

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
440KW PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN EL
PROCESO DE SECADO DE DETERGENTE DE LA
PLANTA INTRADEVCO S.A LURIN - LIMA”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Juan Carlos Huamán Alfaro".

Juan Carlos Huamán Alfaro

DNI: 40607588

Asesor

JUNIOR JAIR RIVERO TICONA

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Junior Jair Rivero Ticona".

Callao, 2021

PERÚ

ACTA N° 066 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

LIBRO N° 001, FOLIO N° 092, ACTA N° 066 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

A los 07 días del mes diciembre, del año 2021, siendo las 19:50 horas, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/wdy-xddb-bej>

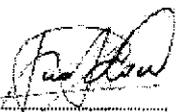
el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- | | | |
|-----------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Juan Manuel Palomino Correa | : | Presidente |
| ▪ Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva | : | Secretario |
| ▪ Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez | : | Miembro |
| ▪ Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro | : | Asesor |

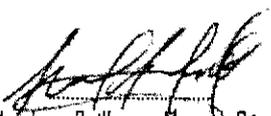
Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del **Bachiller RIVERO TICONA, JUNIOR JAIR**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada **"DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE 440KW PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE SECADO DE DETERGENTE DE LA PLANTA INTRADEVCO S.A LURIN - LIMA"**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CO y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **MUY BUENO** y calificación cuantitativa **16 (dieciséis)**, la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las 20:40 horas del día 07 del mes y año en curso.


Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente de Jurado


Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva
Secretario de Jurado


Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez
Vocal de Jurado


Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro
Asesor

DEDICATORIA

Dedicó este trabajo a dos personas en especial que son mi tía Ana Pascacio y mi padre Juan Mario Rivero que me apoyaron durante mucho tiempo de vida y me siguen apoyando desde el cielo dándome fuerzas para seguir adelante, y poder dar mi máximo esfuerzo en este trabajo para poder cumplir el sueño mío como de ellos, que es verme de ingeniero y sé que desde el cielo están orgullosos de mis logros.

También dedicar este trabajo a mi madre Carmen Ticona y mi hermano Renzo Rivero que me apoyan en mis objetivos y sueños, y me hacen sentir lo que es el significado de una verdadera familia.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, mi tía y mi hermano que siempre me han inculcado buenas enseñanzas para superarme día a día y tener claro que yo puedo lograr todo lo que me propongo.

A mi enamorada Brighite Chero Peña que siempre me motiva a seguir adelante, está ahí cuando más la necesito y sé que siempre puedo confiar en ella.

A los profesores de la Universidad del Callao por sus enseñanzas y consejos para poder crecer tanto en mi vida profesional como académica.

A mis amigos y compañeros de trabajo del área de mantenimiento de Intradevco en especial al ingeniero Diego Ríos y al ingeniero Ramiro Zegarra por sus enseñanzas y oportunidad de pertenecer a esta linda familia y poder demostrar mis actitudes profesionales para poder crecer en conjunto con la empresa.

INDICE

INDICE	1
INDICE DE TABLAS	4
INDICE DE FIGURAS	6
RESUMEN	8
ABSTRACT	9
INTRODUCCIÓN	10
I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	11
1.1 Descripción de la realidad problemática	11
1.2 Formulación del problema.....	12
1.2.1 Problema General	12
1.2.2 Problemas Específicos	12
1.3 Objetivos	12
1.3.1 Objetivo General.....	12
1.3.2 Objetivos Específicos	12
1.4 Limitantes de la investigación	13
1.4.1 Limitante Teórica	13
1.4.2 Limitante Temporal.....	13
1.4.3 Limitante Espacial	13
II MARCO TEÓRICO	14
2.1 Antecedentes:	14
2.1.1 Internacional.....	14
2.1.2 Nacional:	15
2.2 Bases teóricas:	17
2.2.1 Termodinámica.....	17
2.2.2 Calor.....	18
2.2.3 Transferencia de calor en la ingeniería	19
2.2.4 Intercambiador de calor.....	22
2.2.5 Componentes de intercambiador de calor de coraza y tubos.....	26
2.2.6 Presión	34
2.2.7 Norma TEMA.....	35
2.2.8 Norma ASME VIII	36

2.2.9	Proceso de secado por atomización.....	36
2.3	Conceptual:.....	37
2.3.1	Diseño preliminar.....	37
2.3.2	Diseño térmico.....	37
2.3.3	Diseño hidráulico	38
2.3.4	Recuperación de energía	38
2.4	Definición de términos básicos:	39
III	HIPÓTESIS Y VARIABLES	41
3.1	Hipótesis	41
3.1.1	Hipótesis General.....	41
3.1.2	Hipótesis Específicas.....	41
3.2	Definición conceptual de variables.....	41
3.2.1	Operacionalización de variable.....	42
IV	DISEÑO METODOLÓGICO	44
4.1	Tipo y diseño de Investigación.....	44
4.2	Método de Investigación	45
4.3	Población y Muestra.....	46
4.4	Lugar de estudio	47
4.5	Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.	47
4.6	Análisis y procesamiento de datos.....	48
4.6.1	Etapa 1: Diseño preliminar del intercambiador de calor	51
4.6.2	Etapa 2: Diseño térmico	72
4.6.3	Etapa 3: Diseño hidráulico.....	82
4.6.1	Recuperación de energía en el proceso de secado	91
4.6.2	Planificación del proyecto	98
V	RESULTADOS.....	103
5.1	Resultados descriptivos	103
5.1.1	Diseño preliminar.....	104
5.1.2	Diseño térmico.....	105
5.1.3	Diseño hidráulico	106
VI	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	111
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	111
6.1.1	Contrastación de la hipótesis general.....	111

6.1.2	Contrastación de las hipótesis específicas.....	111
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares.....	113
6.2.1	Contrastación de resultados con estudios internacionales.....	113
6.2.2	Contrastación de resultados con estudios nacionales.....	114
6.3	RESPONSABILIDAD ÉTICA.....	115
	CONCLUSIONES	116
	RECOMENDACIONES.....	118
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	119
	ANEXOS.....	123

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Componentes principales de intercambiador de calor de coraza - tubos	27
Tabla 2: Uso de cada tipo de coraza en intercambiador de calor	29
Tabla 3: Uso de cada tipo de cabezal estacionario en intercambiador de calor	30
Tabla 4: Uso de cada tipo de cabezal posterior en intercambiador de calor	32
Tabla 5: Operacionalización de variables	43
Tabla 6: Datos de operación del proceso de secado.	51
Tabla 7: Colocación de fluido	53
Tabla 8 : Selección de diámetro de tubería.....	53
Tabla 9 : Dimensión de tubos del intercambiador de calor	54
Tabla 10: Dimensionamiento y layout de tubería.	56
Tabla 11: Coeficiente global de transferencia de calor.	60
Tabla 12: Configuraciones comerciales de carcasa y tubos, 2 pase por coraza, N pases de tubos (Conteo de tubos).....	63
Tabla 13: Espesor mínimo de la coraza.....	64
Tabla 14: Valores estándar para el espesor del bafle en función del diámetro interno de la coraza.....	66
Tabla 15: Juego entre la coraza y bafle	67
Tabla 16: Estándar de apretadores.....	67
Tabla 17: Cálculo del número de Nusselt en función del número de Reynolds	74
Tabla 18: Factores de incrustación.	80
Tabla 19: Cálculo de factor de fricción y factor de corrección de gravedad en función del régimen de flujo.	83
Tabla 20 : Cálculo del factor α_r	84
Tabla 21: Calculo de y y f_2 para $Re > 1000$	87
Tabla 22: Calculo de f_1 y f_2 para $Re < 1000$	87
Tabla 23: Datos de entrada para calcular la eficiencia de la torre de secado ..	91
Tabla 24: Tabla de presiones de agua saturada.	92
Tabla 25: Tabla de calor latente de vapor de agua a diferentes presiones.....	93
Tabla 26: Costo de materiales del proyecto.....	99

Tabla 27: Fabricación y montaje del intercambiador de calor	100
Tabla 28: Retorno de Inversión – Diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima	101
Tabla 29: Consumo de energía del nuevo proceso de secado	103
Tabla 30: Diseño preliminar del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry.....	104
Tabla 31: Diseño térmico del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry.....	105
Tabla 32: Diseño hidráulico del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry.....	106
Tabla 33: Resumen de resultados del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry.....	107
Tabla 34: Hoja de datos de calificación en el Software HTRI	108
Tabla 35: Hoja de Especificación según la norma TEMA en el Software HTRI	109
Tabla 36: Comparación de resultados de HTRI VS Cálculos.....	110

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Principio de la conservación y la energía.....	18
Figura 2: Transferencia de calor.	18
Figura 3: Proceso existente de secado de detergentes de Intradevco.....	19
Figura 4: Conducción de calor a través de una pared.....	20
Figura 5: Convección en los tubos internos de un intercambiador de calor.	21
Figura 6: Transferencia de calor por radiación al interno de un horno.....	22
Figura 7: Transferencia de calor en intercambiador de calor de doble tubo.. ..	23
Figura 8: Intercambiador de calor de tubo doble.....	24
Figura 9: Intercambiador de calor de tubo y coraza.....	25
Figura 10: Intercambiador de calor de placas.	26
Figura 11: Componentes de intercambiador de calor de coraza tubos tipo AES.	27
Figura 12: Tipos de coraza de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA.....	28
Figura 13: Tipos de cabezal estacionario de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA.. ..	30
Figura 14: Tipos de cabezal posterior de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA.	31
Figura 15: Configuración del bafle y apretadores.....	33
Figura 16: Referencias de presión.	34
Figura 17: Método de la caja blanca.. ..	45
Figura 18: Método de la caja negra.....	46
Figura 19 : Diagrama de técnicas e instrumentos para la recolección de la información.....	48
Figura 20: Diagrama lógico de etapas del proyecto.....	49
Figura 21: Proceso existente del proceso secado de detergentes de Intradevco.	50
Figura 22: Implementación de intercambiador de calor en el proceso de secado de detergentes de Intradevco.....	50
Figura 23: Layout de tubería en un intercambiador de calor.....	55

Figura 24: Selección de parámetros de diseño de intercambiador de calor.....	55
Figura 25: Factor de corrección LMTD.....	58
Figura 26: Segmentación de baffles.....	65
Figura 27: Corte de deflector recomendado en función del espaciamiento del baffle.	66
Figura 28: Tipo de cabezal para recipientes a presión.....	70
Figura 29: Calificación de diseño térmico..	73
Figura 30: Retorno de inversión del proyecto de diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima	101
Figura 31: Diagrama de Gantt del proyecto de diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima	102

RESUMEN

El objetivo principal de este trabajo de investigación fue diseñar un intercambiador de calor tipo coraza y tubos de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta Intradevco S.A Lurín–Lima. Su desarrollo de esta tesis fue en base al procedimiento de diseño y cálculo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos según el autor Robert W. Serth en su libro “Procesos de Transferencia de Calor” para determinar el diseño preliminar del equipo, para posteriormente calificar su diseño térmico y por último hidráulico afín de obtener en el proceso de secado la estimación de recuperación de energía en el nuevo proceso.

Este trabajo de investigación fue de tipo tecnológica, de diseño cuantitativo de nivel no experimental, usando un método análisis sintético a través de las técnicas documental y empírica.

Se logró diseñar el intercambiador de calor de coraza y tubos y se validó los cálculos de dimensionamiento del equipo con el software HTRI Xchanger, donde finalmente se simuló el aumento de temperatura aproximadamente en 50°C del slurry al interior de los tubos del intercambiador de calor mediante el software Solidworks debido a la transferencia de calor del vapor proveniente de los hidrociclones, para estimar una recuperación de energía de 1 006 992 Kcal al año en la empresa que se traduce en un ahorro económico de 125 728.32 soles al año por reducción de consumo de combustible.

Palabras claves: Intercambiador de calor, recuperación de energía, proceso de secado.

ABSTRACT

The main objective of this research work was to design a 440KW shell and tube type heat exchanger for energy recovery in the detergent drying process of the Intradevco S.A Lurín-Lima plant. His development of this thesis was based on the procedure for the design and calculation of shell and tube heat exchangers according to the author Robert W. Serth in his book "Heat Transfer Processes" to determine the preliminary design of the equipment, for later qualify its thermal and finally hydraulic design to obtain in the drying process the estimation of energy recovery in the new process.

This research work was of a technological type, with a quantitative design of a non-experimental level, using a synthetic analysis method through documentary and empirical techniques.

It was possible to design the shell and tube heat exchanger and the sizing calculations of the equipment were validated with the HTRI Xchanger software, where finally the temperature increase of approximately 50°C of the slurry inside the heat exchanger tubes was simulated. using the Solidworks software due to the transfer of heat from the steam coming from the hydrocyclones, to estimate an energy recovery of 1,006,992 Kcal per year in the company, which translates into economic savings of 125,728.32 soles per year due to reduced consumption. made out of fuel

Keywords: Heat exchanger, energy recovery, drying process.

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son equipos básicos para el funcionamiento de cualquier instalación energética, pero también un sistema clave para mejorar la eficiencia energética y disminuir el consumo de energía. Un intercambiador de calor es un equipo diseñado para transferir calor entre dos fluidos. Estos dos fluidos pueden estar en contacto o separados por una barrera sólida. Su uso es básico en todo tipo de sistemas de climatización o refrigeración, acondicionamiento de aire, transferencia energética o en procesos químicos. La transmisión de calor se produce mediante convección y conducción. (Palau, 2016)

En la empresa Intradevco S.A debido a los nuevos lineamientos y cultura por la adquisición de Alicorp y la importancia del ahorro de energía quiero promover esta tesis como oportunidad de ahorro energético en la planta de detergentes de Lurín con el diseño del intercambiadores de calor de 440Kw como parte de mejora en la gestión de ahorro energético en el secado de detergentes, ya que actualmente se encuentran desperdiciando energía al medio ambiente, además que tienen un gasto económico de combustible para generar calor en la torre de secado que se puede reducir con el aprovechamiento de esta energía.

El intercambiador de calor de coraza y tubos de 440Kw calentará la pasta de detergente que se encuentra en un rango de 55° y 60°C que ingresa a la torre de secado a través de la energía térmica del vapor a 150°C de los hidrociclones del cuarto y sexto piso.

Esta implementación generará en la empresa que su rendimiento térmico del proceso de secado aumente entre 2% a 8%, adicionalmente reduciría completamente el impacto ambiental de los gases de efecto invernadero que son generados en el rebose de los hidrociclones la cual, en el proceso interno del equipo este despilfarro de energía sería llevados a un drenaje. Adicionalmente habría una reducción de sus costos de generación de calor debido a que necesitará menor flujo de combustible para generar la combustión interna en la torre de secado debido a que la pasta de detergentes que ingresan a la torre de secado ingresaría a una mayor temperatura.

I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

En la publicación en la página web de la empresa (Engie España, 2021) nos expresa que el calor residual es toda aquella energía térmica producida en procesos industriales que no es aprovechada y que se vierte al medio ambiente en forma de gases de escape u otros fluidos. A nivel industrial, se estima que del 20 al 50% de la energía consumida es perdida en forma de calor residual. Este excedente de calor puede ser un recurso valorizable en otros procesos productivos de la propia industria o de otros usuarios cercanos, aprovechando la proximidad de la fuente de calor residual y la demanda térmica.

En el caso de la industria peruana, la energía térmica es muy importante ya que ya que el 48,5% de energía proviene de centrales térmicas. Actualmente, la generación de electricidad en centrales térmicas ha superado a la de las hidroeléctricas (Sotomayor, 2019), por eso es importante la gestión de la energía térmica, pero a veces la informalidad y la falta de conocimiento de los nuevos procesos de ahorro y producción de energía térmica provoca que la industria peruana en la generación de energía trabaje con una eficiencia inferior a la óptima.

En la actualidad en la planta de detergentes Lurin de la empresa de Intradevco Industrial S.A no cuenta con un proceso eficiente de aprovechamiento de energía calorífica; debido a que desperdicia aproximadamente más de 1 000 000MCal de calor residual del proceso de secado al medio ambiente por medio de los hidrociclones cuya función es separar el agua de proceso (Agua + Detergente) del vapor.

El proceso de secado en la actualidad se encuentra con eficiencia debajo del 75% y costos de generación de energía altos que se pueden reducir en 144 734 soles/año aprovechando el calor residual. Adicionalmente la energía desperdiciada al medio ambiente genera un impacto ambiental que la empresa debe tener la responsabilidad en reducir estos gases de efecto invernadero.

Es por ello por lo que promuevo esta tesis donde se realizará un diseño preliminar y posteriormente la calificación del diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW con la finalidad de que la planta de detergentes obtenga una recuperación de energía estimada de más de 100 000Mcal que reduzca el consumo de combustible y los costos de generación de energía en más de 100 000 soles al año.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema General

¿Cómo diseñar un intercambiador de calor 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO?

1.2.2 Problemas Específicos

- ¿Cómo determinar el diseño preliminar del intercambiador de calor tipo coraza y tubo afín de estimar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema?
- ¿Cómo determinar el diseño térmico para obtener un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo?
- ¿Cómo determinar el diseño hidráulico para obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo?
- ¿Cómo calcular la cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un intercambiador de calor 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Determinar el diseño preliminar de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo afín de estimar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema.

- Determinar el diseño térmico para obtener un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo.
- Determinar el diseño hidráulico para obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo.
- Calcular la cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1 Limitante Teórica

Este trabajo de investigación se delimita teóricamente debido a que abordará los estudios e investigaciones científicas de transferencia de calor, termodinámica y mecánica de fluidos orientados a la recuperación de energía en un proceso de secado de detergentes a través de la implementación del diseño de un intercambiador de calor.

Este trabajo de investigación es solo aplicable específicamente a la planta de detergentes de Intradevco S.A – Lurin, debido a que las especificaciones técnicas de operación de la planta son únicas.

