	Calor específico del GLP vapor
$h_{lv}$	Calor latente de vaporización
$C_{pag}$	Conductividad térmica del agua
$k_l$	Conductividad térmica del GLP líquido
$k_v$	Conductividad térmica del GLP vapor
$C_{s.f}$	Constante de combinación fluido- superficie de calentamiento
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann
$\rho_l$	Densidad del GLP líquido
$\rho_v$	Densidad del GLP vapor
$D_{ext}$	Diámetro externo
$D_{int}$	Diámetro interno
$\dot{m}_{ag}$	Flujo másico del agua
<b>GLP</b>	Gas licuado de petróleo
<b>Mtto</b>	Mantenimiento
$Pr_{ag}$	Prandtl del agua
$Pr_L$	Prandtl del GLP líquido
$t_{ent}$	Temperatura de entrada del agua
$T_s$	Temperatura de la superficie
$t_{sal}$	Temperatura de salida del agua
$T_{sat}$	Temperatura de saturación del GLP a 100 psi
$T_1$	Temperatura intermedia primera Zona
$T_2$	Temperatura intermedia tercera Zona
$T_{vap}$	Temperatura de vaporización
$\mu_{ag}$	Viscosidad dinámica del agua
$\mu_L$	Viscosidad dinámica del GLP líquido

$\mu_v$	Viscosidad dinámica del GLP vapor
$Re_{ag}$	Número de Reynolds del agua
$Nu$	Número de Nusselt
$Cf$	Coefficiente de fricción del agua dentro de los tubos
$h_i$	Coefficiente convectivo del agua
$p_t$	Paso de la tubería
$D_S$	Diámetro interno de la coraza
$d_o$	Diámetro externo del tubo de cobre
$N$	Número de tubos
$l_c$	Altura del corte del deflector
$D_{otl}$	Diámetro del círculo que agrupa los tubos
$D_{ctl}$	Diámetro del círculo que pasa el centro el tubo más alejado
$\theta_b$	Ángulo de corte entre el deflector con el círculo externo de los tubos
$\theta_{ctl}$	Ángulo de corte entre el deflector y el círculo que pasa por el centro de tubos
$L_{BB}$	Holgura entre el haz de tubos y el diámetro interno de la coraza
$L_{BC}$	Separación entre centros de los deflectores
$F_W$	Fracción de tubos presentes en la ventana del deflector
$F_C$	Fracción de tubos en contacto con el flujo cruzado
$N_{tw}$	Número de tubos presentes en la ventana del deflector
$N_{tcw}$	Número de filas de tubos efectivos a través de la ventana del deflector
$N_{TFC}$	Número de filas de tubos en el área de flujo de cruzado
$A_m$	Área de flujo transversal dentro de la coraza
$A_{VT}$	Área total de la ventana del deflector
$A_{OT}$	Área ocupada por los tubos dentro de la coraza
$A_{NV}$	Área resultante del flujo en la ventana del deflector
$A_{BP}$	Área de bypass

$A_{tb}$	Área de fuga entre los tubos y los agujeros en los deflectores
$A_{sb}$	Área de fuga entre el diámetro externo de los deflectores y la coraza
$F_{mbp}$	Relación entre el área de la desviación y el área de flujo transversal
$N_B$	Número de deflectores
$L_{bi}$	Separación entre el espejo fijo de entrada y el deflector
$L_{bo}$	Separación entre el espejo fijo de salida y el deflector
$h_{z1}$	Coefficiente convectivo corregido del GLP por la coraza en la zona 1
$h_{o1}$	Coefficiente convectivo externo para banco de tubos ideal en la zona 1
$G_s$	Caudal másico del agua a través del área de flujo cruzado en la coraza
$Re_{glpL}$	Número de Reynolds del GLP en fase líquida
$j_i$	Factor de Colburn
$(\varphi)^n$	Factor de corrección relacionado con la viscosidad del fluido
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor
$R_o$	Resistencia de ensuciamiento del GLP
$R_i$	Resistencia de ensuciamiento del agua
$T_{eglp}$	Temperatura de entrada del GLP
$q_1$	Flujo de calor requerido en la zona 1
$LTMD$	Diferencia de temperatura media logarítmica
$A$	Área de tubos necesaria para la transferencia de calor
$L$	Longitud de los tubos
$q$	Flujo de calor necesario para que ocurra el cambio de fase
$\dot{q}_s$	Flujo de calor por unidad de área para que ocurra la ebullición nucleada de alberca
$q_3$	Flujo de calor requerido en la zona 3

$T_{sglp}$	Temperatura de salida del GLP
$h_{z3}$	Coeficiente convectivo corregido para el GLP por la coraza en la zona 3
$S_u$	Resistencia última de la coraza
$P$	Presión de trabajo del GLP dentro de la coraza
$S$	Máximo esfuerzo permisible en recipiente a presión de acuerdo con la norma ASME sección VII
$t$	Espesor del material
$\sigma_Y$	Límite de resistencia elástica
$u_r$	Velocidad de referencia del GLP por la coraza
$A_x$	Área de flujo cruzado entre los límites del haz de tubos
$F_h$	Fracción de fluido que cruza el por el área entre los límites del haz de tubos
$u_{cr}$	Velocidad crítica que puede alcanzar el GLP en la coraza
$f_n$	Frecuencia natural
$\rho_{cu}$	Densidad del cobre
$I$	Inercia
$m_t$	Masa de la tubería de cobre por unidad de longitud
$m_h$	Masa hidrodinámica por unidad de longitud
$m_i$	Masa del fluido dentro de los tubos por unidad de longitud
$\chi_\beta$	Constante de frecuencia
$F_{cr}$	Fuerza crítica para pandear los tubos
$\lambda_n$	Constante de frecuencia natural
$A_t$	Área de la sección del tubo
$S_t$	Esfuerzo longitudinal del tubo
$P_t'$	Presión efectiva en los tubos
$P_t$	Presión ejercida por el fluido en los tubos
$y$	Esfuerzo de Y usado en el diseño del empaque
$b$	Ancho efectivo de la junta
$G$	Díámetro de reacción sobre la junta
$W_{m2}$	Carga ejercida sobre los pernos sin operación
$W_{m1}$	Carga ejercida sobre los pernos cuando el equipo opera

$H$	Fuerza hidrostática
$H_p$	Fuerza de compresión
$A_m$	Área requerida del perno para soportar la carga
$S_b$	Resistencia mínima del perno
$A_p$	Área de perno
$N_p$	Número de pernos
$M_O$	Momento ejercido sobre la brida
$K$	Factor de forma de la brida
$T_f$	Espesor de la brida
$T$	Espesor del espejo que soporta el haz de tubos
$P_d$	Presión debido a la expansión térmica
$P_s'$	Presión efectiva del lado de la coraza
$t_s$	Espesor de la coraza
$E_s$	Módulo de Young de la coraza
$L_i$	Longitud máxima de tubos de acuerdo a la norma TEMA
$\Delta L$	Dilatación térmica
$\alpha_s$	Coefficiente de dilatación térmica de la coraza
$\alpha_t$	Coefficiente de dilatación térmica de los tubos
$T_M$	Temperatura media del GLP en la coraza
$t_M$	Temperatura media del agua en los tubos
$E_t$	Módulo de Young del tubo de cobre
$F_T$	Fuerza ejercida sobre los pernos debido a la presión
$A_s$	Área interna de la coraza
$F_{perno}$	Fuerza ejercida sobre cada perno debido a la presión
$S_p$	Resistencia de prueba del perno
$S_y$	Límite de resistencia elástica del perno
$A_T$	Área de tensión del perno
$F_p$	Carga de prueba máxima del perno
$F_i$	Fuerza de precarga del perno
$H_{Tuerca}$	Altura de la tuerca

$l$	Longitud del perno
$L_T$	Longitud de la parte roscada del perno
$l_d$	Longitud de la parte sin rosca del perno
$K_b$	Rigidez del perno
$A_d$	Área nominal del perno
$K_1$	Rigidez del espejo que soporta el haz de tubos
$K_m$	Rigidez total de las placas de acero
$c$	Rigidez total de la junta
$F_c$	Factor de carga de los pernos
$u_{GLP L}$	Velocidad de entrada del GLP
$A_e$	Área de la boquilla de entrada del GLP
$d_e$	Diámetro de entrada de la boquilla de GLP
$A_{s glp}$	Área de la boquilla de salida del GLP
$d_s$	Diámetro de salida de la boquilla de GLP
$u_{GLP V}$	Velocidad de salida del GLP
$t_e$	Espesor de la boquilla de entrada de GLP
$t_s$	Espesor de la boquilla de salida de GLP
$u_{ag}$	Velocidad de entrada del agua
$A_{ag}$	Área de la boquilla de entrada de agua
$d_{ag}$	Diámetro de la boquilla de entrada de agua
$t_{ag}$	Espesor de la boquilla de entrada de agua
$F_e$	Fuerza ejercida sobre el cordón de soldadura debido a la presión de diseño
$F_p$	Fuerza permisible por unidad de longitud de la soldadura
$l_c$	Longitud de la circunferencia
$h$	Altura de la garganta de soldadura
$\tau$	Esfuerzo cortante sobre a garganta de soldadura
$\tau_{perm}$	Esfuerzo cortante permisible de la garganta de soldadura
$S_{ut}$	Resistencia última de la soldadura

## SIMBOLOGÍA

<i>Kg</i>	Kilogramo
<i>mm</i>	Milímetro
<i>μm</i>	Micrómetro
<i>mm<sup>2</sup></i>	Milímetro al cuadrado
<i>m</i>	Metro
<i>m<sup>2</sup></i>	Metros cuadrados
<i>m<sup>3</sup></i>	Metros cúbicos
<i>in</i>	Pulgada
<i>in<sup>2</sup></i>	Pulgada al cuadrado
<i>in<sup>3</sup></i>	Pulgada al cubo
<i>°C</i>	Grado Celsius
<i>K</i>	Kelvin
<i>S</i>	Segundo
<i>J</i>	Joule
<i>W</i>	Watt
<i>Psi</i>	Libra por pulgada cuadrada
<i>MPa</i>	Mega pascal
<i>J</i>	Joule
<i>Atm</i>	Atmosfera

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Tasa de consumo promedio de GLP en las diferentes áreas de la empresa .	3
Figura 1.2 Instalación de GLP a granel .....	7
Figura 1.3 Fases de ebullición .....	8
Figura 1.4 Corrientes en intercambiador tubo-coraza .....	9
Figura 2.1 Clasificación de vaporizadores .....	10
Figura 2.2 Vaporizador de fuego directo.....	11
Figura 2.3 Vaporizador eléctrico.....	11
Figura 2.4 Vaporizador de fuego indirecto.....	12
Figura 2.5 Sistema Feed-Out .....	13
Figura 2.6 Sistema Feed-Back .....	13
Figura 2.7 Gráfica de las temperaturas intermedias .....	22
Figura 2.8 Esquema de las 3 zonas de transferencia .....	23
Figura 2.9 Distribución de tubos y entrada de flujo .....	24
Figura 2.10 Diagrama de control general .....	31
Figura 2.11 Diagrama de control de los procesos .....	31
Figura 3.1 Simulación de temperaturas en la coraza.....	37
Figura 3.2 Simulación de temperaturas en la coraza y tubos .....	38
Figura 3.3 Velocidad por el haz de tubos .....	38
Figura 3.4 Esfuerzos tangenciales internos.....	39
Figura 3.5 Esfuerzos longitudinales internos .....	39
Figura 3.6 Máxima deformación en la coraza.....	40
Figura 3.7 Temperatura de salida deL GLP.....	41
Figura 3.8 Componentes de la instalación.....	42

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Capacidad de vaporización natural de tanques 2x50m3.....	3
Tabla 1.2 Límites de inflamabilidad .....	5
Tabla 1.3 Presiones de trabajo GLP.....	5
Tabla 1.4 Características específicas GLP.....	6
Tabla 2.1 Requerimientos técnicos.....	14
Tabla 2.2 Selección del vaporizador de GLP.....	15
Tabla 2.3 Selección del sistema vaporización forzado .....	16
Tabla 2.4 Estándares utilizados para el diseño .....	18
Tabla 2.5 Datos de partida térmicos.....	19
Tabla 2.6 Propiedades termodinámicas del agua a 70°C.....	19
Tabla 2.7 Temperatura de saturación del GLP.....	19
Tabla 2.8 Propiedades termodinámicas del GLP a 690kPa.....	20
Tabla 2.9 Parámetros de la coraza del intercambiador.....	20
Tabla 2.10 Parámetros de la tubería .....	21
Tabla 2.11 Parámetros para el coeficiente convectivo del agua .....	23
Tabla 2.12 Parámetros geométricos del intercambiador.....	23
Tabla 2.13 Parámetros para el coeficiente convectivo del GLP .....	25
Tabla 2.14 Propiedades mecánicas de la coraza .....	29
Tabla 2.15 Propiedades mecánicas de la tubería de cobre .....	30
Tabla 3.1 Datos obtenidos para la parte térmica .....	33
Tabla 3.2 Datos obtenidos para la coraza .....	34
Tabla 3.3 Datos obtenidos para el bafle .....	35
Tabla 3.4 Datos obtenidos para las bridas .....	35
Tabla 3.5 Datos obtenidos para las boquillas .....	36
Tabla 3.6 Costos obtenidos por la adquisición de materiales .....	43
Tabla 3.7 Costos obtenidos por proceso de manufactura.....	44
Tabla 3.8 Costos obtenidos por la instalación en planta.....	45
Tabla 3.9 Costos obtenidos por sistema de control.....	47
Tabla 3.10 Costos totales del proyecto .....	47

# ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1: Diseño conceptual

Plano 1/15: Lámina estacionaria de tubos

Plano 2/15: Tubería de conducción de agua

Plano 3/15: Varilla roscada

Plano 4/15: Espaciador inicial

Plano 5/15: Desviador transversal de flujo

Plano 6/15: Espaciador medio

Plano 7/15: Brida del casco extremo del cabezal estacionario

Plano 8/15: Lámina estacionaria de tubos

Plano 9/15: Coraza

Plano 10/15: Brida de la tobera del cabezal estacionario

Plano 11/15: Brida de la tobera de entrada de GLP a la coraza

Plano 12/15: Brida de la tobera de la salida del GLP a la coraza

Plano 13/15: Cubierta del cabezal estacionario

Plano 14/15: Base del vaporizador

Plano 15/15: Ensamble final

Plano listas de piezas del vaporizador

Plano ensamble final soldado

Plano de instalación

Plano del área de almacenamiento de GLP

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

El gas licuado de petróleo (GLP) a nivel mundial ha tenido una creciente demanda en el sector industrial, son muchas las empresas que están migrando de combustibles altamente contaminantes como el diésel o carbón a uno que posee un menor impacto ambiental como es el GLP; ya que presenta una huella de carbono que es un 20% menor que la del diésel y 50% menor que la del carbón (World LPG Association,2019).

Hoy en día, son muchas las empresas ecuatorianas que están migrando al uso de GLP como fuente de energía para diferentes usos en hornos, calderas, soldadura, cocina, etc. Los datos estadísticos obtenidos del balance energético presentados en 2016 por el Ministerio de Coordinación de los Sectores Estratégicos evidencian que el sector industrial ecuatoriano pasó de consumir 20 kTon de GLP en 2005 a más de 95 kTon en el año 2015 (Ministerio de Coordinación de los Sectores Estratégicos, 2017).

A pesar de las potenciales ventajas que representa el uso de GLP en las diferentes industrias, existe una limitante importante en el suministro del combustible. El GLP se almacena en fase líquida en tanques a presión, pero para su uso se necesita que éste se encuentre como vapor, proceso que se da naturalmente; sin embargo, la tasa de vaporización natural es inconstante lo cual afecta negativamente en la producción de las empresas.

Lo que este trabajo propone es llevar a cabo el diseño de un sistema automatizado que garantice el suministro seguro y constante de GLP.

### 1.1. Descripción del problema

El presente proyecto es de interés para una empresa ubicada en la ciudad de Guayaquil especializada en la fabricación de envases metálicos y plásticos para productos industriales, farmacéuticos, alimenticios y cosméticos. Esta empresa cuenta con una capacidad de almacenamiento de GLP de 100m<sup>3</sup> desde el año 2018.

El principal uso de este combustible es en el área de litografía; en esta zona el GLP alimenta a los quemadores del horno durante el secado de las tintas y esmaltes después del proceso de decoración sobre las láminas metálicas.

En esta empresa el almacenamiento de GLP se da en fase líquida dentro de recipientes a presión; no obstante, para su uso debe convertirse en vapor. La vaporización natural ocurre debido a que la temperatura de saturación del GLP es menor que la temperatura ambiente; sin embargo, la tasa de vaporización natural no es constante y tiene inconvenientes con el abastecimiento de vapor de GLP a los quemadores durante las horas pico de consumo, ya que al disminuir el volumen en el tanque también disminuye la tasa de vaporización natural.

Asimismo, durante las noches de trabajo la vaporización natural no es suficiente para cumplir con la demanda debido a que la temperatura ambiental desciende, lo que causa problemas para evaporar con rapidez el líquido.

En la Figura 1.1 se muestra las tasas de consumo de GLP dentro de la empresa. Se observa un valor promedio igual 333 kg/h; no obstante, durante las horas pico de consumo en la empresa se requiere un flujo máximo de 460 kg/h de GLP para cumplir con la demanda de producción. De acuerdo con la Tabla 1.1 esta capacidad de vaporización natural solo se puede alcanzar durante el primer día de llenado de los tanques cuando se encuentran al 85% de su capacidad y durante la jornada diurna.

Debido a esta problemática la empresa debe ajustar su nivel de producción de acuerdo con la tasa de vaporización natural, lo cual tiene un impacto negativo al tener que disminuir su producción.

Una opción para solucionar esta problemática es incrementar la capacidad de almacenamiento de combustible; no obstante, en la empresa se tienen limitaciones de espacio, por lo tanto, se ha identificado la necesidad de proveer un sistema de vaporización forzada para su solución.



**Figura 1.1 Tasa de consumo promedio de GLP en las diferentes áreas de la empresa**

**Tabla 1.1 Capacidad de vaporización natural de tanques 2x50m<sup>3</sup>**

Nivel de GLP en tanques	Durante el día (7AM-7PM)	Durante la noche (7PM-7AM)
85%	> 456 kg/h	> 358 kg/h
30%	380 - 456 kg/h	298 - 358 kg/h
20%	< 380 kg/h	< 298 kg/h

## 1.2. Justificación del problema

En el 2019, la empresa registró un consumo pico de GLP de 466 kg/h mediante vaporización natural desde 2 tanques 50 m<sup>3</sup> cada uno, con un nivel de 50%. Esto, sin embargo, no satisfacía la demanda requerida en planta por ello, se propuso como alternativa la instalación de un tanque de GLP de 30 m<sup>3</sup>, pero al tener un área disponible de 160 m<sup>2</sup>, no se cumplía con las distancias mínimas de seguridad impuestas en la normativa NTE INEN 2 260 (INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, 2010).

Se considera que en el mercado internacional existen variadas opciones de vaporizadores de GLP: directos, eléctricos, de vapor, entre otros. Sin embargo, la adquisición de este tipo de equipos conlleva un precio aproximado de \$20,000 entre el equipo, pago de tasas arancelarias y desaduanización, sin contar los gastos elevados que se pueden generar por traer al proveedor internacional para los mantenimientos requeridos. Por lo tanto, la implementación de un sistema de vaporización forzada automática manufacturado en el país se propone como una opción más viable desde el punto de vista técnico y financiero.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo General**

Diseñar un sistema de vaporización forzada automática que satisfaga la demanda pico de energía térmica en el proceso de producción de la empresa de manufactura de envases plásticos y metálicos, a fin de mejorar los costos de producción de la empresa.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- Determinar parámetros geométricos del intercambiador de calor requeridos para la vaporización completa del GLP basados en normativas internacionales y nacionales
- Desarrollar el mecanismo de sistema de control para la autonomía en el funcionamiento del vaporizador.
- Diseñar el recipiente a presión privilegiando materiales disponibles en el mercado nacional para la disminución de costos en su manufactura.

### **1.4. Marco teórico**

En este apartado se describe las características del gas licuado de petróleo, debido a que es la principal fuente de energía en este sistema planteado, además de la descripción de una instalación industrial GLP granel, con la cual cuenta esta empresa. De igual manera para el proyecto que se va a desarrollar es necesario tener presente los siguientes conceptos, como el de un vaporizador de GLP, el proceso de ebullición y los modelos matemáticos que se usaran para el correcto dimensionamiento.

### 1.4.1. Gases Licuados del Petróleo (GLP)

Los Gases Licuados del Petróleo, GLP, se forman por dos compuestos químicos: propano en un 70% ( $C_4H_{10}$ ) y butano en un 30% ( $C_3H_8$ ). Se obtienen en las fracciones ligeras de la destilación del petróleo en los pozos de crudo y gas natural; aparece en pequeñas proporciones, y tanto su separación como su purificación son procesos relativamente sencillos (Sopeña, 2001).

Las características físicas fundamentales del GLP son:

**Densidad:** El GLP en fase líquida tiene una densidad alrededor de  $530 \text{ kg/m}^3$ , siendo más ligero que el agua, y en fase gaseosa es más denso que el aire; por lo que es necesario que haya ventilación a nivel del suelo en sitios cerrados, porque tiende a acumularse en las partes bajas. (AFROX, 2020)

**Límites de inflamabilidad:** para ambos compuestos gaseosos al estar en contacto con el aire forman mezclas inflamables, y para que esto suceda los rangos de concentraciones de gas necesarias son las siguientes:

**Tabla 1.2 Límites de inflamabilidad (REPSOLGAS, 2008)**

COMPUESTO	RANGO
Propano	2,4 - 9,3 %
Butano	1,8 - 8,8 %

**Presiones de trabajo:** la reglamentación vigente NTE INEN 2 260 clasifica las presiones de trabajo (Tabla 1.3), distinguiendo aspectos técnicos importantes en función de la presión a la que funcione cada equipo.

**Tabla 1.3 Presiones de trabajo GLP (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2010)**

CLASIFICACIÓN PRESIÓN	RANGO
Baja presión	Menores a 0,05 bar
Media presión	0,05 bar - 0,4 bar
	0,4 bar - 4 bar
Alta Presión	4 bar - 16 bar
	Mayores a 16 bar

En la Tabla 1.4 se presenta las propiedades específicas para el GLP de uso industrial según dispone el código del gas licuado de petróleo NFPA 58 (NationalFireProtectionAssociation, 2004).

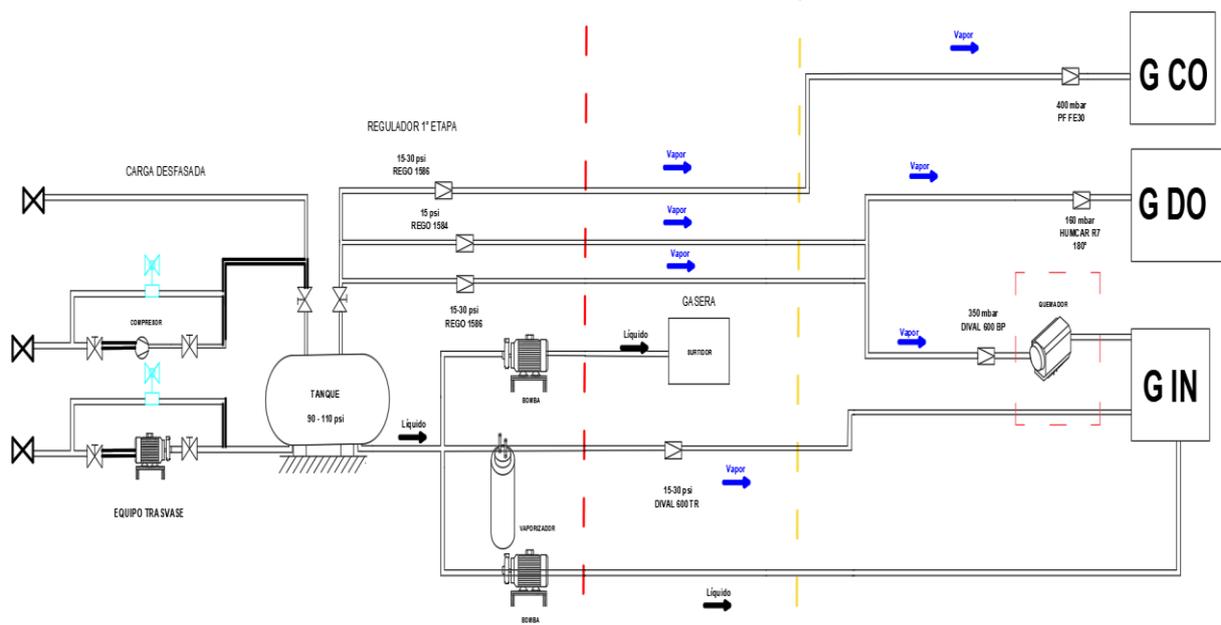
**Tabla 1.4 Características específicas GLP  
(NationalFireProtectionAssociation, 2004)**

CARACTERÍSTICAS	PROPANO	BUTANO
Punto de ebullición	-42 °C	-0.5 °C
Punto de fusión	-188 °C	-138 °C
Densidad en estado líquido	0.495 (25°C)	2.52 kg/m <sup>3</sup> (25°C)
Densidad relativa gaseosa	1.898 kg/m <sup>3</sup> (15°C)	2.1 kg/m <sup>3</sup> (15°C)
Poder calorífico	12.05 kcal/kg	11.87 kcal/kg
Expansión gaseosa	1 L (líquido) = 0.27 m <sup>3</sup> (gas)	
Temperatura de llama	1967 °C	1970 °C
Temperatura de ignición en el aire	470°C - 550°C	365°C
Temperatura de autoignición	470 °C	287 °C
Peso molecular	44.097 kg/kmol	58.12 kg/kmol

#### 1.4.2. Descripción de instalación granel

En la Figura 1.2 se presenta un esquema de las diferentes instalaciones granel de GLP; los volúmenes más comunes de los tanques varían entre 2,45 m<sup>3</sup> - 213 m<sup>3</sup>. En su interior coexiste el combustible GLP, tanto en fase líquida como en gaseosa, y cuando se extrae combustible de un depósito se va reduciendo la presión del gas de su interior, lo cual genera un desequilibrio entre las dos fases, y provoca la inmediata vaporización del líquido posibilitando el restablecimiento del equilibrio de presiones.

Este cambio de fase de líquido a gas exige la absorción de una determinada cantidad de calor que se adquiere de las propias paredes del depósito y del ambiente. El caudal máximo que puede aportar uno de estos depósitos, será función de su capacidad para vaporizar el combustible en su interior (REPSOLGAS, 2008).



**Figura 1.2 Instalación de GLP a granel**  
[Autoría propia]

### 1.4.3. Vaporizador de GLP

Un vaporizador es un intercambiador de calor que convierte el GLP de fase líquida a fase gaseosa, esto se denomina vaporización forzada. Un vaporizador transfiere calor desde una fuente externa, tal como una llama, un elemento eléctrico o mediante un fluido que calentará GLP líquido a medida que pasa a través del vaporizador en un punto, generando GLP vapor en otro punto (REPSOLGAS, 2008).

### 1.4.4. Proceso de ebullición

Se genera la ebullición saturada debido al contacto superficie-líquido, en el cual el líquido mantiene su temperatura de saturación que es menor a la temperatura de la superficie en contacto (Sadik Kakaç, 2002).

El proceso de ebullición se realiza en 6 fases o zonas (Sadik Kakaç, 2002) como se presenta en la Figura 1.3.

**Zona I:** Se tiene el calor transferido solo por convección entre la superficie y el líquido saturado: inicia la ebullición.

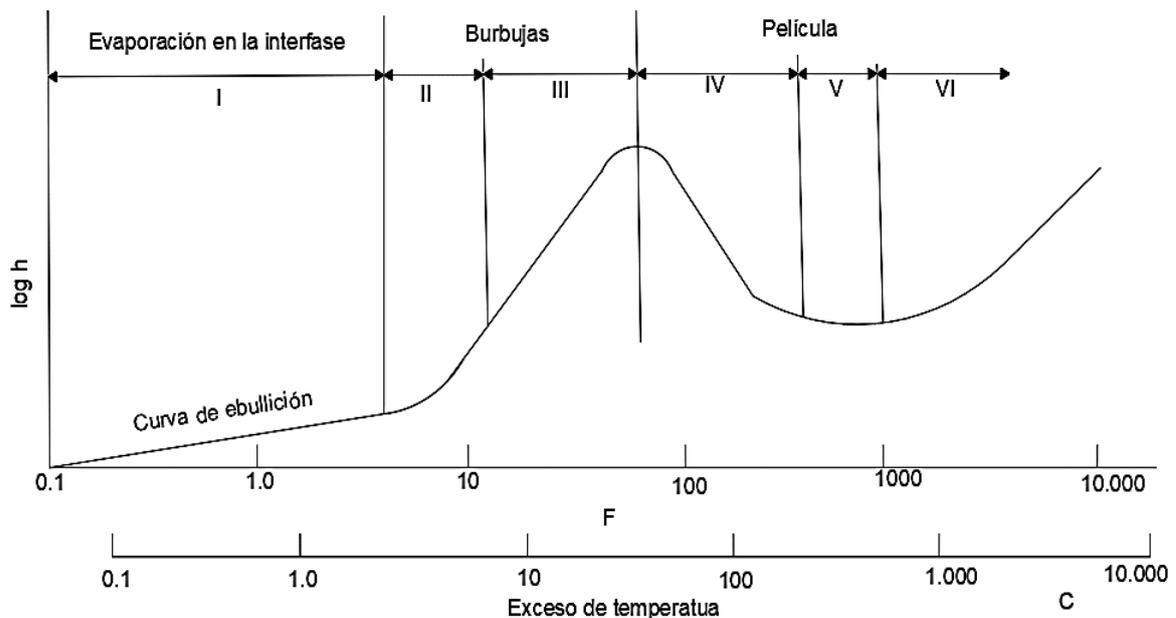
**Zona II:** Se da lugar a la ebullición nucleada donde comienzan a formarse burbujas en el líquido saturado.

**Zona III:** Existe un aumento en el diferencial de temperatura, lo cual provoca el crecimiento de tamaño y cantidad de burbujas, alcanzando la superficie donde se disipan.

**Zona IV:** Se forma una película de vapor, debido al flujo de calor transferido por conducción; el flujo de calor se reduce por la resistencia del contacto con la superficie.

**Zona V:** Se llega a la ebullición fílmica estable.

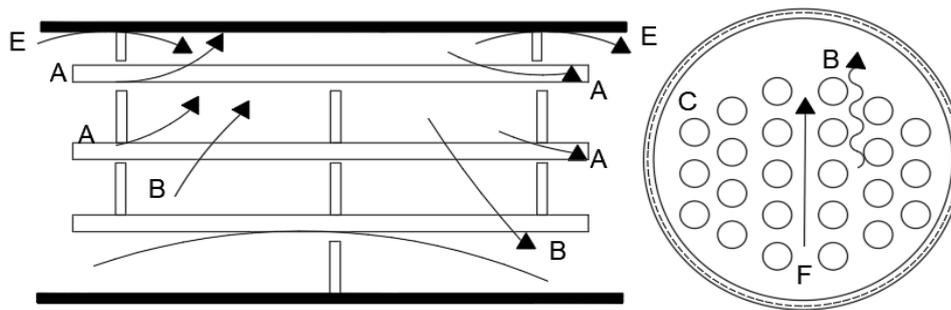
**Zona VI:** Se incrementa el flujo debido al aumento del flujo de calor por radiación.



**Figura 1.3 Fases de ebullición (Sadik Kakaç, 2002)**

#### **1.4.5. Método BELL-DELAWERE**

En cuanto a la Figura 1.4 se observa como el flujo que pasa por un intercambiador de calor tubo-coraza se dividió en 5 corrientes individuales, en la parte A se tiene fugas entre el espacio de los deflectores y tubos, en la parte B se tiene la corriente principal en flujo cruzado por el haz de tubos, en la parte C se tiene la corriente que rodea el haz de tubos, en la parte E lo que se filtra entre el espacio del casco y los deflectores y en la parte F el flujo por los canales por las divisiones de paso. (Raghunath Anant Mashelkar, 1988)



Flowstreams

A= Tube Baffle Leakage

B= Crossflow

C= Crossflow Bypass

E= Shell Baffle Leakage

F= Tube Pass Partition Bypass

**Figura 1.4 Corrientes en intercambiador tubo-coraza  
(Raghunath Anant Mashelkar, 1988)**

Estas corrientes interactúan entre sí, exigiendo una ecuación compleja, lo que impide el cálculo exacto del flujo real. Sin embargo, el método Bell-Delaware es basado en datos experimentales sobre rendimiento termofluidodinámico, donde el flujo de fluidos e intercambio de calor en bancos de tubos ideales. Para esto en el trabajo de Bell (1980), los factores de corrección se definen para las correlaciones de Transferencia de calor en un flujo ideal y el modelo para la pérdida de carga en el casco.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

En este apartado se describe las alternativas de solución de vaporizadores de GLP existentes además de los sistemas aplicados en la vaporización forzada, en el cual se determina la mejor solución con los requerimientos técnicos definidos por el cliente con su respectiva matriz de decisión. Luego se procede a definir el diseño conceptual propuesto con lo que se basará el diseño detallado del equipo que incluye la parte térmica, mecánica y de control.

### 2.1. Alternativas de solución vaporizadores GLP

La Figura 2.1 muestra la clasificación de los vaporizadores de GLP disponibles en el mercado, además de las formas de una instalación en sistema forzado, en función a la aplicación objeto de estudio.

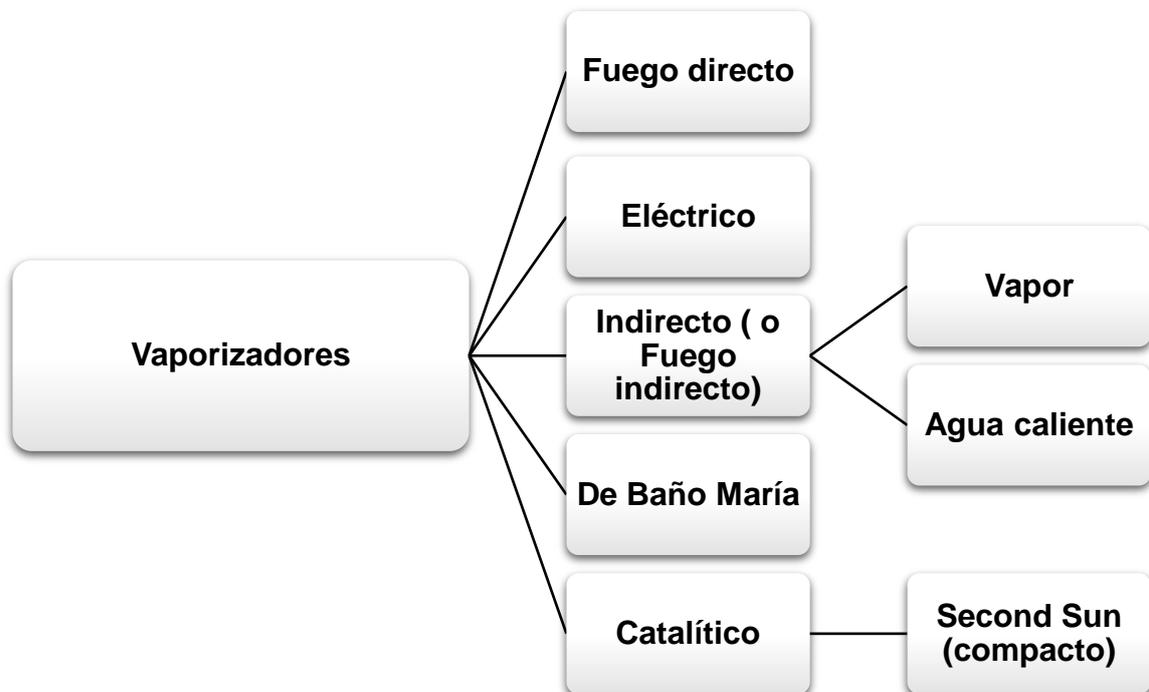
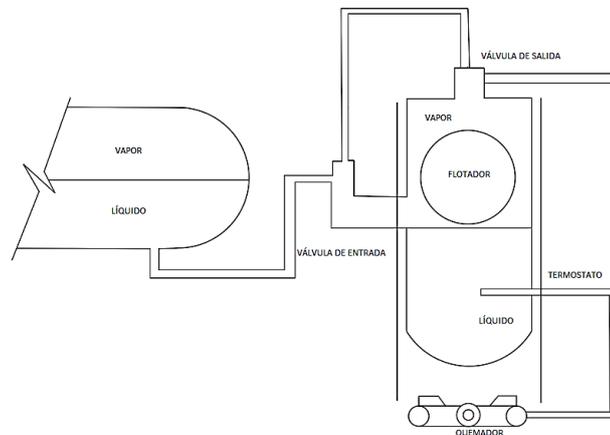


Figura 2.1 Clasificación de vaporizadores

[Autoría propia]

### 2.1.1. Vaporizadores de Fuego Directo

Se muestra en la Figura 2.2 el sistema de vaporización de fuego o contacto directo, ya que su suministro de energía térmica es mediante una llama aplicada directamente sobre la superficie de un intercambiador de calor, que se encuentra en contacto con el GLP líquido que se requiere vaporizar. (ALGAS-SDI, 2019)



**Figura 2.2 Vaporizador de fuego directo (Silvia Castellanos, 2011)  
[Autoría propia]**

### 2.1.2. Vaporizadores Eléctricos

El vaporizador eléctrico como muestra la Figura 2.3, usa como fuente de energía térmica la transferencia de calor que generan unas resistencias eléctricas que puede ser aplicada de manera directa, indirecta o sobre la superficie de los recipientes a presión (ALGAS-SDI, 2019)



**Figura 2.3 Vaporizador eléctrico [Autoría propia]**

### 2.1.3. Vaporizadores Indirectos o de Fuego Indirecto

En un sistema de vaporización de fuego indirecto, el calor suministrado es por medio de vapor o agua caliente que ingresa a una línea de tubería que forma parte del intercambiador de calor como se observa en la Figura 2.4, esto transfiere energía térmica por convección al fluido GLP que se desea vaporizar. La característica principal es que el calentamiento del medio usado se produce en una instalación alejada. (ALGAS-SDI, 2019)

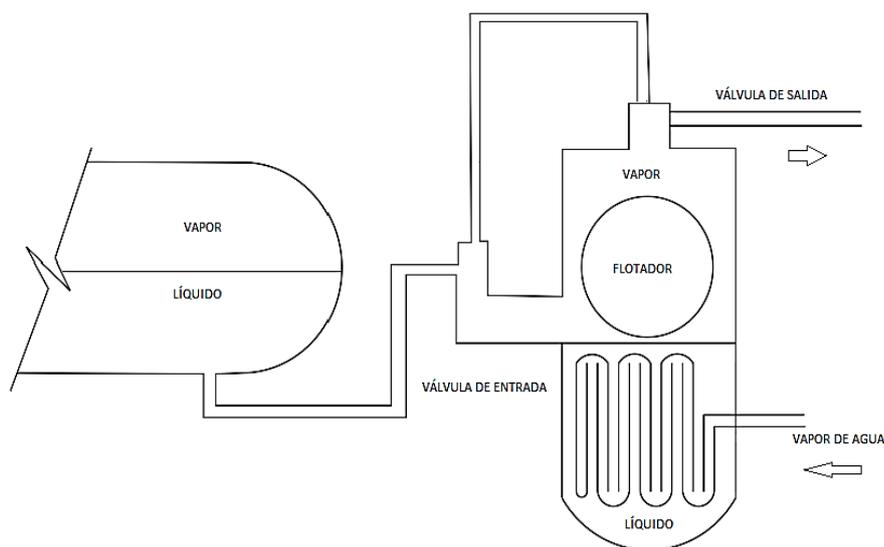
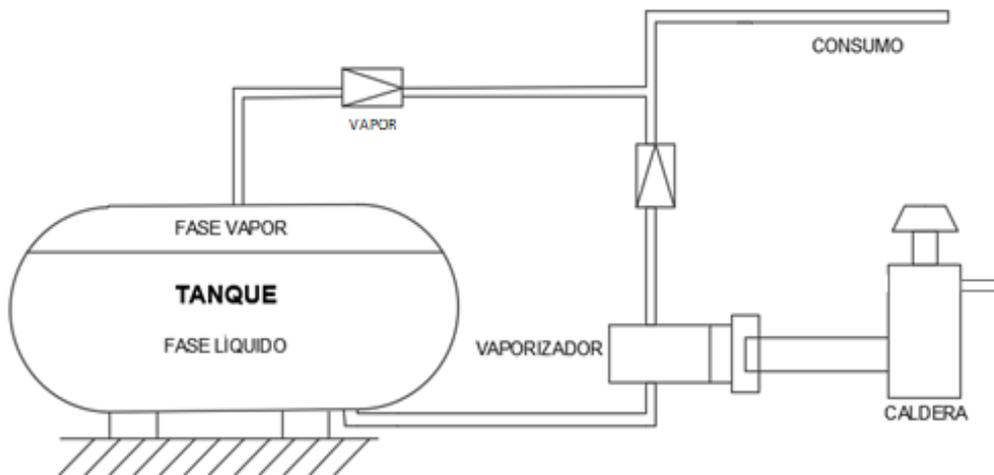


Figura 2.4 Vaporizador de fuego indirecto (Silvia Castellanos, 2011)  
[Autoría propia]

### 2.1.4. Tipo de sistemas de vaporización forzada

- **Sistema *feed-out***

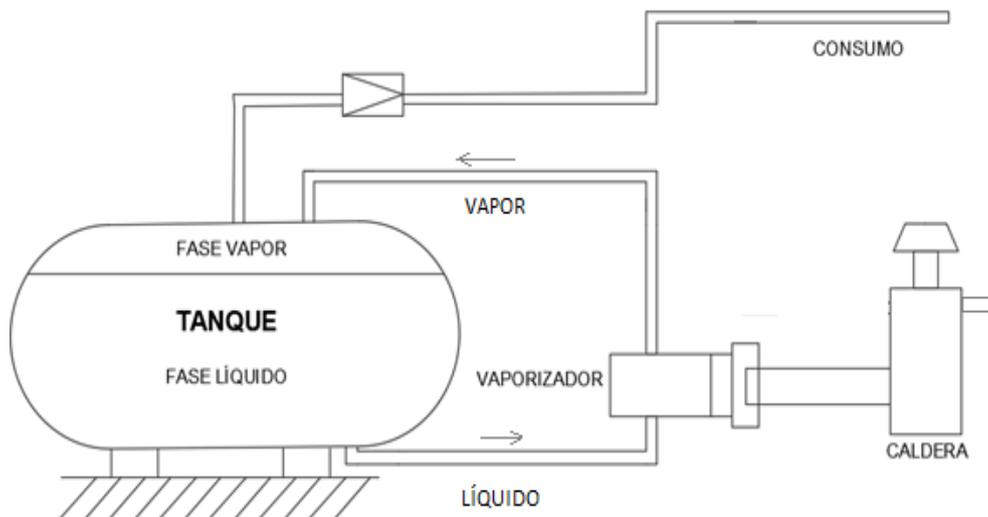
En las instalaciones de GLP con sistema *feed-out* la distribución del vapor GLP producido por el vaporizador y es enviado directamente a la línea de servicio, debido a este proceso es necesario la implementación de un tren de regulación para el paso del vapor cuando se disminuya la presión en la línea durante el consumo. Para este sistema no es necesario el uso de equipos externos para el ingreso del GLP líquido al vaporizador, debido a que funciona por diferencia de presiones para su ingreso y se finaliza cuando se estabilizan las presiones (Santacreu, 2012).



**Figura 2.5 Sistema *feed-out* (Silvia Castellanos, 2011)**  
[Autoría propia]

- **Sistema *feed-back***

En el sistema *feed-back* la distribución del GLP vapor producido por el vaporizador se traslada directamente al tanque de almacenamiento, por esto se optimiza la transferencia de calor del intercambiador, ya que se reducen las emisiones de calor al exterior. Como beneficio de este sistema es que asegura el caudal demandado y en caso de tener fluctuaciones por pérdida de presión éste no será afectado debido al volumen del depósito funcionará como amortiguador por lo que no es necesario sistemas de seguridad contra la invasión de líquido a la línea de servicio. (Santacreu, 2012)



**Figura 2.6 Sistema *feed-back* (Silvia Castellanos, 2011)**  
[Autoría propia]

## 2.2. Definición de requerimientos

Los parámetros técnicos definidos por la empresa con los que debe operar el vaporizador de GLP se encuentran en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1 Requerimientos técnicos**

Tasa de vaporización máxima	500 kg/h
Presión de salida de la bomba GLP	690 kPa
Presión para encender vaporizador	276 kPa
Presión para apagar vaporizador	552 kPa

Para este rediseño de la instalación de GLP, se aplican criterios de selección conforme a las preferencias del cliente como son:

- **Seguridad del diseño:** El nivel de importancia es alto; se requiere disminuir el riesgo de accidentes en la operación con combustibles de alta inflamabilidad.
- **Inversión económica:** El nivel de importancia es intermedio; evaluando la viabilidad del costo con respecto a la mejora del proceso de producción.
- **Eficiencia térmica:** El nivel de importancia es intermedio; se considera las pérdidas térmicas que se tendrán en el sistema.
- **Simplicidad de diseño:** El nivel de importancia es moderado; se requiere una facilidad de construcción y operación para su uso inmediato.
- **Bajo costos de mantenimiento:** El nivel de importancia es moderado; involucra los gastos futuros por mantenimientos preventivos para el correcto funcionamiento del sistema.

### 2.3. Matriz Selección del diseño de vaporizador

En función a los requerimientos y criterios de selección definidos en la sección anterior, en la Tabla 2.2 se presenta la calificación y selección de la mejor alternativa para el vaporizador de GLP.

**Tabla 2.2 Selección del vaporizador de GLP**  
[Autoría propia]

CRITERIOS	PUNTAJE	ALTERNATIVAS					
		FUEGO DIRECTO		FUEGO INDIRECTO		ELÉCTRICO	
		VALOR	TOTAL	VALOR	TOTAL	VALOR	TOTAL
INVERSIÓN ECONÓMICA	0.2	5	1	7	1.4	5	1
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	0.1	5	0.5	5	0.5	8	0.8
SEGURIDAD DE DISEÑO	0.4	3	1.2	9	3.6	5	2.0
EFICIENCIA TÉRMICA	0.2	9	1.8	7	1.4	8	1.6
BAJOS COSTOS DE MTTO	0.1	2	0.2	7	0.7	5	0.5
RESULTADO	1		4.7		7.6		5.9

### 2.4. Matriz de selección del tipo de sistema de vaporización forzada

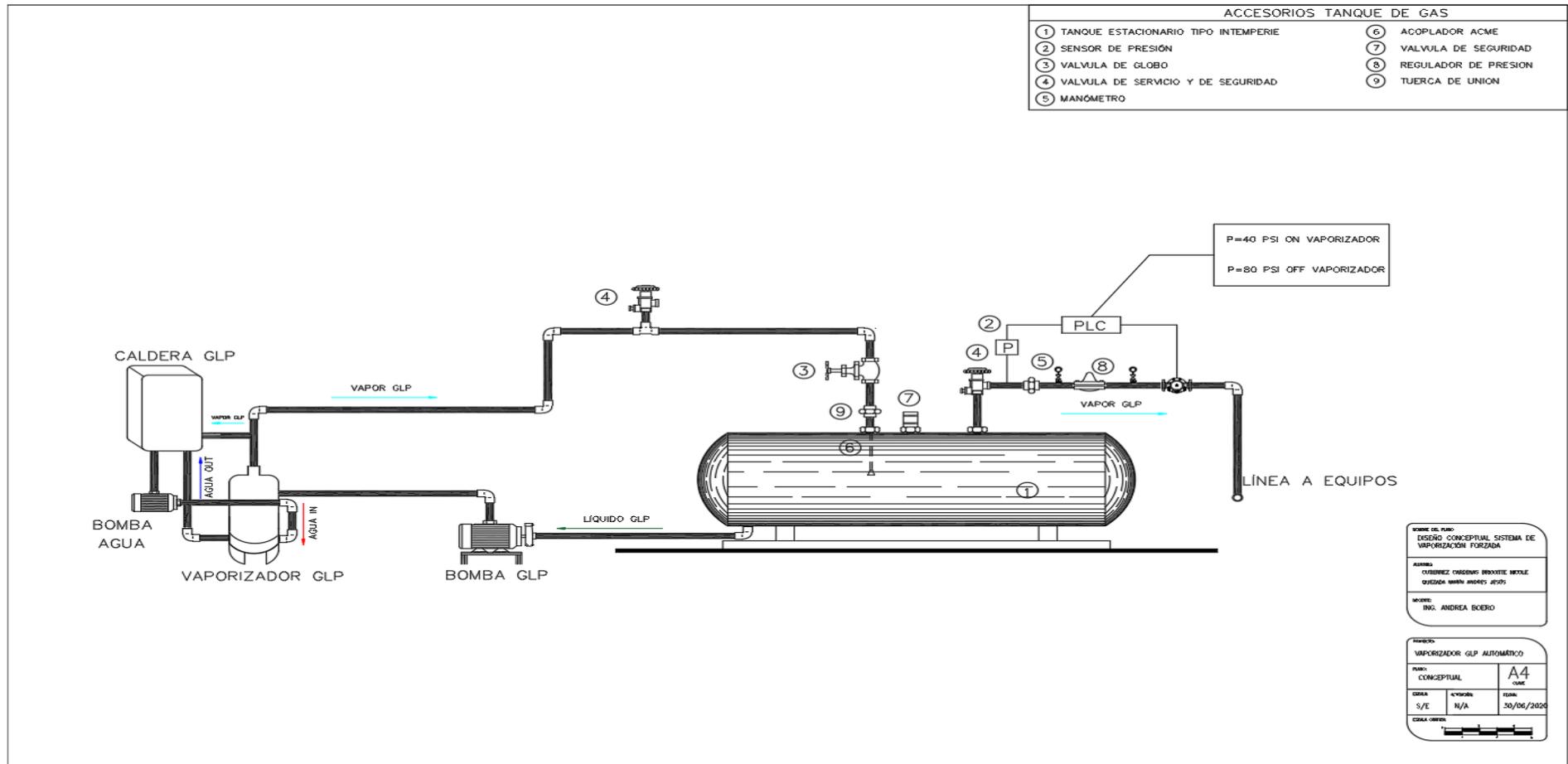
Considerando que para vaporizadores de fuego indirecto existen 2 tipos de distribución: *feed-out* y *feed-back*, en la Tabla 2.3 se califican ambas alternativas en función a los mismos criterios definidos en la Sección 2.2.

**Tabla 2.3 Selección del sistema de vaporización forzado  
[Autoría propia]**

CRITERIOS	PUNTAJE	ALTERNATIVAS			
		FEED-OUT		FEED-BACK	
		VALOR	TOTAL	VALOR	TOTAL
INVERSIÓN ECONÓMICA	0.2	5	1	9	1.8
SIMPLICIDAD DE DISEÑO	0.1	5	0.5	8	0.8
SEGURIDAD DE DISEÑO	0.4	7	2.8	9	3.6
EFICIENCIA TÉRMICA	0.2	6	1.2	8	1.6
BAJOS COSTOS DE MTTO	0.1	3	0.3	8	0.8
<b>RESULTADO</b>	<b>1</b>		<b>5.8</b>		<b>8.6</b>

## 2.5. Diseño conceptual

Como resultado de la selección realizada, en el plano 1 se presenta un esquema del diseño conceptual de la solución propuesta



## 2.6 Recopilación de información técnica para solucionar el requerimiento

El diseño del vaporizador se realizó en cumplimiento con los estándares aplicables, los cuales se resumen en la Tabla 2.4.

**Tabla 2.4 Estándares utilizados para el diseño**

<b>NORMA</b>	<b>TÍTULO</b>	<b>AÑO</b>
<b>NTE INEN 2260</b>	Instalaciones de GLP para uso industrial	2010
<b>TEMA</b>	Tubular Exchanger Manufacturer Association	2007
<b>Código ASME Sección VIII</b>	Diseño, Fabricación e Inspección de Tanques y Recipientes de Presión	2010
<b>Norma UNE- EN 12517</b>	Ensayos no destructivos de soldaduras	2014
<b>NFPA 58</b>	Código del Gas Licuado de Petróleo	2014

## 2.7 Diseño térmico

Para el vaporizador se selecciona un intercambiador de calor tubo-coraza en contraflujo con la finalidad de disminuir el área de transferencia, de la misma forma se establece que el fluido GLP se transporta por la coraza con una temperatura inicial de 20°C. Se decide usar agua caliente como fuente de energía que se envía a través de la tubería para lograr evaporar el GLP, para obtener una ebullición de alberca nucleada; el fluido caliente debe tener una diferencia de temperatura mínima de 30°C con el fluido frío (Incropera et al., 2007a, p. 651).

La temperatura óptima del agua se encuentra en un rango de 40-80 °C con una variación de temperatura máxima de 10 °C, con esto se define las temperaturas de entrada y salida son de 75°C y 65°C, respectivamente.

**Tabla 2.5 Datos de partida térmicos**

Sistema de Vaporización Forzada automatizada	
Tasa de vaporización máxima	500 kg/h
Temperatura entrada (GLP)	20 °C
Temperatura salida (GLP)	35 °C
Presión de salida de la bomba GLP	690 kPa
Temperatura entrada (GLP)	75 °C
Temperatura salida (GLP)	65 °C

**Tabla 2.6 Propiedades termodinámicas del agua a 70°C**

FLUIDO CALIENTE	AGUA
$k_{ag}$	0.6655 W/m. K
$C_{p\ ag}$	4187.2 J/kg. K
$\mu_{ag}$	404 x10 <sup>-6</sup> Pa.s
$Pr_{ag}$	2.54
$t_{ent}$	75°C
$t_{sal}$	65°C

Considerando una presión de 690 kPa a la entrada del GLP proporcionada por la bomba, y en función a los datos que se muestran en la Tabla 2.6 s y los estados de saturación para el GLP (Tabla 2.7) se obtiene una temperatura de saturación igual a 28°C.

**Tabla 2.7 Temperatura de saturación del GLP a diferentes presiones (Engineering ToolBox,2008)**

Saturación d GLP		
Mezcla	Temperatura (°C)	Presión de vapor (kPa)
<b>Propano 70%</b>	26.7°C	662 kPa
<b>Butano 30%</b>	32.2°C	786 kPa
	37.8°C	924 kPa

En la Tabla 2.8 se resumen las propiedades termodinámicas del GLP a la presión de operación, 690 kPa.

**Tabla 2.8 Propiedades termodinámicas del GLP a 690kPa**

Propiedad	Valor
$h_{lv}$	393 296 J/kg
$\mu_L$	111.026 x10 <sup>-6</sup> Pa.s
$\mu_V$	8 x10 <sup>-6</sup> Pa.s
$C_{pL}$	2622.66 J/kg. °K
$C_{pV}$	1937.92 J/kg. °K
$k_l$	0.09708 W/m. °K
$k_v$	0.018 W/m. °K
$Pr_L$	3.032
$T_{sat}$	300.89 K
$T_s$	320.5 K
$\rho_l$	530.8 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_v$	2.23 kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	7.65 x 10 <sup>-3</sup> N.m
$C_{s,f}$	0.0068

En el diseño térmico existen dos métodos comúnmente usados, el de eficiencias térmicas (NUT) y el de diferencias de temperaturas medias logarítmicas (LMTD) (Incropera et al., 2007, p. 670), en este caso como datos de partida establecidos son las temperaturas de entrada y salida en ambos fluidos, el segundo método mencionado es el más adecuado para este proceso.

### 2.7.1 Selección de parámetros físicos del intercambiador

De acuerdo con la Figura A.1 del Apéndice A obtenida de la normativa TEMA, la coraza de acero debe poseer de un cedulado número 30 como mínimo (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.); por lo tanto, se escoge un tubo comercial sin costura de cédula 40 y 8 in nominal con las características que se muestran en la Tabla 2.9.

**Tabla 2.9 Parámetros de la coraza del intercambiador [Autoría propia]**

CORAZA		Acero ASTM A53	
Diámetro nominal	D ext [mm]	D int [mm]	Espesor [mm]
8 In	219.1	203	8.05

Para el fluido caliente y corrosivo, se ha seleccionado tuberías de material de cobre, el cual tiene un elevado coeficiente de conductividad térmica y es resistente a la corrosión, con un diámetro nominal de  $\frac{3}{4}$  in (Tabla 2.10). Se realizó esta selección debido a que con un diámetro mayor la turbulencia disminuía por lo cual la transferencia de calor era menor y era necesario un intercambiador de mayor altura.

**Tabla 2.10 Parámetros de la tubería [Autoría propia]**

TUBERÍA			Cobre	
Diámetro nominal	D ext [mm]	D int [mm]	Espesor [mm]	Conductividad térmica [W/m °c]
3/4 in	19.1	16.61	1.245	0.6366

### 2.7.2 Cálculo de flujo másico de agua caliente

Se realiza el balance energético del calor cedido por el agua con respecto al calor absorbido, de esta manera se determina el valor de caudal másico de agua necesario para evaporar el GLP, donde se obtiene:

$$\dot{m}_{ag}C_p(t_{ent} - t_{sal}) = \dot{m}_{glp}C_{pl}(T_{vap} - T_{eglp}) + \dot{m}_{glp}h_{lv} + \dot{m}_{glp}C_{pv}(T_{sglp} - T_{vap}) \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_{ag} = 1.42 \text{ kg/s}$$

### 2.7.3 Temperaturas intermedias del fluido caliente

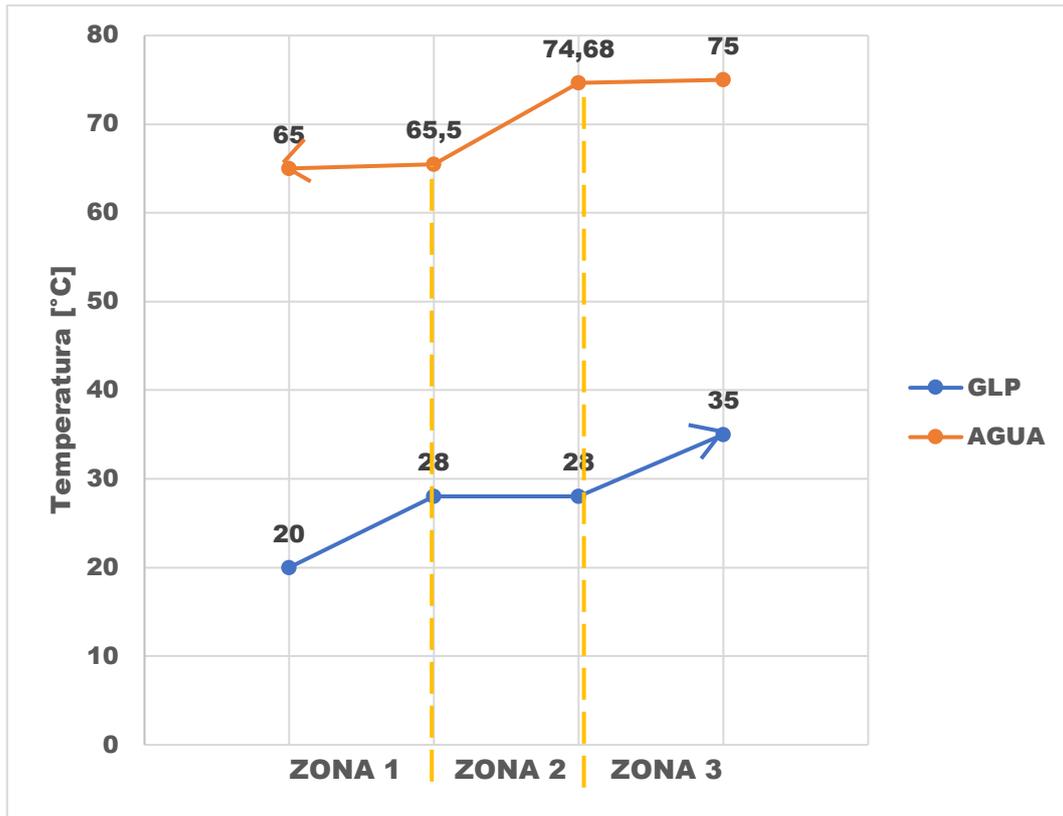
Para el funcionamiento de este intercambiador se ha seleccionado un arreglo en contraflujo con la finalidad de disminuir el área de transferencia, se obtiene el siguiente balance de calor para la primera y tercera zona. La descripción de las zonas en el intercambiador (Figura 2.7) de calor se realiza a continuación, en la Sección 2.7.4.

Temperatura intermedia  $T_1$  para la primera zona

$$\dot{m}_{ag}C_{p\ ag}(t_{ent} - T_1) = \dot{m}_{glp}C_{pl}(T_{vap} - T_{eglp}) \quad (2.2)$$

Temperatura intermedia  $T_2$  tercera zona:

$$\dot{m}_{ag}C_p(T_2 - t_{sal}) = \dot{m}_{glp}C_{pv}(T_{sglp} - T_{vap}) \quad (2.3)$$



**Figura 2.7 Gráfica de las temperaturas intermedias**  
[Autoría propia]

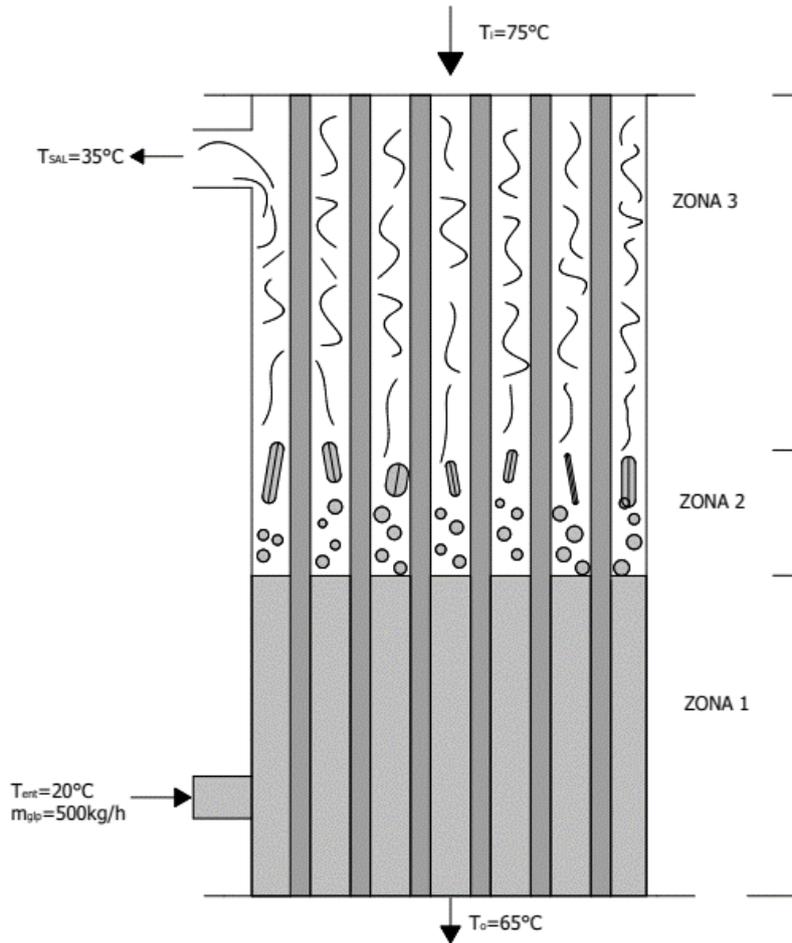
#### 2.7.4 Longitud de la tubería para el fluido caliente

Para el cálculo de la longitud necesaria de la tubería que satisfaga la tasa de vaporización, como se observa en la Figura 2.8, se procedió a dividir el intercambio de calor en 3 partes separadas que son:

**Zona 1:** En esta zona se lleva a cabo el intercambio de calor del agua al GLP en fase líquida, se agrega calor para elevar la temperatura del GLP líquido a 20°C hasta la temperatura de saturación a 28°C.

**Zona 2:** En este lugar se lleva a cabo todo el proceso de ebullición de alberca nucleada.

**Zona 3:** En esta última parte del intercambio de calor el agua suministra calor al GLP en fase vapor para elevar su temperatura desde el punto de saturación hasta el los 35°C de salida.



**Figura 2.8 Esquema de las 3 zonas de transferencia**  
[Autoría propia]

Con esto se procede a determinar mediante la Ecuación 2.4 el coeficiente convectivo del fluido caliente a través de las tuberías de cobre; en el Apéndice B apartado B.1 se presenta en detalle el cálculo. Se obtiene un número de Reynolds mayor 10,000 (Tabla 2.11), por lo cual se considera un flujo completamente turbulento y se hace uso de la correlación de Gnielinski para tubos lisos (Gnielinski, 2015, p. 788).

**Tabla 2.11 Parámetros para el coeficiente convectivo del agua**

Parámetro	Valor
$Re_{ag}$	9622.53
$Pr_{ag}$	2.54
$Nu$	51.77
$Cf$	0.032

$$h_i = \frac{Nu * k_{ag}}{d_i} = 2074.23 \frac{W}{m^2.K} \quad (2.4)$$

### ZONA #1

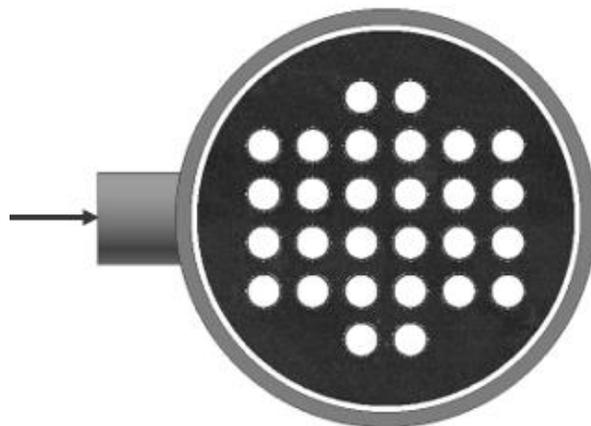
Mediante la Ecuación 2.5 se determina el calor sensible que se requiere para que el fluido frío GLP llegue a su temperatura de saturación.

$$q_1 = \dot{m}_{glp} C_{pl} (T_{vap} - T_{eglp}) = 2914.09 W \quad (2.5)$$

Además, la diferencia de temperatura media logarítmica para la zona 1 es:

$$LTMD_1 = \frac{(t_{ent} - T_{vap}) - (T_1 - T_{ent})}{\ln \left( \frac{t_{ent} - T_{vap}}{T_1 - T_{ent}} \right)} = 41.14^\circ C \quad (2.6)$$

Considerando que el fluido frío GLP líquido se transporta dentro de la coraza se ha usado el método de Bell-Delaware (Bell & University of Delaware, 1988, p. 153) para determinar los parámetros geométricos; debido a que el flujo es afectado por los deflectores, baffles y tubos que se encuentran dentro de la coraza. En la Tabla 2.12 se presenta los resultados de la aplicación del método y en el Apéndice B apartado B.2 el detalle de los cálculos.