1.4.2 Limitante Temporal

Este trabajo de investigación tiene un límite temporal ya que se planteará para realizar el diseño de un intercambiador de calor para su posterior implementación en el proceso de secado de detergente para estimar un ahorro energético en el periodo efectivo de 2 meses y 15 días.

1.4.3 Limitante Espacial

Este trabajo de investigación se desarrollará con un límite espacial, ya que se realizará el diseño del intercambiador de calor con el objetivo de obtener recuperación de energía en el proceso de secado en un lugar específicamente determinado que es la planta de detergentes de Intradevco S.A - Lurin ubicada en calle 2 Mz E Lote 1 frente de las Praderas de Lurin, en el distrito de Lurin, Lima – Perú.

II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes:

2.1.1 Internacional

- (Useche, 2019) en su tesis “**Diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos**”, para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Universidad de Ibagué facultad de ingeniería, cuyo objetivo principal es diseñar un intercambiador tubos concéntricos para el laboratorio de ciencias térmicas de la universidad de Ibagué. Donde se obtuvo las siguientes conclusiones para diseñar un intercambiador de calor identificar las variables de entrada y luego seguir un procedimiento para culminar con el procedimiento térmico y mecánico. Esta tesis me ha permitido abordar de manera adecuada como diseñar un intercambiador de calor teniendo en cuenta la normativa y estándares internacional para diseñar y fabricar intercambiadores de calor que son la norma TEMA, apoyados con la norma ASME para su diseño mecánico, la cual nos será muy útil para el diseño y objetivo que queremos llegar en este proyecto de investigación.
- (Espinoza, 2019), en su artículo científico “**Metodología de diseño mecánico para intercambiadores tipo tubos – coraza, cabezal flotante y tubos en U**”, en la facultad de Ingeniería mecánica de la Universidad Central “Martha Abreu” de las Villas Carretera a Camajuaní Santa Clara, Cuba cuyo objetivo es diseñar y calcular intercambiadores de calor tipo tubo y coraza con cabezal flotante y tubos en forma de U aplicando una metodología integral y flexible respaldándose en el código ASME y recomendaciones de TEMA, en el menor tiempo posible y garantizando la máxima seguridad de explotación de los mismos. Las conclusiones obtenidas de este artículo científico son: se logró que el diseño mecánico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza con cabezal flotante y tubos en forma de U sea realizado de manera sencilla, en el menor tiempo posible y garantizando la máxima seguridad de explotación del mismo; aplicar diferentes métodos de diseño en la solución de los pasos que la conforman, flexibilidad de la metodología y proponer como salida al diseño,

los planos de taller del equipo tanto en la norma cubana como en diferentes normas internacionales.. Este artículo científico nos presenta un buen ejemplo de seguir paso a paso como realizar el diseño mecánico de un intercambiador de calor basándose en las normas internacionales ASME y TEMA.

- (Díaz, 2014) en su tesis con título: **“Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena”** para optar el título de ingeniero químico en la universidad de San Buenaventura Cartagena en la facultad de Ingeniería, arquitectura, artes y diseño ingeniería química, Cartagena su objetivo principal es diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada en la refinería de Cartagena (RCSA). Donde el tipo de investigación es proyectiva ya que, de acuerdo con sus objetivos planteados para su desarrollo y ejecución de su tesis, el cual se encuentra orientado a la solución de un problema de tipo práctico. Concluyendo que el diseño e instalación de este intercambiador de calor de coraza y tubos evitará que disminuya la carga de crudo y producción de gasóleo, pero además mejorará la operación de la unidad de destilación combinada. Esta tesis nos ayudará a abordar el procedimiento que llevaremos reflejado en mi proyecto de investigación para diseñar los intercambiadores de calor tipo coraza y tubos basándose en el libro “Procesos de Transferencia de Calor” de Robert w. Serth iniciando por un diseño preliminar del equipo, para culminar realizando la calificación de diseño térmico e hidráulico.

2.1.2 Nacional:

- (Delgado, 2014) en su tesis **“Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido-líquido”**, para optar el título profesional de ingeniero químico en la Universidad Nacional del Callao en la facultad de ingeniería química, cuyo objetivo es el diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido – líquido, realizando los cálculos de diseño usando en la herramienta Excel. En

donde el autor ha usado una metodología aplicada con descripción tecnológica. Los resultados obtenidos en esta tesis es que el equipo opera en condiciones satisfactorias para su aplicación dadas en los procesos de transferencia de calor. Donde una de las recomendaciones importantes por el autor en esta tesis es el uso de la herramienta Excel u otro programa de cómputo para la obtención de los valores de las variables de diseño y que permite a través de sus fórmulas simular diversos valores para la obtención de estos. Esta tesis me servirá mucho para los cálculos que usaré en mi proyecto para el diseño del equipo ya que se está usando el mismo tipo de intercambiador de calor, además que me da un cálculo de manera ordenada en Excel, la cual es el programa en que me apoyare para tener un cálculo más ordenado, preciso y poder iterar mis resultados para que pueda calificar mi diseño tanto térmico como hidráulicamente.

- (Díaz, 2018) en su tesis **“Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk puerto Malabrigo”** de la Universidad Cesar Vallejo, tuvo como objetivo dimensionar un intercambiador en cruz de agua, calentando por gases residuales de grupos electrógenos, permitiendo reducir costos de producción de vapor en la empresa Hayduk. Donde el autor obtuvo reducir las emisiones de gases residuales, además de calentar el agua a 20°C gracias al intercambiador de calor después del balance térmico, reflejándose un ahorro de más de 86,000 soles al año en combustible. Esta tesis me ayuda a conocer de manera sistemática como puedo aprovechar el ahorro de energía y aumento de la eficiencia del proceso a través de los gases residuales de los equipos que se encuentran en el proceso.
- (Chambi, 2019) en su tesis: **“Diseño de un módulo didáctico de intercambiador de calor de coraza y tubos para la ampliación del sistema de vapor del laboratorio de termo fluidos de la Universidad Católica de Santa María”** para optar el título profesional de ingeniero mecánico, tuvo como objetivo principal diseñar un módulo didáctico de intercambiador de calor de coraza y tubos para la ampliación del sistema

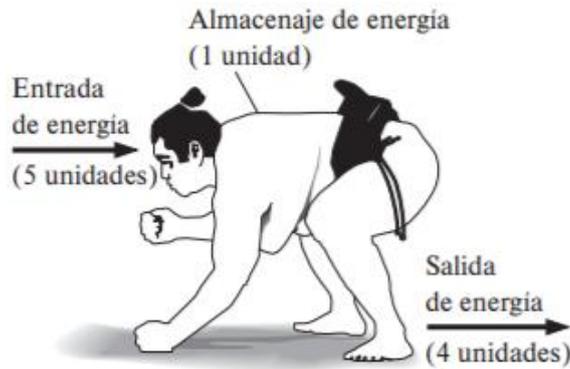


Figura 1: Principio de la conservación y la energía. Tomada del libro “Termodinámica”, por (Cengel, 2019 pág. 2)

2.2.2 Calor

El calor es la energía transferida de un sistema a otro (o de un sistema a sus alrededores) debido en general a una diferencia de temperatura entre ellos. El calor que absorbe o cede un sistema termodinámico depende normalmente del tipo de transformación que ha experimentado dicho sistema. (Blas, 2018)

Dos o más cuerpos en contacto que se encuentran a distinta temperatura alcanzan, pasado un tiempo, el equilibrio térmico (misma temperatura). Este hecho se conoce como Principio Cero de la Termodinámica. Donde el cuerpo de mayor temperatura siempre va a transferir calor al cuerpo de menor temperatura hasta alcanzar la temperatura de equilibrio. El calor se puede medir en Joule en el sistema internacional, pero también lo podemos medir en calorías y btu.



Figura 2: Transferencia de calor. Tomada por el libro de “Transferencia de calor y masa”, por (CENGEL, 2007 pág. 2)

De la figura 2 se muestra que la taza de café que está a una temperatura de 70°C cederá energía en forma de calor al medio ambiente que se encuentra a una temperatura de 20°C, aumentando su temperatura hasta que el medio ambiente y la taza de café alcancen el equilibrio de temperatura.

2.2.3 Transferencia de calor en la ingeniería

Dentro de los equipos de transferencia de calor en la ingeniería, (CENGEL, 2007 págs. 4-5), nos dice que los intercambiadores de calor, las calderas, los condensadores, los radiadores, los calentadores, los hornos, los refrigeradores y los colectores solares— está diseñado tomando en cuenta el análisis de la transferencia de calor. Los problemas de esta ciencia que se encuentran en la práctica se pueden considerar en dos grupos: 1) de capacidad nominal y 2) de dimensionamiento. Los problemas de capacidad nominal tratan de la determinación de la razón de la transferencia de calor para un sistema existente a una diferencia específica de temperatura. Los problemas de dimensionamiento tratan con la determinación del tamaño de un sistema con el fin de transferir calor a una razón determinada para una diferencia específica de temperatura.

Al seleccionar el equipo de transferencia de calor es importante considerar las condiciones reales de operación. (Imagen N°2.3).

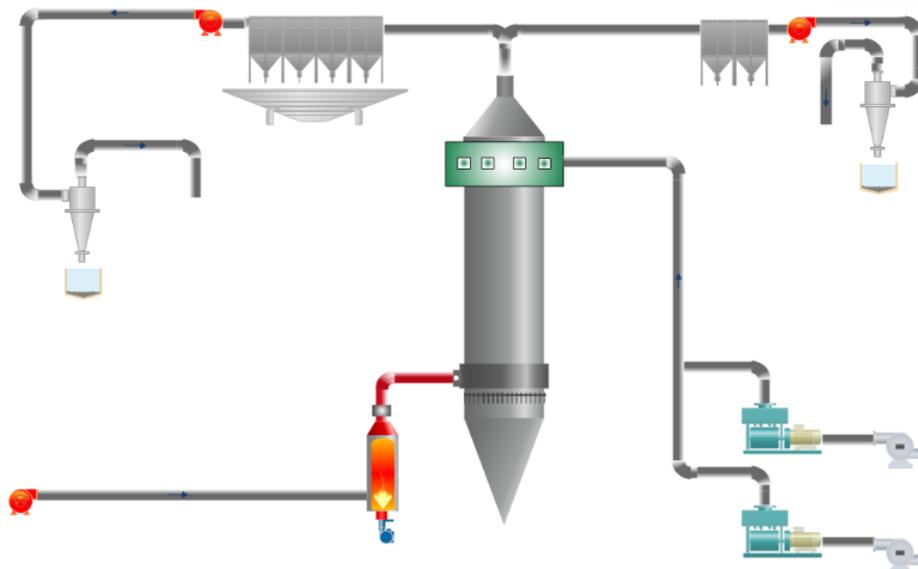


Figura 3: Proceso existente de secado de detergentes de Intradevco. Elaboración Propia.

En la figura 3 podemos observar las condiciones reales de operación de los equipos existentes de la empresa, para poder iniciar los cálculos teniendo en cuenta la transferencia de calor necesario para implementar un equipo térmico que mejorará el proceso existente.

Según (CENGEL, 2007 pág. 17): “El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja”.

- **Conducción**

Según (CENGEL, 2007 págs. 17-18): “La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres”.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

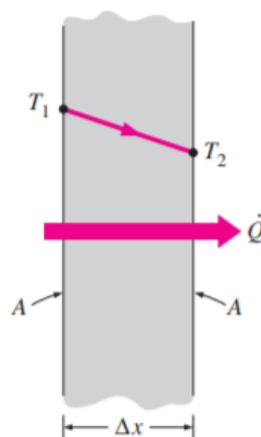


Figura 4: Conducción de calor a través de una pared. Tomada del libro “Transferencia de calor y masa”, por (CENGEL, 2007 pág. 18)

En la figura 4 se puede observar la transferencia de calor en una pared solida debido a la diferencial de su temperatura entre sus lados, transfiriendo el calor del lado de mayor temperatura hacia el lado de menos temperatura, en otras palabras, se cumple la segunda ley termodinámica que el calor se transfiere en dirección de la temperatura decreciente.

- **Convección**

(CENGEL, 2007 pág. 25) expresa lo siguiente: “La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia”.

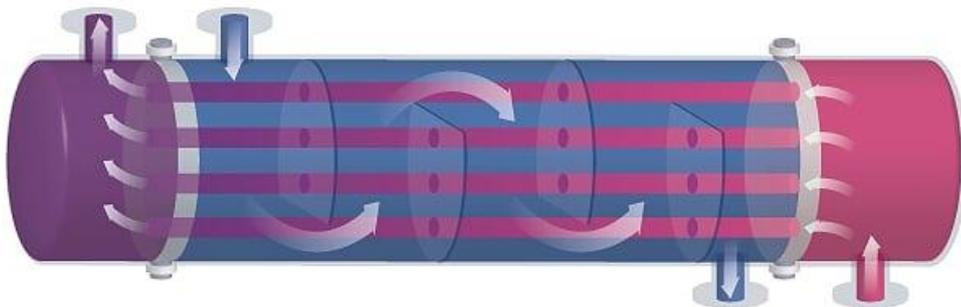


Figura 5: Convección en los tubos internos de un intercambiador de calor. Tomada de la página web de (Naturgy, 2020)

En la figura 5 podemos apreciar como por convección los termo fluidos transfieren el calor del fluido de mayor temperatura al de menor temperatura por medio de las paredes sólidas de los tubos internos del intercambiador de calor.

- **Radiación**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra. (CENGEL, 2007 pág. 27)

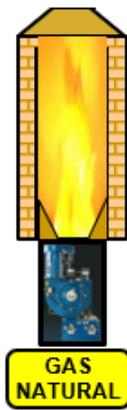


Figura 6: Transferencia de calor por radiación al interior de un horno. Elaboración Propia.

En la figura 6 podemos apreciar la transferencia de calor por radiación en un horno donde el quemador alimentado por el combustible gas natural genera la combustión, aumentando su temperatura al interior y las paredes del horno.

2.2.4 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. (CENGEL, 2007 pág. 629).

El coeficiente de transferencia de calor es extraído de tablas o lo podemos deducir de la transferencia de calor total del intercambiador de calor que queremos obtener con ciertos parámetros del sistema, con la siguiente fórmula:

$$\dot{Q} = U_0 * A_0 * \Delta T \dots \dots \dots (2.2)$$

- \dot{Q} : Transferencia de calor en *btu/h*
- A_0 : Área de superficie exterior en *ft²*
- ΔT : Variación de temperatura en *°F*

La fórmula 2.2 se puede apreciar de manera ilustrativa en un intercambiador de doble tubo en la Figura 7:

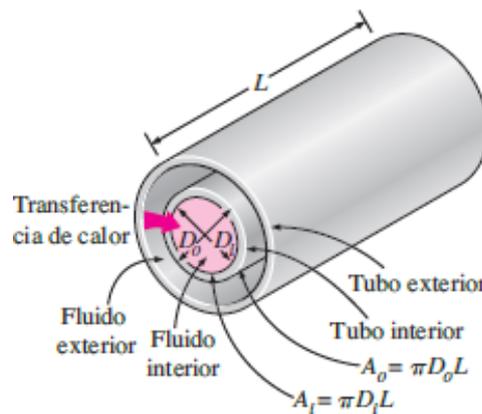


Figura 7: Transferencia de calor en intercambiador de calor de doble tubo. Fuente: Tomada del libro "Transferencia de calor y masa", por (CENGEL, 2007 pág. 633).

Entre los intercambiadores de calor más comunes y usados en la industria para las diferentes aplicaciones son los siguientes:

- **Intercambiador de calor de doble tubo**

En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el

intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas. (CENGEL, 2007 pág. 630).

Estos intercambiadores de calor se suelen usar por lo general para fluidos con viscosidad baja y media donde existen partículas de por medio y evite el riesgo de atascamiento de estas partículas.

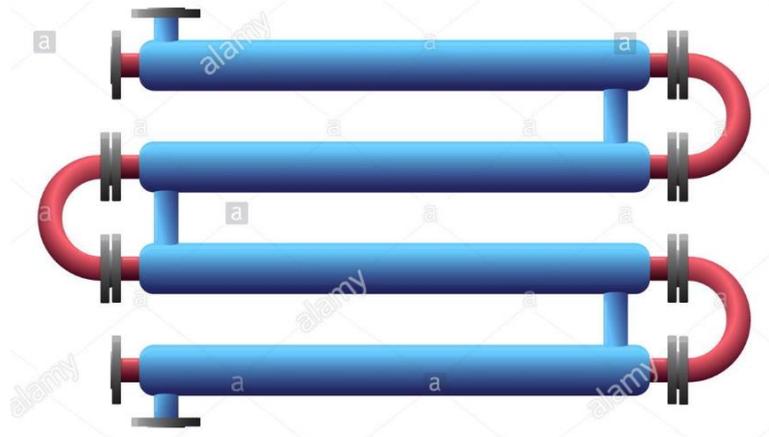


Figura 8: Intercambiador de calor de tubo doble. Tomada de la página web de (Alamy, 2019)

En la Figura 8 podemos observar un intercambiador de calor de tubo doble donde el flujo caliente pasa por la tubería con diámetro más pequeño representado de color rojo con el objetivo de transferir calor al fluido que pasa por la tubería concéntrica con diámetro mayor representada con color celeste.

- **Intercambiador de calor de tubo y coraza**

Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en una carcasa con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciado uniforme entre los tubos. Además, el intercambiador de este tipo los tubos se abren hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos de la carcasa o envolvente,

en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos. (CENGEL, 2007 pág. 631).