**Figura 2.9 Distribución de tubos y entrada de flujo**  
[Autoría propia]

**Tabla 2.12 Parámetros geométricos del intercambiador**

<b>Geometría</b>	<b>Valor</b>
<b>Paso de tubería</b>	25.4mm
<b>Longitud de corte del deflector</b>	50.75mm
<b>Diámetro del espejo</b>	173.47mm
<b>Angulo de corte del deflector</b>	2.0943 rad
<b>Anchura entre el haz de tubos -diámetro interno de la coraza</b>	29.53mm
<b>Separación entre centro de los deflectores</b>	81.5mm
<b>Numero de tubos en la ventana</b>	4
<b>Numero de filas de tubos en flujo cruzado</b>	4
<b>Área de flujo transversal en la coraza</b>	5527.21 mm <sup>2</sup>
<b>Área total de la ventana del deflector</b>	3686.43 mm <sup>2</sup>
<b>Área ocupada por los tubos en la ventana</b>	1146.08 mm <sup>2</sup>
<b>Área resultante del flujo en la ventana del deflector</b>	2540.35 mm <sup>2</sup>
<b>Área de la desviación del flujo</b>	3185.02 mm <sup>2</sup>
<b>Área de fuga entre tubos y agujeros en deflectores</b>	149.65 mm <sup>2</sup>

De esta manera, usando los factores de corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo por el método de Bell-Delaware, y conociendo las áreas y resistencias de cada fracción de flujo, detalle que se presenta en el Apéndice B apartado B.3, se calculó el coeficiente convectivo externo corregido viene dado por (Thulukkanam, 2013), como se muestra en la Tabla 2.13 y el resultado de la Ecuación 2.7.

**Tabla 2.13 Parámetros para el coeficiente convectivo del GLP**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
$h_{o1}$	$416.02 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$G_s$	$25.13 \frac{kg}{s \cdot m^2}$
$Re_{glpL}$	4323.28
$Cf$	0.032
$J_c$	1.11
$J_l$	0.743
$J_r$	1
$J_b$	0.48
$J_s$	1.08

$$h_{z1} = h_{o1} * J_c * J_l * J_b * J_r * J_s = 177.86 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (2.7)$$

Una vez establecido los coeficientes convectivos interno y externo de vaporizador, se determina la resistencia de ensuciamiento a partir de las Figuras A.2 para el GLP y A.3 para el agua, que se presentan en el Apéndice A.

Se obtiene con la Ecuación 2.8 el coeficiente global de transferencia de calor para la zona 1 (Incropera, 2000).

$$U_1 = \left( \frac{1}{h_{z1}} + R_o + \frac{d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_{cu}} + R_i * \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} * \frac{d_o}{d_i} \right)^{-1} = 108.33 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (2.8)$$

Por tanto, el área de transferencia necesaria para calentar el GLP en fase líquida hasta temperatura de saturación con un factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica de 0.96 se tiene:

$$A_1 = \frac{Q}{U * LMTD * 0.96} = 0.68 m^2 \quad (2.9)$$

En consecuencia, la longitud de los 28 tubos para la primera zona es:

$$L_1 = \frac{A_1}{\pi * d_o * N} = 0.41 m \quad (2.10)$$

## ZONA #2

En esta zona se tiene el proceso de cambio de fase, que inicia con el GLP como líquido saturado hasta que llega a vapor saturado, para lo cual el requerimiento de calor considerando una tasa de GLP de 500 kg/h es:

$$q_2 = h_{lv} * \dot{m}_{glp} = 54\,624.44 W \quad (2.11)$$

Mediante la correlación de Rohsenow se determina el flujo de calor para ebullición de alberca nucleada, que es donde se generan las primeras burbujas debido al contacto con la superficie caliente, lo cual causa flujos de calor más altos provocando más columnas de burbujas que se revienten y liberen el vapor contenido (Çengel, 2011).

$$\dot{q}_s = \mu * h_{lv} * \left[ \frac{g * (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/4} \left[ \frac{c_{pl} * \Delta T_e}{C_{s,f} * h_{lv} * Pr} \right]^3 = 120\,562 \frac{W}{m^2} \quad (2.12)$$

El área de transferencia de calor necesaria en la zona 2 viene dado por la relación del calor máximo que se puede generar con respecto al calor generado por la correlación de Rohsenow:

$$A_2 = \frac{q_2}{\dot{q}_s} = 0.453 \text{ m}^2 \quad (2.13)$$

Con los resultados del flujo de calor necesario y el área de transferencia, la longitud necesaria de tubería para la zona de cambio de fase es igual a 0.28 m.

### ZONA #3

El flujo de calor en la zona 3 está definido por la Ecuación 2.14, en el cual el fluido GLP en fase de vapor pasa a un estado de sobrecalentamiento para evitar que, ingrese líquido en la línea de distribución hacia los equipos, con lo que resulta un calor de:

$$q_3 = \dot{m}_{glp} C_{pv} (T_{sglp} - T_{vap}) = 1884.10 \text{ W} \quad (2.14)$$

Empleando la Ecuación 2.6, de la diferencia de temperatura media logarítmica para esta zona es de 43.25°C. El análisis para el intercambiador en esta zona es similar que para la zona 1, ya que se tiene calor sensible, la diferencia es que en la zona 3 el GLP es vapor sobrecalentado.

Aplicando el método de Kern, el coeficiente convectivo externo ideal es  $341.72 \frac{W}{m^2.K}$ ; en el Apéndice B apartado B.4 se encuentra el detalle del cálculo del coeficiente.

Corrigiendo este coeficiente de transferencia de calor de la convección externa por el método de Bell-Delaware, se logra obtener un coeficiente global de transferencia de calor de  $102.3 \frac{W}{m^2.K}$  y por ende la longitud de tubería necesaria en este tramo es de 0.27 m.

## **2.8 Procedimiento del diseño mecánico**

En esta sección se diseña y selecciona los elementos para el tipo de intercambiador AEL(cabezal removible-coraza de un solo paso-haz de tubos sujetos a placa estacionaria), como se muestra en el Apéndice A Figura A.4.

El diseño mecánico se desarrolló con base en la normativa del código internacional de ASME para diseño y construcción de recipientes de presión apartado VIII, como también la normativa TEMA apartado 5 intercambiadores de calor de clase estándar mecánico RCV, en el apartado 6 de esta normativa TEMA se determina la vibración que incide sobre el flujo y mediante ecuaciones tomadas de la norma API 650 para la fabricación de tanques de almacenamiento soldados.

El cálculo detallado se presenta en el Apéndice B.

### **2.8.1 Espesor de la coraza debido a la presión interna**

De acuerdo con la normativa TEMA, Apéndice A Figura A.5, se observa que para un diámetro de coraza de 8 pulgadas se debe usar directamente una tubería de acero con cedula número 30 y no realizar la fabricación de la coraza a partir el rolado de una chapa metálica.

De manera que se selecciona una tubería sin costura cédula 40 de acero ASTM A53, el cual es apropiado para conducción de fluidos y gases para servicio a altas temperaturas. (Dipac, 2016).

**Tabla 2.14 Propiedades mecánicas de la coraza (Dipac, 2016)**

<b>Tubería sin costura de 8 Inch cédula 40 de acero ASTM A53</b>	
<b>Resistencia última (<math>S_u</math>)</b>	$413 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$
<b>Módulo de Young (<math>E_s</math>)</b>	$200 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$
<b>Presión de trabajo (P)</b>	$1.034 \times 10^6 Pa$
<b>Máximo esfuerzo permisible factor de seguridad de 3.5 (S)</b>	$198 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$

De acuerdo con la normativa ASME sección 7, las expresiones para calcular el espesor mínimo de un recipiente sometido a presión debido al esfuerzo tangencial y longitudinal son:

Esfuerzo longitudinal

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} = 1.5 \times 10^{-3} m \quad (2.15)$$

Esfuerzo tangencial

$$t = \frac{P * R}{2S * E + 0.4P} = 5.65 \times 10^{-4} m \quad (2.16)$$

Se seleccionó una eficiencia de la junta a tope sin tira de respaldo igual a 0.6, como se muestra en el Apéndice A Figura A.6. Conforme con la normativa TEMA toda pieza de acero que es sometida a presión se deberá agregar un valor de espesor adicional igual a 3.2mm, esto se debe a que toma en cuenta el factor de desgaste debido a la corrosión, por lo tanto, el espesor mínimo de la coraza es:

$$t = 3.2 \text{ mm} + 1.5 \text{ mm} = 4.7 \text{ mm}$$

De acuerdo con datos brindados por el proveedor de tubería de acero cedulado (Dipac, 2016), el material que se ha seleccionado tiene un espesor de 8.18mm, por lo tanto, se asegura la funcionalidad sin falla del tubo como coraza del intercambiador de calor cumpliendo con los requerimientos de espesor mínimo para resistir los esfuerzos de la presión de trabajo.

### 2.8.2 Espesor mínimo de la tubería de cobre

Las propiedades mecánicas de la tubería de cobre seleccionado para el transporte del fluido caliente son:

**Tabla 2.15 Propiedades mecánicas de la tubería de cobre (Dipac, 2016)**

Tubería de cobre 3/4 in	
Resistencia elástica ( $\sigma_Y$ )	$88 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$
Módulo de Young ( $E_t$ )	$12 \times 10^{10} \frac{N}{m^2}$
Presión de trabajo (P)	$1 \times 10^6 Pa$
Espesor debido al Esfuerzo tangencial	$2.11 \times 10^{-4} m$
Máximo esfuerzo permisible factor de seguridad de 1.2 (S)	$79.2 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$

Como se observa en el de Apéndice A Figura A.7 de la normativa TEMA se selecciona el espesor según el diámetro y material de construcción del tubo, en donde se decide hacer uso de un tubo de cobre de  $\frac{3}{4}$  pulgadas de diámetro externo con un espesor B.W.G 18

$$T_{min} = T + 3.2mm = 10.5mm$$

### 2.8.3 Agujeros para los tubos en los bafles y espejos

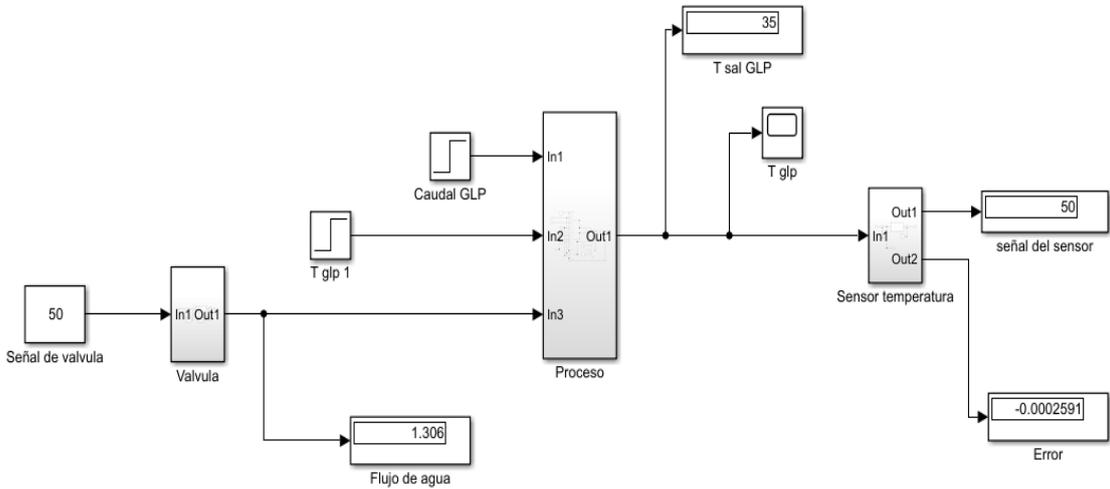
Las tolerancias para los agujeros de los tubos tanto en los bafles como en espejos que los soportan vienen establecidas por la normativa TEMA; como se muestra en la Figura A.8 del Apéndice A. se escogió una tubería de diámetro externo de 19.1 mm para lo cual se tiene que fabricar un agujero de 19.3 mm.

## 2.9 Diseño de sistema de control

Para el desarrollo del sistema de control fue necesario simularlo mediante la herramienta Simulink perteneciente a Matlab.

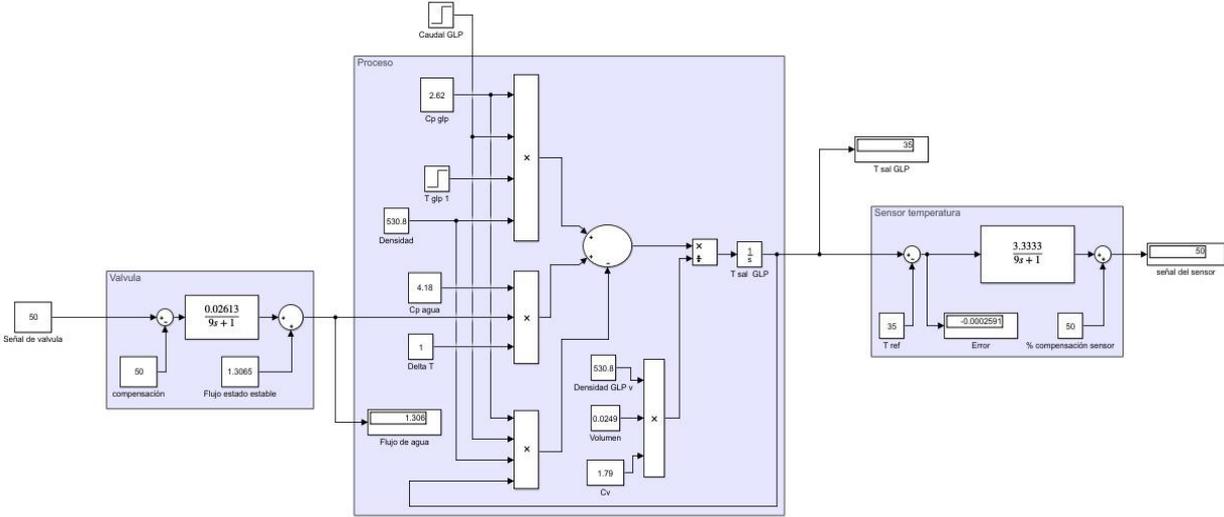
En primer lugar, se identificó el parámetro que se desea controlar, en este caso fue la temperatura de salida del GLP, una vez identificado fue necesario conocer cuáles eran los elementos que se podían manipular para poder variar la temperatura de salida,

Llegando a la conclusión de que la manera más sencilla de controlar era variando el flujo másico de agua que ingresaba al vaporizador, por lo tanto, se planteó un esquema general del sistema de control como se muestra en la Figura 2.10.



**Figura 2.10 Diagrama de control general [Autoría propia]**

El sistema de control es de lazo cerrado con retroalimentación, donde es necesario ingresar la temperatura de referencia en el controlador con la finalidad de obtener un error o diferencia entre la temperatura medida por el sensor a la salida del GLP y la de referencia, con esto el controlador envía una señal a la válvula de control de flujo, cerrándola o abriéndola hasta que la temperatura de salida del GLP se iguale a la temperatura de referencia (Figura 2.11).



**Figura 2.11 Diagrama de control de los procesos [Autoría propia]**

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

### 3.1 Resultados obtenidos en el diseño térmico

Para lograr la vaporización del GLP, el cual ingresa a una temperatura de 20°C y sale como vapor sobrecalentado a 35°C, se decidió hacer uso de agua como fluido de intercambio que entra a 75°C y sale a 65°C. La posición del vaporizador es vertical con una longitud de tubos de 1 m.

Para el dimensionamiento del intercambiador se realizó un proceso iterativo, además del uso de medidas recomendadas por normativa (hacer referencia a cuáles normas o en qué sección del capítulo 2 está el dimensionamiento). Finalmente, se seleccionó una coraza de diámetro nominal de 8 pulgadas ya que de acuerdo con los cálculos esta altura es idónea para disminuir la caída de presión del fluido en la coraza; y como ventaja adicional, durante el mantenimiento se cierran las válvulas de paso del GLP y se limpia la tubería

. El agua ingresa por el extremo superior del haz de tubos y sale por el extremo inferior, mientras que el GLP transita por dentro de la coraza en contraflujo. El material conducto escogido para el haz de tubos es cobre un diámetro nominal de 3/4 pulgadas, para los cuales tendrán una distancia de separación entre centros de 1,25 pulgadas ubicados de manera cuadrada facilitando la limpieza de estos.

El flujo másico de agua es de 1.42 kg/s, el cual es necesario para la vaporización del GLP dentro de la coraza con un flujo másico igual 0.1388 kg/s. Se consideraron las resistencias de ensuciamiento, como se encuentran en las Tablas A.4 y A.5 del Apéndice A, para la interna del agua igual  $3.52 \times 10^{-5} \text{m}^2 \text{K/W}$  y otra externa del GLP igual a  $5.28 \times 10^{-5} \text{m}^2 \text{K/W}$ . Se asumió que para las Zonas 1 y 3 se lo analiza como un banco de tubos para la fase líquida y fase vapor, respectivamente; en cambio, para el cambio de fase se consideró ebullición de alberca nucleada, obteniendo en esta zona la mayor transferencia de calor de  $125.58 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$ .

**Tabla 3.1 Datos obtenidos para el diseño térmico**

<b>RESULTADOS</b>	
<b>ZONA 1</b>	
<b>Calor absorbido por el GLP</b>	2914.09 W
<b>Diferencia media logarítmica (LTMD)</b>	41.14°C
<b>Coefficiente convectivo interno del fluido caliente (Agua)</b>	$2074.23 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Coefficiente convectivo externo del fluido frío (GLP)</b>	$177.86 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Coefficiente global de transferencia de calor</b>	$108.33 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Área de transferencia requerida</b>	0.68m <sup>2</sup>
<b>Longitud requerida de la tubería</b>	0.41 m
<b>ZONA 2</b>	
<b>Calor para cambio de fase (Balance energético)</b>	54 624.44 W
<b>Calor para cambio de fase (Correlación de Rohsenow)</b>	$125580.09 \frac{W}{m^2}$
<b>Área de transferencia requerida</b>	0.45 m <sup>2</sup>
<b>Longitud requerida de la tubería</b>	0.28 m
<b>ZONA 3</b>	
<b>Calor absorbido (GLP)</b>	1884.10 W
<b>Diferencia media logarítmica (LTMD)</b>	43,25°C
<b>Coefficiente convectivo interno (Agua)</b>	$2074.23 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Coefficiente convectivo externo (GLP)</b>	$158,9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Coefficiente global de transferencia de calor</b>	$102,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
<b>Área de transferencia requerida</b>	0.44m <sup>2</sup>
<b>Longitud requerida de la tubería</b>	0.27 m

### 3.2 Vibración de los tubos

La velocidad calculada de referencia del GLP en la coraza es de 4,43 m/s. Se obtuvo una velocidad crítica de 17.85 m/s, como la velocidad de referencia es mucho menor que la velocidad crítica no fallará por problema de inestabilidad fluidoelástica. La frecuencia natural del haz de tubos es de 563 Hz siendo superior que la frecuencia de desprendimiento de vórtices 84.5 Hz por lo que los tubos no se verán afectados por este problema.

### 3.3 Resultados obtenidos en el diseño mecánico

#### 3.1.1 Coraza

El diámetro interno de la coraza es de 203.2 mm, por su dimensión, la coraza se forma de un tubo de acero, con el material elegido para soldar es el acero ASTM A 53 GRB. La composición química está conformada por manganeso en un 1.2 %, 0.4% de níquel, 0.3% de carbono, 0.4% de cromo y 0.12% de molibdeno, con un esfuerzo máximo permitido de 198 MPa.

#### 3.2.1 Espesor por presión interna

La presión de diseño escogida es de  $1.034 \times 10^6 \text{ Pa}$  con un tipo de junta mecánica por bridas empernadas como se observa en el plano 7 del Apéndice C.

**Tabla 3.2 Datos obtenidos para la coraza**

RESULTADOS CORAZA	
Presión de diseño	$1.034 \times 10^6 \text{ Pa}$
Radio interior	101.6 mm
Eficiencia de la brida	0.6
Máximo esfuerzo por material	$198 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
Espesor debido al esfuerzo circunferencial	$5.65 \times 10^{-4} \text{ m}$
Espesor debido al esfuerzo longitudinal	$1.5 \times 10^{-3} \text{ m}$

#### 3.3.3 Tubos

El material para las temperaturas de trabajo del fluido caliente a través de los tubos debido a su buena conducción es cobre ACR. Su esfuerzo máximo es  $79.2 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$  con un diámetro nominal de los tubos es de 19.1 mm, con un calibre de 18 BWG, espesor de 12,45 mm.

La presión interna de trabajo es  $1 \times 10^6 \text{ Pa}$ , obteniendo un espesor mínimo de 10,5 mm para el seleccionado 12,45 mm es adecuado.

La longitud total de los tubos obtenida es 1226 mm, considerando la sumatoria de la longitud requerida para la transferencia de calor, más el espesor de los baffles y de los espejos.

### 3.3.4 Baffles

Se ha escogido la implementación de baffles transversales de un solo corte horizontal. El material elegido para su fabricación es acero ASTM A-36 (manganeso 1.2 %, 0.4% de silicio, 0.26% de carbono y 0.04% de fósforo). En la Tabla 3.3 se tienen las especificaciones técnicas de los baffles.

**Tabla 3.3 Datos obtenidos para el baffle**

<b>RESULTADOS BAFLE</b>	
<b>Número de baffles</b>	11
<b>Corte de los baffles</b>	25%
<b>Espacio entre deflectores</b>	81.5 mm
<b>Máxima longitud de tubo sin soporte</b>	305mm
<b>Espesor</b>	1.6mm
<b>Holgura entre diámetro interno de la coraza y el externo del baffle</b>	3.2 mm
<b>Diámetro externo del baffle</b>	196.80 mm
<b>Diámetro de haz de tubos</b>	19.30 mm
<b>Número de tirantes</b>	4
<b>Diámetro de tirantes</b>	M10

### 3.3.5. Bridas

Las bridas son sin cuello, con junta plana de cara levantada y el material conformado para su fabricación es el acero ASTM A-588M (manganeso en un 1,21%, 0.53% de silicio, 0.435% de carbono y 0.365% de cromo), con un esfuerzo máximo de 259 MPa. Los pernos de aleación acero M20 de clase 4.6, con un valor de esfuerzo máximo de 1.7 MPa.

**Tabla 3.4 Datos obtenidos para las bridas**

<b>RESULTADOS BRIDAS</b>	
<b>Diámetro interno</b>	340 mm
<b>Diámetro externo</b>	219.15 mm
<b>Espesor</b>	15 mm
<b>Carga en los pernos</b>	47349.7 N
<b>Medida del perno</b>	M20
<b>Diámetro del agujero del perno</b>	M20
<b>Numero de pernos</b>	8
<b>Diámetro entre centros de perno</b>	329.3 mm
<b>Diámetro externo de la junta</b>	203.5mm
<b>Ancho de la junta</b>	2.413mm

### 3.3.6. Boquillas

Boquillas para el agua de la entrada como la salida se diseñaron para que no supere velocidad de 2 m/s, para el fluido GLP no debe superar los 20 m/s recomendado por norma INEN 2 260. Estos conductos con sus bridas se construirán de acero ASTM A 53 GRB. La Tabla 3.5 presenta las especificaciones técnicas de las boquillas.

**Tabla 3.5 Datos obtenidos para las boquillas**

<b>RESULTADOS BOQUILLAS</b>	
<b>FLUIDO GLP</b>	
<b>Diámetro boquilla de entrada</b>	25.4 mm
<b>Velocidad de entrada</b>	0.52m/s
<b>Diámetro boquilla de salida</b>	63.5 mm
<b>Velocidad de salida</b>	19.7 m/s
<b>Espesor de entrada</b>	$1.9 \times 10^{-4} \text{m}$
<b>Espesor de salida</b>	$9.4 \times 10^{-4} \text{m}$
<b>FLUIDO AGUA</b>	
<b>Diámetro boquilla de entrada/salida</b>	38.1 mm
<b>Velocidad de entrada</b>	1.25 m/s
<b>Espesor de entrada/salida</b>	$2.8 \times 10^{-4} \text{m}$

### 3.4 Simulación ANSYS

#### Descripción del software utilizado (ANSYS 2019 R3)

Se usó el software ANSYS FLUENT para el análisis mediante elementos finitos, de los parámetros térmicos de salida de los fluidos agua y GLP a las condiciones de trabajo establecidas. Con el programa ANSYS STRUCTURAL se realizó el análisis estructural de la coraza sometida a una presión de trabajo.

#### 3.5 Resultados de la simulación

Para la simulación a condiciones de flujo estacionario se el fluido GLP que entra por la coraza con un flujo másico constante de 0.1388 kg/s y presión de entrada de 690 kPa a una temperatura de 20°C; el agua entra a contraflujo a una temperatura de 75°C y sale a 65°C. El resultado de la simulación indica que la temperatura de salida del GLP es 308.11 K con un porcentaje de error del 0.31% al diseñado, garantizando la salida de vapor sobrecalentado.

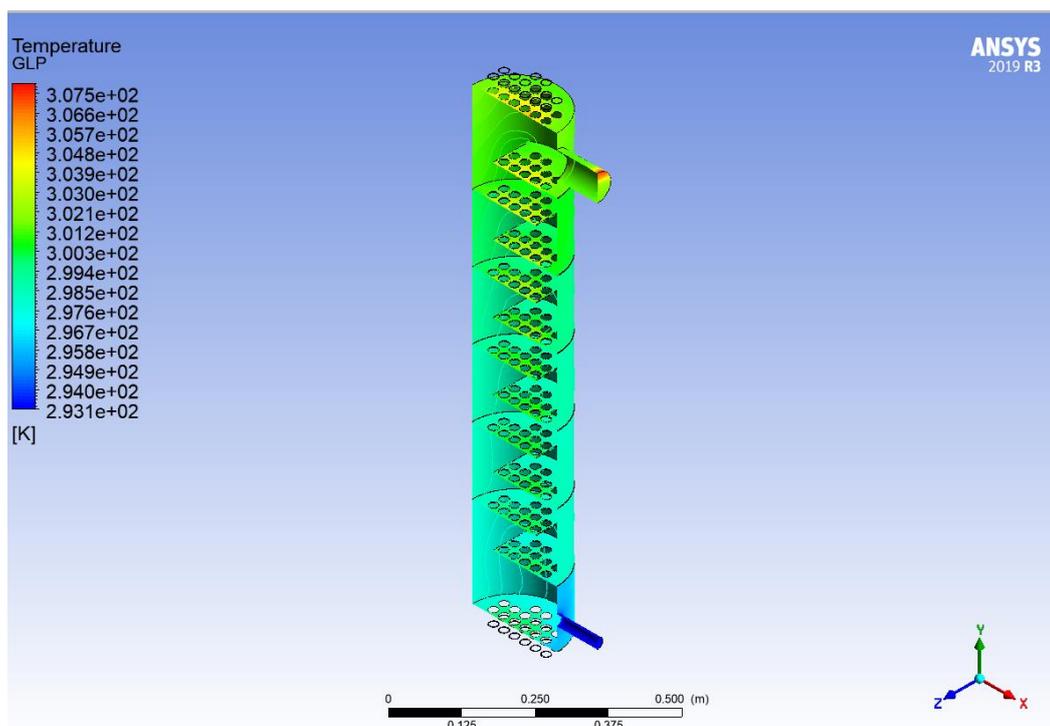
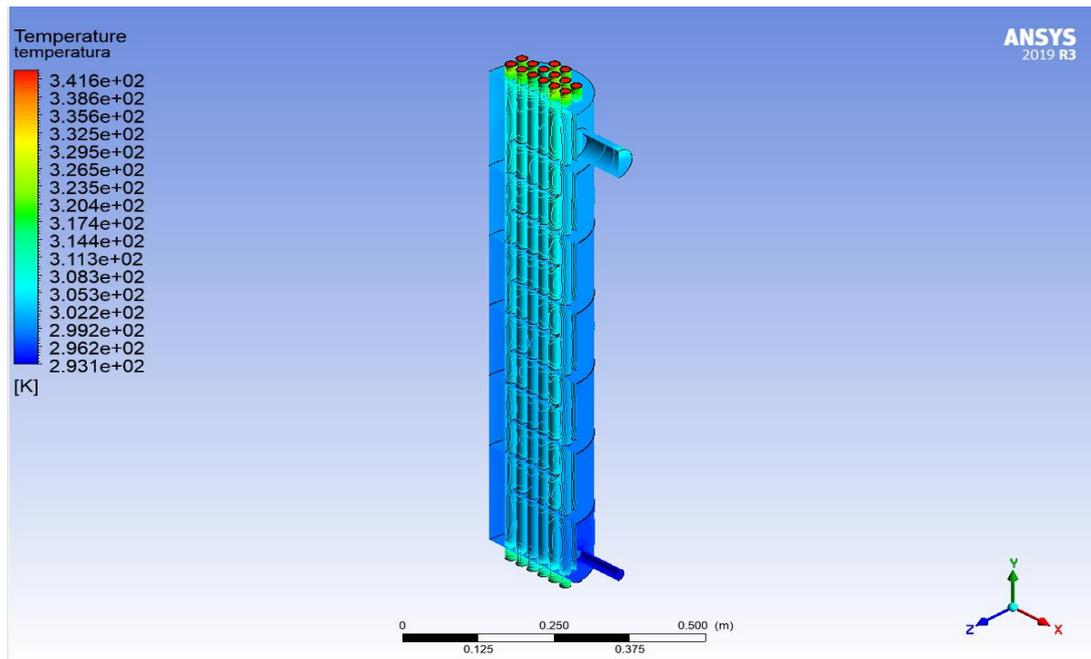
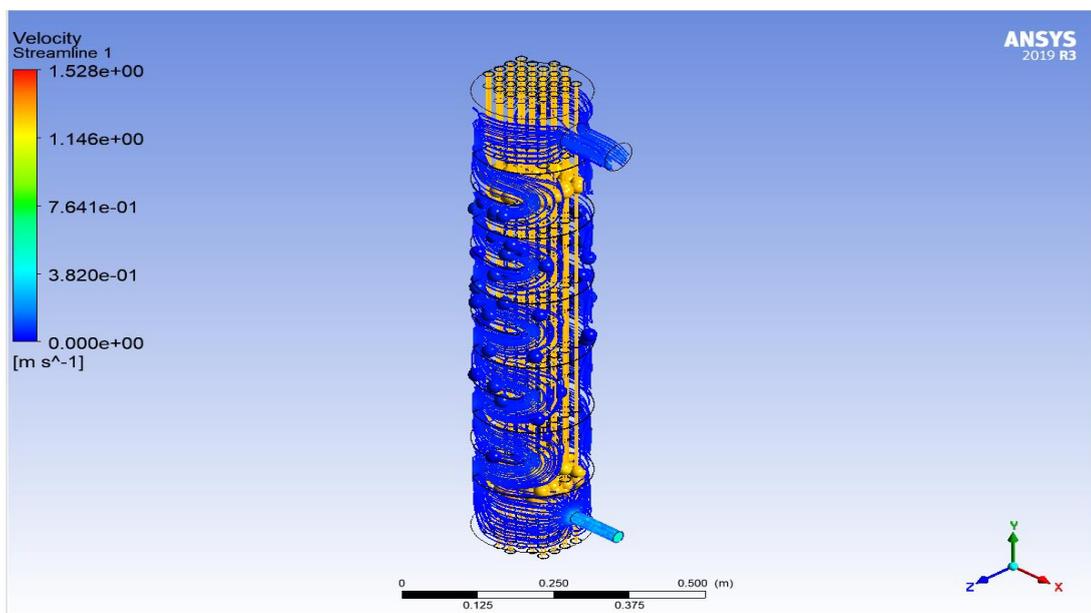


Figura 3.1 Simulación de temperaturas en la coraza  
[Autoría propia]



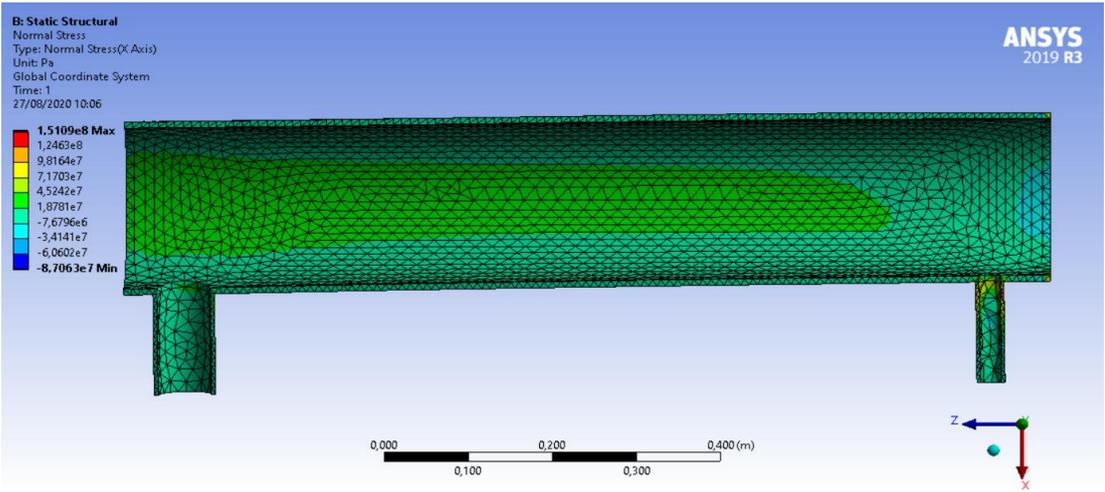
**Figura 3.2 Simulación de temperaturas en la coraza y tubos**  
[Autoría propia]

En la Figura 3.3 se observa la velocidad de salida del agua es 1.52 m/s, garantizando que no sobrepase la velocidad máxima de trabajo de 2 m/s; igualmente, para el GLP la velocidad máxima de 18.6 m/s, cumpliendo las velocidades recomendadas por la norma INEN 2 260.

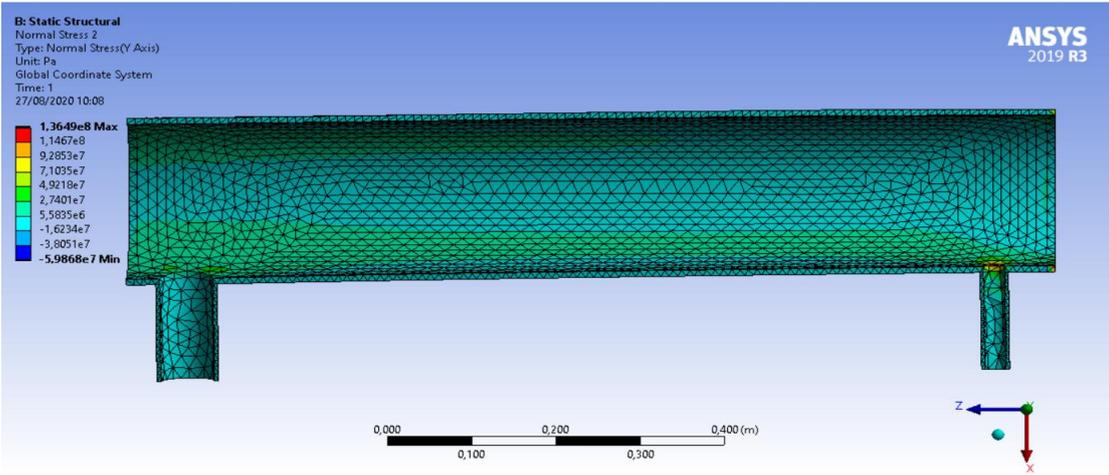


**Figura 3.3 Velocidad por el haz de tubos**  
[Autoría propia]

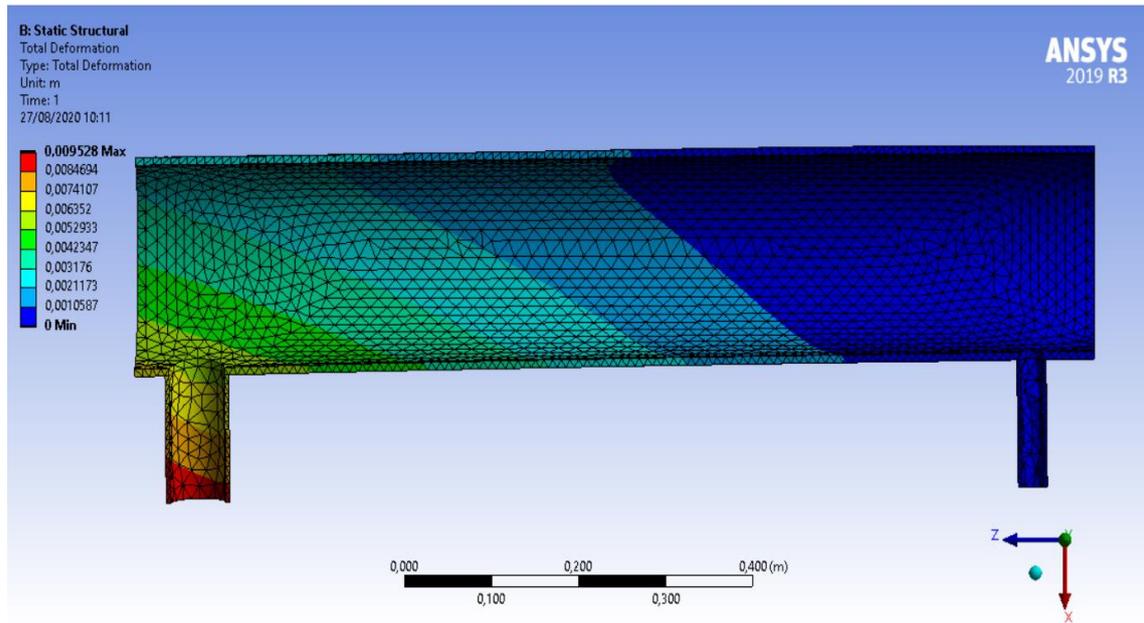
Para el análisis estructural mecánico se simuló la presión interna dentro de la coraza, obteniendo un esfuerzo tangencial máximo de  $1.51 \times 10^8$  Pa y un esfuerzo longitudinal máximo de  $1.146 \times 10^8$  Pa, por lo que se tiene un factor de seguridad 3.3 con respecto al máximo esfuerzo permisible. Además, en la Figura 3.4 se observa que la máxima deformación se tendrá en la entrada del fluido del GLP de un valor de 9 mm, cuando el máximo permitido por el material ASTM A 53 GRB es de 50 mm, por lo que se concluye que el material no fallaría a las presiones de trabajo establecidas.



**Figura 3.4 Esfuerzos tangenciales internos**  
 [Autoría propia]



**Figura 3.5 Esfuerzos longitudinales internos**  
 [Autoría propia]



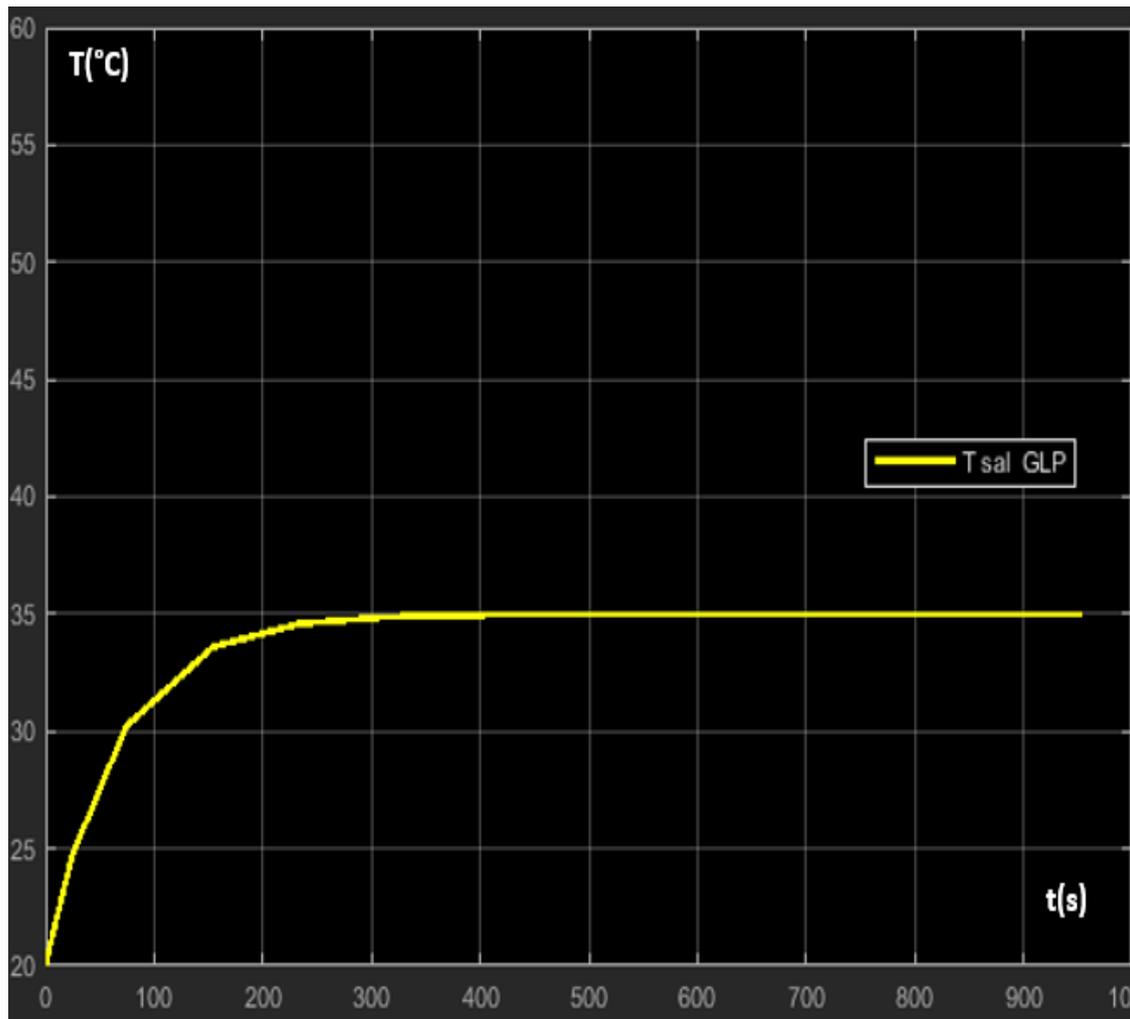
**Figura 3.6 Máxima deformación en la coraza**  
**[Autoría propia]**

### 3.6 Simulación del sistema de control en Matlab

La simulación del sistema de control propuesto en el diseño se realizó mediante la herramienta Matlab, teniendo como objetivo establecer la temperatura y flujo de agua necesarios para cumplir con la demanda de la temperatura de salida de GLP de 35 °C, asegurando vapor sobrecalentado en la línea de salida.

El sistema de control está compuesto por: válvula de control de flujo, proceso de intercambio de calor y sensor de temperatura de salida del GLP, como se encuentra en el plano de instalación del Apéndice C.

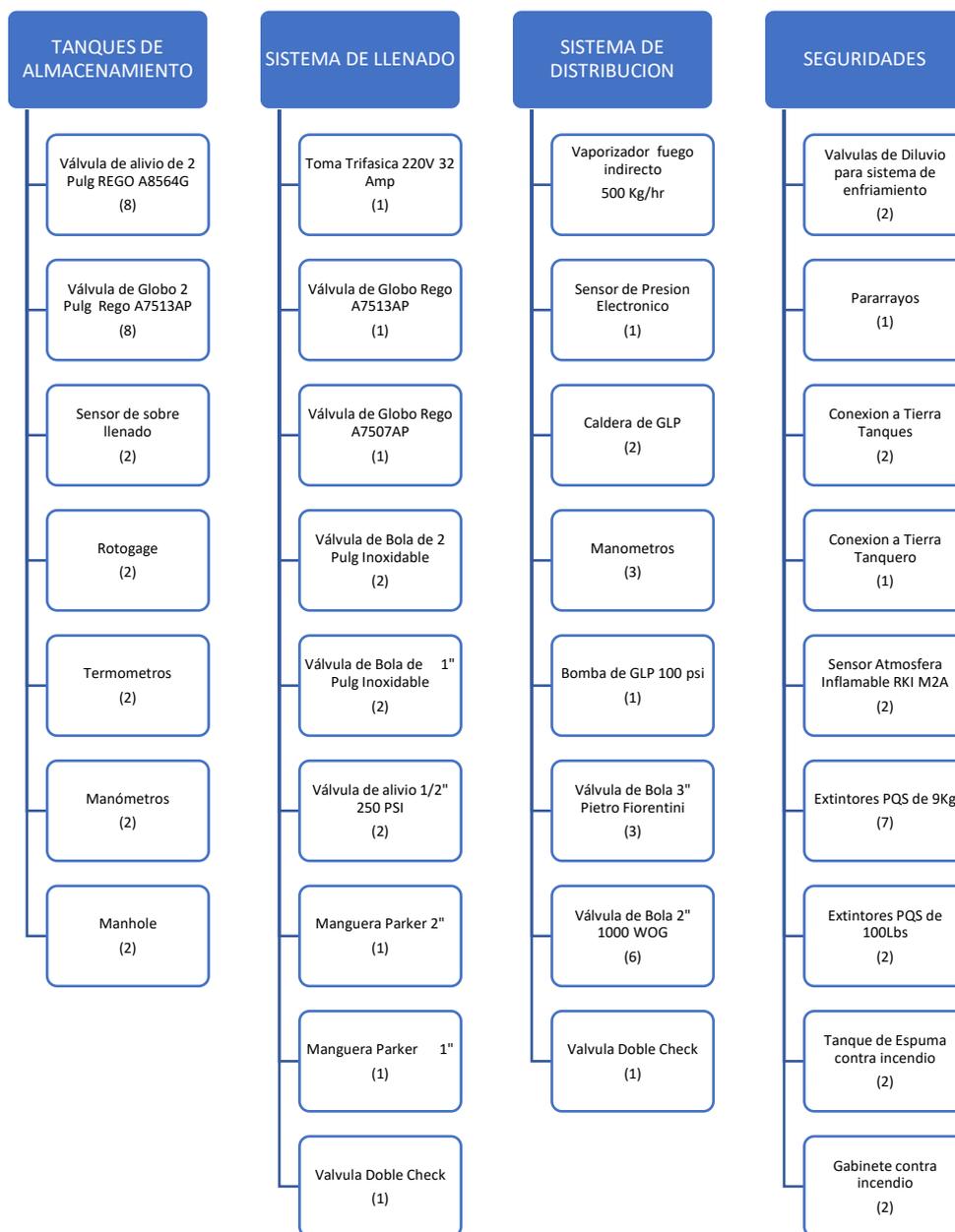
Finalmente, luego de simular el sistema de control se pudo obtener la curva de la temperatura de salida del GLP vs el tiempo de estabilización. Una vez simulado el sistema de control fue necesario seleccionar los elementos adecuados para llevar a cabo la instalación en la vida real.



**Figura 3.7 Temp. de salida del GLP vs Tiempo de estabilización**  
 [Autoría propia]

### 3.7 Diagrama de bloques de componentes

En esta instalación se utiliza la vaporización natural como principal para la alimentación de GLP vapor a la planta y la vaporización forzada como respaldo (*back-up*). Con este arreglo se aprovecha la vaporización que entregan los tanques sin tener que utilizar los vaporizadores, teniendo un ahorro de energía, además da tiempo de autonomía de 6 días al sistema.



**Figura 3.8 Componentes de la instalación**  
[Autoría propia]

### 3.8 Análisis económico

Los beneficios económicos al aumentar su tasa de vaporización y mantenerla constante alrededor a 500 kg/h influye directamente en la producción del área de la litografía que dependía de la tasa de vaporización natural. Como primer paso en el análisis económico se determinó el costo de fabricación e instalación del sistema propuesto, como se muestra en las Tablas 3.6, 3.7 y 3.8. En la Tabla 3.9 se presenta los resultados de la estimación del costo del sistema de control y en la Tabla 3.10 del costo total del proyecto.

**Tabla 3.6 Costos obtenidos por la adquisición de materiales  
[Autoría propia]**

<b>COSTO DE MATERIALES</b>					
<b>Capacidad</b>	<b>Rubro</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>P Total</b>
<b>8"</b>	Tubería sin costura cédula 40 ASTM A 53 GRB	M	2	\$ 49,67	\$ 99,34
<b>3/4"</b>	Tubo de cobre ACR	M	5	\$ 15,83	\$ 79,15
<b>1/2"</b>	Tubo mecánico redondo	M	6	\$ 4,84	\$ 29,04
<b>1.2mx2.4m</b>	Plancha laminada en caliente ASTM A-588M grado A de 15mm de espesor	M		\$ 34,73	\$ 34,73
	Pernos M20 de longitud 60mm clase 4.6	U	20	\$ 1,06	\$ 21,20
	Tuercas de acero M20	U	20	\$ 0,54	\$ 10,80
	Tuercas de acero M10	U	4	\$ 0,43	\$ 1,72
<b>1 1/2"</b>	Tubería sin costura cédula 40 ASTM A 53 GRB	M	1	\$ 12,90	\$ 12,90
<b>2"</b>	Tubería sin costura cédula 40 ASTM A 53 GRB	M	0,5	\$ 25,05	\$ 12,53
<b>1"</b>	Tubería sin costura cédula 40 ASTM A 53 GRB	M	0,5	\$ 10,74	\$ 5,37
	Caldera 250 litros	U	1		\$ 800,00
	Bomba de agua	U	1		\$ 130,00
<b>TOTAL</b>					<b>\$ 1237,14</b>

**Tabla 3.7 Costos obtenidos por proceso de manufactura**  
[Autoría propia]

<b>COSTOS DE MANUFACTURA</b>				
<b>Capacidad</b>	<b>Rubro</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Material</b>	<b>P Total Unitario</b>
<b>304 mm</b>	Espejos con 28 agujeros (Especificaciones plano 1 Apéndice C)	2	ASTM A-588M	\$ 35,65
<b>2 1/2"</b>	Brida para entrada/salida agua (Especificaciones plano 10 Apéndice C)	1	ASTM A-588M	\$ 20,88
<b>1"</b>	Brida entrada GLP (Especificaciones plano 11 Apéndice C)	1	ASTM A-588M	\$ 16,85
<b>2"</b>	Brida Salida GLP (Especificaciones plano 12 Apéndice C)	2	ASTM A-588M	\$ 35,65
<b>196 mm</b>	Deflectores (Especificaciones plano 5 Apéndice C)	11	ASTM A-36	\$ 41,25
	Deflectores (Especificaciones plano ensamble final soldado Apéndice C)			\$ 189,30
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 339,58</b>

**Tabla 3.8 Costos obtenidos por la instalación en planta  
[Autoría propia]**

<b>COSTOS DE INSTALACIÓN</b>							
<b>Capacidad</b>	<b>Rubro</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor Unitario</b>	<b>Mano de Obra</b>	<b>P Total</b>
<b>1 "</b>	Suministro e instalación de tubería de distribución de GLP ASTM A53 SCH 40 ø 1''	Incluye: Preparación de tubería (Lijar, Limpiar con desoxidante, Lavar con agua y detergente, Pintar tubería con fondo gris y color amarillo ocre). Montaje de tubería, preparación de soldadura (bicelar, alinear, puntear) y soldar tubería (un cordón de soldadura).	M	8	\$ 10,74	\$ 17,20	\$ 103,12
<b>1"</b>	Suministro e instalación de válvula de globo roscada de 1''	Incluye: Válvula e instalación	U	2	\$ 229,92	\$ 14,09	\$ 488,02
<b>2"</b>	Suministro e instalación de válvula de globo bridada de 2''	Incluye: Válvula, pernos, bridas e instalación	U		\$ 256,50	\$ 24,25	\$ 280,75
<b>1 1/4"</b>	Suministro e instalación de tubería de distribución de GLP ASTM A53 SCH 80 ø 1 1/4''	Incluye: Preparación de tubería (Lijar, Limpiar con desoxidante, Lavar con agua y detergente, Pintar tubería con fondo gris y color blanco). Montaje de tubería, preparación de soldadura (bicelar, alinear, puntear) y soldar tubería (un cordón de soldadura).	M		\$ 12,91	\$ 16,23	\$ 29,14

<b>2"</b>	<b>Electroválvula REGO</b>	<b>Incluye: Accesorios e instalación</b>	<b>U</b>		<b>\$ 286,92</b>	<b>\$ 31,69</b>	<b>\$ 318,61</b>	
<b>1"</b>	Suministro e instalación de tee SCH 40 de ø 1"	Incluye: Preparación de Tee(Lijar, Limpiar con desoxidante, Lavar con agua y detergente, Pintar codo con fondo gris y color blanco). Montaje de Tee, preparación de soldadura (bicelar, alinear, puntear) y soldar Tee(dos cordones de soldadura).	U		\$ 8,95	\$ 22,80	\$ 31,75	
	Pintura epoxi fenólica		L		\$ 100,00		\$ 100,00	
TOTAL								\$1351,39

**Tabla 3.9 Costos de instalación del sistema de control [Autoría propia]**

<b>COSTO DEL SISTEMA DE CONTROL</b>		
<b>Rubro</b>	<b>Cantidad</b>	<b>P Total Unitario</b>
<b>Sensor de presión con pantalla analógica PG2455</b>	1	\$ 375,19
<b>Sensor de temperatura tipo sonda TN2105</b>	1	\$ 404,00
<b>Válvula proporcional motorizada de 4 a 20Ma</b>	1	\$ 693,00
<b>Módulo de entradas analógicas SM1231</b>	1	\$ 350,00
<b>Módulo de salidas analógicas SM1232</b>	1	\$ 439,62
<b>Pantalla BRAINCHILD de 10 pulgadas</b>	1	\$ 250,00
<b>Instalación</b>		\$ 1500,00
<b>TOTAL</b>		\$ 4011,85

**Tabla 3.10 Costos totales del proyecto [Autoría propia]**

<b>COSTO TOTAL DEL PROYECTO</b>	
<b>Costo de materiales</b>	\$ 1237,14
<b>Costos de manufactura</b>	\$ 339,58
<b>Costos de instalación</b>	\$ 1351,39
<b>Costo del sistema de control</b>	\$ 4011,85
<b>Análisis de soldadura</b>	\$ 600,00
<b>Transporte</b>	\$ 300,00
<b>Subtotal (1)</b>	\$ 7839,96
<b>Diseño de ingeniería (20%)</b>	\$ 1567,99
<b>Imprevistos varios (6%)</b>	\$ 470,40
<b>Subtotal (2)</b>	\$ 9878,35
<b>Iva (12%)</b>	\$ 1185,41
<b>TOTAL</b>	\$ 11063,75

El rendimiento del horno de secado en el área de litografía es del 64.6% produciendo 4200 láminas/h en la condición actual, según datos de la empresa. Con la implementación del sistema de vaporización, el rendimiento del horno de secado aumentaría al 85%, que representa producir 5700 láminas/h aumentando un 23 % de su producción actual. Además, la adquisición de un equipo de vaporización de GLP importado está aproximadamente a un precio de \$20,000 incluyendo los impuestos de importación, con respecto a nuestro diseño manufacturado localmente, con un precio de \$ 11063,75, lo que representa una reducción del costo de adquisición del 45% y con el valor agregado del sistema de control en la instalación.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- En este proyecto se diseñó un intercambiador de calor de tubo y coraza AEL que cumple la función de vaporizar el GLP actuando de manera automatizada con la finalidad de satisfacer la demanda pico de energía que se requiere dentro de los procesos de producción en una empresa dedicada a la manufactura de envases plásticos y metálicos. El método experimental de Bell Delaware se obtuvieron los parámetros geométricos, los cuales fueron comprobados dentro del software Ansys Fluent obteniendo un error igual a 0.31% en la temperatura de salida del GLP, en el que este se encuentre en fase vapor, con lo que se asegura que el equipo funciona correctamente. El desarrollo de este intercambiador de calor será de gran importancia en la empresa de fabricación de envases plásticos y metálicos debido a que ayudara a mantener la producción siempre a un ritmo constante aumentando su producción en 23%, además es un sistema que se fabrica localmente de buena calidad y seguro, a un precio 45% menor de lo que costaría importar el equipo del extranjero.
- Se desarrolló un mecanismo para el control del funcionamiento del vaporizador que actuará de manera automática. Lo más importante durante el diseño del sistema de control fue realizar un correcto modelado del proceso porque conociendo cuáles son las variables que se quieren controlar se pudieron identificar qué parámetros se pueden modificar para lograr un óptimo mecanismo de control del proceso de intercambio de calor, llegando a concluir que la manera más adecuada de variar la temperatura de salida del GLP era regulando el flujo de agua caliente que ingresaba al intercambiador de calor mediante una válvula servo pilotada de control de flujo. El desarrollo de un mecanismo que controle las acciones para el intercambio de calor es de mucha ayuda dentro de la empresa contratante debido a que el controlador lógico programable se encargará de tomar las decisiones más adecuadas dependiendo de las señales que se registren en los diferentes sensores colocados en varias partes de la instalación de GLP, lo

que optimiza el procedimiento al no tener que intervenir un operario que regule a cada momento los parámetros del control del sistema.

- Para el diseño del recipiente a presión se usaron materiales que se pueden adquirir en el mercado nacional con la finalidad de abaratar costos, dicho recipiente es el encargado de almacenar y sostener las diferentes partes del intercambiador de calor. Lo más importante para poder diseñar el recipiente a presión fue hacer uso de la normativa ASME sección VII para recipientes a presión porque gracias a este documento el proyecto se puede respaldar bajo instituciones internacionales que aseguran que si el equipo ha sido calculado bajo sus indicaciones se puede decir que el vaporizador resistirá óptimamente los esfuerzos que son generados por la alta presión a la que se encuentran sometidos. Hacer uso de elementos de acero que se pueden comprar fácilmente en el mercado nacional y contratar mano de obra ecuatoriana ayudaron en gran medida a lograr un costo del equipo bastante aceptable para la empresa si se lo pone en comparación con el valor que se debía pagar por importar un equipo construido por fabricas internacionales.

## **4.2 Recomendaciones**

Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo en los siguientes puntos:

- Cambio del agua en la caldera cada 2 meses, realizar inspección visual del fluido en caso de tener una caída de presión  $\pm 2$ psi.
- Realizar la limpieza de los tubos cada 6 meses, ya que se encuentran expuestos a ensuciamiento que pueden reducir la eficiencia del intercambiador.
- Realizar inspección visual de corrosión en la coraza, en este caso realizar prueba de espesores y cubrir con pintura epoxi fenólica.

## **Medidas de seguridad**

- Utilizar solamente herramientas anti chispas y equipos eléctricos de seguridad intrínseca.
- Estar pendiente a los accionamientos de las alarmas de sobrellenado y de atmósferas inflamables.

- El acceso y permanencia de vehículos de motor se hará con el dispositivo cortafuegos (arresta llamas) adaptado a sus tubos de escape. Una vez que el vehículo se ha parqueado, el conductor debe entregar las llaves del vehículo al operador de la cisterna. Si esto no se cumple, no se iniciará el proceso de descarga de GLP.
- El conductor de la cisterna deberá permanecer en el área hasta que termine las operaciones de carga y/o descarga de GLP.
- No permitir el acceso de personal no autorizado.
- Ausencia de fugas.
- Mangueras sin tensiones ni rasgaduras.
- No se debe exceder el nivel máximo de llenado del 85% de la capacidad del tanque estacionario.
- Ninguna persona puede estar junto al operador, observando la operación de descarga de GLP.
- Un supervisor de la bodega de materia prima estará a cargo de la verificación de las condiciones de seguridad en la descarga en el área interior

# BIBLIOGRAFÍA

AGENCIA CHILENA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA. (s.f.). ACHEE. Recuperado el 23 de MAYO de 2020, de <http://www.drto.cl/ACHEE/documentos/recursos/DireccionApéndice2.pdf>

Association, A. G. (2004). NFPA 58: Código del Gas Licuado de Petróleo.

Ministerio de Coordinación de los Sectores Estratégicos. (9 de ABRIL de 2017). ISUU. 26 de MARZO de 2020, de [https://issuu.com/sectoresestrategicos/docs/balance\\_energetico\\_2016](https://issuu.com/sectoresestrategicos/docs/balance_energetico_2016)

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN. (2010). NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2 260. [competencias.gob.ec. http://www.competencias.gob.ec/wp-content/uploads/2017/06/08NOR2010-INEN02.pdf](http://www.competencias.gob.ec/wp-content/uploads/2017/06/08NOR2010-INEN02.pdf)

Raghunath Anant Mashelkar, R. K. (1988). Heat Transfer Equipment Design. julio.

REPSOLGAS. (2008). Manual de formación técnica para instalaciones de GLP. España. SDI, A. (s.f.). ALGAS SDI. Obtenido de <https://algas-sdi.com/>

Sopeña, J. E. (2001). Manual de instalaciones de GLP. CEPESA ELF GAS. VAPORIZERS, K. (s.f.). Obtenido de <https://www.gjplam.com/productos/vaporizadores/>

World LPG Association. (s.f.). WLPGA.ORG. 26 de MARZO de 2020, de <https://www.wlpga.org/wp-content/uploads/2015/10/WLPGA-EE-PDF-ES.V1.pdf>

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). Heat Exchangers. En Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed., pp. 669-722). Jhon Wiley & Sons.

Engineering ToolBox. (2008). The Engineering ToolBox. [https://www.engineeringtoolbox.com/propane-butane-mix-d\\_1043.html](https://www.engineeringtoolbox.com/propane-butane-mix-d_1043.html)

Tubular Exchanger Manufacturers Association . (s. f.). Standar of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (Ninth Edition ed.). tema.org.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007a). Boiling and Condensation. En Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed., pp. 619-656). John Wiley & Sons.

Gnielinski, V. (2015). Turbulent Heat Transfer in Annular Spaces — A New Comprehensive Correlation. Heat Transfer Engineering, 36(9), 786-789. <https://doi.org/10.1080/01457632.2015.962953>

Perry, R. H., Green, D. W., & Maloney, J. O. (2001). Manual del Ingeniero Químico (Sexta Edición ed.). McGraw-Hill .

Kays, W. M., London, A. L., & Shah, R. K. (1954). Heat transfer and friction characteristics of gas flow normal to tube banks—Use of a transient test technique. *Transactions of the ASME*, 76, 387-396.

Santacreu, J. E. (2012a, marzo 16). Diseño de una instalación de GLP en una estructura autoportante tipo skid para autoabastecimiento de gas. UPCommons. Portal de acceso abierto al conocimiento de la UPC. <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/14866>

Dipac. (2016). Tubería sin costura Cedula 40. <http://www.dipacmanta.com/tubo-cedula-40>

Megyesy, E. F. (1992). *Manual de Recipientes a Presión* (Primera edición ed.). LIMUSA S.A.

Tinker, T. (1958). Shell-Side characteristics of shell and tube heat exchanger. *Transactions of the ASME*, 80, 36.

Thulukkanam, K. (2013). BOLTED FLANGED JOINT DESIGN. En *Heat Exchanger Design Handbook* (Second Edition ed., pp. 619-637). Taylor & Francis Group.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes. En *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava Edición ed., pp. 396-435). McGraw-Hill Education.

Budynas, R. G. (2008). Soldadura, adhesión y diseño de uniones permanentes. En J. K. Nisbett (Ed.), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va edición ed., pp. 458-480). McGraw-Hill Education.

Saraf, R. R., Thipse, S. S., & Saxena, P. K. (2009). Comparative Emission Analysis of Gasoline/LPG Automotive Bifuel Engine. *International Journal of Civil and Environmental Engineering*, 199-202. [https://www.idconline.com/technical\\_references/pdfs/mechanical\\_engineering/Comparative%20Emission.pdf](https://www.idconline.com/technical_references/pdfs/mechanical_engineering/Comparative%20Emission.pdf)

Lee, K., & Ryu, J. (2004). An experimental study of the flame propagation and combustion characteristics of LPG fuel. *Science Direct*, 1116-1127. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S001623610500089>

Karademir, A. (2006). Evaluation of the potential air pollution from fuel combustion in industrial boilers in Kocaeli, Turkey. *Science Direct*, 1894-1903. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0016236106000470>

Kulkarni, S. Y., Jagadish, S. B., & Manjunath, M. B. (2014). ANALYSIS COMPARING PERFORMANCE OF A CONVENTIONAL SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER USING KERN, BELL AND BELL DELAWARE METHOD. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3, 486-497. [https://www.academia.edu/download/34112205/ANALYSIS\\_COMPARING\\_PERFORMANCE\\_OF\\_A\\_CONVENTIONAL\\_SHELL\\_AND\\_TUBE\\_HEAT\\_EXCHANGER\\_USING\\_KERN\\_BELL\\_AND\\_BELL\\_DELAWARE\\_METHOD.pdf](https://www.academia.edu/download/34112205/ANALYSIS_COMPARING_PERFORMANCE_OF_A_CONVENTIONAL_SHELL_AND_TUBE_HEAT_EXCHANGER_USING_KERN_BELL_AND_BELL_DELAWARE_METHOD.pdf)

Ozden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51, 1004-1014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003>

Ambekar, A. S., Sivakumar, R., Anantharaman, N., & Vivekenandan, M. (2016). CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different bafflesegment configurations. *Applied Thermal Engineering*, 108, 999-1007. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.013>

Ceinos, A. A. (2016b, enero 18). *Proyecto técnico de diseño de un evaporador de 540 TON/H de GNL.* RUC. [https://ruc.udc.es/dspace/handle/2183/15873/AlvarezRiola\\_Adrian\\_TFG\\_2015.pdf?sequence=2&isAllowed=y](https://ruc.udc.es/dspace/handle/2183/15873/AlvarezRiola_Adrian_TFG_2015.pdf?sequence=2&isAllowed=y)

# APÉNDICES

## APÉNDICE A

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	28	26	16	12	28	24	12
254	10	52	48	44	24	52	44	32
305	12	80	76	66	56	78	72	70
337	13½	104	90	70	80	96	92	90
387	15½	136	128	128	114	136	132	120
438	17½	181	174	154	160	176	176	160
489	19½	222	220	204	198	224	224	224
540	21½	289	272	262	260	284	280	274
591	23½	345	332	310	308	348	336	328
635	25	398	386	366	344	408	392	378
686	27	477	456	432	424	480	468	460
737	29	554	532	510	496	562	548	530
787	31	637	624	588	576	648	636	620
838	33	730	712	682	668	748	728	718
889	35	828	812	780	760	848	820	816

Figura A.1 Máximo número de tubos (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

### Fouling Resistances for Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Streams	$R_f$ ( $m^2 \cdot K/W$ )
<i>Gases and Vapors</i>	
Natural Gas	0.000176-0.000352
Overhead products	0.000176-0.000352
<i>Liquids</i>	
Lean oil	0.000352
Rich oil	0.000176-0.000352
Natural gasoline and liquefied petroleum gases	0.000176-0.000352

From *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association* (1988). ©1988 by Tubular Exchanger Manufacturers Association. With permission.