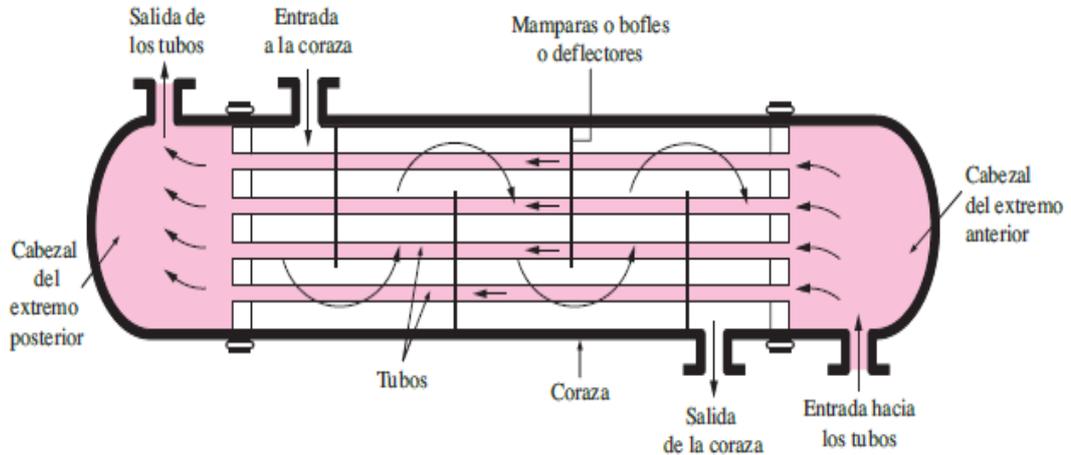


Figura 9: Intercambiador de calor de tubo y coraza. Tomada del libro "Transferencia de calor y masa", por (CENGEL, 2007 pág. 631).

Este tipo de intercambiador de calor es el más común usado en la industria debido a la gran tasa de transferencia de calor transferidos entre los fluidos y adicionalmente trabaja para presiones muy altas, entre las aplicaciones más comunes en la industria, son las siguientes:

- ✓ Industria química
- ✓ Industria petroquímica

- **Intercambiador de placas y armazón**

Este tipo de intercambiador de calor consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas. (CENGEL, 2007 pág. 632).

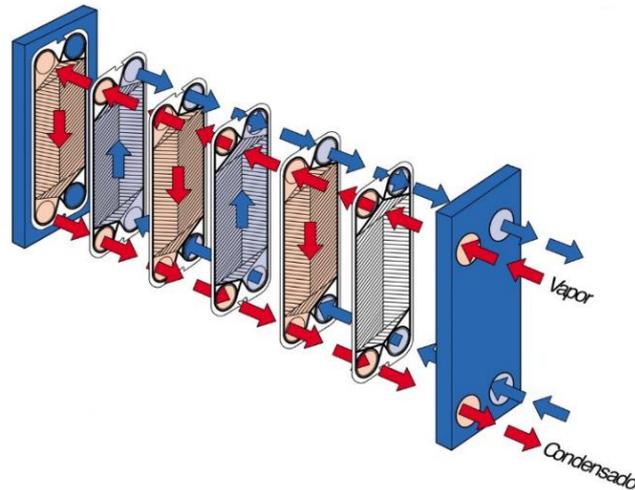


Figura 10: Intercambiador de calor de placas. Tomada de la página web de (Spirax Sarco, 2019)

Estos tipos de intercambiadores de calor actualmente son muy usados en la industria en donde los fluidos se encuentren más o menos a la misma presión, por ejemplo:

- Industria farmacéutica
- Industria alimenticia
- Plantas eléctricas
- Plantas siderúrgicas

2.2.5 Componentes de intercambiador de calor de coraza y tubos

Debido a que en este trabajo de investigación se diseñará un intercambiador de calor de coraza – tubos, detallaremos y definiremos los componentes principales según la nomenclatura de la norma (TEMA, 2007) la cual su propósito es establecer una terminología estándar en intercambiadores de calor de coraza y tubos.

En la figura 11 se podrá apreciar las conexiones típicas que están enumeradas para su identificación en la tabla 1.

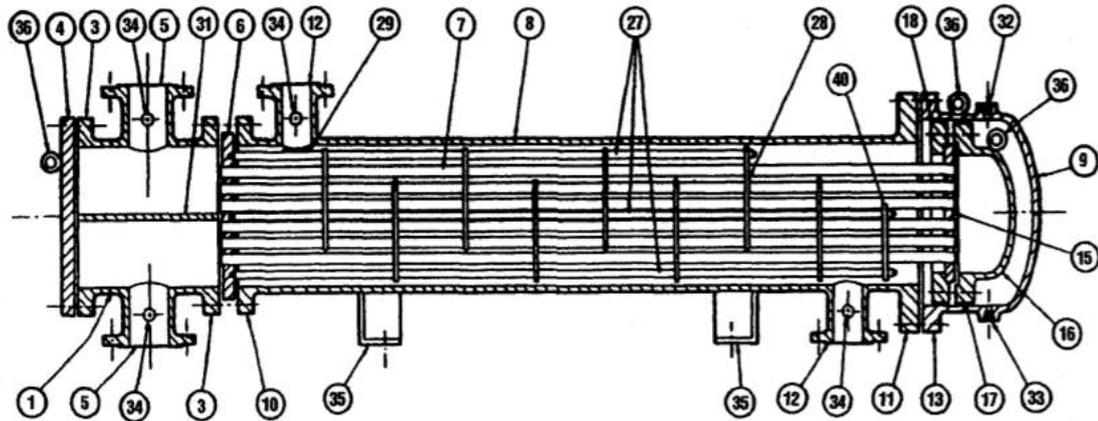


Figura 11: Componentes de intercambiador de calor de coraza tubos tipo AES. Tomada de la norma (TEMA, 2007 pág. 3)

Se detallará el nombre de cada componente en la tabla 1:

Tabla 1: Componentes principales de intercambiador de calor de coraza - tubos

1. Cabezal fijo	16. Cabezal flotante
3. Brida cabezal lado tapa	17. Brida cabezal flotante
4. Tapa cabezal	18. Brida partida
5. Conexión cabezal fijo	27. Tensores y distánciales
6. Placa fija	28. Baffles transversales
7. Tubos	29. Placa de choques
8. Cuerpo	31. Partición de pasos
9. Tapa de cuerpo	32. Conexión de venteo
10. Brida cuerpo lado cabezal fijo	33. Conexión de drenaje
11. Brida cuerpo lado cabezal flotante	23. Conexión para instrumentos
12. Conexión cuerpo	34. Soportes
13. Brida tapa cuerpo	36. cáncamos
15. Placa flotante	

Nota: Tomada la norma (TEMA, 2007 pág. 3).

• Tubos

Los tubos son elementos fundamentales en este tipo de intercambiador de calor debido que por el pasa uno de los fluidos con el objetivo de enfriarse o calentarse. Los tubos pueden ser completos o soldados y generalmente son

fabricados de cobre u otras aleaciones dependiendo de la corrosión que tiene el fluido que pasará por él y de los esfuerzos y temperatura por su interior.

Los tubos pueden ser fabricados de tubos simples o con aletas en este tipo de intercambiador de calor, el tubo aleteado permite aumentar la superficie y mejora la capacidad de transferencia de calor.

La disposición del layout de la tubería se suelen usar de dos arreglos que son cuadradas y triangular. La ventaja del arreglo cuadrado es que permite una limpieza mucho más efectiva del haz de tubos por fuera y adicionalmente tiene una caída baja de presión cuando el fluido fluye por la dirección correcta; mientras que la ventaja del arreglo triangular es que se puede lograr valores más altos de transferencia de coeficiente de transferencia de calor y cuando no es muy importante la limpieza y la caída de presión por el interior del cuerpo del intercambiador de calor.

- **Coraza**

La coraza es el cuerpo del intercambiador de calor por donde pasa el fluido que se enfría o calienta a través de un intercambio de energía con las paredes de los tubos que se encuentran en el interior de la coraza. Por lo general es de cuerpo cilíndrico y según la nomenclatura tema se tiene los siguientes tipos de coraza mostradas en la figura 12:

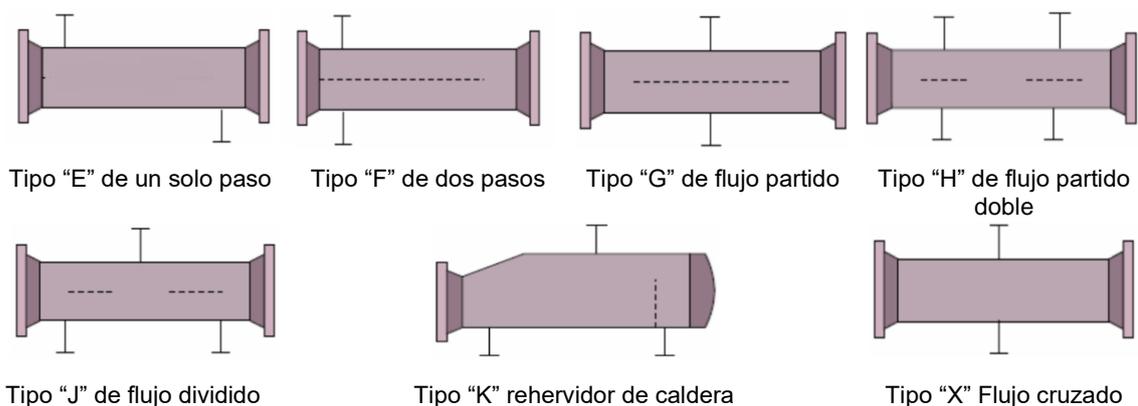


Figura 12: Tipos de coraza de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA. Elaboración propia en función del Anexo 4.

En la tabla 2 se detallará el uso de cada tipo de coraza según la nomenclatura TEMA en los intercambiadores de calor:

Tabla 2: Uso de cada tipo de coraza en intercambiador de calor

Coraza	Tipo	Uso
Un solo paso	E	Es el más común por ser el más económico y térmicamente eficiente. Las boquillas se encuentran en los extremos opuestos de la coraza.
Dos pasos	F	Se pretende tener un valor bajo de factor de corrección y se usa para más de 4 pases en los tubos con el objetivo de usar dos equipos en serie.
Flujo partido	G	Se usa para condensación de vapores ya que, por estar dividido la coraza por las dos placas de soporte, el vapor tiene más tiempo de contacto con los tubos.
Flujo partido doble	H	Se utiliza para reducir la caída de presión.
Flujo dividido	J	Se utiliza cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión ya que el flujo atraviesa la misma área transversal y solo la mitad longitudinal. Este diseño tiene una boquilla de entrada y dos de salida.
Rehervidor de caldera	K	Se utiliza para generar vapor utilizados en torres de fraccionamiento.
Flujo cruzado	X	

Nota: Elaboración propia en función de la tesis titulada “Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena” de (Díaz, 2014).

- **Cabezales**

Los cabezales según TEMA se clasifican en los cabezales de extremo frontal o estacionario y extremo posterior.

El extremo frontal o estacionario es la entrada del fluido por el lado de los tubos, donde su selección dependerá de la facilidad de acceso de los tubos. Según la nomenclatura TEMA en la figura 13 se tienen los siguientes cabezales de extremo frontal:

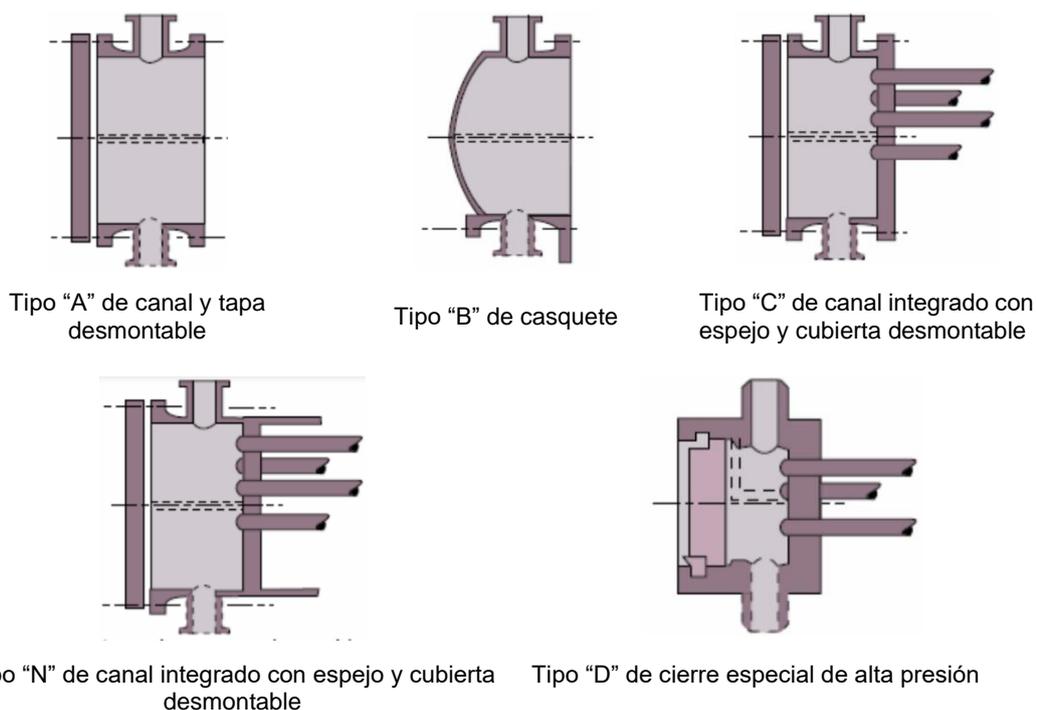


Figura 13: Tipos de cabezal estacionario de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA. Elaboración propia en función del Anexo 4.

En la tabla 3 se detallará el uso de cada tipo de cabezal estacionario según la nomenclatura TEMA en los intercambiadores de calor:

Tabla 3: Uso de cada tipo de cabezal estacionario en intercambiador de calor

Cabezal Estacionario	Tipo	Uso
De canal y tapa desmontable	A	Se aplica en placa de tubos, tubos en U y banco de tubos removibles. Son los más comunes en su uso.
De casquete	B	Se emplea en placa de tubos fija, tubos en U, banco de tubos removibles y coraza de tubos removibles.
De canal integrado con espejo y cubierta desmontable	C	Se usa en bancos de tubos removibles y en diseños de placas de tubos fijos
De canal integrado con espejo y cubierta desmontable	N	Se aplica en intercambiadores con placas de tubo fijo
De cierre especial de alta presión	D	Se usa para altas presiones (lado tubo > 1000psi)

Nota: Elaboración propia en función de la tesis titulada "Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena" de (Díaz, 2014).

En el extremo o cabezal posterior se dividen en tres tipos: los cabezales fijos, flotantes y tipo U. La ventaja de los cabezales fijos es que permite una limpieza mecánica por el interior de los tubos, mientras que por el haz de los tubos solo puede ser limpiado por medios químicos es por eso por lo que se recomienda usar un fluido limpio por el lado de la coraza. Además, otra ventaja es que permite cualquier número de pasos de los tubos y es adecuado para manejar altas presiones.

El cabezal de tipo flotante se encuentra adheridos a la coraza y permiten la extracción completa del haz de tubos. Los intercambiadores de calor tipo U, solo se necesita cubierta en los tubos, lo que permite moverse libremente por la coraza.

Según la nomenclatura TEMA en la figura 14 clasifica el diseño de los cabezales posteriores de la siguiente manera:

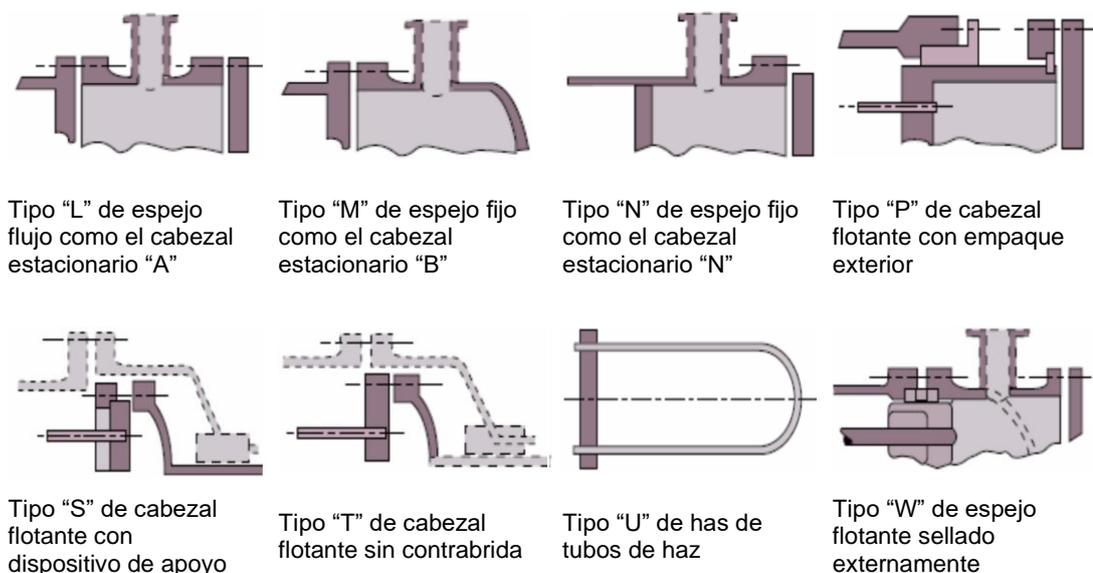


Figura 14: Tipos de cabezal posterior de intercambiador de calor según la nomenclatura TEMA. Elaboración propia en función del Anexo 4

Entre los cabezales posteriores fijos se encuentran los de tipo "L", "M" y "N" y los cabezales posteriores flotantes se encuentra los de tipo "P", "S", "T" y "W", donde su uso se explicará en la tabla 4:

Tabla 4: Uso de cada tipo de cabezal posterior en intercambiador de calor

Cabezal posterior	Tipo	Uso
De espejo flujo como el cabezal estacionario "A"	L	Se usa en los intercambiadores de calor con placa de tubos fijo cuando se necesita limpieza mecánica al interior de los tubos.
De espejo fijo como el cabezal estacionario "B"	M	Se usa en intercambiadores de placa fija cuando se trabaja a altas presiones.
De espejo fijo como el cabezal estacionario "N"	N	Se usa para intercambiadores de calor de placa fija.
Cabezal flotante con empaque exterior	P	Se puede diseñar con cualquier número de pasos y permite expansión. Su diseño es muy costoso debido a que si se encuentran fugas en los empaques los fluidos no se mezclan.
Cabezal flotante con dispositivo de apoyo	S	Son recomendados para bancos de tubos removibles.
Cabezal flotante con contrabrida	T	Puede ser removido por la coraza y solo se le permite como máximo dos pasos por los tubos.
Haz de tubos U	U	En este diseño es difícil remover tubos individuales y su limpieza es muy difícil, este tipo de diseño es muy económico.
Espejo flotante sellado externamente	W	Este diseño admite como máximo 2 pasos por los tubos y permite remover los tubos más deflectores fácilmente por eso es un diseño económico.