Figura A.2 Resistencia de ensuciamiento para GLP (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R <sub>f</sub> (m <sup>2</sup> · K/W) 115 to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
	Seawater	0.00088	0.00088	0.00176
Brackish water	0.00352	0.00176	0.00528	0.00352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.00176	0.00176	0.00352	0.00352
Untreated	0.00528	0.00528	0.00881	0.00705
City or well water	0.00176	0.00176	0.00352	0.00352
River water				
Minimum	0.00352	0.00176	0.00528	0.00352
Average	0.00528	0.00352	0.00705	0.00528
Muddy or silty	0.00528	0.00352	0.00705	0.00528
Hard (over 15 grains/gal)	0.00528	0.00528	0.00881	0.00881
Engine jacket	0.00176	0.00176	0.00176	0.00176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.00088	0.00088	0.00088	0.00088
Treated boiler feedwater	0.00176	0.00088	0.00176	0.00176
Boiler blowdown	0.00352	0.00352	0.00352	0.00352

From *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association* (1988). ©1988 by Tubular Exchanger Manufacturers Association. With permission.

Figura A.3 Resistencia de ensuciamiento para Agua (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

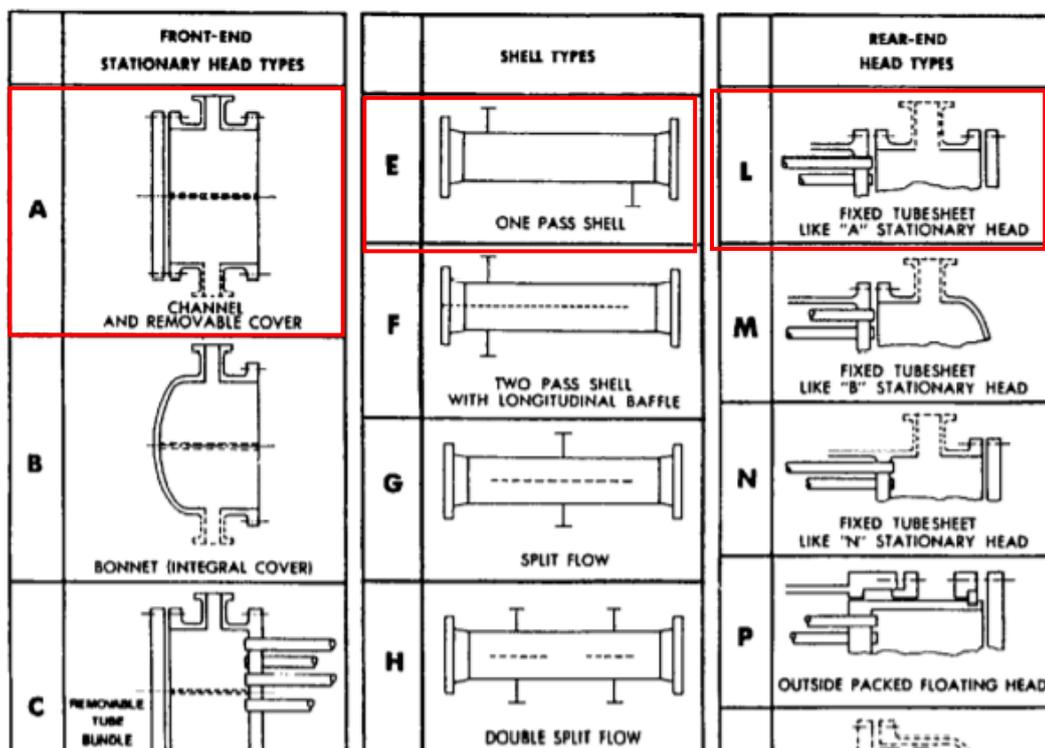


Figura A.4 Selección del tipo de intercambiador coraza -tubo (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

MINIMUM SHELL THICKNESS Dimensions in Inches (mm)					
Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29	(330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

Figura A.5 Espesor mínimo de la coraza (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:		
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	-	-	0.60

Figura A.6 Espesor mínimo de la coraza (Megyesy, 1992, pp. 1-3)

Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance; 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05	0.18
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05	0.18
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05	0.20
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05	0.25
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05	0.25
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05	0.25
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05	0.25
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08	0.25
38.1	38.56	0.18	38.46	0.08	0.08	0.25
50.8	51.36	0.18	51.26	0.08	0.08	0.25
63.5	64.20	0.25	64.07	0.10	0.10	0.25
76.2	77.04	0.30	76.89	0.11	0.10	0.25

Figura A.7 Agujeros de tubos y tolerancias  
(Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

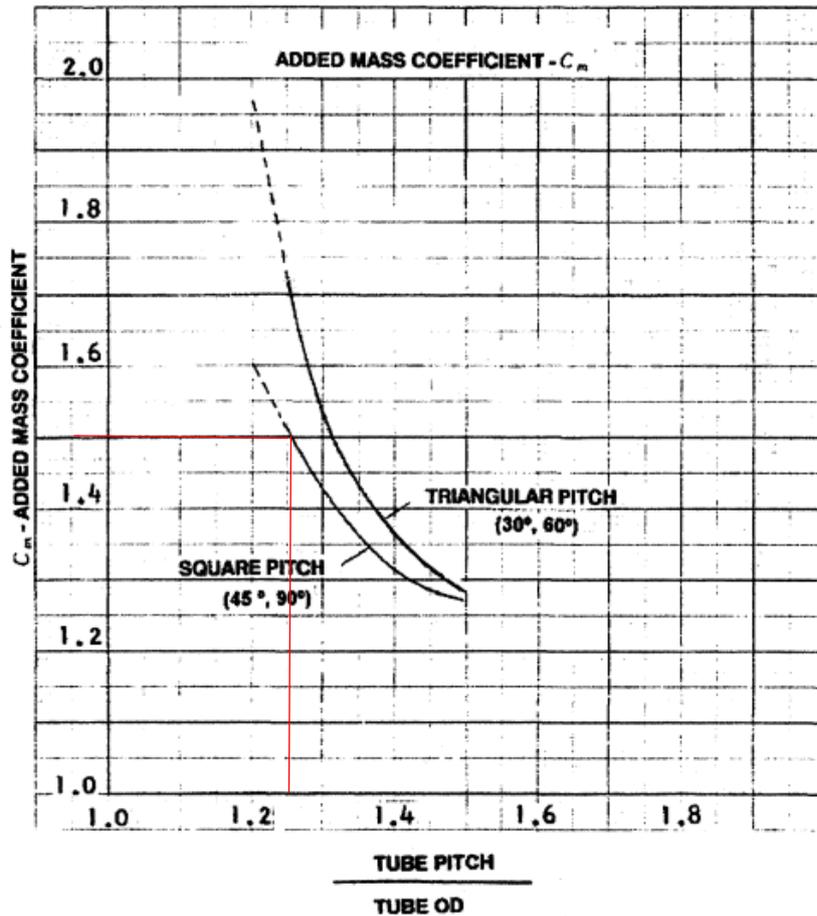


Figura A.8 Coeficiente de masa adicional (Tinker, 1958)

## APÉNDICE B

### b.1. Cálculo de parámetros del coeficiente convectivo del agua

Se determina mediante las ecuaciones obtenidas del libro Incropera (Fundamentos de transferencia de calor) lo siguiente:

Número de Reynolds:

$$Re_{ag} = \frac{4 * \dot{m}_{ag}}{28 * \pi * d_i * \mu_{ag}} = \frac{4 * 1.42 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{28 * \pi * 0.01661\text{m} * 404 * 10^{-6} \text{ Pa.s}} = 9622.53$$

(B.1)

Número de Prandtl

$$Pr_{ag} = \frac{\mu_{ag} * C_{p ag}}{k_{ag}} = 2.54$$

(B.2)

Correlación de Gnielinski para tubos lisos:

$$Nu = \frac{\frac{Cf}{8} * (Re_{ag} - 1000) * Pr}{1 + 12.7 * \sqrt{\frac{Cf}{8}} * (Pr^{2/3} - 1)}$$

(B.3)

$$Nu = \frac{\frac{0.032}{8} * (9622.53 - 1000) * 2.54}{1 + 12.7 * \sqrt{\frac{0.032}{8}} * (2.54^{2/3} - 1)} = 51.77$$

Coefficiente de fricción

$$Cf = (0.79 * \ln(Re_{ag}) - 1.64)^{-2}$$

(B.4)

$$Cf = (0.79 * \ln(9622.53) - 1.64)^{-2} = 0.032$$

## b.2. Cálculos de parámetros geométricos de la coraza usando el método de Bell-Delaware

Diámetro interno de coraza

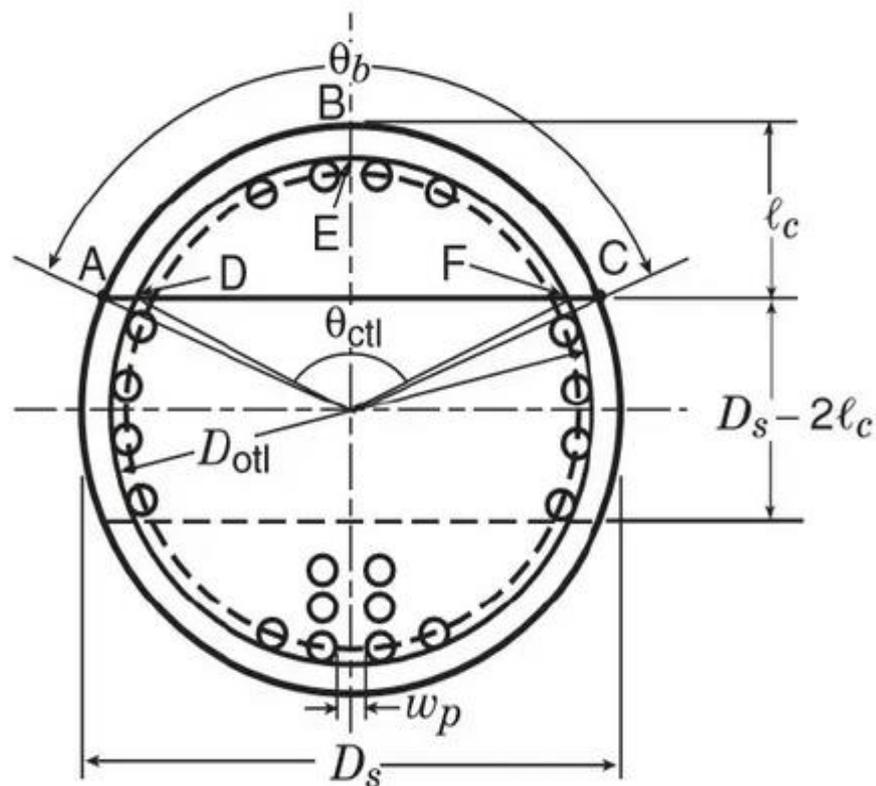
$$D_s = 8in = 203mm$$

Diámetro externo de tubo

$$d_o = \frac{3}{4}in = 19.1mm$$

Paso de tubería

$$p_t = 1in = 25.4mm$$



**Figura b.1 Parámetros geométricos**  
(Bell & University of Delaware, 1988, p. 153)

Se inició encontrando el valor de corte del deflector, el cual de acuerdo con la normativa TEMA es igual el valor más idóneo es aproximadamente un 25% del diámetro interno de la coraza, por lo tanto, en este diseño se obtuvo un valor igual a:

$$l_c = 0.25 D_s = 50.75mm$$

Diámetro del círculo que agrupa todos los tubos:

$$D_{otl} = d_o * \left(\frac{N}{K_1}\right)^{1/n_1} \quad (B.5)$$

$$D_{otl} = 19.1 * \left(\frac{28}{0.215}\right)^{1/2.207} = 173.47\text{mm}$$

Donde los parámetros K y n se obtuvieron de la figura b.2 y fueron seleccionados para una configuración cuadrada con un paso igual a 1.25 del diámetro externo de los tubos.

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
$n_1$	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
$K_1$	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
$n_1$	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Figura b.2 Diámetro del círculo que pasa el centro del tubo más alejado (Bell & University of Delaware, 1988, p. 153)

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o$$

$$D_{ctl} = 173.47\text{mm} - 19.1\text{mm} = 154.37\text{mm}$$

Angulo de corte del deflector con el círculo externo de los tubos

$$\theta_b = 2 * \cos^{-1}\left(1 - \frac{2l_c}{D_s}\right) \quad (B.6)$$

$$\theta_b = 2 * \cos^{-1}\left(1 - \frac{2 * 50.75}{203}\right) = 2.0943 \text{ rad}$$

Angulo de corte entre deflector y el círculo que pasa por el centro de los tubos

$$\theta_{ctl} = 2 * \cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2l_c}{D_s}\right) \quad (B.7)$$

$$\theta_{ctl} = 2 * \cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2l_c}{D_s}\right) = 1.7065 \text{ rad}$$

Holgura entre el haz de tubos y el diámetro interno de la coraza

$$L_{BB} = D_S - D_{otl} = 29.53mm$$

Separación entre centro de los deflectores la norma TEMA recomienda que el valor más idóneo es en 40 y 50% del diámetro interno de la coraza, por lo tanto, en este diseño se escogió usar 41% obteniendo de resultado:

$$L_{BC} = 0.4 * D_S \approx 81.5mm$$

Área de flujo cruzado en la coraza:

$$A_m = L_{BC} * \left[ L_{BB} + \frac{D_{ctl}}{p_t} * (p_t - d_o) \right] = 5527.21 mm^2 \quad (B.8)$$

Fracción de tubos en la zona de la ventana del deflector:

$$F_W = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\text{Sen}(\theta_{ctl})}{2\pi} = 0.1139 \quad (B.9)$$

Fracción de tubos en flujo cruzado:

$$F_C = 1 - 2 * F_W = 0.7722 \quad (B.10)$$

Numero de tubos en la ventana:

$$N_{tw} = N * F_W \approx 4 \quad (B.12)$$

Numero de filas de tubos efectivos a través de la ventana del baffle:

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{p_t} * (l_c - 0.5(D_S - D_{CTL})) = 0.5 \cong 1 \quad (B.13)$$

Numero de filas de tubos en flujo cruzado:

$$N_{TFC} = \frac{D_S - 2l_c}{p_t} = 4 \quad (B.14)$$

Área total de la ventana del deflector

$$A_{VT} = \frac{\pi}{4} * (D_S)^2 * F_W = 3686.43 \text{ mm}^2$$

Área ocupada por los tubos en la ventana

$$A_{OT} = \frac{\pi}{4} * (d_o)^2 * N_{tw} = 1146.08 \text{ mm}^2$$

Área neta de flujo en la ventana del deflector

$$A_{NV} = A_{VT} - A_{OT} = 2540.35 \text{ mm}^2$$

Área de flujo de Bypass

$$A_{BP} = (D_S - D_{otl} + 0.5 * d_o) L_{BC} = 3185.02 \text{ mm}^2$$

Área de fuga entre tubos y agujeros en deflectores

$$A_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_o + h_{tb})^2 - (d_o)^2] * N * (1 - F_W) = 144. \text{ mm}^2$$

Área de fuga entre la coraza y los deflectores

$$A_{sb} = \pi * D_S * \frac{h_{sb}}{2} * \left( \frac{2\pi - \theta_b}{2\pi} \right) = 680.27 \text{ mm}^2$$

Relación entre área de Bypass y área total de flujo cruzado

$$F_{mbp} = \frac{A_{BP}}{A_m} = 0.58$$

Numero de baffles

$$N_B = \frac{L - L_{bi} - L_{bo}}{L_{bc}} + 1 = 11$$

(B.15)

$$N_B = \frac{1100 - 142.5 - 142.5}{81.5} + 1 = 11$$

Donde  $L_{bi}$  y  $L_{bo}$  es la separación en el espejo de tubos y el primer y último deflector dentro del evaporador como se muestra en la figura b.3

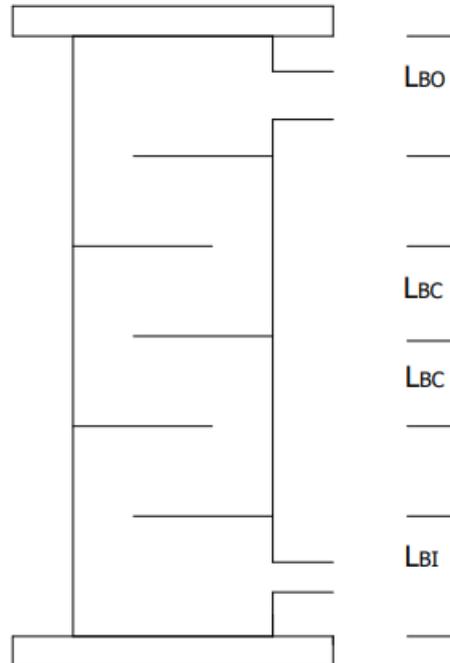


Figura b.3 Esquema con la separación entre deflectores [Autoría propia]

### b.3. Cálculo de parámetros del coeficiente convectivo externo del GLP zona 1

Caudal másico del agua a través del área de flujo cruzado en la coraza

$$G_s = \frac{\dot{m}_{glp}}{A_m}$$

(B.16)

$$G_s = \frac{0.1388 \frac{kg}{s}}{5527.21 \times 10^{-6} m^2} = 25.13 \frac{kg}{s * m^2}$$

Número de Reynolds

$$Re_{glp L} = \frac{d_o * G_s}{u_L}$$

$$Re_{glp L} = \frac{0.0191 * 25.13 \frac{kg}{s * m^2}}{111.023 \times 10^{-6} Pa.s} = 4323.28$$

Numero de prandtl

$$Pr_L = \frac{u_L * C_{pL}}{k_L} = 3$$

Cálculo del factor de Colburn

$$j_i = 1.3 \times 10^{-2}$$

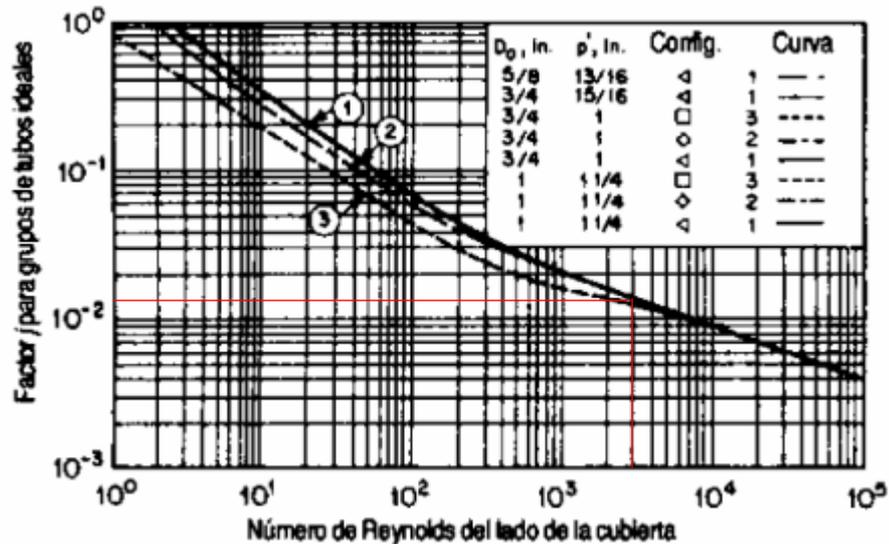


Figura b.4 Factor de Colburn para banco de tubo ideal (Perry et al., 2001, pp. 1-3)

El factor  $j_i$  también puede ser calculado de la forma (Kays, London, & Shah, 1954):

$$j_i = \frac{0.376}{(Re_{glpL})^{0.4}} = 1.4 \times 10^{-2}$$

(B.17)

Se determina el coeficiente de calor externo ideal considerando a esta zona como un banco de tubos donde el flujo por la coraza es parcialmente cruzado y paralelo con respecto al haz de tubos, debido a esto se usa el método de Kern obteniendo (Sadik Kakaç, 2002):

$$h_{o1} = \frac{j_i * C_{pL} * G_s * (\varphi)^n}{(Pr_L)^{2/3}}$$

(B.18)

$$h_{o1} = \frac{1.3 \times 10^{-2} * 2622.66 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K} * 25.13 \frac{kg}{s * m^2} * 1.01}{(3)^{2/3}} = 416.02 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### b.4. Factores de corrección del coeficiente convectivo externo

Factor de corrección relacionado con la viscosidad del fluido

$$(\varphi)^n = \left(\frac{u}{u_w}\right)^{0.14} = 1.01 \quad (\text{B.19})$$

Factor de corrección  $J_c$

$$J_c = 0.55 + 0.72F_C = 1.11 \quad (\text{B.20})$$

Factor de corrección  $J_i$

$$J_i = 0.44 * (1 - r_s) + [1 - 0.44 * (1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}} = 0.743 \quad (\text{B.21})$$

$$r_s = \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} = 0.823$$

$$r_{lm} = \frac{A_{sb} + A_{tb}}{A_m} = 0.149$$

Factor de corrección  $J_b$

$$J_b = e^{-1.25 * F_{mbp} * (1 - (2r_{ss})^{\frac{1}{3}})} = 0.48 \quad (\text{B.22})$$

Factor de corrección  $J_s$

$$J_s = \frac{(N_B - 1) + (L_i^*)^{0.4} + (L_o^*)^{0.4}}{(N_B - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} = 1.18 \quad (\text{B.23})$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} = L_o^* = 1.14$$

(B.24)

#### b.4. Cálculo de parámetros del coeficiente convectivo externo GLP para la zona 3

Caudal másico del GLP a través del área de flujo cruzado en la coraza

$$G_s = \frac{\dot{m}_{glp}}{A_m}$$
$$G_s = \frac{0.1388 \frac{kg}{s}}{5527.21 \times 10^{-6} m^2} = 25.13 \frac{kg}{s * m^2}$$

Número de Reynolds

$$Re_{gtpv} = \frac{d_o * G_s}{u_v} = 47129.25$$

Numero de prandtl

$$Pr_v = \frac{u_v * C_{pv}}{k_v} = 0.92$$

Cálculo del factor de Colburn

$$j_i = 5 \times 10^{-3}$$

Factor de corrección relacionado con la viscosidad del gas

$$(\phi)^n = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^1 = 1.69$$

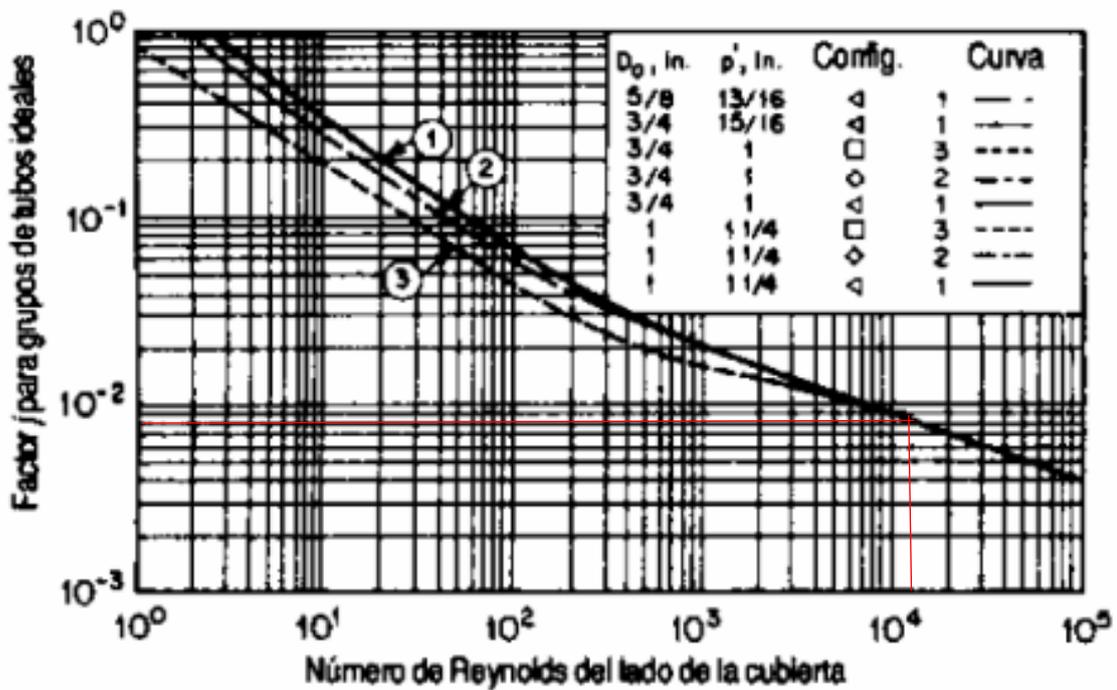


Figura b.5 Factor de Colburn para banco de tubo ideal  
(Perry et al., 2001, pp. 1-3)

El factor  $j_i$  es comprobado mediante la siguiente correlación (Kays, London, & Shah, 1954):

$$j_i = \frac{0.376}{(Re_{gtpv})^{0.4}} = 5 \times 10^{-3}$$

## b.5. Vibración en el haz de tubos

El análisis de este fenómeno en el diseño de un intercambiador de calor es de mucha relevancia debido a que puede causar grandes daños a la tubería para esto es necesario analizar cada uno de los mecanismos que son capaces de generar vibración mayor a la permitida.

### b.5.1 Inestabilidad fluidoelástica

Este fenómeno se da debido a las grandes amplitudes en la frecuencia de oscilación en los tubos, para lo cual se debe comprobar que la velocidad de referencia del flujo cruzado no sea menor que la velocidad crítica del mismo.

Velocidad de referencia considera el baipás de fluido y las fugas que se generen debido a la geometría, en el cual es usada la ecuación 18 para corazas tipo E (Tinker, 1958).

$$u_r = \frac{F_h * \dot{m}_{glp}}{A_x * \rho_{glp} * M} = 4.43 \frac{m}{s} \quad (B.25)$$

Las ecuaciones definidas por la normativa TEMA en la sección 6 V-9.2.11 para la determinar la velocidad de referencia de flujo cruzado del GLP dentro de la coraza.

El área de flujo cruzado entre los límites del haz de tubos viene dada por los parámetros definidos por

$$A_x = a_x * D_{otl} * L_{BC} = 3401.42mm^2 \quad (B.26)$$

En la figura se observa el valor de las constantes para el flujo cruzado en un arreglo de 90°:

### Terms to Find Crossflow Velocity

	30°	90°	45°	60°
$a_x$	$\frac{0.97(p-d)}{p}$	$\frac{0.97(p-d)}{p}$	$\frac{1.372(p-d)}{p}$	$\frac{0.97(p-d)}{p}$
$a_4$	1.26	1.26	0.90	1.09
$a_5$	0.82	0.66	0.56	0.61
$a_6$	1.48	1.38	1.17	1.28
$M$	0.85	0.93	0.80	0.87

Source: Tinker, T., *Trans. ASME*, vol. 80, 36, 1958.

**Figura b.6 Factores para calcular velocidad de referencia (Tinker, 1958)**

Para este arreglo el factor está definido por:

$$a_x = 0.97 * \frac{(p_t - d_o)}{p_t} = 0.24$$

(B.27)

### Baffle Cut Ratio and the Term $a_8$ for Crossflow Velocity

$h/D_1$	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
$a_8$	0.94	0.90	0.85	0.80	0.74	0.68	0.62	0.54	0.49

Source: Tinker, T., *Trans. ASME*, vol. 80, 36, 1958.

**Figura b.7 Factores para calcular velocidad de referencia (Tinker, 1958)**

Se realiza el cálculo de las constantes por medio de las ecuaciones de la normativa TEMA sección 6:

$$a_1 = \frac{D_s}{D_{otl}} = 1.17$$

(B.28)

$$a_2 = \frac{d_{ob} - d_o}{d_o} = 0.01$$

(B.29)

$$a_3 = \frac{D_s - D_b}{D_s} = 0.032$$

(B.30)

$$b_1 = \frac{(a_1 - 1)^{1.5}}{\sqrt{a_1}} = 0.065 \quad (\text{B.31})$$

$$b_2 = \frac{a_2}{(a_1)^{1.5}} = 0.0079 \quad (\text{B.32})$$

$$b_3 = a_3 * \sqrt{a_1} = 0.035 \quad (\text{B.33})$$

$$a_7 = a_4 * \left( \frac{p_t}{p_t - d_o} \right)^{1.5} = 10.2 \quad (\text{B.34})$$

$$l_c = 50.75 = h$$

$$A = a_5 * a_8 \left( \frac{D_s}{L_{BC}} \right) * \left( \frac{d_o}{p_t} \right)^2 * \left( \frac{p_t}{p_t - d_o} \right) = 2.99 \quad (\text{B.35})$$

$$E = a_6 * \left( \frac{p_t}{p_t - d_o} \right) * \left( \frac{D_s}{L_{BC}} \right) \left( 1 - \frac{l_c}{D_s} \right) = 10.39 \quad (\text{B.36})$$

Finalmente, el factor  $N_h$  y  $M_W$  es:

$$N_h = a_7 * b_1 + A * b_2 + E * b_3 = 1.05 \quad (\text{B.37})$$

$$M_W = m * (a_1)^{0.5} = 1.15 \quad (\text{B.38})$$

Con los valores obtenidos con anterioridad, se tiene una fracción total de fluido por el área de flujo cruzado dentro de los límites de Ax:

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h * \sqrt{\frac{D_s}{p_t}}} = 0.2519 \quad (\text{B.39})$$

El factor de multiplicación M se lo calcula como:

$$M = \left( \frac{1}{1 + \frac{0.7L_{BC}}{D_s} * \left[ \frac{1}{(M_W)^{0.6}} - 1 \right]} \right)^{1.67} = 1.0389 \quad (\text{B.40})$$

### b.5.2. Velocidad crítica

La velocidad crítica de flujo está definida como la velocidad mínima de flujo cruzado a la que esta sección puede estar sometida a una vibración con amplitudes elevadas, la cual se determina por la ecuación 41 del apartado V10 de la normativa TEMA.

$$u_{cr} = D * f_n * d_o = 17.85 \frac{m}{s} \quad (B.41)$$

El coeficiente adimensional D es:

$$D = 2.1x^{0.15} = 1.66 \quad (B.42)$$

Y

$$x = \frac{m * 0.0377}{\rho_{glp} * d_o^2} = 0.206 \quad (B.43)$$

Debido a oscilaciones en la columna del fluido esto genera una resonancia acústica que se presenta de manera perpendicular a la dirección del flujo y el eje del tubo. como en la resonancia acústica se debe a una oscilación de la columna de gas. Debido a la frecuencia natural de la coraza se aproxima a la de los tubos esto puede provocar energía cinética formando vibración mecánica en el tubo.

La ecuación 44 sacada de la normativa TEMA apartado V12.1 para determinar la frecuencia natural es:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \frac{\chi_\beta * \lambda_n^2}{L^2} \left( \frac{E_t I}{m} \right) = 563 \text{ Hz} \quad (B.44)$$

Donde

$$L = 1524 \text{ mm}$$

$$\rho_{cu} = 8966 \frac{kg}{m^3}$$

El momento de inercia del tubo está definido por la ecuación 26:

$$I = \frac{\pi}{64} * (d_o^4 - d_i^4) = 2.796 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (B.45)$$

Los factores obtenidos para la frecuencia natural en la coraza dados por TEMA sección V12.

Cálculo de la masa de la tubería de cobre por unidad de longitud

$$m_t = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2) * \rho_{cu}}{4} = 0.626 \frac{kg}{m}$$

Cálculo de masa hidrodinámica

$$m_h = \frac{\pi * d_o^2 * c_m * \rho_{glp}}{4} = 0.2165 \frac{kg}{m}$$

Cálculo del peso del fluido que va por dentro del tubo

$$m_i = \frac{\pi * d_i^2 * \rho_{ag}}{4} = 0.2163 \frac{kg}{m}$$

Se realiza el cálculo de la constante de frecuencia

$$\chi_\beta = \sqrt{1 + \frac{F_a}{F_{cr}}} = 1.16$$

(B.46)

Donde la fuerza necesaria para pandear el tubo es

$$F_{cr} = \frac{4(\pi)^2 * E_t * I}{L^2} = 7602.04 N$$

(B.47)

MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS Dimensions in Inches (mm)		
Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F ( ° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

Figura b.8 Máxima longitud sin soporte (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

Fuerza axial en los tubos

$$F_a = S_t * A_t = 2570.1 N \quad (B.48)$$

Área de la sección del tubo

$$A_t = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4} = 6.98 \times 10^{-5} m^2$$

Esfuerzo longitudinal en los tubos

$$S_t = \frac{C_t F_q P_t^* G^2}{4N t_t (d_o - t_t)} = 3.68 \times 10^7 Pa \quad (B.49)$$

Se realiza el cálculo de la presión efectiva del lado de los tubos como:

$$P_t' = P_t \left[ \frac{1 + 0.4JK(1.5 + f_t)}{1 + JK F_q} \right] = 7.72 \times 10^5 Pa \quad (B.50)$$

$$f_t = 1 - N \left( \frac{d_o - t_t}{D_s} \right)^2 = 0.783 \quad (B.51)$$

$$P_2 = P_t' - \left( \frac{f_t * P_t}{F_q} \right) = 5.62 \times 10^5 Pa \quad (B.52)$$

$$P_t^* = P_2 + P_d = 5.84 \times 10^5 Pa \quad (B.53)$$

La masa efectiva del tubo por unidad de longitud es:

$$m = m_t + m_h + m_i = 1.0588 \frac{kg}{m} \quad (B.54)$$

La constante de frecuencia natural es:

$$\lambda_n = 0.5(2n + 1)\pi = 4.71 \quad (B.55)$$

## b.6. Diseño de baffles

### b.6.1. Espesor de baffle

De acuerdo con la información brindada en norma TEMA sección 5 se selecciona una longitud máxima de tubo sin soporte igual a 305mm se tiene un baffle con espesor igual 1.6mm como se indica en la figura b.9

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	3/16 (4.8)	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)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Figura b.9 Espesor de bafle (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

### b.6.2. Anchura entre diámetro externo del bafle y diámetro interno de la coraza

De acuerdo con datos que se encuentran normalizados en la figura b.10 se dice que para una coraza de diámetro interno igual 203mm no debe exceder una holgura de 3.2mm entre el diámetro externo del bafle y la superficie interna de la coraza.

Nominal Shell ID	Design ID of Shell Minus Baffle OD
6-17 (152-432)	1/8 (3.2)
18-39 (457-991)	3/16 (4.8)
40-54 (1016-1372)	1/4 (6.4)
55-69 (1397-1753)	5/16 (7.9)
70-84 (1778-2134)	3/8 (9.5)
85-100 (2159-2540)	7/16 (11.1)

Figura b.10 Anchura entre bafle y coraza (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

### b.6.3. Corte del bafle

De acuerdo con la normativa TEMA el corte de los baffles puede ir en un rango del 20 al 50% del diámetro interior de la coraza, no obstante, se considera que la altura del corte óptimo está cercana al 25% del diámetro interno de la coraza.

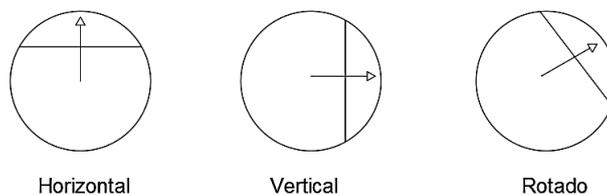


Figura b.11 Corte de bafle (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

#### b.6.4. Diámetro de los tirantes

Los tirantes son las varillas de acero encargadas de mantener a los baffles o deflectores fijos en su lugar, así mismo el número de tirantes que puede ir dentro de un intercambiador de calor como su diámetro viene dado por la figura b.12 con una cantidad de 4 y 3/8 in respectivamente.

Nominal Shell Diameter		Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15	(152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27	(406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33	(711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48	(864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60	(1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 - 100	(1549-2540)	5/8 (15.9)	12

**Figura b.12 Diámetro y numero de tirantes**  
(Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

#### b.6.5. Espesor mínimo de los espejos que soportan haz de tubos

La expresión necesaria para determinar el espesor de los espejos encargados de soportar los tubos viene dada por la normativa TEMA sección 5:

$$T = \frac{D_s}{3} * \sqrt{\frac{P}{\eta S}} = 7.3mm \quad (B.56)$$

$$\eta = 1 - \left( \frac{0.785}{\left(\frac{p_t}{d_o}\right)^2} \right) = 0.5 \quad (B.57)$$

La presión efectiva para el diseño para espejos de tubos fijos es:

$$P = P_d + P_s' = 5.16 \times 10^5 Pa \quad (B.58)$$

Donde la presión debido a la expansión térmica es igual a:

$$P_d = \frac{4JE_s t_s \left(\frac{\Delta L}{L_i}\right)}{(D_{os} - 3t_s)(1 + JK F_q)} = 1.818 \times 10^4 Pa \quad (B.59)$$

Los coeficientes de dilatación térmica son para la coraza de  $1.02 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$  y de los tubos es  $1.7 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ . Con esto el diferencial de longitud por dilatación está definido por la ecuación 60:

$$\Delta L = L_i(\alpha_s[T_M - 20] - \alpha_t[t_M - 20]) = -0.00085m \quad (B.60)$$

Los factores  $K$ ,  $F_q$  y  $f_s$  usados en el cálculo de la presión efectiva de la coraza son:

$$K = \frac{E_s t_s (D_{so} - t_s)}{E_t t_t (d_o - t_t)} = 0.127 \quad (B.61)$$

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[ \frac{300 t_s E_s}{K L_i E_t} \left( \frac{D_s}{T} \right)^3 \right]^{1/4} = 3.81 \quad (B.62)$$

$$f_s = 1 - N \left( \frac{d_o}{D_s} \right)^2 = 0.752 \quad (B.63)$$

La presión efectiva de la coraza debido al GLP es:

$$P_s' = P_s \left[ \frac{0.4J(1.5 + K(1.5 + f_s))}{1 + JK F_q} \right] = 4.98 \times 10^5 Pa \quad (B.64)$$

La norma TEMA recomienda agregar un valor de espesor adicional igual a 3.2mm para corregir el desgaste debido a la corrosión, por lo tanto, el espesor mínimo del espejo de tubos es:

$$T_{min} = T + 3.2mm = 10.5mm$$

Finalmente, el espesor seleccionado para los espejos y bridas fue el de 15mm, debido a que es una medida comercial que se puede encontrar en el stock de Dipac (DIPAC, 2016).

## **b.7.Diseño de bridas**

En el diseño de bridas se lleva a cabo una serie de pasos necesarios con la finalidad de comprobar si el espesor y las medidas que se han asignado son suficientes para resistir al conjunto de esfuerzos al cual se encuentra sometida durante los ciclos de trabajo.

En primer lugar, se determina el diámetro interno de la junta, para esto fue necesario escoger primeramente el material de la junta de la figura b.13, donde se ha seleccionado una junta plana de aluminio.

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 Soft copper or brass Iron or soft steel Monel or 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3,700 (26) 4,500 (31) 5,500 (38) 6,500 (45) 7,600 (52)		(1a),(1b),(1c),(1d); Column II
Flat metal, jacketed asbestos filled: Soft aluminum Soft copper or brass Iron or soft steel Monel 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5,500 (38) 6,500 (45) 7,600 (52) 8,000 (55) 9,000 (62) 9,000 (62)		(1a),(1b),(1c), <sup>2</sup> (1d) <sup>2</sup> ;(2) <sup>2</sup> ; Column II
Grooved metal: Soft aluminum Soft copper or brass Iron or soft metal Monel or 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	3.25 3.50 3.75 3.75 4.25	5,500 (38) 6,500 (45) 7,600 (52) 9,000 (62) 10,100 (70)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II
Solid flat metal: Soft aluminum Soft copper or brass Iron or soft steel Monel or 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	8,800 (61) 13,000 (90) 18,000 (124) 21,800 (150) 26,000 (179)		(1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I
Ring joint: Iron or soft steel Monel or 4%–6% chrome Stainless steels and nickel-base alloys	5.50 6.00 6.50	18,000 (124) 21,800 (150) 26,000 (179)		(6); Column I

**Figura b.13 Materiales usados en las juntas  
(Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)**

El diámetro interno de la junta es calculado como:

$$d_i = B + 0.01 = 8.01In = 203.5mm$$

(B.65)

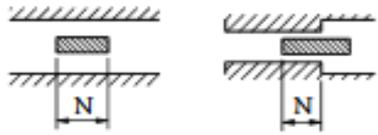
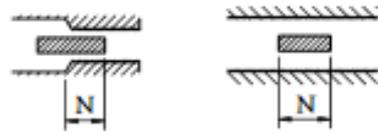
Donde B es igual diámetro interno de la coraza en pulgadas.

Una vez que se ha calculado el diámetro interno de la junta se procede a determinar el diámetro externo como:

$$do = di * \sqrt{\frac{y - Pm}{y - P(m + 1)}} = 8.2In = 208.5mm \quad (B.66)$$

En la figura b.15 se tiene definido el ancho de la junta como:

$$N = \frac{do - di}{2} = 0.095In = 2.413mm \quad (B.67)$$

Facing sketch (exaggerated)		Basic gasket seating width, $b_o$	
		Column-I	Column-II
(1a)		N/2	N/2
(1b)			

**Figura b.14 Ancho efectivo de la junta**  
(Thulukkanam, 2013, p. 631)

Con el que se obtuvo que el ancho efectivo de la junta es:

$$b = b_o = 0.0475In = 1.2mm \quad (B.68)$$

Y el diámetro de reacción sobre la junta es igual al diámetro medio de la junta, es decir:

$$G = \frac{do + di}{2} = 8.105In = 205.9mm \quad (B.69)$$

Una vez fueron calculados dichos parámetros se procedió como segunda parte del diseño establecer las dimensiones de la brida usando las recomendaciones de medidas mínimas que brinda la normativa TEMA como se muestra en la figura b.15.

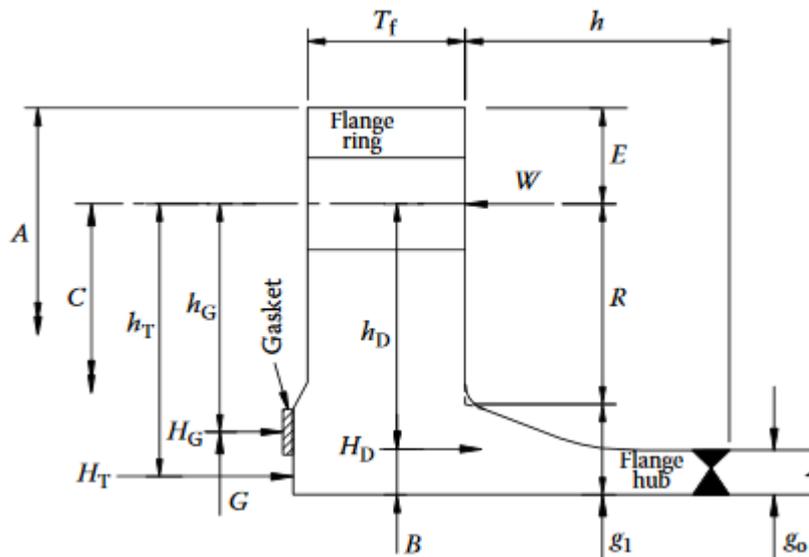


Figura b.15 Diseño de la brida (Thulukkanam, 2013, p. 631)

Bolt Size d <sub>B</sub>	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R <sub>h</sub>	Radial Distance R <sub>r</sub>	Edge Distance E	Bolt Size d <sub>B</sub>
	Pitch	Root Area (mm <sup>2</sup> )	Across Flats	Across Corners					
M12	1.75	72.398	21.00	24.25	31.75	20.64	15.88	15.88	M12
M16	2.00	138.324	27.00	31.18	44.45	28.58	20.64	20.64	M16
M20	2.50	217.051	34.00	39.26	52.39	31.75	23.81	23.81	M20
M22	2.50	272.419	36.00	41.57	53.98	33.34	25.40	25.40	M22
M24	3.00	312.748	41.00	47.34	58.74	36.51	28.58	28.58	M24
M27	3.00	413.852	46.00	53.12	63.50	38.10	29.00	29.00	M27
M30	3.50	502.965	50.00	57.74	73.03	46.04	33.34	33.34	M30
M36	4.00	738.015	60.00	69.28	84.14	53.97	39.69	39.69	M36
M42	4.50	1018.218	70.00	80.83	100.00	61.91		49.21	M42
M48	5.00	1342.959	80.00	92.38	112.71	68.26		55.56	M48
M56	5.50	1862.725	90.00	103.92	127.00	76.20		63.50	M56
M64	6.00	2467.150	100.00	115.47	139.70	84.14		66.68	M64
M72	6.00	3221.775	110.00	127.02	155.58	88.90		69.85	M72
M80	6.00	4076.831	120.00	138.56	166.69	93.66		74.61	M80
M90	6.00	5287.085	135.00	155.88	188.91	107.95		84.14	M90
M100	6.00	6651.528	150.00	173.21	207.96	119.06		93.66	M100

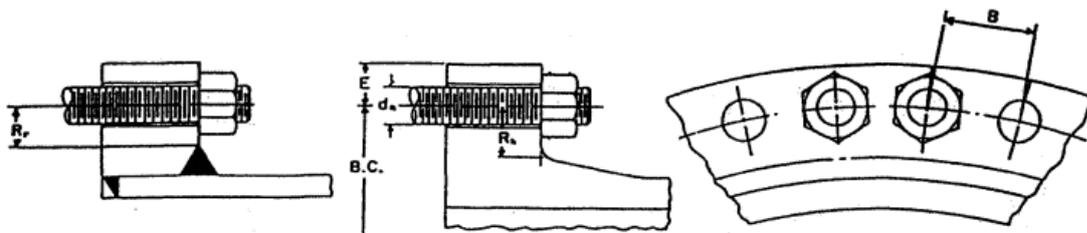


Figura b.16 Recomendaciones para el diseño de las bridas (Tubular Exchanger Manufacturers Association s. f.)

Se realizó el cálculo de carga sobre los pernos sin operación como:

$$W_{m2} = \pi b G y = 47349.7 N \quad (B.70)$$

De igual manera se determinó la carga sobre pernos cuando el equipo está operando

$$W_{m1} = H + H_p = 79013.2 N \quad (B.71)$$

Donde la fuerza hidrostática total  $H$  es:

$$H = \frac{\pi}{4} G^2 P = 66593.6 N \quad (B.72)$$

Y la fuerza de compresión es:

$$H_p = 2\pi b G m P = 12419.6 N \quad (B.73)$$

La normativa TEMA establece que para intercambiadores de calor tipo E el tamaño mínimo de pernos debe ser M20, por lo tanto, se escogió elementos de clase 4.6 y se procedió a calcular el área requerida para resistir la carga.

$$A_m = \frac{W_{m1}}{S_b} = 3.95 \times 10^{-4} m^2 \quad (B.74)$$

Donde  $S_b$  es la resistencia mínima del perno a la temperatura de trabajo

$$S_b = 200 MPa$$

Se calcula el número necesario de pernos dividiendo el área requerida para el área de un solo perno M20.

$$N_p = \frac{A_m}{A_p} = 1.82 \equiv 2 \quad (B.75)$$

Debido a que con 2 pernos no se asegura un ajuste adecuado de las bridas se decide usar 8 pernos para asegurar que el apriete de la brida sea el ideal para evitar fugas.

Ya obtenidos las dimensiones de las bridas como tercer punto, se calculan las fuerzas varias y momentos que actúan sobre esta:

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 P = 64858.6N \quad (B.76)$$

$$H_T = H - H_D = 734.1N \quad (B.77)$$

$$H_G = W_{m1} - H = 12419.6N \quad (B.78)$$

Se determinaron los brazos de palancas donde actúan las diferentes fuerzas que se ejercen sobre la brida usando como referencia las ecuaciones de brazo del momento como se observa en la figura b.19.

$$h_D = R + 0.5g_1 = 44.025mm \quad (B.79)$$

$$h_T = 0.5(R + g_1 + h_G) = 52.375mm$$

$$h_G = 51.7mm \quad (B.80)$$

### Moment Arms for Flange Loads under Operating Conditions

Type of Flange	$h_D$	$h_T$	$h_G$
Integral flange	$R + 0.5g_1$	$0.5(R + g_1 + h_G)$	$0.5(C - G)$
Loose or ring flange	$0.5(C - B)$	$0.5(h_D + h_G)$	$0.5(C - G)$
Lap flange	$0.5(C - B)$	$0.5(C - G)$	$0.5(C - G)$

Figura b.17 Brazos de momento (Thulukkanam, 2013, p. 631)

Se determinaron los momentos que actúan sobre la brida como:

$$M_D = H_D * h_D = 2855.4Nm \quad (B.81)$$

$$M_T = H_T * h_T = 38.5Nm \quad (B.82)$$

$$M_G = H_G * h_G = 642.1Nm \quad (B.83)$$

Finalmente, el momento total que actúa sobre la brida es:

$$M_O = M_D + M_T + M_G = 3536Nm \quad (B.84)$$

Para la condición de asiento de junta el momento total es igual a

$$M_O' = \frac{W(C - G)}{2} = 1779.9Nm \quad (B.85)$$

Donde

$$W = \frac{(A_m + A_p)S_a}{2} = 68855.7N \quad (B.86)$$

Una vez que se han calculado los momentos se procedió a calcular el factor de forma de la brida como:

$$K = \frac{A}{B} = 1.79 \quad (B.87)$$

Finalmente, el espesor de la brida es:

$$T_f = \sqrt{\frac{M_O * Y}{S_f * B}} = 17.5mm \quad (B.88)$$

Y

$$Y = \frac{1}{K-1} \left[ 0.66845 + 5.71690 * \frac{K^2 * \log_{10}(K)}{K^2 - 1} \right] = 3.51$$

(B.89)

### b.8. Diseño de boquillas

Para el diseño de las boquillas fue necesario realizar el dimensionamiento del diámetro de acuerdo con la velocidad media permitida basándose en normativa, por lo tanto, para la entrada y salida del GLP tenemos:

$$u_{GLP L} = \frac{\dot{m}_{GLP}}{\rho_l * A_e} = 0.52 \frac{m}{s}$$

(B.90)

La boquilla de entrada tiene un diámetro de 25.4mm, entonces el área de entrada es:

$$A_e = \frac{\pi * d_e^2}{4} = 5.07 \times 10^{-4} m^2$$

Para la boquilla de salida se hace uso de un diámetro de 63.5mm, donde el área de salida es:

$$A_s = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 3.17 \times 10^{-3} m^2$$

Por lo tanto, la velocidad de salida del GLP en fase de vapor es:

$$u_{GLP V} = \frac{\dot{m}_{GLP}}{\rho_v * A_s} = 19.7 \frac{m}{s}$$

(B.91)

Por lo cual cumple con la normativa INEN 2 260 que nos dice que la velocidad máxima de GLP dentro de una tubería no debe sobrepasar los 20m/s para evitar ruidos y vibraciones en la instalación.

Se procedió a determinar el espesor de las boquillas de entrada y salida del GLP:

$$t_e = \frac{P * R_e}{S * E - 0.6P} = 1.9 \times 10^{-4} m$$

(B.92)

Y

$$t_s = \frac{P * R_s}{S * E - 0.6P} = 9.4 \times 10^{-4} m$$

(B.93)

Donde:

$$P = 1.034 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Máximo esfuerzo permisible de acuerdo con la norma ASME sección VII es:

$$S = 198 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Se aplicó el mismo método para la boquilla de entrada y salida del agua con una tubería de 38.1mm, debido a que no existe cambio de fase se tiene el mismo diámetro y se comprobó que la velocidad máxima no exceda los 2m/s de acuerdo con la norma.

$$u_{ag} = \frac{\dot{m}_{ag}}{\rho_{ag} * A_{ag}} = 1.25 \frac{m}{s}$$

Donde

$$A_{ag} = \frac{\pi * d_{ag}^2}{4} = 1.14 \times 10^{-3} m^2$$

Finalmente, el espesor de la boquilla es:

$$t_{ag} = \frac{P * R_{ag}}{S * E - 0.6P} = 2.8 \times 10^{-4} m$$

### **b.9.Cálculo de pernos**

Al momento de diseño de la brida en la sección anterior también se realizó el cálculo de los pernos usando normativa, por lo tanto, en esta sección se llevará a cabo un proceso de diseño usando los procedimientos que se establecen en el libro de diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley bajo la normativa ASME (Budynas & Nisbett, 2008, p. 416), que establece una presión de máxima de diseño de 1.7MPa.

Se decidió usar 8 pernos M20 de clase 4.6 como se muestra en la figura b.20. Por lo que se procedió a calcular la fuerza que se ejerce sobre los pernos como:

$$F_T = P * A_s$$

$$F_T = 1.7 \times 10^6 \text{MPa} * 0.03236 m^2 = 55012 N$$

(B.94)

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, † MPa	Resistencia mínima a la tensión, † MPa	Resistencia mínima a la fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	

**Figura b.18 Selección de perno (Budynas & Nisbett, 2008, p. 416)**

Donde P es igual a 1.5 veces la presión de trabajo que ejerce el GLP sobre el lado de la coraza y  $A_s$  es el área interna de la coraza.

$$A_s = \frac{\pi * D_s^2}{4}$$

$$A_s = \frac{\pi * (0.203m)^2}{4} = 0.03236m^2$$

La fuerza que se ejerce sobre cada uno de los pernos es igual a:

$$F_{\text{perno}} = \frac{F_T}{8} = \frac{55012N}{8} = 6876.5N$$

(B.95)

Se procedió a calcular la resistencia de prueba del perno seleccionado como:

$$S_p = 0.85 * S_y = 0.85 * 240MPa = 204MPa$$

(B.96)

Con el área de tensión tabulada se calcula la carga de prueba máxima del perno

$$F_p = S_p * A_t = 204MPa * 245 \times 10^{-6}m^2 = 49980N$$

(B.97)

Una vez determinada la carga de prueba se calculó la fuerza de precarga como:

$$F_i = 0.75 * F_p = 0.75 * 49980N = 37485N$$

(B.98)

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
1/4	7/16	7/32	9/32	5/32
5/16	1/2	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/16	11/16	3/8	29/64	1/4
1/2	3/4	7/16	9/16	5/16
9/16	7/8	7/16	39/64	5/16
5/8	15/16	35/64	23/32	3/8
3/4	1 1/8	41/64	13/16	27/64
7/8	1 5/16	3/4	29/32	31/64
1	1 1/2	55/64	1	35/64
1 1/8	1 11/16	31/32	1 5/32	39/64
1 1/4	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 3/8	2 1/16	1 11/64	1 3/8	25/32
1 1/2	2 1/4	1 9/32	1 1/2	27/32

**Figura b.18** Altura de la tuerca (Budynas & Nisbett, 2008, p. 416)

La longitud total del perno se la calcula como se muestra en la ecuación 99, se encuentra definido  $t_1$ ,  $t_2$  son los espesores del espejo del haz de tubos y la brida y H es la altura de la tuerca de sujeción y se la obtiene de la figura b.22.

$$L = t_1 + t_2 + H$$

$$L = 15\text{mm} + 15\text{mm} + 18\text{mm} = 48\text{mm}$$

(B.99)

Por lo tanto, se decide hacer uso de pernos estandarizados M20 de una longitud de 60mm. La longitud de la parte roscada del perno es igual a:

$$L_T = 2 * d + 6\text{mm}$$

$$L_T = 2 * 20\text{mm} + 6\text{mm} = 46\text{mm}$$

(B.100)

La longitud sin rosca del perno es:

$$l_d = L - L_T$$

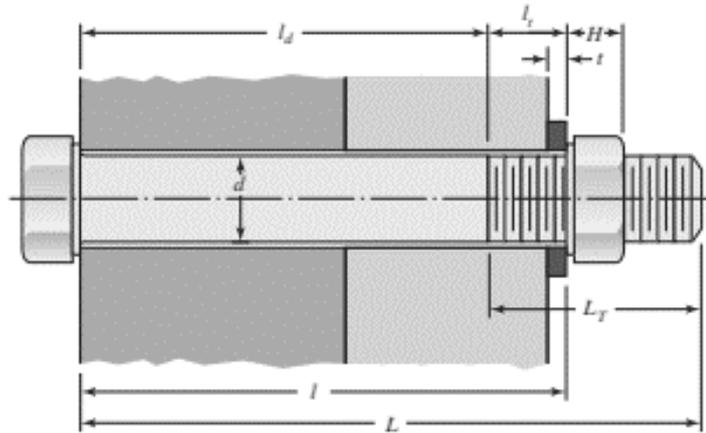
$$l_d = 60\text{mm} - 46\text{mm} = 14\text{mm}$$

(B.101)

Y

$$l_t = t_1 + t_2 - l_d = 30\text{mm} - 14\text{mm} = 16\text{mm}$$

(B.102)



**Figura b.19 Parámetros geométricos del perno (Budynas & Nisbett, 2008, p. 416)**

Se procedió con el cálculo de la rigidez del perno como se muestra a continuación:

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E_{\text{perno}}}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

(B.103)

$$K_b = \frac{314.16\text{mm}^2 * 245\text{mm}^2 * 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}}{314.16\text{mm}^2 * 16\text{mm} + 245\text{mm}^2 * 14\text{mm}} = 1911.36 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Donde el área nominal del perno es igual a:

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * (20\text{m})^2}{4} = 314.16\text{mm}^2$$

Se calculó la rigidez del espejo y de la brida, las cuales tienen el mismo espesor y material, por lo tanto:

$$K_1 = \frac{0.577 * \pi * E * d}{\ln \left( \frac{[1.155t + D - d] * [D + d]}{[1.155t + D + d] * [D - d]} \right)}$$

(B.104)

$$K_1 = \frac{0.577 * \pi * 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} * 20\text{mm}}{\ln\left(\frac{[1.155 * 15\text{mm} + 30\text{mm} - 20\text{mm}] * [30\text{mm} + 20\text{mm}]}{[1.155 * 15\text{mm} + 30\text{mm} + 20\text{mm}] * [30\text{mm} - 20\text{mm}]}\right)} = 10757.73 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Finalmente, la rigidez total de las placas de acero es:

$$K_m = \frac{K_1}{2} = 5378.86 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Una vez que se determinaron la rigidez de las placas y del perno se pudo encontrar la rigidez total de la junta empernada como:

$$c = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

(B.105)

$$c = \frac{1911.36}{1911.36 + 5378.86} = 0.26$$

Como último paso fue necesario calcular el factor de carga para comprobar si los pernos seleccionados cumplían con el requerimiento

$$F_c = \frac{S_p * A_t - F_i}{c * F_{\text{perno}}}$$

(B.106)

$$F_c = \frac{204\text{MPa} * 245 \times 10^{-6} \text{mm}^2 - 37485\text{N}}{0.26 * 6876.5\text{N}} = 6.98$$

Por lo tanto, quedó comprobado que la selección de los pernos es adecuada ya que la norma API 650 recomienda que el factor de seguridad sea mayor que 4 para que sea capaz de resistir la carga de trabajo.

## **b.10. Diseño de soldadura**

Para el diseño de las soldaduras se decidió seguir el procedimiento establecido en libro de diseño de sistemas mecánicos de Shigley (Budynas, 2008, p. 472).

Se decidió usar un electrodo E6011 y diseñar las soldaduras para una presión de trabajo de 2MPa, por lo cual la fuerza ejercida por la presión sobre los espejos es igual a:

$$F_e = A_s * P_{Tr} \tag{B.107}$$

$$F_e = \frac{\pi * (0.203m)^2}{4} * 2MPa = 64730.9N$$

La fuerza permisible por unidad de longitud de la soldadura se puede apreciar en la figura b.23 y es igual a:

$$F_p = 2.39 \frac{Kip}{Pulg} * l_c \tag{B.108}$$

$$F_p = 2.39 \frac{Kip}{Pulg} * 25.19Pulg = 60.2Kip = 267782.94N$$

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

\*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.

$^{\dagger}f = 0.707h\tau_{perm}$ .

Figura b.20 Fuerza unitaria permisible para tamaños de soldadura de filete (Budynas, 2008, p. 472).

Donde  $l_c$  es la longitud de la circunferencia calculada como:

$$l_c = \pi * D_s$$

$$l_c = \pi * 0.203\text{m} = 0.64\text{m} = 25.19\text{Pulg}$$

(B.109)

Se realizó el cálculo del esfuerzo cortante sobre la garganta de la soldadura para confirmar que resiste.

$$\tau = \frac{F_e}{0.707h * l_c}$$

(B.110)

$$\tau = \frac{64730.9\text{N}}{0.707 * 0.005\text{m} * 0.64\text{m}} = 28.61\text{MPa}$$

El esfuerzo cortante permisible en la garganta de la soldadura como se observa en la figura b.24 es:

$$\tau_{\text{perm}} = 0.3S_{\text{ut}}$$

(B.111)

$$\tau_{\text{perm}} = 0.3 * 427\text{MPa} = 128.1\text{MPa}$$

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

**Figura b.21 Esfuerzo cortante permisible para tipo de electrodo seleccionado (Budynas, 2008, p. 472).**

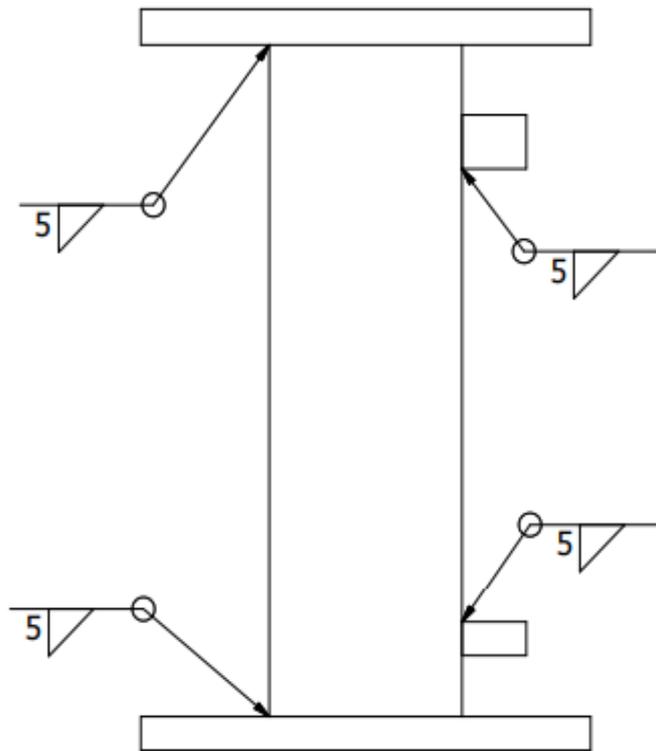
El esfuerzo cortante permisible en el metal base es igual a:

$$\tau_{\text{perm B}} = 0.4 * S_y$$

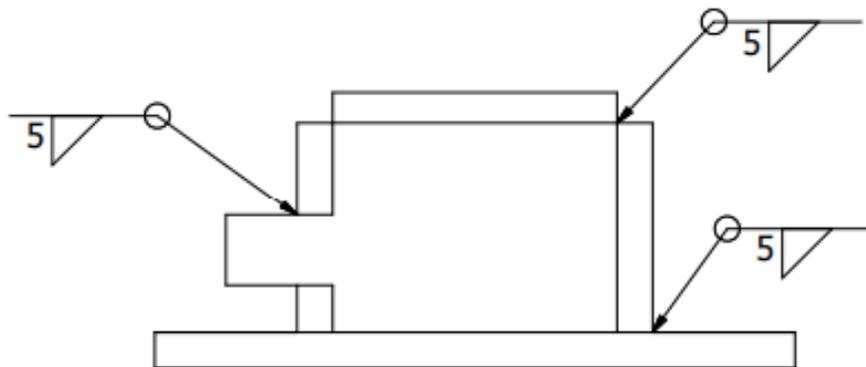
(B.112)

$$\tau_{perm B} = 0.4 * 241MPa = 96.4MPa$$

Se puede apreciar que la fuerza permisible en la soldadura es mucho más grande que la fuerza aplicada, por lo tanto, se puede comprobar que el cordón de soldadura de filete con electrodo E6011 cumple satisfactoriamente.



**Figura b.22 Partes soldadas en la coraza [Autoría propia]**



**Figura b.23 Partes soldadas en el cabezal [Autoría propia]**

### b.11. Diseño de los soportes del vaporizador

El evaporador ensamblado tiene una masa combinada de 113kg, por lo cual se decidió realizar el diseño de las soldaduras y dimensionamiento de las patas con una masa igual a 200kg.

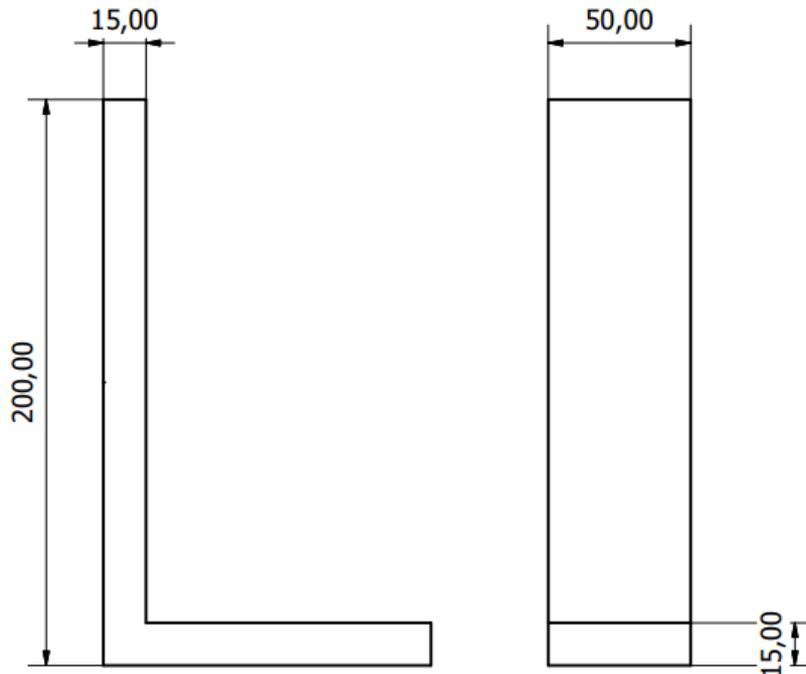


Figura b.24 Dimensiones del soporte del vaporizador [Autoría propia]

Se realiza el calcula de la fuerza que se ejerce sobre las bases debido al peso del evaporador como se muestra a continuación.

$$F_{ev} = m_{ev} * g$$

(B.113)

$$F_{ev} = 200\text{kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1962\text{N}$$

Se comprueba que la carga aplicada a la base no sobrepase la carga critica de columna

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(L_e)^2}$$

(B.114)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 200\text{MPa} * \frac{0.05\text{m} * (0.015\text{m})^3}{12}}{(0.1)^2} = 2775.82\text{N}$$

La fuerza ejercida por el peso del evaporado actúa sobre el área de contacto que es igual a:

$$A_c = L_1 * L_2$$

$$A_c = 0.015\text{m} * 0.05\text{m} = 7.5 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Finalmente, el esfuerzo de compresión en la base del evaporador es:

$$\sigma_{ev} = \frac{F_{ev}}{A_c}$$

(B.115)

$$\sigma_{ev} = \frac{1962\text{N}}{7.5 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 2.61 \text{MPa}$$

El material seleccionado para las bases es acero A588M con una resistencia última de 450MPa, donde el máximo esfuerzo permisible es igual a:

$$S = \frac{S_u}{3.5} = \frac{450\text{MPa}}{3.5} = 128.57 \text{MPa}$$

Se puede apreciar que las bases resistirán de manera muy satisfactoria el esfuerzo al cual se encontrarán sometidas. Luego de dimensionar las bases se procedió con el cálculo de las soldaduras como se muestra a continuación.