Nota: Elaboración propia en función de la tesis titulada "Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena" de (Díaz, 2014).

• Bafle y apretadores

El bafle según la definición de la norma (TEMA, 2007 págs. 3-1): "Es un dispositivo para dirigir el fluido del lado de la carcasa a través de los tubos para una transferencia de calor óptima."

Los baffles se diseñan con un porcentaje del diámetro de la coraza donde se ubican en sus agujeros los tubos con el fin de soportarlos y evitar el pandeo; donde se transferirá el calor por sus paredes. El diseño de montaje de los baffles a través de los tubos es de segmental simple, doble segmental y triple

segmental como se aprecia en la figura 5. Donde se pueden apreciar en la figura los apretadores que van transversalmente por los baffles donde su función es proporcionarles estabilidad a los baffles y no permitir su movimiento en el interior de la coraza debido a la fuerza que provoca el flujo.

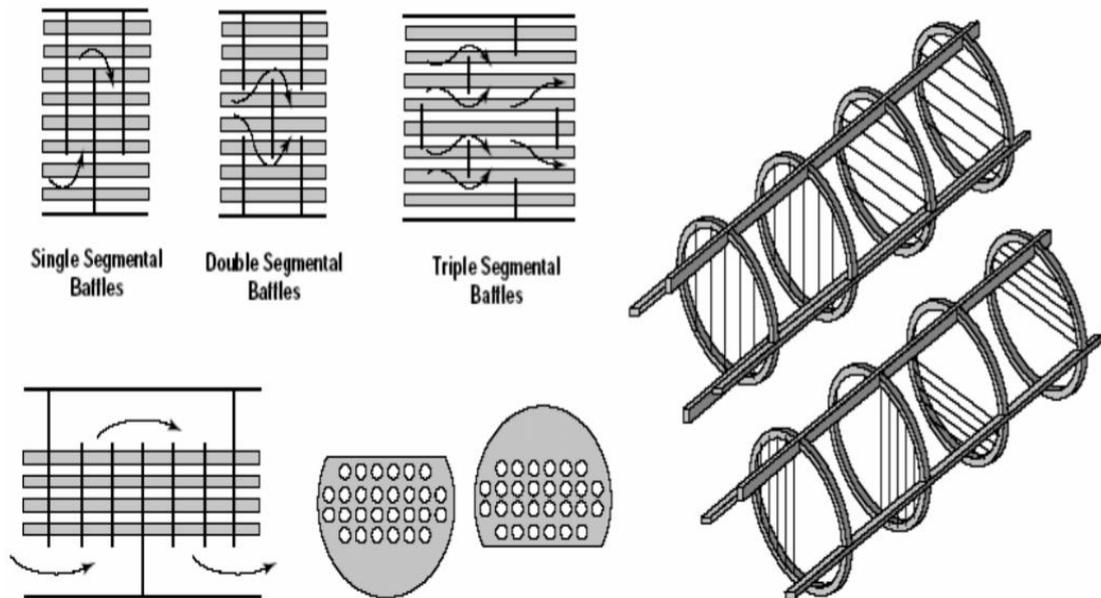


Figura 15: Configuración del baffle y apretadores. Tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007 pág. 197)

- **Placa portatubos**

La placa portatubos es un componente principal en el intercambiador de calor de coraza y tubos ya que sus objetivos es separar los fluidos de la coraza con el de tubos, además que le da soporte al arreglo de los tubos, baffles y templadores.

- **Boquillas**

La boquilla es el componente por donde ingresan los fluidos del intercambiador de calor, tanto por la coraza como de los tubos y su dimensionamiento es importante debido a que si tiene una dimensión la cual la velocidad del flujo que ingresa a la coraza es muy alta, puede provocar fuerzas excesivas en las paredes en los tubos, provocando vibraciones en el equipo.

2.2.6 Presión

La presión se define como una fuerza normal ejercida por un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de un gas o un líquido. (Cengel, 2006 pág. 21).

La presión real que se encuentra en una posición dada se llama **presión absoluta**, y se mide en relación con el vacío absoluto. La mayoría de los instrumentos para medir la presión se calibran para que den una lectura de cero en la atmósfera. La **presión manométrica** se indica entre la diferencia de la presión absoluta y la presión atmosférica local. Las presiones por debajo de la presión atmosférica se conocen como **presión de vacío**. (Cengel, 2006 pág. 22).

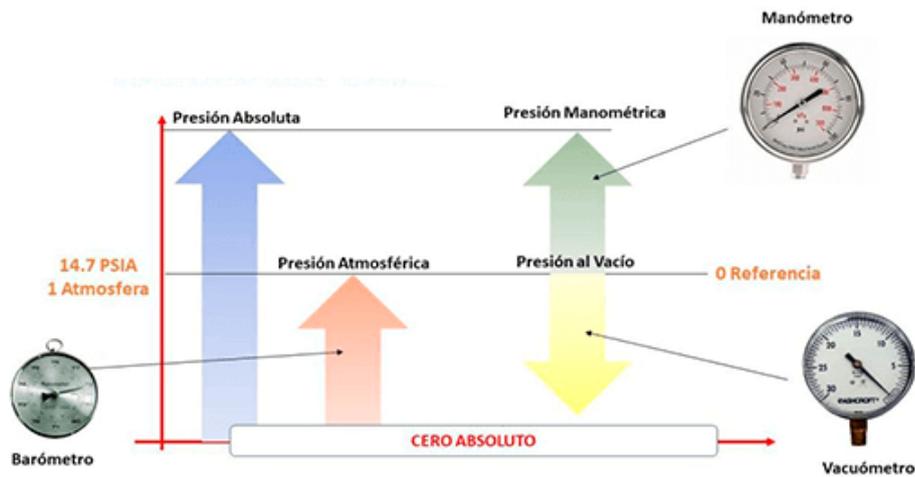


Figura 16: Referencias de presión. Tomada de la página web de (Cloudtec)

La figura 16 se puede representar por las siguientes fórmulas:

$$P_{man} = P_{abs} - P_{atm} \dots \dots \dots (2.3)$$

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs} \dots \dots \dots (2.4)$$

Donde:

- P_{man} : Presión manométrica en *psi*
- P_{abs} : Presión absoluta en *psi*
- P_{atm} : Presión atmosférica en *psi*
- P_{vac} : Presión de vacío en *psi*

- **Caída de presión en tubería**

La pérdida de presión es el resultado de las fuerzas de fricción ejercidas sobre un fluido dentro de un sistema de tuberías, resistiendo su flujo. A medida que aumenta la pérdida de presión, también aumenta la energía requerida por las bombas del sistema para compensar, lo que lleva a mayores costos de operación. (Solorio, 2018).

La caída de presión por fricción del fluido en las tuberías de un intercambiador de calor se aplica esta fórmula:

$$\Delta P_f = \frac{f * n_p * L * G^2}{7.5 * 10^2 * D_i * SG * \emptyset} \dots \dots \dots (2.5)$$

Donde:

- ΔP_f : Caída de presión en la tubería en *psi*
- f : Factor de fricción de Darcy
- n_p : Numero de pasadas de los tubos por la coraza
- L : Longitud del tubo en *ft*
- G : Flujo de masa en *lb/h – ft²*
- D_i : Diámetro interior de los tubos en *ft*
- SG : Gravedad Específica del fluido
- \emptyset : Factor de corrección de gravedad

2.2.7 Norma TEMA

Es un conjunto de normas estándares que define los requerimientos y procedimientos para seleccionar, diseñar y fabricar un intercambiador de calor. Estos estándares son utilizados en cualquier parte del mundo por las diferentes industrias como la petroquímica, energía, entre otros.

Para seleccionar y diseñar nuestros intercambiadores de calor nos apoyaremos en esta norma universal para estos equipos, para tener la confiabilidad que mis intercambiadores de calor se encuentren bien dimensionados, diseñados y se seleccione los materiales correctos para la necesidad que tenemos en la planta donde realizaré mi tesis.

2.2.8 Norma ASME VIII

La norma ASME sección VIII es uno de los códigos más aceptados y utilizados mundialmente que se especializa en los requisitos para diseñar y construir calderas y recipientes a presión; donde se incluye los materiales, fabricación, inspección, pruebas y documentación.

Un componente a presión diseñado y fabricado de acuerdo con esta norma tendrá una larga vida de servicio útil que asegura la protección de la vida humana y la propiedad. El BPVC (recipientes a presión estándar) está escrito por voluntarios, que son nombrados a sus comisiones en base a sus conocimientos técnicos y su capacidad para contribuir a la redacción, revisión, interpretación y administración del documento. (ASME, 2021)

2.2.9 Proceso de secado por atomización

El proceso de secado por atomización consiste en pulverizar una solución o suspensión con una corriente de aire caliente, la cual se deshidrata en forma instantánea, dando como resultados partículas de polvo, con contenido muy bajo de agua. (Llabres, 2019)

El proceso consiste en la impulsión del producto líquido por bombas a alta presión (50bar aproximadamente en elaboración de detergentes) donde llega a un atomizador pasando por un conjunto de tuberías y válvulas. El quemador y horno proveen energía necesaria para calentar la corriente de aire de secado. Esta corriente es forzada por un ventilador el cual su función es que el aire caliente circule a través del dispersor, distribuyendo el aire caliente de forma uniforme por el disco del atomizador, donde fluye el líquido pulverizado. El secado se produce de manera casi instantánea cuando choca el líquido pulverizado con el aire caliente y su producto cae en forma de polvo en el interior de la cámara de secado; siendo aspirado por un ventilador y llevado por tuberías hasta los ciclones, en donde se separa el polvo del aire obteniéndose el producto terminado.

La eficiencia en un proceso de secado de detergente se calcula a través de las temperaturas de entrada, de salida y de secado, con la siguiente fórmula:

$$\text{Eficiencia: } \frac{T_{as} - T_{au}}{T_{as} - T_{aa}} \dots \dots \dots (2.6)$$

Donde:

- T_{as} : Temperatura de aire de secado en °F
- T_{au} : Temperatura de aire usado en °F
- T_{aa} : Temperatura de aire del ambiente °F

2.3 Conceptual:

2.3.1 Diseño preliminar

Según (Valenzuela, 2014) en su artículo científico: “Estudio comparativo de las acciones a considerar en el proceso de diseño conceptual desde la ingeniería y el diseño de productos nos expresa que el **diseño preliminar** su propósito es determinar que alternativas son mejor valoradas para determinar el concepto de diseño.”

El diseño preliminar según (Serth, 2007) para los intercambiadores de calor consiste en obtener una configuración inicial del equipo para estimar el área de transferencia de calor requerida, teniendo en cuenta las pautas de diseño y las tablas de conteo de tubos para tener completamente la configuración inicial.

Entonces teniendo los conceptos claros en esta etapa estudiaremos las líneas de posibles soluciones a nuestro problema teniendo diseños aproximados de lo que queremos realizar.

2.3.2 Diseño térmico

El diseño térmico (Serth, 2007 pág. 121) en su libro Procesos de Transferencia de calor indica que sirve para tener a través de los datos obtenidos en la etapa anterior para comparar los coeficientes de calor requerido, limpio y sucio para estimar que porcentaje esta sobredimensionado el intercambiador de calor.

Sin embargo, según (Kern, 1999) en su libro Procesos de Transferencia de calor expresa que el diseño térmico consiste en el conjunto de fórmulas térmicas a través de datos técnicos tanto de los fluidos que ingresarán en el intercambiador de calor como del proceso que debe cumplir para dimensionar los componentes del intercambiador de calor, teniendo en cuenta los datos de obstrucción y las caídas de presión adecuada para el funcionamiento.

En comparación con estos dos autores su definición de diseño térmico es muy similar, la diferencia que el autor Donal Kern une las 3 etapas de diseño que usa el autor Rober Serth del equipo en esta definición.

2.3.3 Diseño hidráulico

Según (Jimenez, 2017) define: “El diseño hidráulico tiene como finalidad definir los diámetros y longitudes de las diferentes tuberías que componen el sistema (regantes, distribuidoras y conducción) bajo un criterio de optimización”.

Según (Ccahua) en su informe de diseño hidráulico lo define como: “El dimensionamiento de toda la red de tuberías, para lo cual se calculan las pérdidas de carga de las diferentes combinaciones de diámetros y longitudes de tuberías, manteniendo una tolerancia de presiones en la subunidad y calculándose un requerimiento total de presiones”.

Sin embargo (Serth, 2007) en su libro de Procesos de transferencia de calor define el diseño hidráulico como las caídas de presión permitidas en los fluidos de trabajo en el interior de los tubos y la coraza.

Comparando las definiciones de los dos autores con nuestro autor base Robert Serth el diseño hidráulico tiene gran similitud en el cálculo de las caídas de presión en la red de tuberías o equipos para que puedan ser dimensionadas según el sistema donde vamos a trabajar.

2.3.4 Recuperación de energía

Para la (Agencia Chilena de Eficiencia Energética, 2019) la recuperación de energía consiste en reducir la cantidad de energía eléctrica y de combustibles

que utilizamos, pero conservando la calidad y el acceso a bienes y servicios. Usualmente dicha reducción en el consumo de energía se asocia a un cambio tecnológico, ya sea por la creación de nuevas tecnologías que incrementen el rendimiento de los artefactos o por nuevos diseños de máquinas y espacios habitables, los que pueden disminuir la pérdida de energía por calor.

Sin embargo, para nuestro caso la eficiencia energética en la torre de secado según el autor (Dios, 1996) en su libro “Secado de granos y secadoras” lo define como la relación entre la energía necesaria para evaporar el agua de una masa determinada del producto y la cantidad de energía consumida.

2.4 Definición de términos básicos:

- **Energía:** Capacidad de un sistema de producir una actividad externa o de realizar un trabajo. (MINEM, 2012)
- **Coefficiente de transferencia de calor:** La tasa de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.
- **Calor residual:** Calor excedente que se produce durante el funcionamiento de una máquina.
- **Intercambiador de calor:** Dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos o entre fluido y sólido
- **Ciclón:** Máquina diseñada para separar el material particulado de la corriente gaseosa.
- **Proceso de secado:** Consiste en la remoción de humedad de una sustancia, involucrando los fenómenos de transferencia de calor y masa, en forma simultánea.
- **Rendimiento térmico:** coeficiente o ratio adimensional calculado como el cociente de la energía producida y la energía suministrada a la máquina.
- **Coefficiente global de transferencia de calor:** Se refiere a que tan bien se transfiere calor en una serie de medios resistentes al calor.
- **Viscosidad:** Es la oposición de un líquido al flujo.
- **Carcasa:** Es un componente del intercambiador de calor, donde internamente se encuentra el haz de tubos y por donde pasan los fluidos

donde intercambiaran su energía en forma de calor a través de las paredes del haz de tubos.

- **Caudal:** Se define como la cantidad de volumen de un fluido que pasa por una tubería en un determinado tiempo.
- **Caída de presión:** Es la pérdida de presión causada por la resistencia a la trayectoria del flujo.
- **Factor de fricción de Darcy:** Parámetro adimensional utilizado en la dinámica de fluidos para calcular la pérdida de carga en una tubería debido a la fricción. (Connor, 2019).
- **Incrustación:** Es la acumulación de depósitos sobre la superficie de transferencia de calor. (CENGEL, 2007 pág. 635)
- **Factor de ensuciamiento:** Es la resistencia térmica provocada por la incrustación.
- **Tubo pitch:** Es el espaciado entre los centros de los tubos internos del intercambiador de calor.
- **Área de transferencia de calor:** Se utiliza para determinar la fuerza impulsora de la temperatura para la transferencia de calor en los intercambiadores de calor. (Connor, 2019)
- **Número de Reynolds:** Número adimensional más útil y conocido en la mecánica de fluidos. Se forma con la razón de densidad, velocidad y longitud característica a viscosidad. (Cengel, 2006 pág. 279).
- **Densidad:** La densidad se define como masa por unidad de volumen. (Cengel, 2006 pág. 37).
- **Número de Nusselt:** Coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección (CENGEL, 2007 pág. 376)
- **Número de Prandtl:** Es la mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica. (CENGEL, 2007 pág. 384)
- **Gravedad específica:** Es la razón de la densidad de una sustancia a la densidad de alguna sustancia estándar, a una temperatura especificada. (Cengel, 2006 pág. 37).

III HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis General

El diseño de un intercambiador de calor de 440KW permite estimar la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta de Intradevco.

3.1.2 Hipótesis Especificas

- El diseño preliminar de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo permite determinar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema.
- El diseño térmico permite un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo.
- El diseño hidráulico permite obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo.
- La cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado permite determinar el ahorro de consumo de combustible en la empresa.

3.2 Definición conceptual de variables.

Diseño de intercambiadores de calor

Para diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubos se inicia por los cálculos preliminares de diseño y clasificación térmica. Ambos se utilizan, junto con los cálculos hidráulicos, en el diseño completo de los intercambiadores de tubo y carcasa. Al igual que con las unidades de doble tubería, estos intercambiadores se diseñan típicamente con restricciones específicas de caída de presión en las dos corrientes. Sin embargo, debido a la mayor complejidad y variedad de configuraciones de carcasa y tubo, hay más variables de diseño que deben tenerse en cuenta. (Serth, 2007 pág. 188)

Según el libro “Diseño y desarrollo de intercambiadores de calor de carcasa y tubos para bebidas” el autor (Shravan, 2016) nos expresa: “Para el diseño de un intercambiador de calor tipo coraza y tubos se requiere el diseño tecnológico que se obtienen los datos para el desarrollo del diseño mecánico del intercambiador de calor. Los datos deben presentarse en forma de tablas donde se especifique la presión (MPa), el diámetro (mm), velocidad del fluido (m/s) y la cantidad (u) tanto para la coraza como para los tubos. Entre los datos constructivos deben figurar el área del Intercambiador de calor (m^2), espaciamiento entre bafles (mm), tipo de arreglo y paso entre tubos (mm) y el diámetro de las boquillas (mm).”

3.2.1 Operacionalización de variable

La operacionalización de la variable se encuentra en la tabla 5:

Tabla 5: Operacionalización de variables

Variable	Dimensiones	Indicadores	Índice	Método	Técnicas
Diseño de 2 intercambiadores de calor	Diseño preliminar	<ul style="list-style-type: none"> - Colocación de fluidos - Dimensionamiento y layout de tubería - Factor de corrección ΔLMTD - Área de transferencia de calor - Número de pasos de tubería - Dimensionamiento de la coraza - Dimensionamiento de baffle - Dimensionamiento de apretadores - Material de construcción - Dimensionamiento de la placa porta-tubo - Dimensionamiento de cabezal 	<ul style="list-style-type: none"> - Fluido por tubo y coraza - Dimensiones en pies (ft) - En Fahrenheit ($^{\circ}$F) - Pie cuadrado (ft²) - Número adimensional - Dimensiones en pulg. (in) - Dimensiones en pulg. (in) - Dimensiones en pulg. (in) - Acero al carbono - Dimensiones en pulg. (in) - Dimensiones en pulg. (in) 	Análisis - Sintético	Técnica Documental y empírico
	Diseño térmico	<ul style="list-style-type: none"> - Coeficiente global requerido - Coeficiente global de transferencia de calor limpio - Coeficiente global de transferencia de calor sucio - Sobredimensionamiento térmico del Intercambiador de calor 	$\frac{btu}{h-ft^2-^{\circ}F}$ $\frac{btu}{h-ft^2-^{\circ}F}$ <ul style="list-style-type: none"> - Porcentaje (%) 		
	Diseño hidráulico	<ul style="list-style-type: none"> - Caída de presión en los tubos - Caída de presión de la carcasa - Caída de presión en las boquillas 	Presión (psi)		
	Recuperación de energía	<ul style="list-style-type: none"> - Cantidad de energía recuperada - Aumento de eficiencia en el proceso - Consumo de ahorro de gas - Ahorro económico 	<ul style="list-style-type: none"> - Energía (KW) - Porcentaje (%) - Caudal (m³/año) - Soles al año 		

Nota: Elaboración propia en base a la determinación de las variables y dimensiones del presente trabajo de investigación.

IV DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo y diseño de Investigación

Tipo de Investigación

Este informe final de tesis es una investigación de **Tipo Tecnológica**. Según el Autor (Montes, 2010) : "La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad"

Por lo citado, este diseño de investigación es una investigación de **Tipo Tecnológica** ya que usaremos los conocimientos académicos adquiridos en los cursos de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos en la universidad acerca de su uso y aplicaciones de los intercambiadores de calor, para que sea implementado en el proceso de secado de detergentes en la planta de Intradevco S.A y poder generar un ahorro energético mejorando su eficiencia en la torre de secado.

Diseño de Investigación

Este informe final de tesis tiene un diseño **cuantitativo de nivel no experimental**, el autor (Sampieri, 2014) nos dice "La investigación no experimental es la investigación que se realiza sin manipular deliberadamente variables. Lo que hacemos en la investigación no experimental es observar fenómenos tal como se dan en su contexto natural, para analizarlos"

Según lo expresado por el autor Roberto Hernandez Sampieri, esta trabajo de investigación diseño **cuantitativo de nivel no experimental**, ya que no se manipulará la variable, solo observaremos el como se encuentra actualmente la planta en su contexto natural para analizarlo y poder plantear un proyecto de implementación de un intercambiador de calor de tipo coraza-tubo para recuperar la energía en el proceso de secado.

4.2 Método de Investigación

Este informe final de tesis tiene el método **Análisis-Sintético**. Según el autor (Bernal, 2010): “Estudia los hechos, partiendo de la descomposición del objeto de estudio en cada una de sus partes para estudiarlas en forma individual (análisis), y luego se integran esas partes para estudiarlas de manera holística e integral (síntesis).”

Por lo citado por el autor este proyecto de tesis tiene el método **Análisis-Sintético**, ya que estudiaremos el proceso de secado de detergente partiendo por su descomposición, para realizar el análisis particular de la energía que se desperdicia en el proceso para poder aprovecharla a través del diseño de los intercambiadores de calor para poder integrarla al sistema y calcular de manera integral la nueva eficiencia de la torre de secado de detergente.

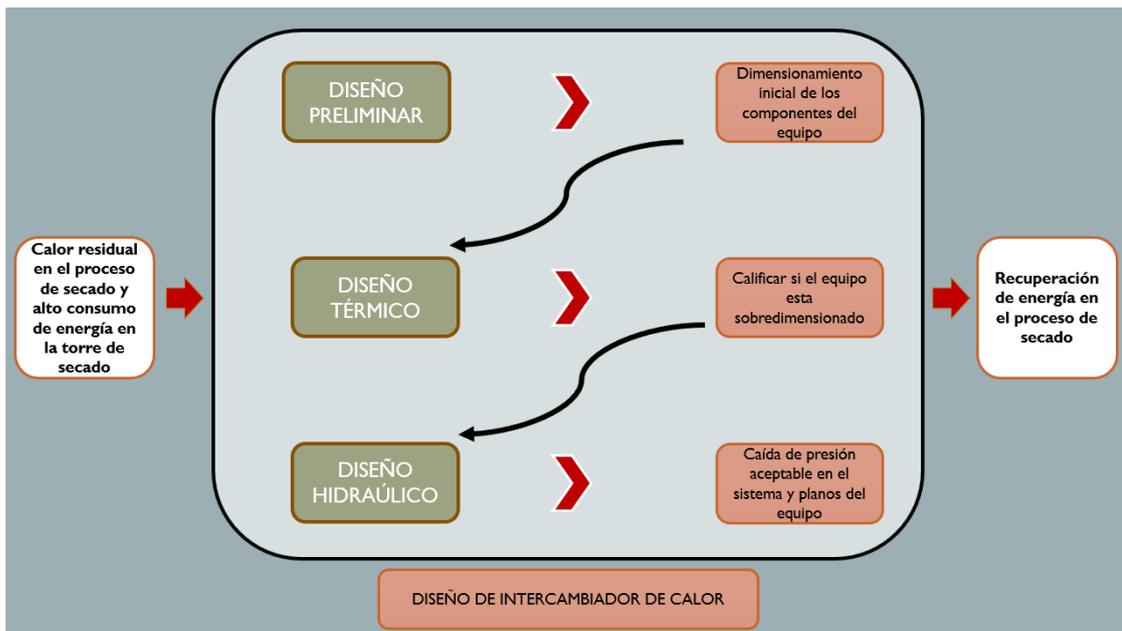


Figura 17: Método de la caja blanca. Elaboración propia en base al método análisis sintético.

Como podemos apreciar en la figura 17, a través del método de la caja blanca ingresaremos el calor residual producto del proceso de secado actual y un alto consumo de energía para iniciar con el diseño del intercambiador de calor, iniciando por un diseño preliminar teniendo en cuenta los datos de operación actual del sistema para realizar un dimensionamiento inicial de todos los componentes del equipo como los tubos, coraza, baffles, boquillas para poder calcular el coeficiente global de calor requerido en el intercambiador de calor;

para luego calificar mi diseño térmicamente aplicando el método de que el calor requerido calculado es menor que el coeficiente de transferencia de calor limpio y sucio; si cumple calcularemos el sobredimensionamiento y sobre diseño teniendo en cuenta los límites que podemos tener de estas dos variables, luego proseguiremos con el siguiente paso que consiste en calificar nuestro diseño hidráulico donde calcularemos las caída de presiones por fricción del fluido en los tubos, por las boquillas de ingreso de los fluidos y de la coraza; si las caídas de presión está en el rango permitido que no afecte el proceso de secado y según los límites que indica en el libro “Procesos de Transferencia de Calor” de Roberth Serth nuestro diseño hidráulico es aceptado para que finalmente el intercambiador de calor sea implementado en el proceso y estimar una recuperación de energía en el proceso de secado.



Figura 18: Método de la caja negra. Elaboración propia en base al método análisis sintético

Como se aprecia en la figura 18, se ingresará el calor residual del proceso y el alto consumo de energía en la torre de secado y a través de la implementación en el sistema del diseño del intercambiador de calor de 440KW se obtendrá una recuperación de energía en el proceso.

4.3 Población y Muestra

Según (Alan Neill, y otros, 2018) “La población o universo comprende la totalidad de sujetos u objetos a los cuales se va a investigar, su selección se da en función a ciertas características que pueden contribuir en la obtención de información relevante para estudiar el problema”.

Por lo citado, este trabajo de investigación de tesis tiene como población **el intercambiador de calor a diseñar** porque su selección se dará en función a ciertas características obtenidas del proceso en donde se va a implementar con la información relevante del sistema.

Según (Hurtado de Barrera, 2000) Expresa “No hace falta una muestra cuando la población es conocida y se puede identificar cada uno de sus integrantes, además la población de ser conocida es accesible, es decir, es posible ubicar a todos los miembros”.

Por lo citado, este trabajo de investigación de tesis la población y muestra son iguales, ya que la población es conocida, identificable y accesible.

Teniendo, así como población y muestra **el intercambiador de calor de 440KW** que se va a implementar en el sistema de secado en la planta de detergentes Lurin – Intradevco.

4.4 Lugar de estudio

El estudio será desarrollado en la planta de elaboración de detergentes de Intradevco - Lurin. Esta planta esta ubicada en la calle 2 Mz E Lote 1 frente de las Praderas de Lurin, en el distrito de Lurin, Lima – Perú.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.

Según lo que expresa (Montes, 2010) : “La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación. Está formada por documentos de diferente tipo: revistas, memorias, actas, registros, datos e información estadísticas y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento.”

Por lo tanto, para este trabajo de investigación de tesis usaremos la **técnica documental** con la cual recolectaremos datos a través de: Fichas bibliográficas, fichas hemerográficas y la ficha de recolección de datos.

Además, también se empleará la técnica empírica, (Montes, 2010) expresa lo siguiente: “La **técnica empírica** permite la observación en contacto directo con el objeto de estudio, y el acopio de testimonios que permitan confrontar la teoría con la práctica en la búsqueda de la verdad”.

Por lo citado, se usará la técnica empírica debido a que se tendrá contacto directo con el objeto de estudio que vendría a ser el proceso de secado, recolectando información de los datos de operación del proceso a través de una

observación organizada la cual según (Montes, 2010): se realiza cuando existe un modelo teórico de partida o la teoría que posibilita la construcción de un modelo inicial. Según lo expresado se recolectará datos a través de la teoría que nos brinda el autor Robert W. Serth para poder recolectar los datos necesarios para diseñar el intercambiador de calor de coraza y tubos donde se llenará los datos en el instrumento que es la ficha de recolección de trabajo.



Figura 19 : Diagrama de técnicas e instrumentos para la recolección de la información. Elaboración propia

Como podemos observar en la figura 19 se detalla la técnica e instrumento que usaré en cada dimensión para diseñar mi intercambiador de calor para obtener una mayor eficiencia energética en el proceso de secado.

4.6 Análisis y procesamiento de datos

Para la elaboración de este trabajo de investigación de tesis se elaboró el siguiente diagrama de la figura 20 para poder comprender las etapas que se desarrollará. Para posteriormente describir cada uno de ellos.

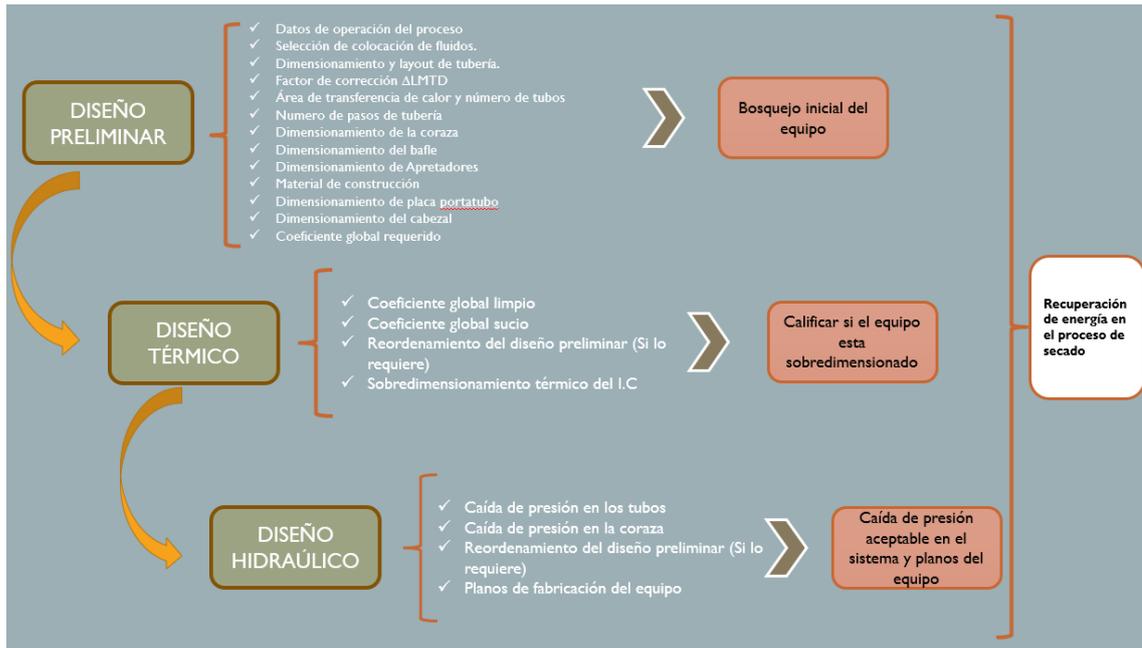


Figura 20: Diagrama lógico de etapas del proyecto. Elaborado en base a las dimensiones de nuestra variable.

En la primera etapa a través de los datos de operación del proceso de secado de la planta de detergentes de Intradevco, se obtendrá un diseño preliminar dimensionando los componentes del intercambiador de calor con la finalidad de calcular el coeficiente global requerido para continuar con la segunda etapa.

En la segunda etapa se calculará el coeficiente global de transferencia de calor limpio y sucio con la finalidad de comprobar la restricción de que deben ser mayores el coeficiente global requerido y finalmente calcular el porcentaje de sobredimensionamiento y sobre diseño del intercambiador para que el diseño térmico sea aceptable.

En la tercera etapa se calculará la caída de presión en los tubos y la coraza del equipo, si estos cálculos son menores a los que son permitidos en el proceso de secado podemos aceptar nuestro diseño hidráulico para iniciar los planos de fabricación teniendo todos los componentes del equipo dimensionado.

Finalmente se estimará la energía que gastamos actualmente en el proceso de secado en la figura 21, para luego calcular la nueva cantidad de energía que se consume al implementar el intercambiador de calor como se muestra en la figura

22 obteniendo la recuperación de energía en el proceso y traduciéndola en un ahorro de consumo de gas al año y un ahorro económico al año en la empresa.