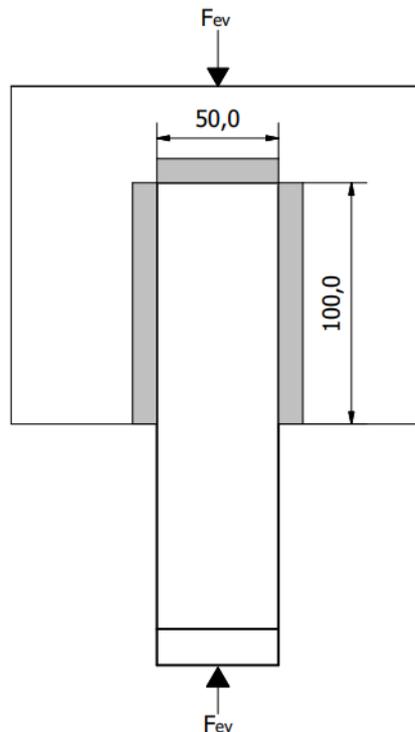


Figura b.25 Filetes de soldadura del soporte [Autoría propia]

La longitud total de la soldadura es igual a:

$$L_{sol} = 100\text{mm} + 50\text{mm} + 100\text{mm} = 250\text{mm} = 9.84\text{In}$$

Se decide hacer uso de un proceso de soldadura SMAW con un electrodo E6011, donde el esfuerzo permisible del cordón es igual a:

$$F_{perm} = 3.98 * L_{sol}$$

(B.116)

$$F_{perm} = 3.98 \frac{\text{Kip}}{\text{In}} * 9.84\text{In} = 39.16\text{Kip} = 174.192\text{Kn}$$

Se puede apreciar que la fuerza permisible es mucho más grande que la fuerza ejercida por el peso del evaporador sobre las bases. El esfuerzo cortante ejercido sobre la soldadura es igual a:

$$\tau = \frac{F_{ev}}{0.707h * L_{sol}}$$

(B.117)

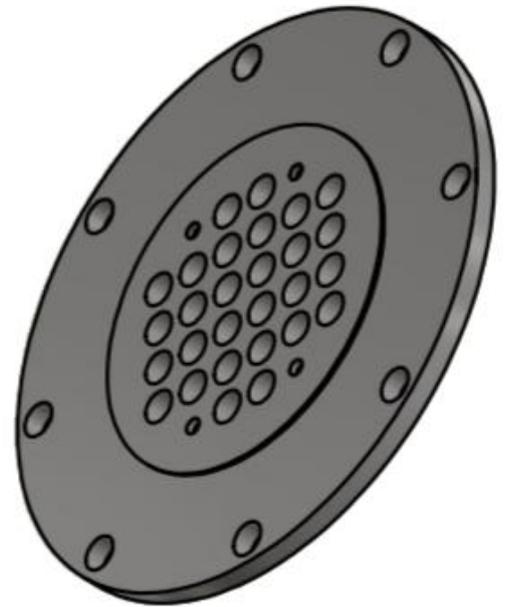
$$\tau = \frac{1962\text{N}}{0.707 * 0.005\text{m} * 0.25\text{m}} = 2.22\text{MPa}$$

El esfuerzo cortante permisible en la garganta de la soldadura con electrodo E6011 es:

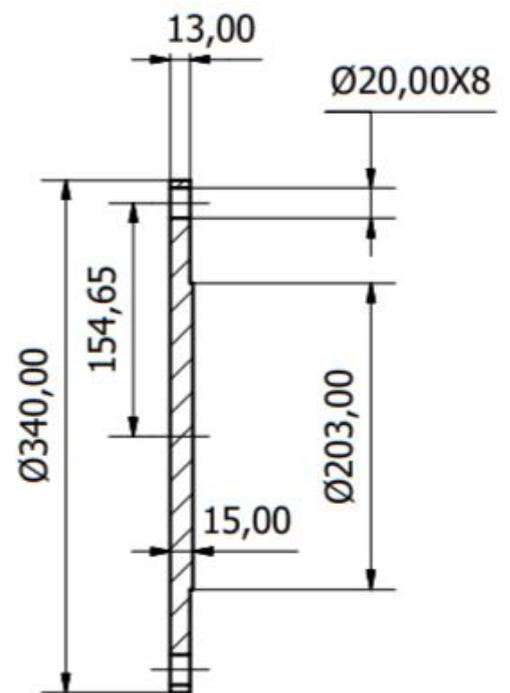
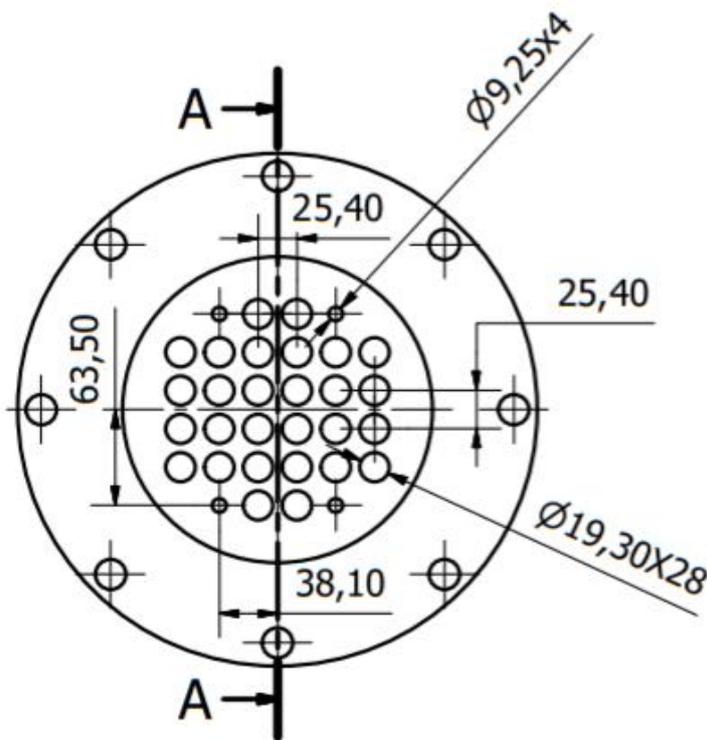
$$\tau_{perm} = 0.3S_{ut}$$

(B.118)

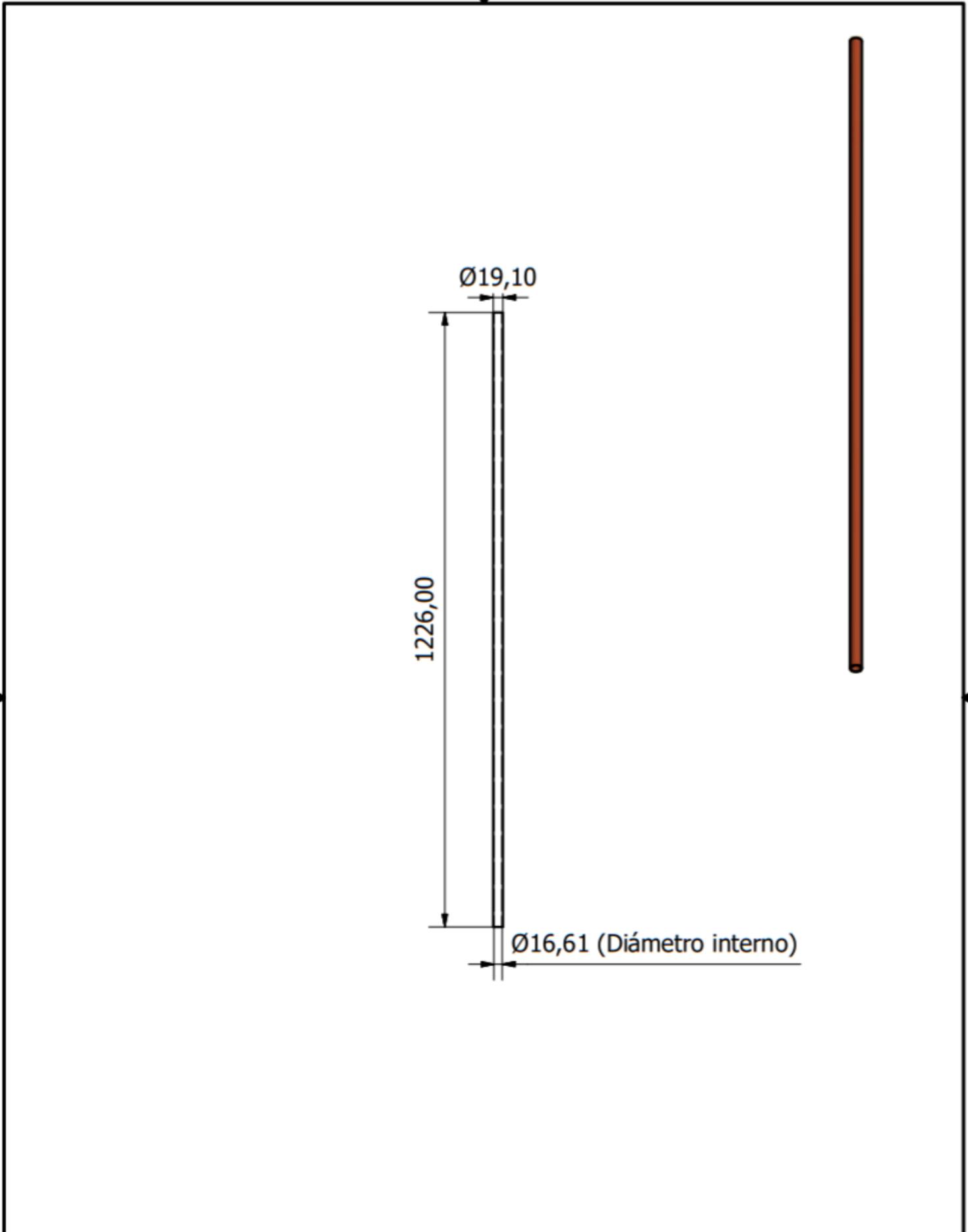
$$\tau_{perm} = 0.3 * 427\text{MPa} = 128.1\text{MP}$$



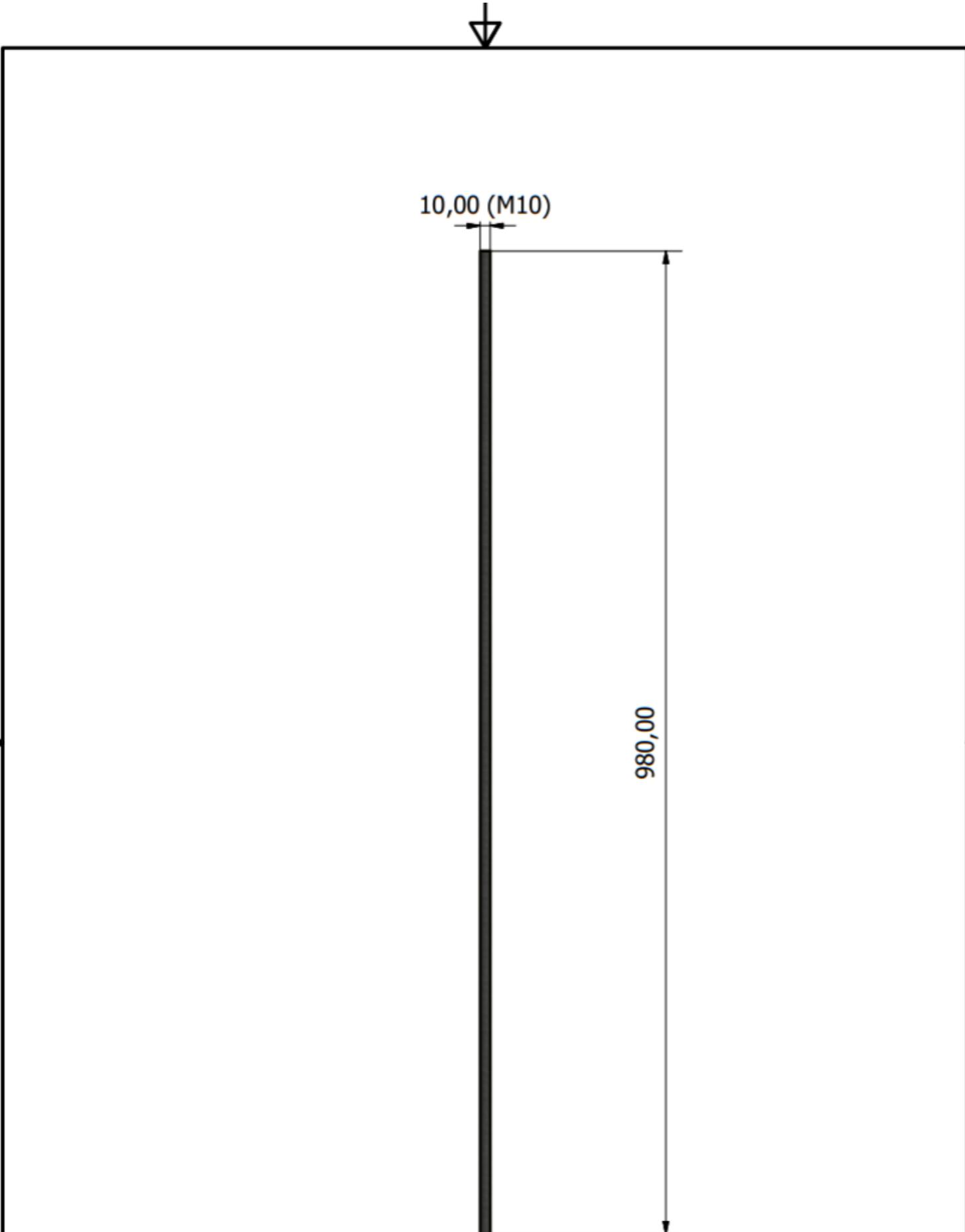
A-A ( 1 : 5 )



Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>Vaporizador de GLP</b>	
		Lamina estacionaria de tubos	Escala 1:5 Hoja 1/15

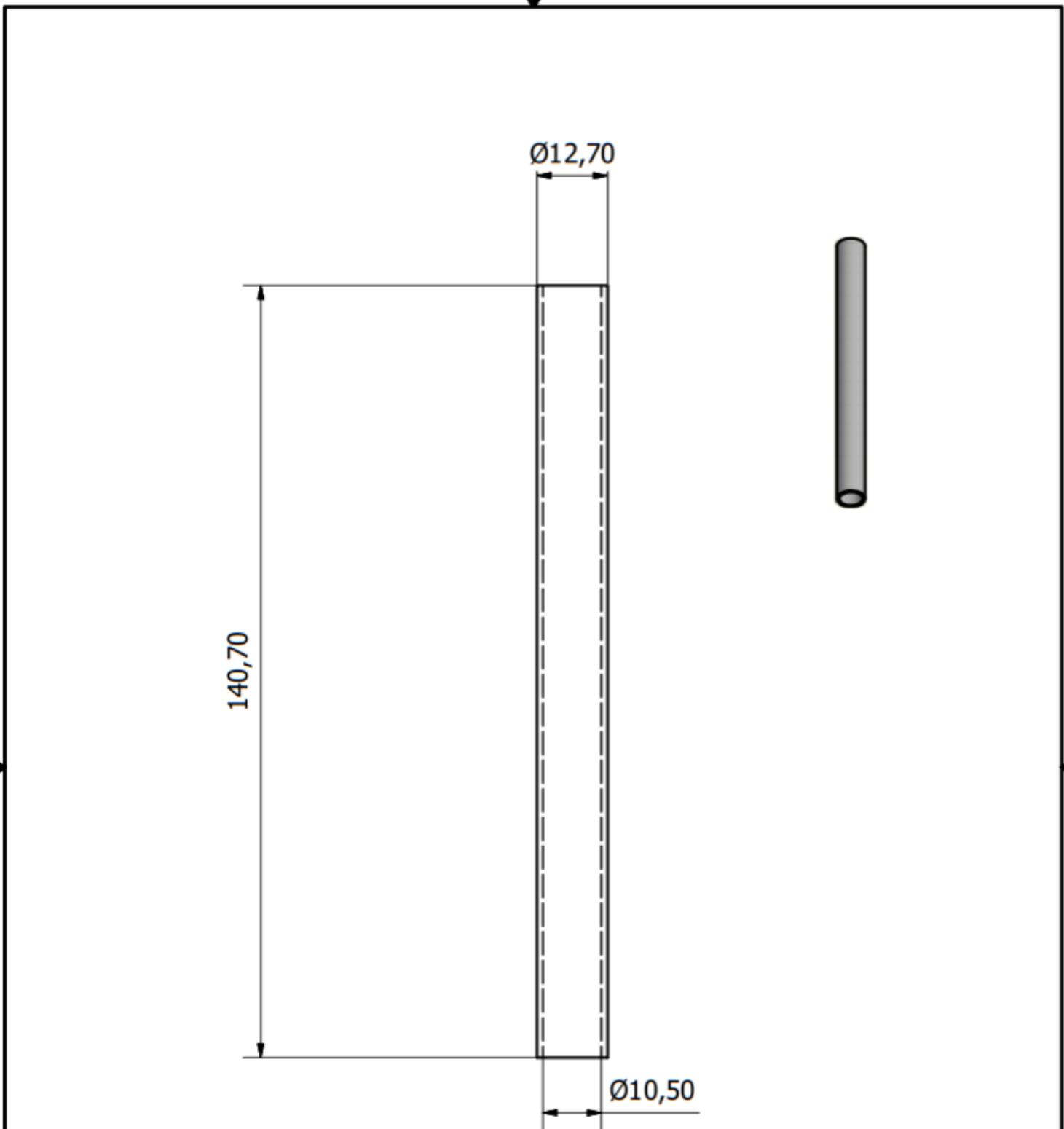


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>Vaporizador de GLP</b>	
		Tubería de conducción de agua	Escala 1:10 Hoja 2/15

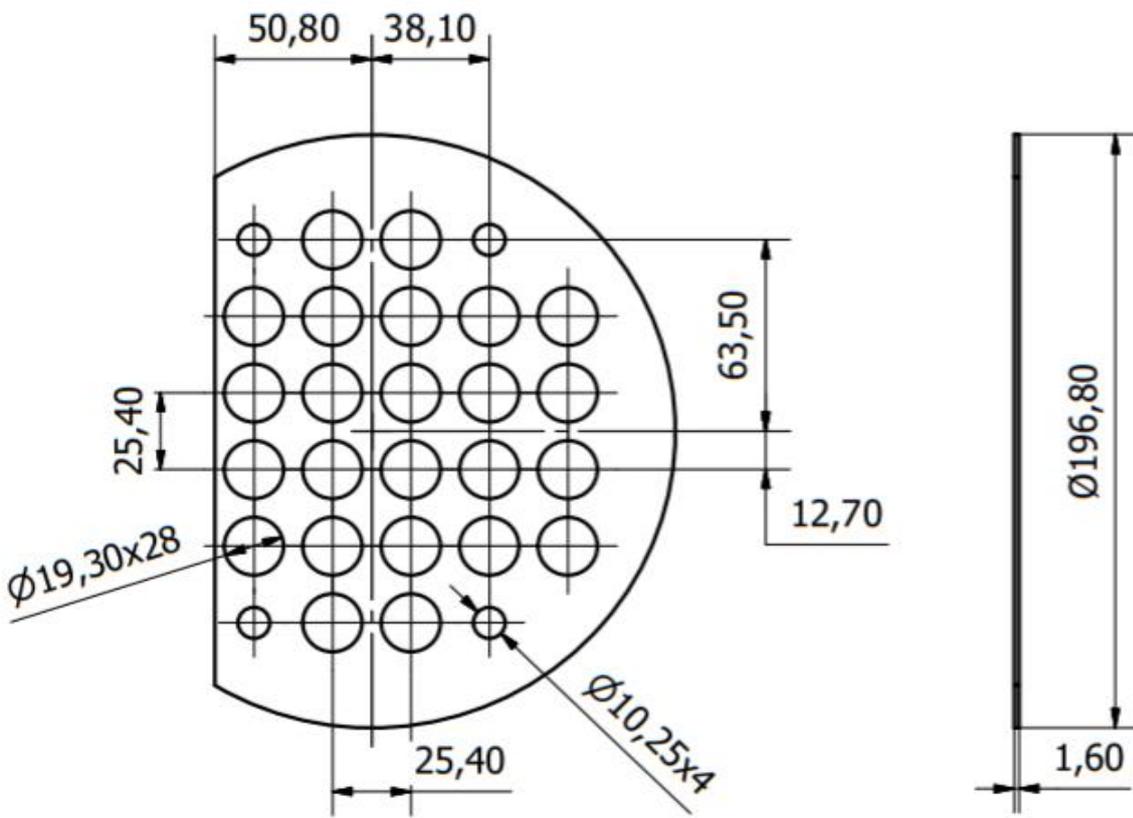
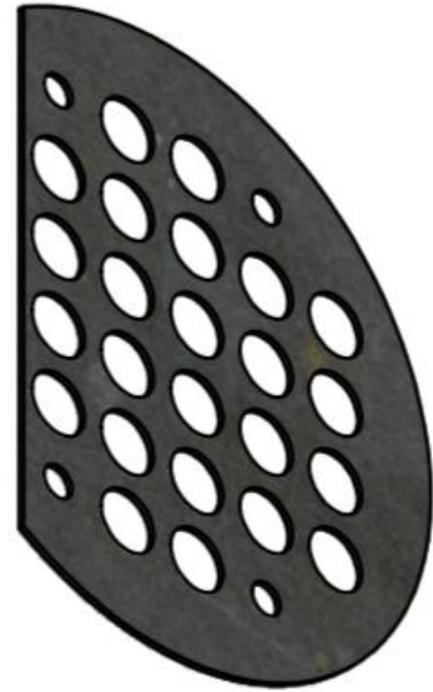


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Varilla roscada	Escala <b>1:5</b>	Hoja <b>3/15</b>



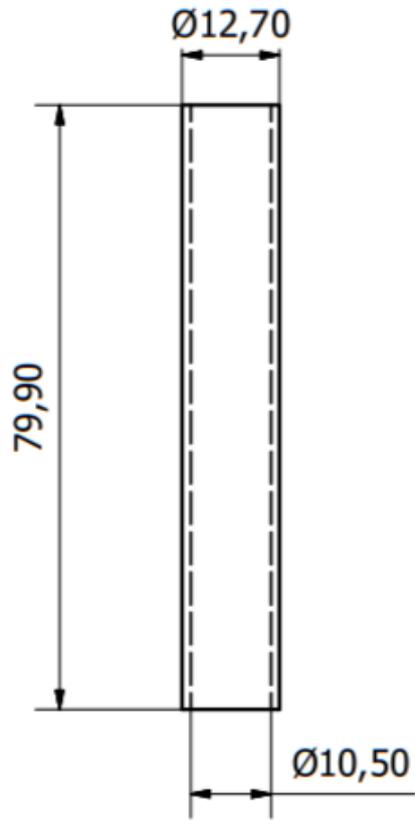


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Espaciador inicial	Escala 1:1	Hoja 4/15

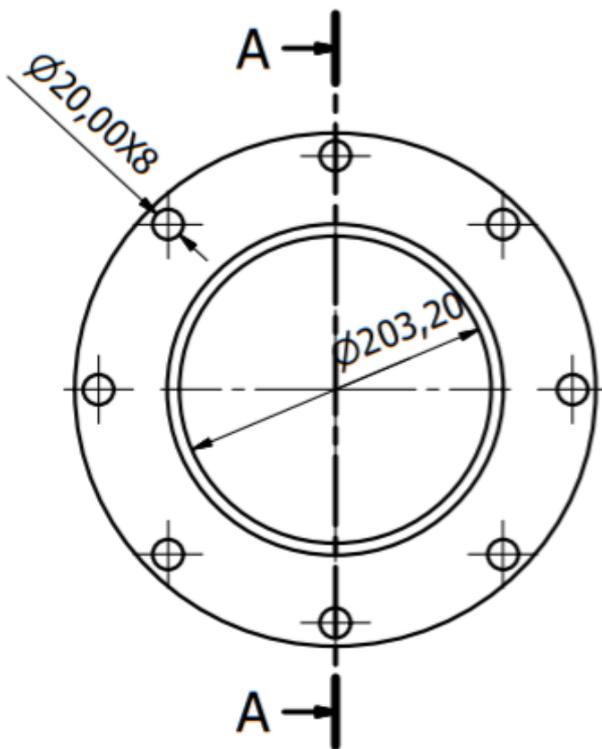


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M. Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	Vaporizador de GLP		
	Desviador transversal de flujo	Escala 1:2.5	Hoja 5/15

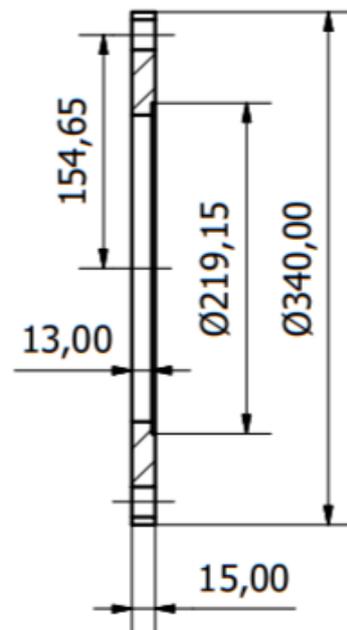




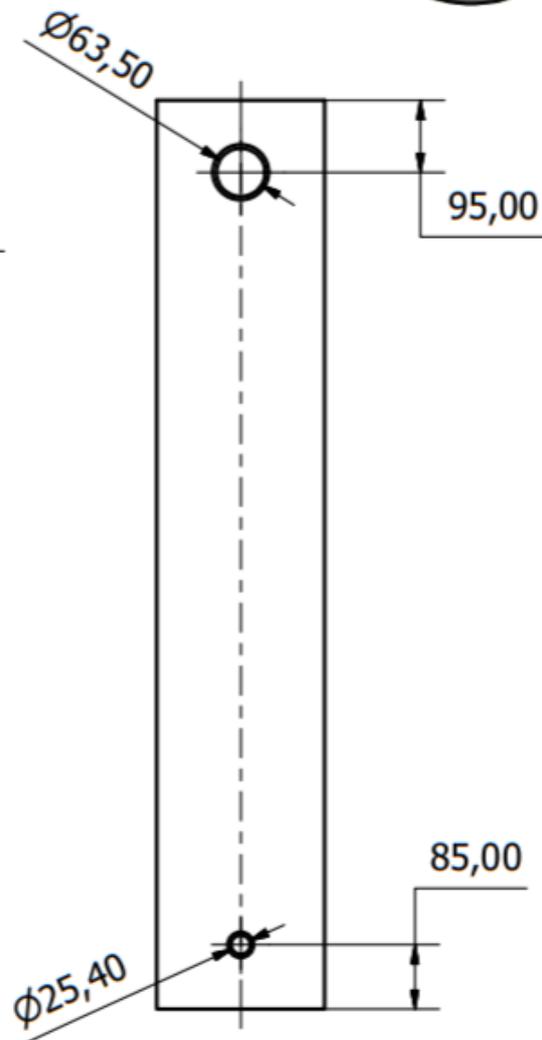
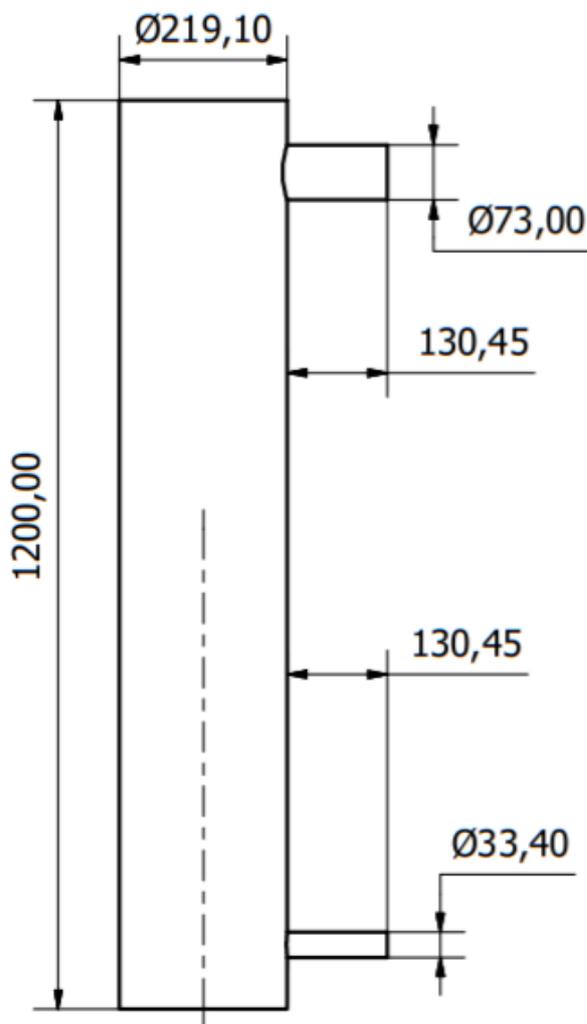
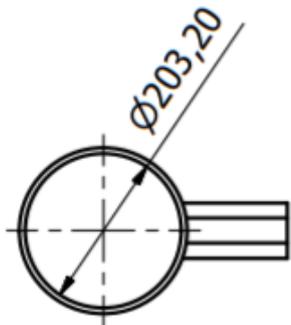
Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>Vaporizador de GLP</b>	
		Espaciador medio	Escala 1:1
		Hoja 6/15	



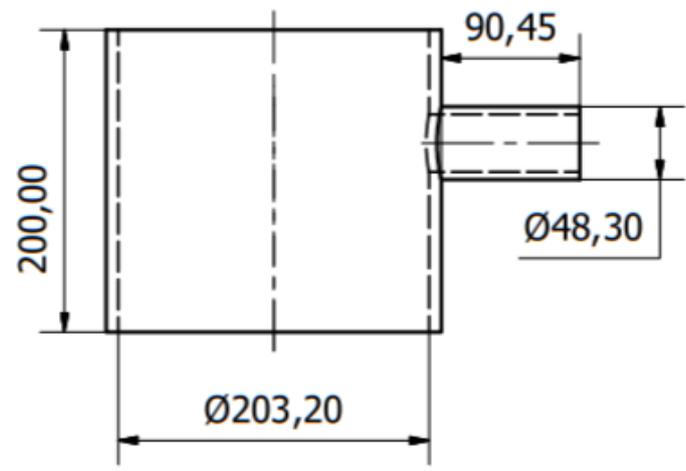
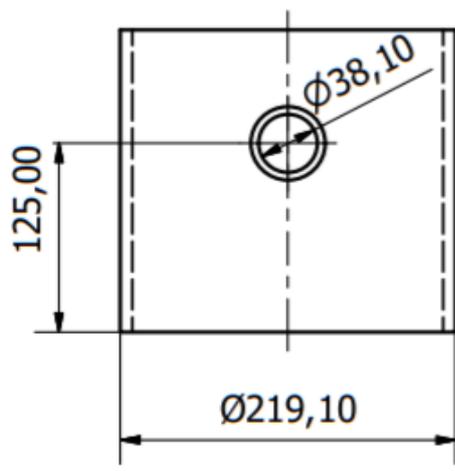
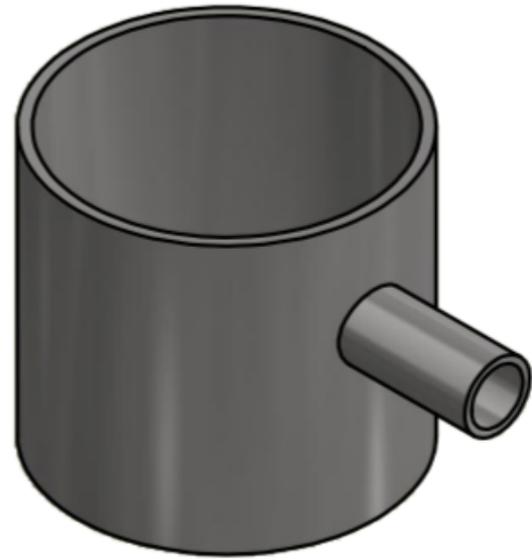
A-A ( 1 : 5 )



Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
ESPOL	Vaporizador		
	Brida del casco extremo del cabezal estacionario	Escala 1:5	Hoja 7/15