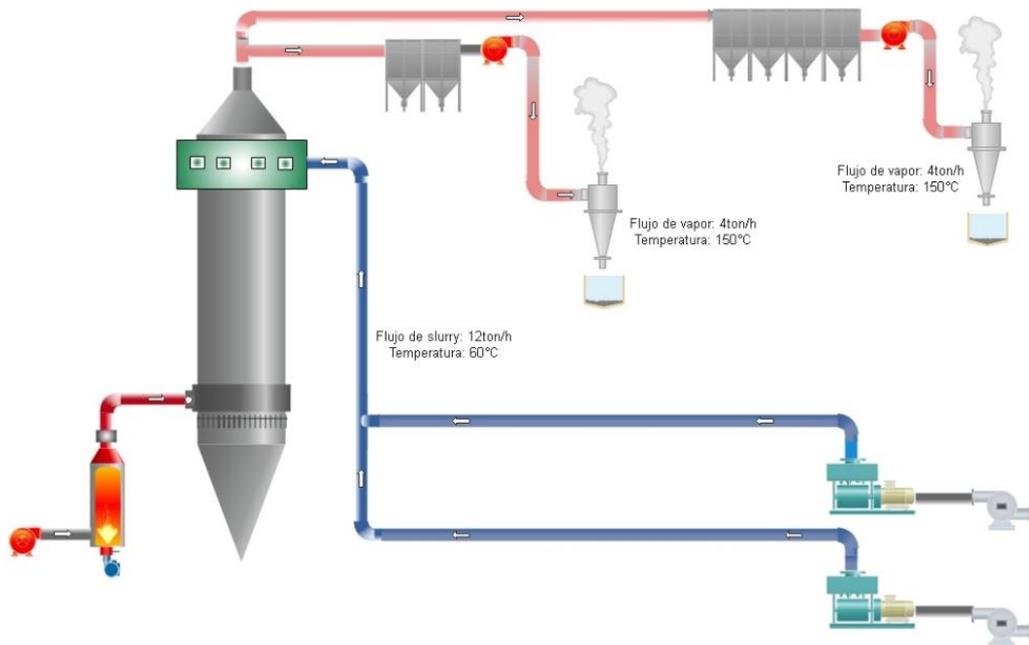


Figura 21: Proceso existente del proceso secado de detergentes de Intradevco. Elaboración propia

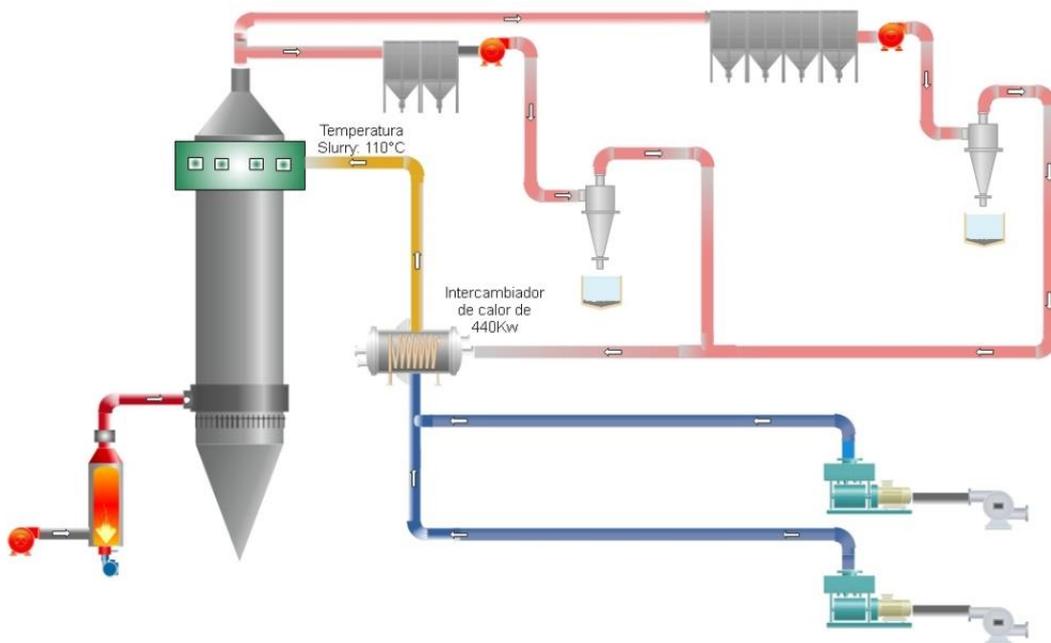


Figura 22: Implementación de intercambiador de calor en el proceso de secado de detergentes de Intradevco. Elaboración propia

4.6.1 Etapa 1: Diseño preliminar del intercambiador de calor

- **Datos de operación del proceso**

En esta etapa se obtendrá los datos de los fluidos con que vamos a trabajar en el proyecto para diseñar el intercambiador de 440KW, que es el fluido a calentar en este caso el slurry (pasta de detergente) que ingresa a la torre de secado y el fluido que se enfría que es el vapor de agua que es despilfarrado en el rebose de los hidrociclones del 4to piso. Los datos iniciales de los fluidos son mostrados en la tabla 6:

Tabla 6: Datos de operación del proceso de secado.

Potencia del intercambiador de calor:	440KW = 1 500 024.96 $\frac{btu}{h}$	
Fluido de trabajo	Vapor	Slurry (Detergente + Agua)
Flujo másico:	17 636.98 lb/h	26 455.47 lb/h
Temperatura de entrada:	428°F	140°F
Temperatura de salida:	250.81°F	230°F
Calor específico:	0.48 $\frac{btu}{lb - ^\circ F}$	0.63 $\frac{btu}{lb - ^\circ F}$
Viscosidad:	0.03 $\frac{lb}{ft - h}$	10 $\frac{lb}{ft * h}$
Conductividad térmica	0.39 $\frac{btu}{h - ft - F^\circ}$	0.10 $\frac{btu}{h - ft - F^\circ}$
Densidad:	0.15 $\frac{lb}{ft^3}$	74.916 $\frac{lb}{ft^3}$
Gravedad específica:	0.0024	1.2

Nota: Datos técnicos del slurry: Anexo 5. Elaborado con los datos extraídos del proceso de secado de la planta de Intradevco – Detergentes Lurin

Para hallar las temperaturas de salida tanto del fluido que será calentado y el que suministra energía usaremos la ecuación de balance de energía.

- Para el caso del fluido frío:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f * Cp_f * (T_{f2} - T_{f1}) \dots \dots \dots (2.7)$$

Donde:

- \dot{m}_f : Flujo másico del fluido frío en lb/hr
- Cp_f : Calor específico del fluido frío en $btu/(lb - ^\circ F)$
- T_{f2} : Temperatura de salida del fluido frío en $^\circ F$

Remplazando los datos en el fluido frío:

$$1\,500\,024.96 \frac{btu}{h} = 26\,455.47 \frac{lb}{h} * 0.63 \frac{btu}{lb - ^\circ F} * (T_{f2} - 140^\circ F)$$

$$T_{f2} = 230^\circ F$$

- Para el caso del fluido caliente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * Cp_c * (T_{c1} - T_{c2}) \dots \dots \dots (2.8)$$

Donde:

- \dot{m}_c : Flujo másico del fluido caliente en lb/hr
- Cp_c : Calor específico del fluido caliente en $btu/(lb - ^\circ F)$
- T_{c2} : Temperatura de salida del fluido caliente en $^\circ F$
- T_{c1} : Temperatura de entrada del fluido caliente en $^\circ F$

Remplazando los datos en el fluido caliente:

$$1\,500\,024.96 \frac{btu}{h} = 17\,636.98 \frac{lb}{h} * 0.48 \frac{btu}{lbm - ^\circ F} * (428^\circ F - T_{c2})$$

$$T_{c2} = 250.81^\circ F$$

• **Selección de colocación del fluido**

En esta etapa es el primer paso para poder iniciar con el diseño preliminar del equipo, donde se seleccionará por donde va a pasar el fluido frío y por donde va a pasar el fluido caliente, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones de la tabla 7:

Tabla 7: Colocación de fluido

Fluido de lado tubo	Fluido de lado coraza
Fluido corrosivo	Mas viscoso
Agua de enfriamiento	Fluido con temperatura mayor a 100°F
Fluido sucio	Limpio
Fluido peligroso	Fluido de menor caudal
Corriente de mayor presión	Fluido que se evapora
Fluido más caliente	Fluido de condensación

Nota: Elaboración propia con las especificaciones tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007 pág. 106)

Debido a que el slurry es un fluido con mayor suciedad y tiene una mayor presión y el vapor será un fluido de condensación, con menor caudal y más limpio se considerará la siguiente selección:

- ✓ Fluido que pasa por los tubos: **Vapor**
- ✓ Fluido que pasa por la coraza: **Slurry**

- **Dimensionamiento y layout de tubería**

En esta etapa inicialmente se seleccionará las dimensiones de la tubería del intercambiador de calor que son estos 3 factores: diámetro, longitud y espesor de tubería. Para posteriormente seleccionar un ordenamiento de la tubería y la distancia entre centros que tendrá los tubos del intercambiador de calor conocido como tubo pitch.

Para la selección del diámetro de la tubería tendremos en cuenta las siguientes restricciones de la tabla 8:

Tabla 8 : Selección de diámetro de tubería

Diámetro	Características
3/8" y 3/4"	Más económico
1/4"	Fluido limpio
3/4"	Limpieza mecánica
1"	Se espera ensuciamiento
1 1/2" y 2"	Vaporizadores y condensadores

Nota: Tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007)

Se seleccionará según el cuadro una tubería de diámetro de 1 ½” teniendo en cuenta las restricciones mencionadas.

Para la longitud del tubo se soportará por la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) sección 5 Standart RCB-2.1, donde proporciona la información de las longitudes de tubos más usados y estándares para un intercambiador de calor que son las longitudes de 8, 10, 12, 16 y 20 pies.

Para este caso iniciaremos el diseño preliminar usando la tubería estándar de mayor longitud que es de **20pies** de longitud de los tubos del intercambiador de calor.

Para seleccionar un espesor intermedio a través de la norma BWG nos guiaremos de la tabla 9:

Tabla 9 : Dimensión de tubos del intercambiador de calor

Tube OD (in.)	BWG	Tube ID ^a (in.)	Internal area ^b (in. ²)	External surface per foot length ^c (ft ² /ft)	OD/ID
1.25	7	0.890	0.6221	0.3272	1.404
	8	0.920	0.6648	0.3272	1.359
	10	0.982	0.7574	0.3272	1.273
	11	1.010	0.8012	0.3272	1.238
	12	1.032	0.8365	0.3272	1.211
	13	1.060	0.8825	0.3272	1.179
	14	1.084	0.9229	0.3272	1.153
	16	1.120	0.9852	0.3272	1.116
	18	1.152	1.0423	0.3272	1.085
	20	1.180	1.0936	0.3272	1.059
1.5	10	1.232	1.1921	0.3927	1.218
	12	1.282	1.2908	0.3927	1.170
	14	1.334	1.3977	0.3927	1.124
	16	1.370	1.4741	0.3927	1.095
2.0	11	1.760	2.4328	0.5236	1.136
	12	1.782	2.4941	0.5236	1.122
	13	1.810	2.5730	0.5236	1.105
	14	1.834	2.6417	0.5236	1.091

Nota: ID: Diámetro interno. OD: Diámetro externo. Tomada del libro de “Procesos de Transferencia de calor”, por (Serth, 2007 pág. 719)

Se seleccionará un espesor estándar BWG de 16 como se observa en la tabla 9 donde corresponde un diámetro interno de los tubos de 1.37”.

Para seleccionar el layout de tubería al interior del intercambiador de calor, se seleccionará entre las dos alternativas de diseño como se muestra en la figura 23:

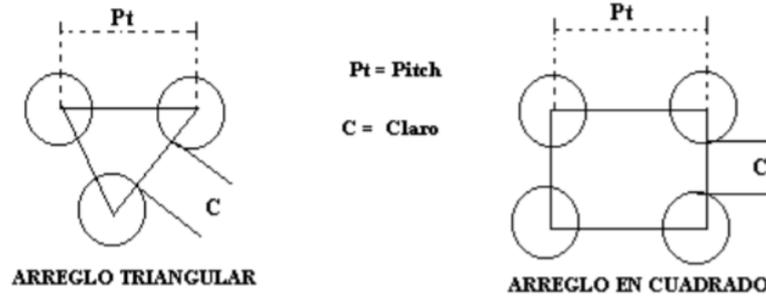


Figura 23: Layout de tubería en un intercambiador de calor. Tomada de (Laboratorio de Ingeniería Química) de la UNAM

Donde se seleccionará en este caso un intercambiador de calor con diseño de **arreglo cuadrado** para la tubería. Para posteriormente seleccionar la distancia entre centros de la tubería conocido como tubo pitch, se dimensionará en función del diámetro de la tubería y el layout seleccionado como indica la figura 24 siguiente:

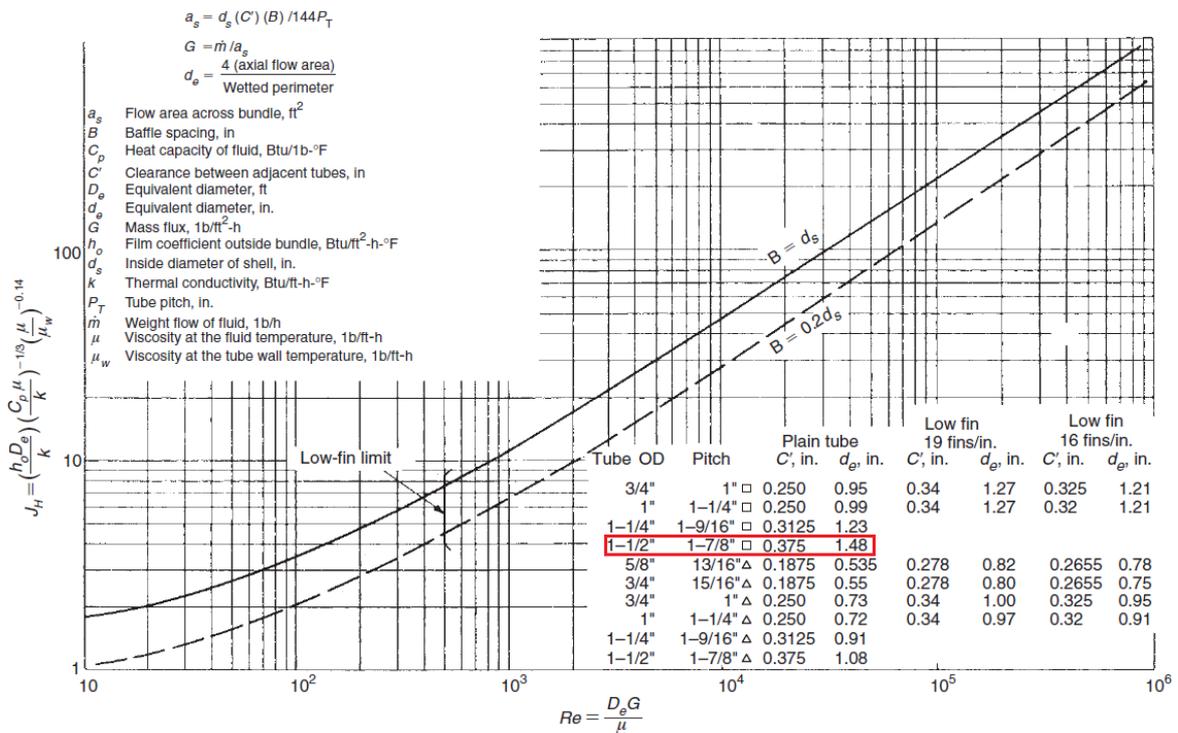


Figura 24: Selección de parámetros de diseño de intercambiador de calor. Tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007 pág. 110)

Como se muestra en la figura 20 para una tubería de 1 1/2" con arreglo cuadrado corresponde un tubo pitch de 1 7/8".

Finalmente se muestra en la tabla 10, el resumen de los resultados de la primera etapa del diseño preliminar:

Tabla 10: Dimensionamiento y layout de tubería.

Dimensionamiento de tubería	
Diámetro externo:	1 1/2" = 1.5"
Longitud:	20 ft
Diámetro Interno:	1.37"
Layout de tubería	
Arreglo:	Cuadrado
Tubo Pitch:	1 7/8" = 1.875"

Nota: Elaboración propia en función a los resultados tomados en la etapa de dimensionamiento y layout de intercambiador de calor.

• **Factor de corrección $\Delta LMTD$**

Primero se calculará la diferencia logarítmica de temperatura usando la siguiente formula:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left| \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right|} \dots \dots \dots (2.9)$$

Donde para saber T_1 y T_e se usará las siguientes expresiones:

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f2} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f1} \dots \dots \dots (2.11)$$

- T_{c2} : Temperatura de salida del fluido caliente en °F
- T_{c1} : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F
- T_{f2} : Temperatura de salida del fluido frío en °F
- T_{f1} : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

Reemplazando en la ecuación 2.10 y 2.11, ya conociendo cual es el fluido frío y caliente tendremos los siguientes resultados:

$$\Delta T_1 = 428^\circ F - 230^\circ F = 198^\circ F$$

$$\Delta T_2 = 250.81^\circ F - 140^\circ F = 110.81^\circ F$$

Entonces se obtendrá una diferencia logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{198^\circ F - 110.81^\circ F}{\ln \frac{198^\circ F}{110.81^\circ F}} = 150.2^\circ F$$

Luego es adecuado un factor de corrección de LMTD ya calculado, teniendo en cuenta dos valores adimensionales R y P.

Para el cálculo de los números R y P se usará las siguientes expresiones:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots (2.12)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots \dots \dots (2.13)$$

Donde:

- T_1 : Fluido del lado de la carcasa de entrada en °F
- T_2 : Fluido del lado de la carcasa de salida en °F
- t_1 : Entrada de fluido en el sitio del tubo en °F
- t_2 : Fluido del lado del tubo de salida en °F

Para calcular el factor de corrección se tendrá las siguientes alternativas:

- Si $R \neq 1$, calcularemos α y S

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{1/N} \dots \dots \dots (2.14)$$

$$S = \left(\frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \right) \dots \dots \dots (2.15)$$

Entonces se calculará f con la siguiente expresión:

$$f = \frac{\sqrt{R^2 + 1} * \ln \left| \frac{1 - S}{1 - RS} \right|}{(R - 1) * \ln \frac{2 - S * (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S * (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \dots \dots \dots (2.16)$$

- Si $R = 1$, se calculará α y S

$$S = \frac{P}{N - (N - 1) * P} \dots \dots \dots (2.17)$$

Entonces se calculará f con la siguiente expresión:

$$f = \frac{S * \sqrt{2}}{(1 - S) * \ln \frac{2 - S(2 - \sqrt{2})}{2 - S(2 + \sqrt{2})}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Donde:

- f : Factor de corrección del Δ LMTD.
- N : Número de veces que fluido para por la coraza.

Teniendo en cuenta la siguiente restricción en la página 99 en el capítulo 3 del libro de Procesos de Transferencia de calor de Robert W. Serth representada en la figura 25:

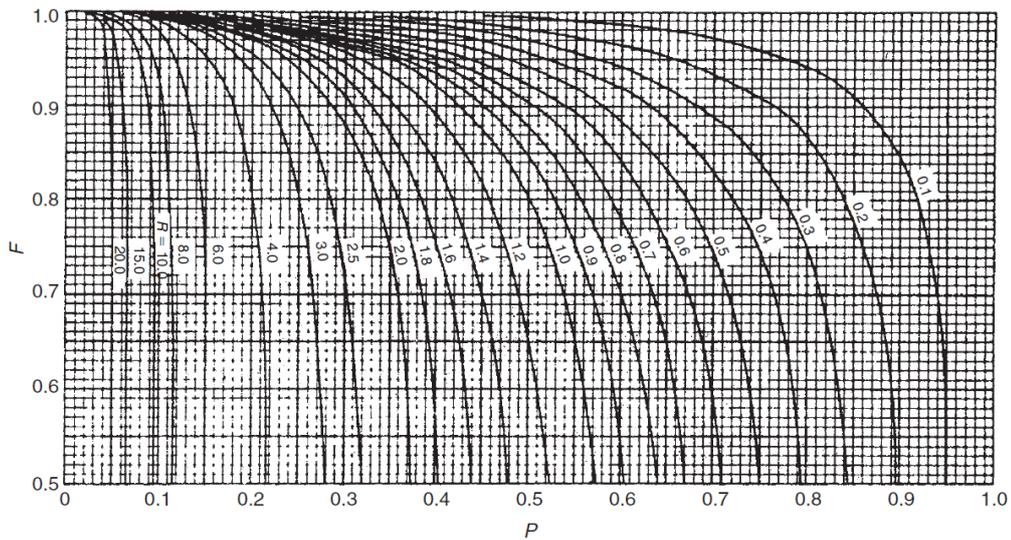


Figura 25: Factor de corrección LMTD. Tomada del libro de “Procesos de Transferencia de calor”, por (Serth, 2007 pág. 100)

Entonces:

$$f > 0.8$$

Debido a que si el factor de corrección de LMTD es menor que 0.8 la transferencia de calor sería ineficiente.

Entonces se calculará los valores de R y P con las ecuaciones 2.12 y 2.13:

$$R = \frac{428^{\circ}F - 250.81^{\circ}F}{230^{\circ}F - 140^{\circ}F} = 1.96$$

$$P = \frac{230^{\circ}F - 140^{\circ}F}{429^{\circ}F - 140^{\circ}F} = 0.31$$

Como $R \neq 1$, usaremos la ecuación 2.14, 2.15 y 2.16 para calcular los números adimensionales α y S y finalmente el factor de corrección en el orden descrito, teniendo en cuenta que el fluido por la coraza solo pasará dos veces por la coraza (N=2):

$$\alpha = \left(\frac{1 - 1.96 * 0.31}{1 - 0.31} \right)^{1/2} = 0.74$$

$$S = \left(\frac{0.74 - 1}{0.74 - 1.96} \right) = 0.20$$

$$f = \frac{\sqrt{1.96^2 + 1} * \ln \frac{1 - 0.20}{1 - 1.96 * 0.31}}{(1.96 - 1) * \ln \frac{2 - 0.20 * (1.96 + 1 - \sqrt{1.96^2 + 1})}{2 - 0.20 * (1.96 + 1 + \sqrt{1.96^2 + 1})}} = 0.97$$

Entonces cumple la restricción que $f > 0.8$, quiere decir que el factor de corrección es el correcto y la transferencia de calor es eficiente.

• **Área de transferencia de calor y número de tubos**

Para hallar el área de transferencia de calor y el número de tubos, se iniciará descomponiendo la ecuación de diseño universal del intercambiador de calor:

$$\dot{Q} = U * A * f * \Delta T_{LMTD} \dots \dots \dots (2.19)$$

Donde:

- \dot{Q} : Flujo de transferencia de calor en btu/h
- U : Coeficiente global de transferencia de calor en btu/(hr – ft²°F)
- A : Área de transferencia de calor en ft²
- f : Factor de corrección
- ΔT_{LMTD} : Diferencia logarítmica de temperatura en °F

Donde se descompondrá para hallar el área de transferencia de calor (A):

$$A = \frac{Q}{U_D * f * \Delta T_{LMTD}} \dots \dots \dots (2.20)$$

Entonces de esos valores el que nos falta para calcular el área de transferencia de calor es el coeficiente global de transferencia de calor a través de la tabla 11:

Tabla 11: Coeficiente global de transferencia de calor.

Fluido Caliente	Fluido Frío	U(W/m ² K)
Agua	Agua	1300 - 2500
Amoníaco	Agua	1000 - 2500
Gas	Agua	10 - 250
Gas	Gas	10 - 60
Vapor	Agua	2200 - 3500
Vapor	Gases	25 - 240
Agua	Freón (ebullición)	280 - 1000
Vapor	Orgánicos livianos	490 - 1000
Vapor	Orgánicos medianos	250 - 500
Petróleo	Gasóleo	130 - 320
Vapor (Evaporador)	Otros fluidos	300 - 2000
Vapor (Evaporador)	Agua	1500 - 6000
Vapor (condensador)	Agua	1000 - 4000
Vapor (condensador)	Otros fluidos	300 - 1000

Nota: U: Coeficiente global de transferencia de calor. Tomada de la página web (Briceño, 2017)

Entonces se tomará un coeficiente global de transferencia de calor intermedio de $500 \frac{W}{m^2-K}$.

Realizando las conversiones a las unidades inglesas:

$$U_D = 500 \frac{W}{m^2 - K} * \frac{0.17 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}}{1 \frac{W}{m^2 - K}} = 85 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Entonces el área de transferencia de calor es:

$$A = \frac{1\,500\,024.96 \frac{\text{btu}}{\text{h}}}{85 \frac{\text{btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} * 0.87 * 150.20} = 121.15 \text{ft}^2$$

Entonces para calcular el número de tubos con la ecuación 2.21:

$$A = \pi n_t D_o L$$

$$n_t = \frac{A}{\pi D_o L} \dots \dots \dots (2.21)$$

Donde:

- n_t : Número de tubos
- D_o : Diámetro exterior de la coraza en ft
- A : Área de transferencia de calor en ft^2
- L : Longitud del tubo en ft

Remplazando:

$$n_t = \frac{115.36 \text{ft}^2}{\pi * 0.125 \text{ft} * 20 \text{ft}} = 16 \text{ tubos}$$

• **Número de pasos de tubería**

Para calcular el número de pasos o número de veces que la tubería para internamente por la coraza debemos estimar calculando el número de Reynolds y la velocidad del fluido.

- Para garantizar que el fluido se encuentre completamente desarrollado en los tubos se requiere un flujo turbulento donde el Reynolds $> 10^4$

$$Re = \frac{4 m_t * n_p}{\mu * D_i * n_t * \pi} \dots \dots \dots (2.22)$$

- La velocidad del fluido que pasa por el tubo debe tener una velocidad razonable con un rango de $V \in < 3; 8 > \text{ft/s}$

$$V = \frac{4 * m_t * n_p}{\rho * \pi * n_t * D_i^2} \dots \dots \dots (2.23)$$

Donde:

- m_t : Flujo de masa del fluido que pasa por los tubos en lb/h
- n_p : Número de pasos de los tubos
- n_t : Número de tubos
- D_i : Diámetro interno de la coraza en ft
- μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos en $lb/(ft-h)$
- ρ : Densidad del fluido que pasa por los tubos en lb/ft^3

Remplazando en la ecuación (2.22) y (2.23):

$$Re = \frac{4 * 26455.47 \frac{lb}{h} * n_p}{10 \frac{lb}{ft-h} * 0.114ft * 16 * \pi} = 1844.02n_p = 11\ 064.13$$

$$V = \frac{4 * 26455.47 \frac{lb}{h} * n_p * 1h}{74.916 \frac{lb}{ft^3} * \pi * 16 * (0.114ft)^2 * 3600s} = 0.59n_p = 3.60 \frac{ft}{s}$$

Estimando el número de pasos de los tubos por dentro de la coraza del intercambiador de calor igual a 6, la velocidad del flujo al interior de los tubos cumple que está en el rango correcto entre 6 y 8 ft/s, mientras que el número de Reynold se da como aceptable ya que está por encima de en el régimen turbulento.

- **Dimensionamiento de la coraza**

Para dimensionar el diámetro interno de la coraza del intercambiador de calor en función del diámetro del tubo, del tubo pitch, el arreglo seleccionado, número de pases del tubo y el número de tubos ya calculados en los pasos anteriores, la selección se realizará con la tabla 12:

Tabla 12: Configuraciones comerciales de carcasa y tubos, 2 pase por coraza, N pases de tubos (Conteo de tubos)

Carcasa ID pulg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
Tubos de 1 ½ pulg, pitch de 1 7/8 pulg y arreglo cuadrado					
12	16	16	12	12	
13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	29	29	24	24	22
17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	78	74	70	66	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210	202
39	252	246	237	230	224

Nota: ID: Diámetro interno de la coraza, P: Número de pases. Tomada del departamento energética de la UNEFM, por (Vargas).

Se seleccionará a través de la tabla para 16 tubos y 6 veces el número de pases de los tubos por el interior del intercambiador de calor con un diámetro interno de la coraza de 29", y para términos de cálculos usaremos un aproximado de 20 tubos por pase.

Para seleccionar el espesor de la coraza de la norma ASME, sección VIII-División 1, parte UG donde para dimensionar el espesor de la plancha se usará las siguientes expresiones:

$$t_r = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} \dots \dots \dots (2.24)$$

$$P_a = \frac{S * E * t}{R + 0.6t} \dots \dots \dots (2.25)$$

Para $t \leq R/2$ y $P \leq 0.385SE$

Donde:

- t_r : Mínimo espesor requerido para la coraza en in
- t : Espesor del cuerpo cilíndrico
- P : Presión de diseño de vapor en psi
- P_a : Presión admisible en psi
- R : Radio interno de la coraza en in
- S : Esfuerzo admisible en psi
- E : Eficiencia de la junta soldada.

Donde para seleccionar el espesor mínimo requerido de la coraza usaremos la tabla 9:

Tabla 13: Espesor mínimo de la coraza

Diámetro nominal de la coraza (mm)	Espesor mínimo (mm)			
	Acero al carbono		Materiales Aleados	
	Tuberías	Planchas	Tuberías	Planchas
152	SCH-40	-	SCH-40	-
203 - 305	SCH-30	-	SCH-30	3.2
330 - 737	SCH-STD	9.5	SCH-STD	4.8
762 - 991	-	11.1	SCH-5S	6.4
1016 – 1524	-	12.7		7.9
1549 – 2032	-	12.7		7.9
2057 - 2540	-	12.7		9.5

Nota: Tomada de la norma (TEMA, 2007) Sección 5, RCB – 1.5.

Entonces se reemplazará en la ecuación 2.24 tomando una eficiencia de soldadura de 0.95 y la presión, para hallar el esfuerzo admisible:

$$S = \frac{\frac{72.5\text{psi} * 14.5\text{in}}{0.374\text{in}} + 0.6 * 333.5\text{psi}}{0.95} = 3004.55\text{psi}$$

Entonces se obtendrá un espesor mínimo de plancha de 9.5mm según la tabla 10, para obtener la presión admisible de la coraza usaremos como nos indica la norma ASME un factor de seguridad de 3.5, entonces la presión admisible en la coraza, teniendo en cuenta que el vapor de los hidrociclones sale con una presión de 5bar es:

$$P_a = 5\text{bar} * 3.5 * \frac{14.5\text{psi}}{1\text{bar}} = 253.75\text{psi}$$

Entonces reemplazamos en la ecuación 2.25:

$$t = \frac{253.75\text{psi} * 14.5\text{in}}{6 * 429.14\text{psi} * 0.95 - 1167.25\text{psi} * 0.6} = 1.36\text{in}$$

Se validará las restricciones de la norma ASME, para usar las expresiones 2.24 y 2.25:

$$1.36 \leq 14.5/2 \text{ y } 72.5 \leq 0.385 * 3004.55\text{psi} * 0.95$$

$$1.36 \leq 7.25 \quad \text{y} \quad 72.5 \leq 1098.91\text{psi}$$

Como 1.36in no es un espesor de plancha comercial, entonces usaremos un espesor para la coraza 1.5in.

- **Dimensionamiento de baffle**

Para dimensionar un baffle, se tendrá en consideración el tipo de segmentación que tendrá el intercambiador de calor, el espesor del baffle y su espaciamento entre baffle y baffle.

Para seleccionar el tipo de segmentación lo consideraremos de la figura 26:

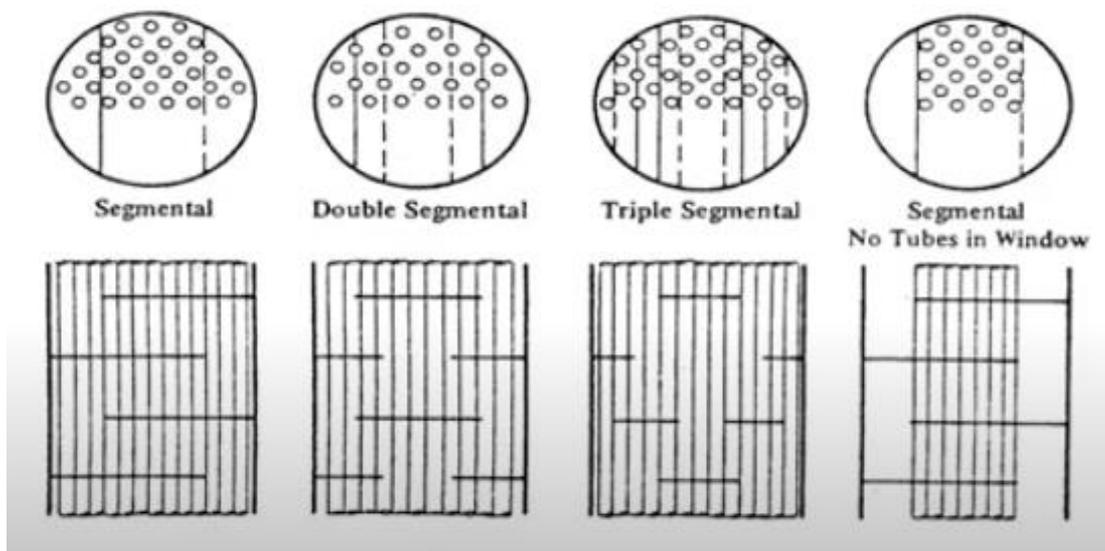


Figura 26: Segmentación de baffles. Tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007)

Donde se seleccionará un bafle de **segmento simple**, teniendo un porcentaje de corte de **50%**, como se muestra en la figura 27:

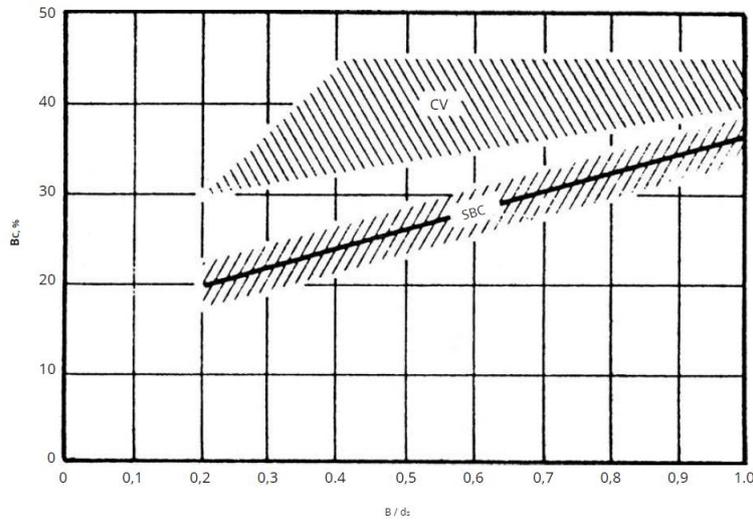


Figura 27: Corte de deflector recomendado en función del espaciamiento del bafle. Tomada del libro de Procesos de Transferencia de calor de (Serth, 2007 pág. 200)

Donde:

- B : Espaciamiento entre los bafles en in
- D_s : Diámetro interno de la coraza en in

Siendo el espaciamiento entre bafles:

$$B = 13.25 * 0.5 = 14.50in$$

Para seleccionar el espesor del bafle del intercambiador de calor usaremos la siguiente tabla 14:

Tabla 14: Valores estándar para el espesor del bafle en función del diámetro interno de la coraza.

ID de la carcasa, pulgadas	Espaciado entre bafles, pulgadas				
	≤ 24	24-36	36-48	48-60	>60
8-14	0.125	0.1875	0.250	0.375	0.375
15-28	0.1875	0.250	0.375	0.375	0.500
29-38	0.250	0.3125	0.375	0.500	0.625
39-60	0.250	0.375	0.500	0.625	0.625
61-100	0.375	0.500	0.625	0.750	0.750

Nota: ID: Diámetro interno de la coraza. Tomada del libro de "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007 pág. 200)

Entonces se seleccionará un espesor del bafle de **0.250 pulgadas**.

Para la selección entre el juego del bafle y la coraza lo seleccionaremos según lo que nos indica la norma (TEMA, 2007) en la tabla 15:

Tabla 15: Juego entre la coraza y bafle

Diámetro Interno de la coraza pulg.	Juego entre la coraza y bafle				
	Longitud de tubo sin soporte entre deflectores centrales				
	<24	<24-36>	<36-48>	<48-60>	<60
6-14	1/8	3/16	1/4	3/8	3/8
15-28	3/16	1/4	3/8	3/8	1/2
29-38	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8
39-60	1/4	3/8	1/2	5/8	5/8
61-100	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4

Nota: Dimensiones en pulgadas (mm). Tomada la norma (TEMA, 2007 pág. 32) Sección 5, RCB-4.41

Entonces se tomará un juego entre la coraza y el tubo de 1/4”.

- **Dimensionamiento de apretadores de los bafles**

Los apretadores son posicionadores de los bafles que tienen el objetivo de evitar el movimiento de los bafles que podrían causar las fuerzas de los flujos que se encuentran en el interior del intercambiador de calor.

Para seleccionar el diámetro y la cantidad de apretadores usaremos la tabla 16:

Tabla 16: Estándar de apretadores

Diámetro nominal de la coraza pulg (mm)	Diámetro de apretadores	Cantidad mínima de apretadores
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

Nota: Dimensiones en pulgadas (mm). Tomada la norma (TEMA, 2007 pág. 36) Sección 5, RCB-4.7

Entonces se seleccionará **6 apretadores para la fijación de los bafles con diámetro de 1/2”**.