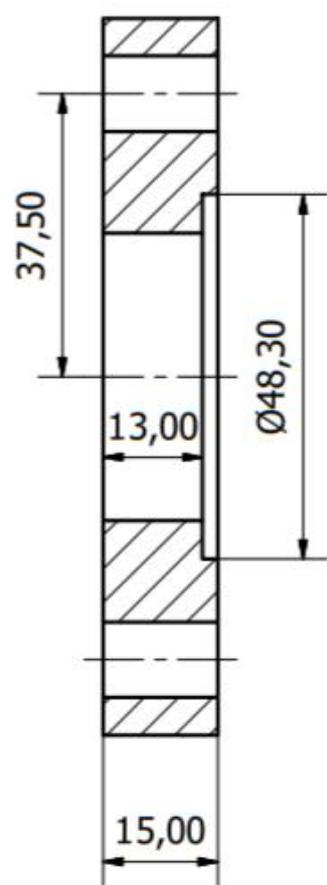
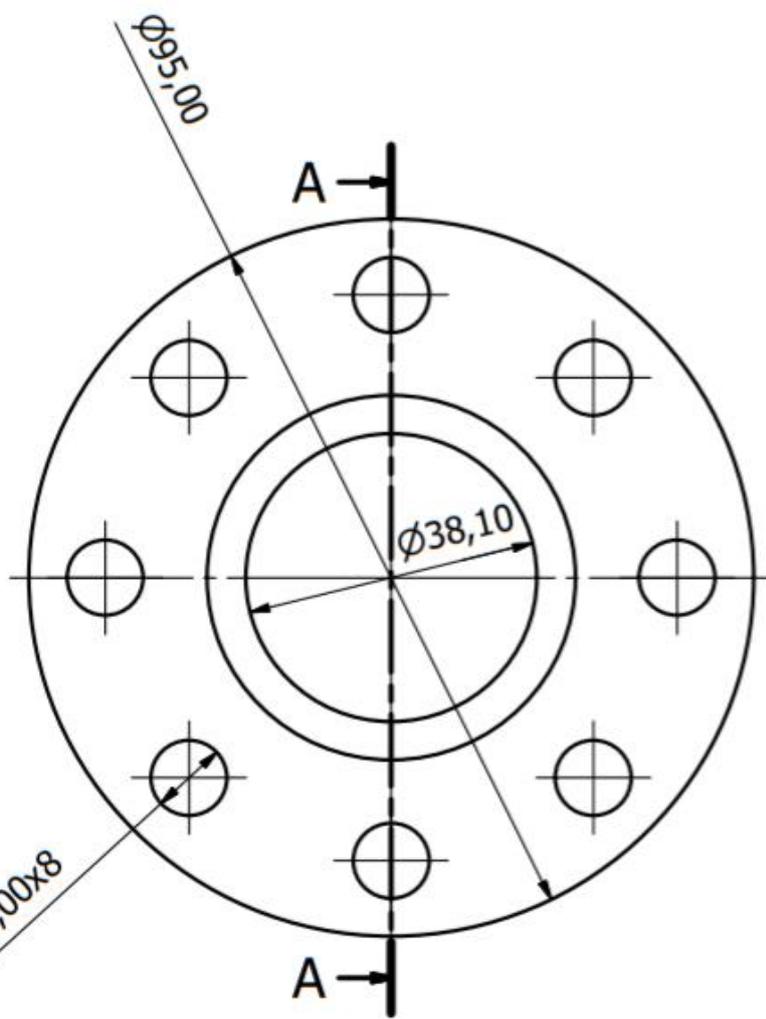
Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Coraza	Escala 1:10	Hoja 8/15



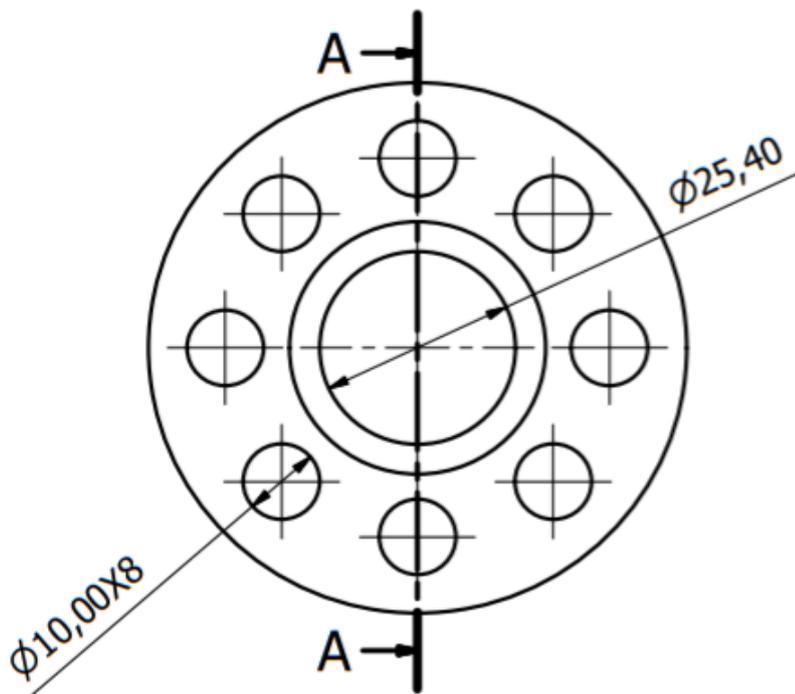
Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Cabezal estacionario	Escala 1:5	Hoja 9/15



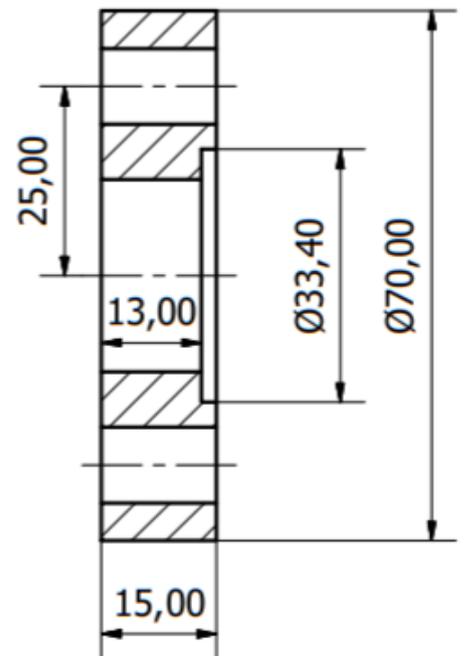
A-A ( 1 : 1 )



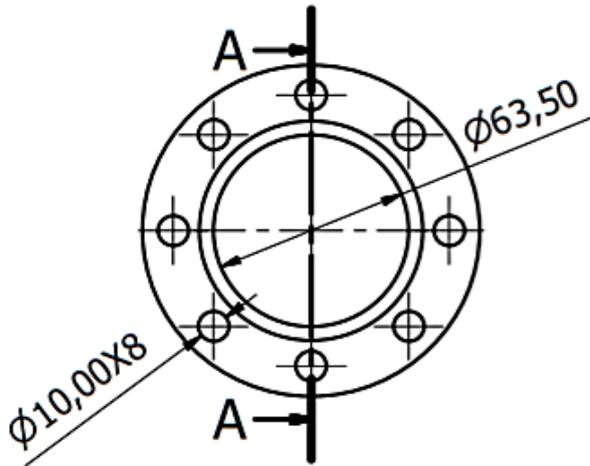
Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>Vaporizador de GLP</b>	
		Brida de la tobera del cabezal estacionario	Escala 1:1
		Hoja 10/15	



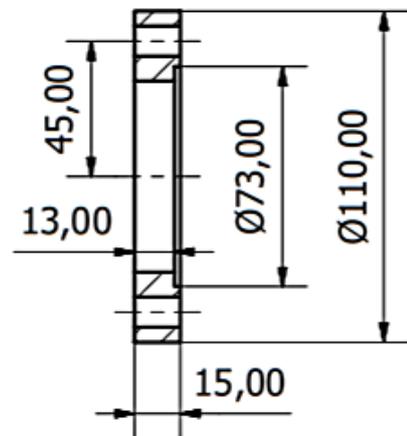
A-A ( 1 : 1 )



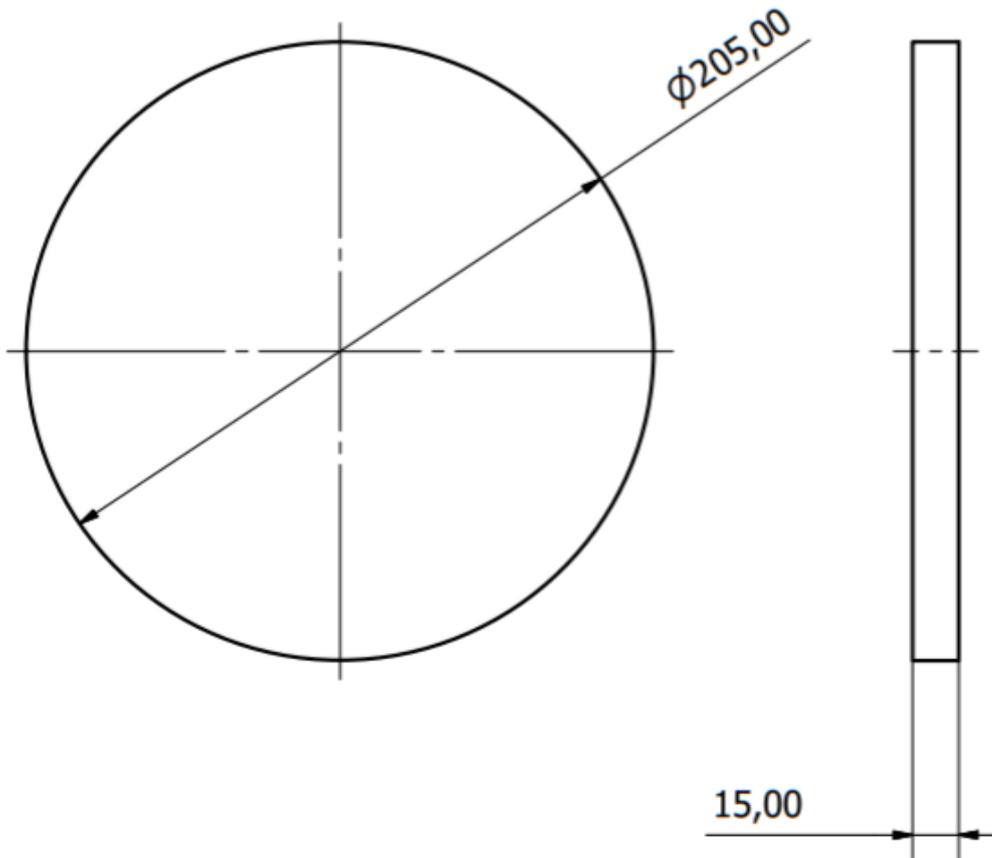
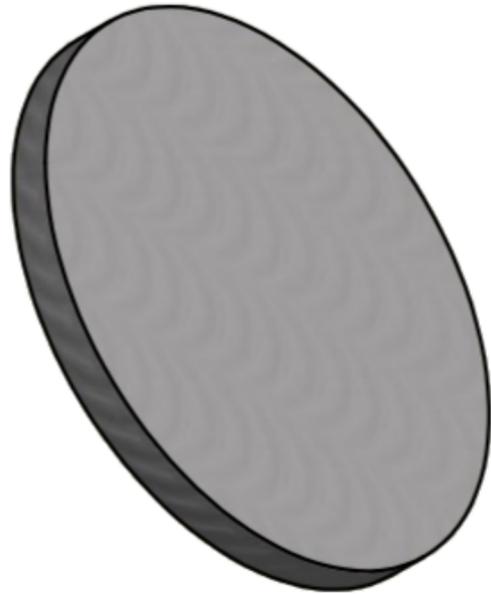
Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>Vaporizador de GLP</b>	
		Brida de la tobera de entrada de GLP a la coraza	<table border="1"> <tr> <td>Escala 1:1</td> <td>Hoja 11/15</td> </tr> </table>
Escala 1:1	Hoja 11/15		



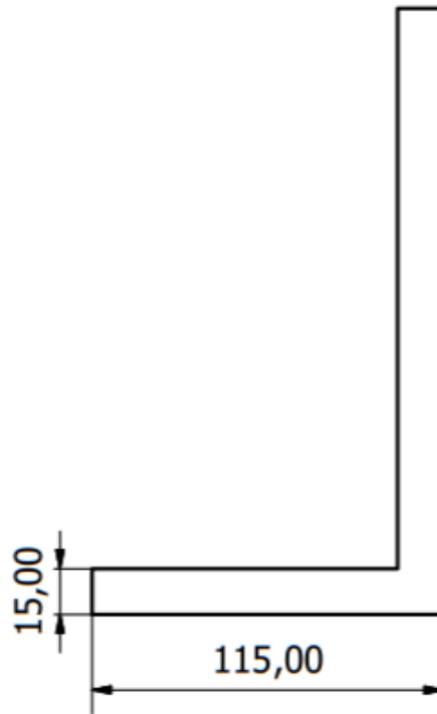
A-A ( 1:2.5 )



Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		Vaporizador de GLP	
		Brida de la tobera de salida del GLP de la coraza	<table border="1"> <tr> <td>Escala 1:2.5</td> <td>Hoja 12/15</td> </tr> </table>
Escala 1:2.5	Hoja 12/15		

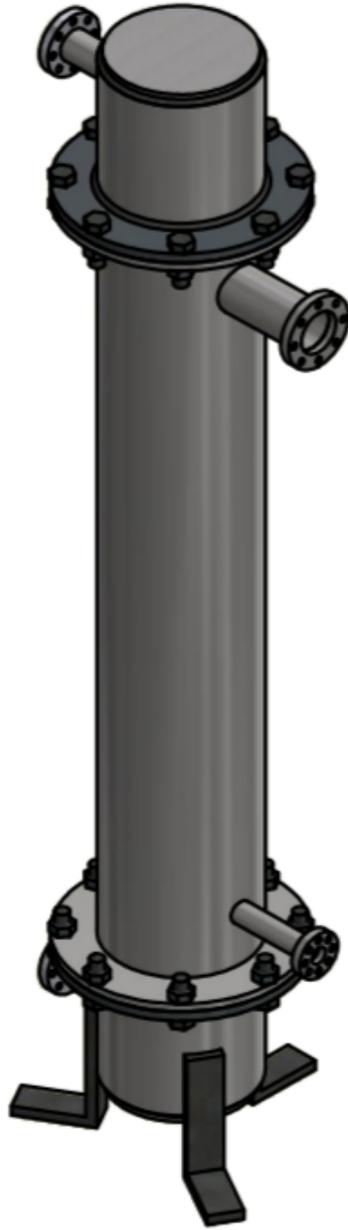


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Cubierta del cabezal estacionario	Escala 1:2.5	Hoja 13/15

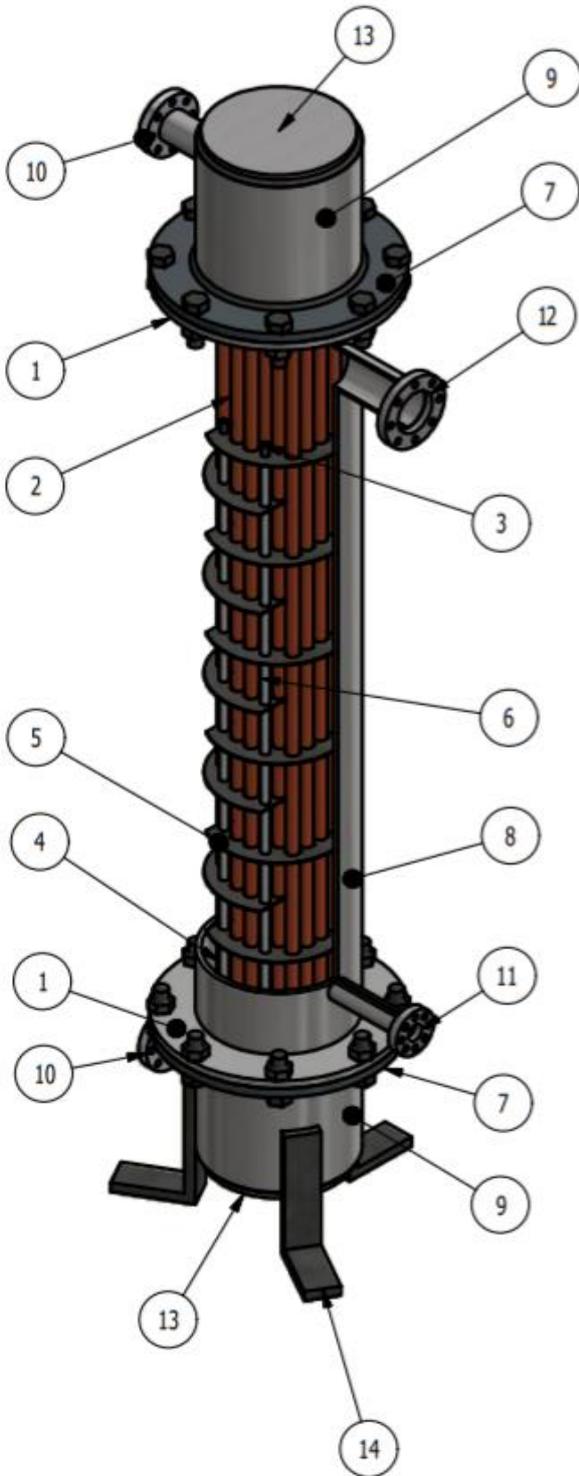


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>		Vaporizador del GLP	
		Base del vaporizador	Escala 1:2.5



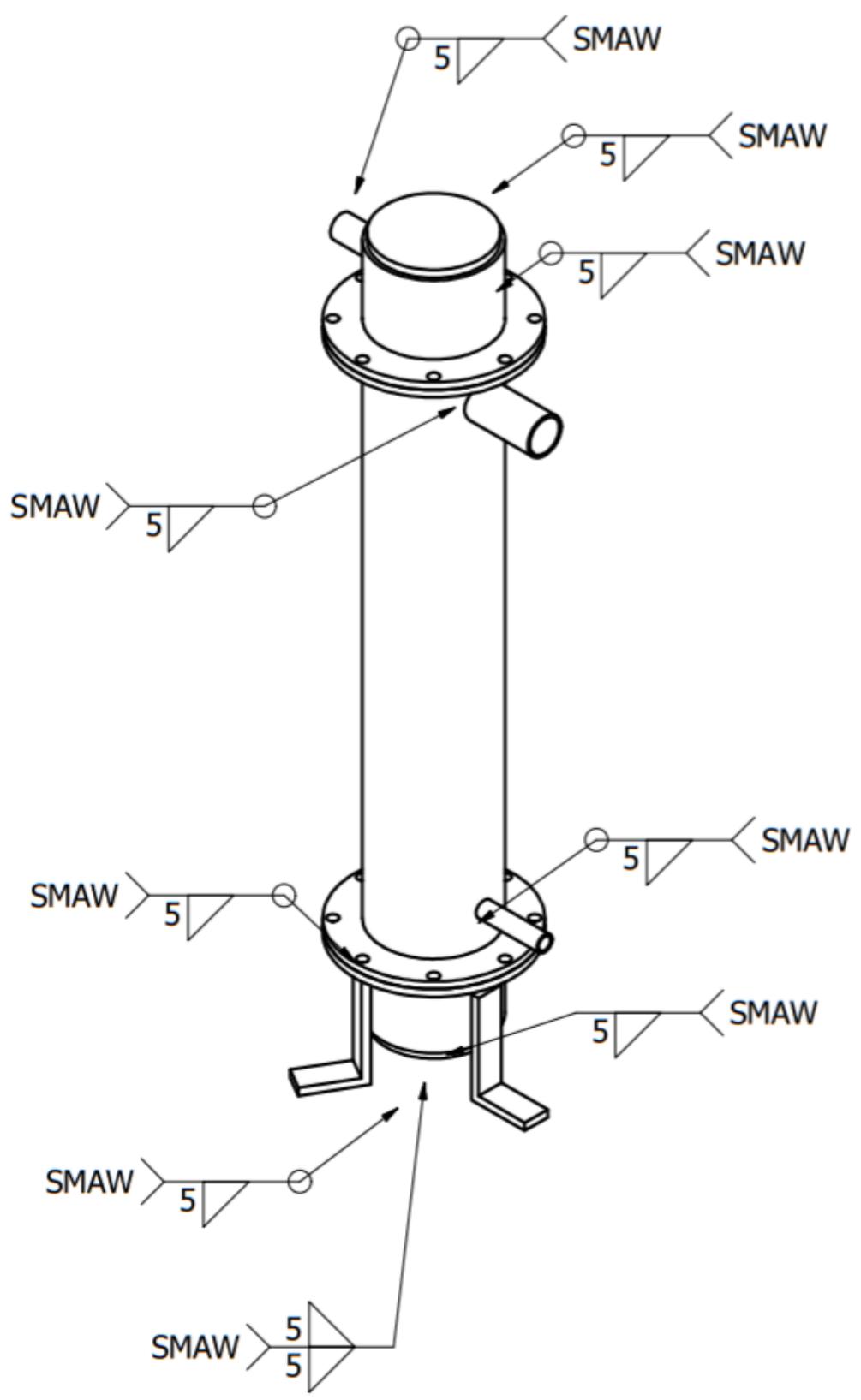


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	Vaporizador de GLP		
	Ensamble final	Escala 1:10	Hoja 15/15

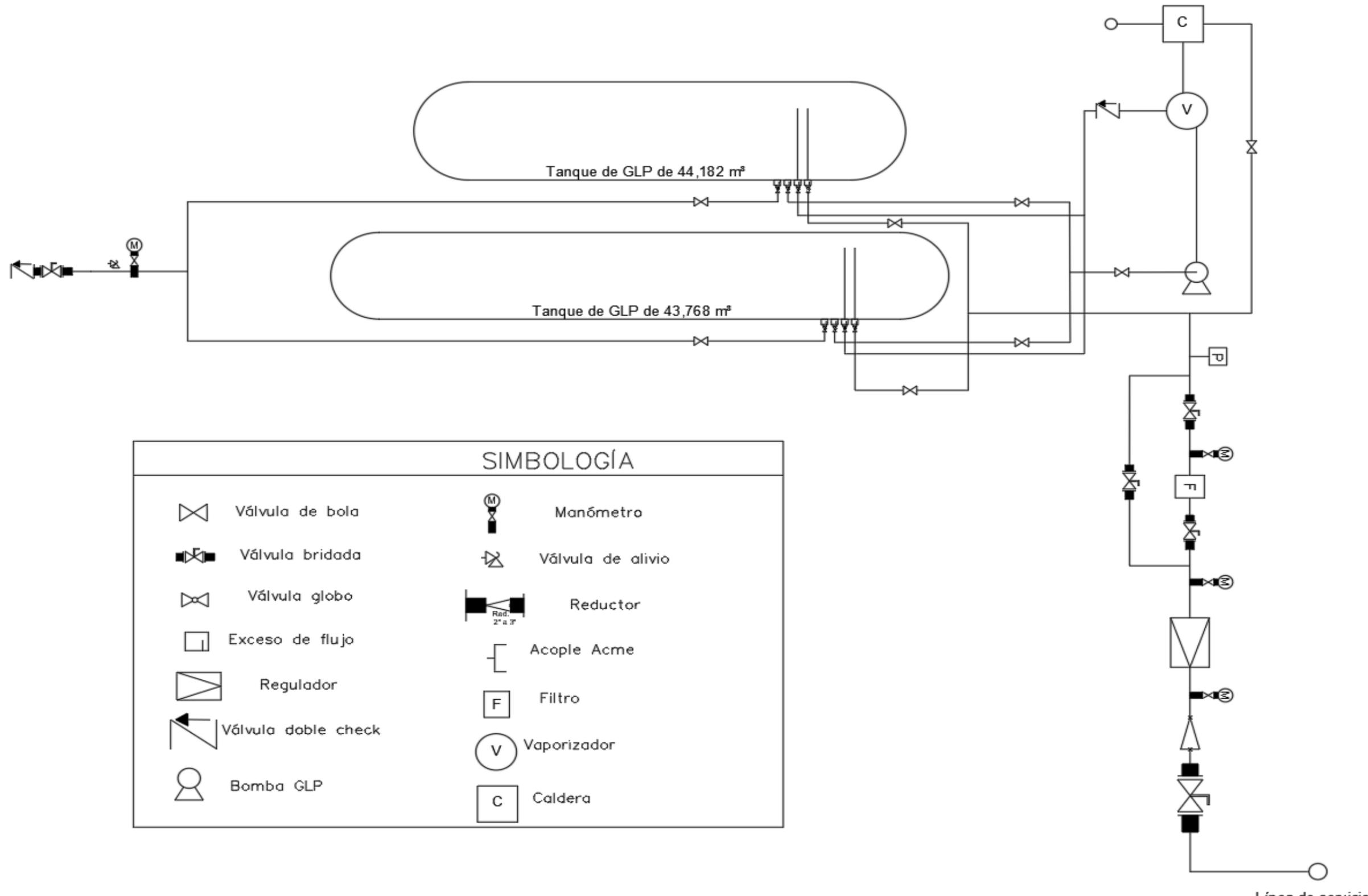


PARTS LIST			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	2	LAMINA ESTACIONARIA DE TUBOS	ASTM A-588M
2	28	TUBERIA DE CONDUCCIÓN DE AGUA	COBRE
3	4	VARILLA ROSCADA	ACERO
4	4	ESPACIADOR INICIAL	ACERO
5	11	DESVIADOR TRANSVERSAL DE FLUJO	ASTM A-36
6	40	ESPACIADOR MEDIO	ACERO
7	2	BRIDA DEL CASCO EXTREMO DEL CABEZAL ESTACIONARIO	ASTM A-588M
8	1	CORAZA	ASTM A 53 GRB
9	2	CABEZAL ESTACIONARIO	ASTM A 53 GRB
10	2	BRIDAS DE LA TOBERA DEL CABEZAL ESTACIONARIO	ASTM A-588M
11	1	BRIDA DE LA TOBERA DE LA ENTRADA DE GLP A LA CORAZA	ASTM A-588M
12	1	BRIDA DE LA TOBERA DE LA SALIDA DE GLP DE LA CORAZA	ASTM A-588M
13	2	CUBIERTA DEL CABEZAL ESTACIONARIO	ASTM A-588M
14	3	BASE DEL VAPORIZADOR	ASTM A-588M

Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 19/08/2020
<b>ESPOL</b>		<b>VAPORIZADOR DE GLP</b>	
		LISTA DE PIEZAS	Escala 1:10
		Hoja 1 / 1	

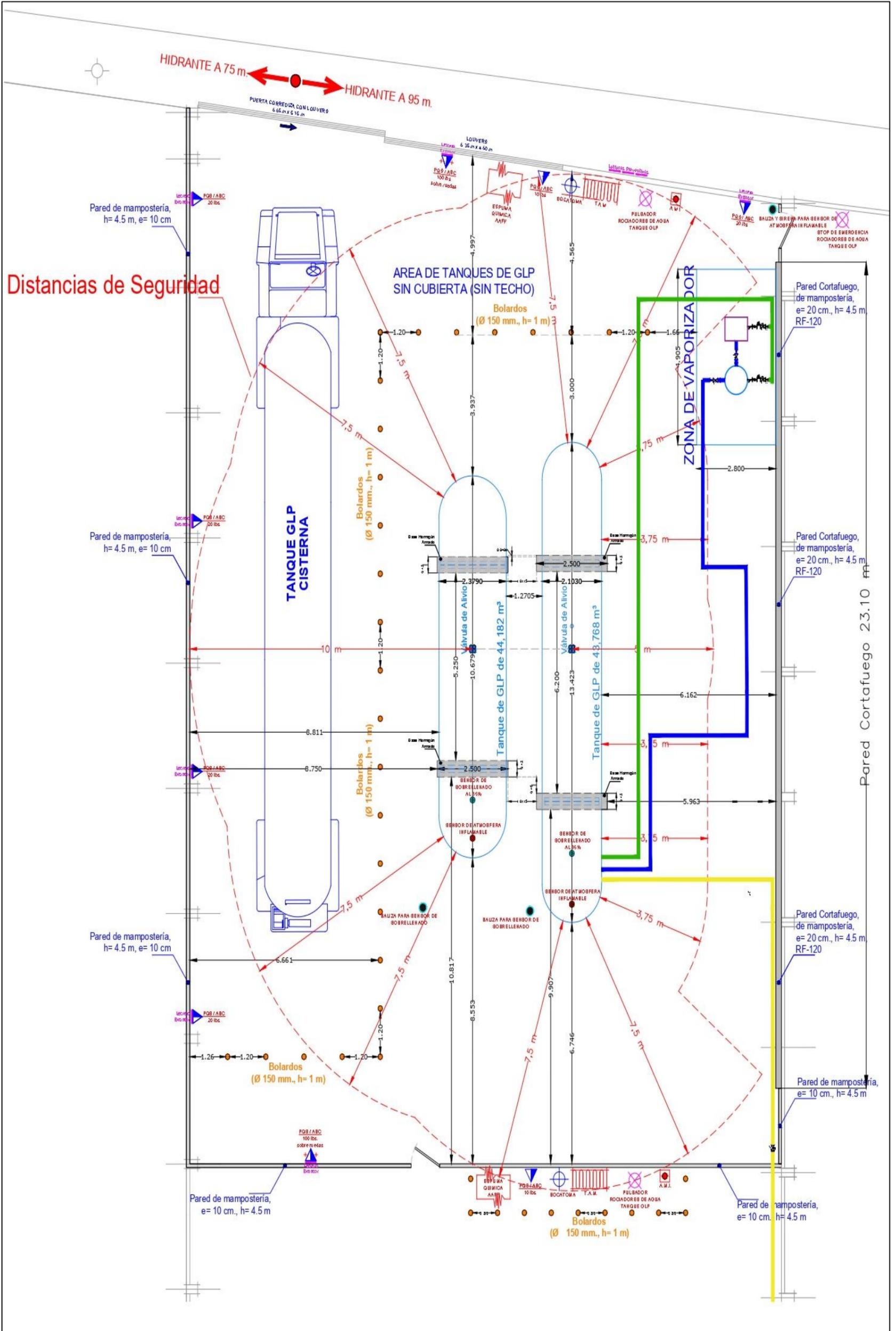


Diseño de Nicole Gutierrez - Andrés Quezada	Revisado por M.Sc. Andrea Boero	Aprobado por M. PhD Ángel Ramírez	Fecha 17/08/2020
<b>ESPOL</b>	<b>Vaporizador de GLP</b>		
	Ensamble final soldado	Escala 1:10	Hoja 1/1



SIMBOLOGÍA	
	Válvula de bola
	Válvula bridada
	Válvula globo
	Exceso de flujo
	Regulador
	Válvula doble check
	Bomba GLP
	Manómetro
	Válvula de alivio
	Reductor
	Acople Acme
	Filtro
	Vaporizador
	Caldera

	Fecha	Nombre	Firma:	ESPOL
Dibujada	20/08/20	Gutiérrez-Quezada		
Comprobada		Ing. Boero		



HIDRANTE A 75 m  
HIDRANTE A 95 m

Distancias de Seguridad

AREA DE TANQUES DE GLP SIN CUBIERTA (SIN TECHO)

TANQUE GLP CISTERNA

ZONA DE VAPORIZADOR

Tanque de GLP de 44,182 m³

Tanque de GLP de 48,768 m³

Pared de mampostería, h= 4.5 m, e= 10 cm

Pared de mampostería, h= 4.5 m, e= 10 cm

Pared de mampostería, h= 4.5 m, e= 10 cm

Pared de mampostería, e= 10 cm., h= 4.5 m

Pared Cortafuego, de mampostería, e= 20 cm., h= 4.5 m RF-120

Pared Cortafuego, de mampostería, e= 20 cm., h= 4.5 m RF-120

Pared Cortafuego, de mampostería, e= 20 cm., h= 4.5 m RF-120

Pared de mampostería, e= 10 cm., h= 4.5 m

Pared de mampostería, e= 10 cm., h= 4.5 m

Pared Cortafuego 23.10 m

Bolardos (Ø 150 mm., h= 1 m)

P.O.B./ABC 20 lbs

P.O.B./ABC 20 lbs

P.O.B./ABC 20 lbs

P.O.B./ABC 20 lbs

P.O.B./ABC 100 lbs sobre ruedas

LOUVERS 6.36 m x 4.50 m

P.O.B./ABC 100 lbs sobre ruedas

P.O.B./ABC 10 lbs

P.O.B./ABC 20 lbs

BAUZA Y BIRETA PARA SENSOR DE ATMOSFERA INFLAMABLE STOP DE EMERGENCIA ROCADORES DE AGUA TANQUE OLP

BOCA TORNA

Válvula de Alivio

SEÑOR DE SOBRELLENADO AL 95%

SEÑOR DE ATMOSFERA INFLAMABLE

BAUZA PARA SENSOR DE SOBRELLENADO

SEÑOR DE SOBRELLENADO AL 95%

SEÑOR DE ATMOSFERA INFLAMABLE

BOCA TORNA

Válvula de Alivio

SEÑOR DE SOBRELLENADO AL 95%

SEÑOR DE ATMOSFERA INFLAMABLE

BAUZA PARA SENSOR DE SOBRELLENADO

SEÑOR DE SOBRELLENADO AL 95%

SEÑOR DE ATMOSFERA INFLAMABLE

PULSADOR ROCADORES DE AGUA TANQUE OLP

ESPIUMA QUIMICA AAF

ESPIUMA QUIMICA AAF