- **Material de construcción**

Como los materiales son corrosivos, se seleccionará según la norma ASME sección II parte UCS el acero inoxidable AISI 304L.

Para cálculos posteriores con respecto al material de construcción que se ha seleccionado, será importante tener la conductividad térmica del material.

Conductividad térmica de acero inoxidable AISI 304L = $27 \frac{btu}{h-ft-^{\circ}F}$.

- **Dimensionamiento de la placa porta-tubo**

Para dimensionar la placa porta-tubo solo se necesitará su diámetro y espesor, según la norma TEMA el diámetro de la placa dependerá del diámetro interno de la coraza.

Diámetro de la placa porta-tubo: 29in

El espesor de la placa se calculará según la norma (TEMA, 2007) Apéndice A, con la siguiente expresión:

$$T = \frac{F * G}{3} * \sqrt{\frac{P}{\eta S}} \dots \dots \dots (2.26)$$

Donde:

- P : Presión efectiva de diseño en KPa
- S : Esfuerzo de tensión permisible en KPa

Para calcular η según la norma TEMA Apéndice A, se realiza con la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{Pitch}{Tubo OD}\right)^2} \dots \dots \dots (2.27)$$

Donde:

- Pitch: Tubo pitch en in
- Tubo OD: Diámetro externo del tubo en in

Remplazando en la ecuación 2.27:

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{1.875}{1.5}\right)^2} = 0.49$$

El esfuerzo admisible de tensión para una temperatura máxima de 428 °F es 160 000KPa.

$$S = 160\,000\text{KPa}$$

Para la presión efectiva de diseño se calculará según la norma (TEMA, 2007) apéndice A, para una placa de tubos soldada al canal y extendida como brida. Con la siguiente expresión:

$$P = P_t + P_{bt} \dots \dots \dots (2.28)$$

Donde:

- P_t : Presión de diseño en los tubos en KPa
- P_{bt} : Presión de diseño en la coraza en KPa

Teniendo que la presión por el lado de los tubos es de 60bar y en la coraza de 5bar. Remplazando en la ecuación 2.28:

$$P = 6000\text{KPa} + 500\text{KPa} = 6500\text{KPa}$$

Para determinar G, la norma TEMA indica que para intercambiadores de placa de tubos fijos el parámetro G será igual al diámetro interno de la coraza. Entonces G es igual a 29 in.

Para determinar F, la norma TEMA indica que para intercambiadores de placas de tubo fijo con juntas en ambos lados es igual a 1.

Entonces remplazando en la ecuación 2.26:

$$T = \frac{1 * 29\text{in}}{3} * \sqrt{\frac{6500\text{KPa}}{0.49 * 160000\text{Kpa}}}$$
$$T = 2.76\text{in}$$

Debido que el espesor de 2.76" no es comercial, seleccionaremos una plancha de espesor de comercial de 3".

Entonces tendremos una placa porta-tubos de 29 pulgadas de diámetro con un espesor de 3".

- **Dimensionamiento del cabezal**

Se seleccionará un cabezal estacionario tipo B ya que se empleará en el intercambiador de calor placas de tubos fijo, además que este diseño es más económico y que al removerlo permite un acceso al haz de tubos y nos permiten las condiciones de mantenimiento como limpieza de tubos del intercambiador de calor y debido a que el equipo tiene un dos números de pases por la coraza será tipo F y la tubería será de placas de tubos fijos y la tubería se encontrará a una alta presión (60bar) se seleccionará un cabezal posterior tipo M. Por lo tanto, se diseñará un intercambiador de calor **tipo BFM**.

Según la norma ASME sección VIII-División 1, Parte UG dimensionaremos según el tipo de cabezal seleccionado, apoyándonos con la figura 28:

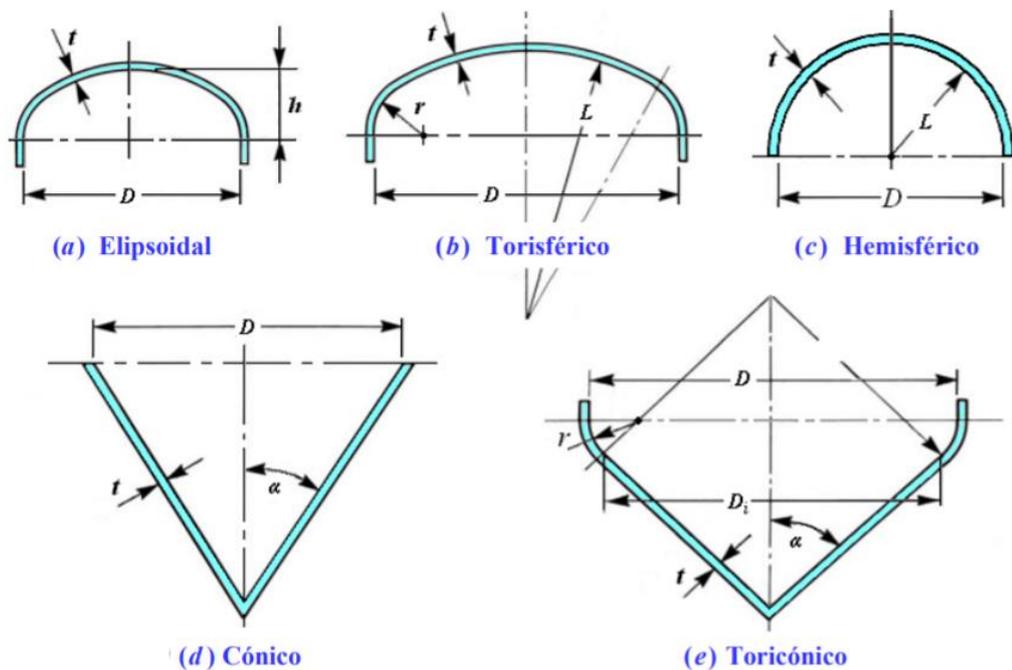


Figura 28: Tipo de cabezal para recipientes a presión. Tomada de la norma (ASME, 2010) Sección VIII – División 1, Parte UG.

Se seleccionará un **cabezal estacionario y posterior elipsoidal**, donde para hallar el espesor usaremos las siguientes expresiones de la norma ASME sección VIII - División 1:

$$t_r = \frac{P * D}{2 * S * E - 0.2 * P} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$P_a = \frac{2S * E * t}{D + 0.2t} \dots \dots \dots (2.30)$$

Siendo d/h=4.

Donde:

- t_r : Espesor de la coraza in
- t : Espesor del cuerpo cilíndrico
- P : Presión de diseño del slurry en psi
- P_a : Presión admisible en psi
- D : Diámetro interno la coraza en in
- S : Esfuerzo admisible en psi
- E : Eficiencia de la junta soldada.

Entonces para hallar el esfuerzo admisible, reemplazamos en la ecuación 2.30:

$$S = \frac{3045psi * 29in + 0.2 * 1.5in * 3045psi}{2 * 0.95 * 1.5} = 31\ 304.73psi$$

Reemplazando en la ecuación 2.29:

$$t = \frac{870psi * 29in}{2 * 0.95 * 31\ 304.73psi + 0.2 * 870} = 0.42in$$

Debido a que 0.42 pulgadas no es una plancha comercial, seleccionaremos una plancha para la elipsoidal de 0.5 in

Siendo H=29/4= 7.25in.

- **Coefficiente global de transferencia de calor requerido**

A partir de los cálculos de los parámetros para tener el flujo de calor del intercambiador de calor, se descompondrá para tener la siguiente expresión y obtener el coeficiente global de transferencia de calor requerido en el intercambiador de calor:

$$U_{req} = \frac{Q}{\pi * n_t * D_0 * L * f * \Delta T_{LMTD}} \dots \dots \dots (2.31)$$

Donde:

- U_{req} : Coeficiente global de transferencia de calor requerido en $btu/(hr - ft^2 \cdot ^\circ F)$
- \dot{Q} : Flujo de transferencia de calor en btu/h
- n_t : Número de tubos
- D_0 : Diámetro interno de la coraza en ft
- L : Longitud del tubo en ft
- ΔT_{LMTD} : Diferencia logarítmica de temperatura en $^\circ F$

Remplazando en la ecuación 2.31, tenemos:

$$U_{req} = \frac{1\,500\,024,96 \frac{btu}{h}}{\pi * 20 * 0.125ft * 20ft * 0.97 * 150.2^\circ F} = 65.60 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Con el coeficiente global requerido ya calculado se culmina la etapa 1 del diseño preliminar, obteniendo el primer bosquejo del intercambiador de calor que se diseñara con el objetivo de obtener recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta de Intradevco.

4.6.2 Etapa 2: Diseño térmico

Para realizar los cálculos para sustentar que el diseño térmico es el adecuado para el intercambiador de calor, se realizará el procedimiento descrito en la figura 29:

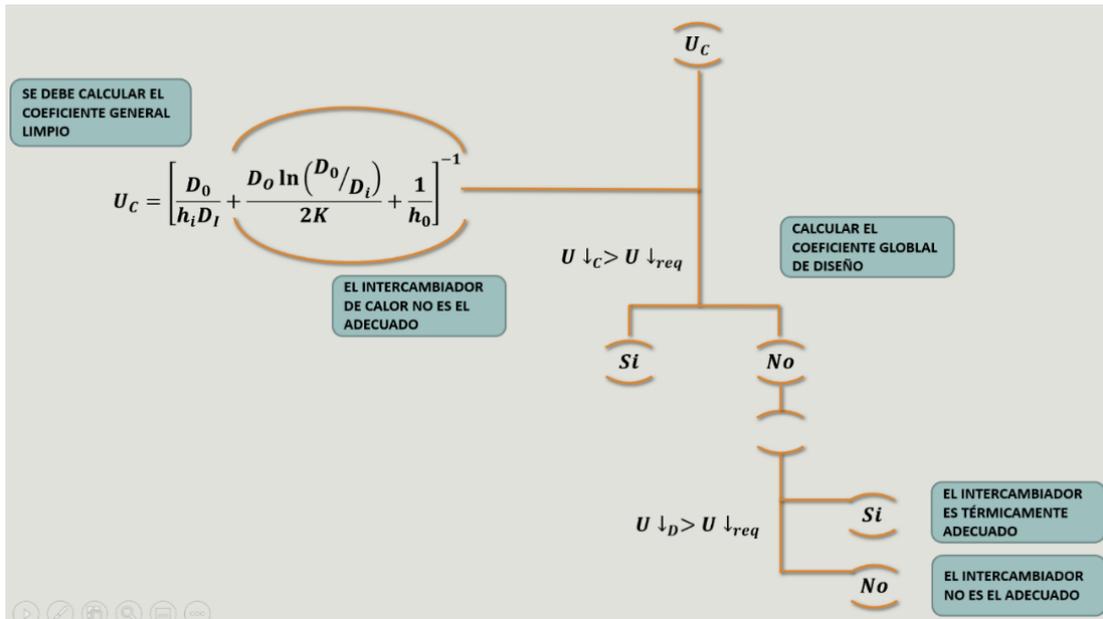


Figura 29: Calificación de diseño térmico. Elaboración propia en base al procedimiento de cálculo de diseño térmico de libro de “Procesos de Transferencia de calor”, por (Serth, 2007).

Donde para sustentar que el intercambiador de calor es el adecuado debemos considerar lo siguiente:

1. Calcular el coeficiente global limpio y que sea mayor que nuestro coeficiente global requerido.
2. Calcular el coeficiente global sucio y que sea mayor que nuestro coeficiente global requerido.

Si los dos pasos cumplen, entonces el intercambiador de calor se calificará como térmicamente adecuado.

- **Coeficiente global de transferencia de calor limpio**

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio, se iniciará calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interno de los tubos y la coraza.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interno de los tubos se calculará en función del número de Nusselt la conductividad térmica y diámetro interno del tubo, con la siguiente expresión:

$$h_i = \frac{N_u k}{D_i} \dots \dots \dots (2.32)$$

D onde:

- h_i : Coeficiente de transferencia de calor en el interno de los tubos en $btu/(hr - ft^2 \circ F)$
- N_u : Número de Nusselt
- k : Conductividad térmica del material del tubo en $btu/(hr - ft - \circ F)$
- D_i : Diámetro interno del tubo en ft

Para calcular el número de Nusselt dependerá si el número de Reynolds es laminar, en transición o turbulento; como expresa en las siguientes restricciones en la tabla 17:

Tabla 17: Cálculo del número de Nusselt en función del número de Reynolds

Cálculo del número de Nusselt	
Re $\geq 10^4$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega}\right)^{0.34} \dots \dots \dots (2.33)$
2100(Re $< 10^4$)	$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega}\right)^{0.34} \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right) \dots \dots \dots (2.34)$
Re < 2100	$Nu = 1.86 \left(\frac{Re * Pr * D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega}\right)^{0.14} \dots \dots \dots (2.35)$

Nota: Elaboración propia en función de las restricciones para calcular el número de Nusselt en el libro de "Procesos de Transferencia de calor" (Serth, 2007)

Donde:

- Pr : Número de Prandtl
- D : Diámetro interno de la tubería en ft
- L : Longitud de la tubería en ft
- μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos en $lb/(ft - h)$
- μ_ω : Viscosidad de la pared en $lb/(ft - h)$

Se considerará el cociente de las viscosidades iguales.

Para el cálculo del número de Prandtl, se realizará con la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k} \dots \dots \dots (2.36)$$

Donde:

- C_p : Calor específico del fluido en $btu/(lb - ^\circ F)$
- μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos en $lb/(ft - h)$

Entonces se iniciará calculando el número de Prandtl con la ecuación 2.36:

$$Pr = \frac{0.63 \frac{btu}{lb - ^\circ F} * 10 \frac{lb}{ft - h}}{0.10 \frac{btu}{h - ft - ^\circ F}} = 63$$

Ahora se calculará el nuevo número de Reynolds con 20 tubos en el intercambiador de calor, remplazamos en la ecuación 2.22:

$$Re = \frac{4 * 26455.47 \frac{lb}{h} * 6}{10 \frac{lb}{ft - h} * 0.114 ft * 20 * \pi} = 8851.31$$

Considerando que está cerca al rango correcto, pero aún se encuentra en la etapa de régimen de transición usaremos la ecuación 2.34:

$$Nu = 0.116 \left(8851.31^{2/3} - 125 \right) 63^{1/3} \left(\frac{10 \frac{lb}{ft * h}}{10 \frac{lb}{ft * h}} \right)^{0.34} \left(1 + \left(\frac{0.114 ft}{20 ft} \right)^{2/3} \right)$$

$$Nu = 144.27$$

Entonces teniendo el número de Nusselt, ya se podrá calcular el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos, con la ecuación 2.32:

$$h_i = \frac{144.27 * 0.10 \frac{btu}{h - ft - ^\circ F}}{0.114 ft} = 126.40 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la coraza, se calculará con la siguiente expresión:

$$h_0 = j_H \left(\frac{k}{D_e} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0.14} \dots \dots \dots (2.37)$$

Donde:

- h_0 : Coeficiente de transferencia de calor en la coraza en $btu/(hr - ft^2 \circ F)$
- j_H : Número adimensional
- D_e : Diámetro equivalente en ft
- Pr : Número de Prandt
- μ : Viscosidad del fluido en $lb/ft - hr$
- μ_ω : Viscosidad de seno del fluido en $lb/ft - hr$

Para el cálculo del número adimensional j_H usaremos la siguiente expresión:

$$j_H = 0.5 \left(1 + \frac{B}{d_s} \right) (0.08Re^{0.6821} + 0.7Re^{0.1772}) \dots \dots \dots (2.38)$$

Donde:

- B : Espaciamiento entre baffle en ft
- d_s : Diámetro interior de la coraza ft
- Re : Número de Reynold

Para el cálculo del Reynold al interior de la coraza, se calculará con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{D_e * G}{12\mu} \dots \dots \dots (2.39)$$

Donde:

- G : Flujo de masa del fluido en la coraza en $lb/(ft^2 - h)$
- μ : Viscosidad del fluido en $lb/ft - hr$
- D_e : Diámetro equivalente en ft

Entonces:

$$G = \frac{\dot{m}}{a_s} \dots \dots \dots (2.40)$$

- \dot{m} : Caudal másico del fluido en la coraza en lb/h
- a_s : Área de flujo a través del has de tubos en ft^2

Para el cálculo del a_s :

$$a_s = \frac{d_s C' B}{144 P_T} \dots \dots \dots (2.41)$$

- d_s : Diámetro interior de la coraza *in*
- C' : Espacio libre entre tubos adyacentes en *in*
- B : Espaciamiento entre baffle en *in*
- P_T : Tubo pitch en *in*

De la figura 26 y 27, se podrá tener el diámetro interno de la coraza, espacio libre entre tubos adyacentes, espaciamiento entre baffle y tubo pitch; para poder calcular el área de flujo a través del has de tubos con la ecuación 2.41:

$$a_s = \frac{29in * 0.375in * 14.50in}{144 * 1.875in} = 0.58ft^2$$

Entonces se calculará el flujo de masa del fluido en la coraza con la ecuación 2.40:

$$G = \frac{17636.98 \frac{lb}{ft}}{0.58ft^2} = 30\ 198.87 \frac{lb}{h - ft^2}$$

Teniendo en cuenta que en la figura 24 tenemos el diámetro equivalente, se continuará calculando el número de Reynolds con la ecuación 2.39:

$$Re = \frac{1.48ft * 30\ 198.87 \frac{lb}{h - ft^2}}{12 * 0.03 \frac{lb}{ft - h}} = 124\ 150.91$$

Entonces se calculará el numero adimensional j_H con la ecuación 2.38:

$$j_H = 0.5 \left(1 + \frac{14.50n}{29in} \right) * (0.08 * (124\ 150.91)^{0.6821} + 0.7 * (124\ 150.91)^{0.1772})$$

$$j_H = 183.15$$

El número de Prandtl usaremos la ecuación 2.36:

$$Pr = \frac{0.48 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F} * 0.03 \frac{lb}{ft \cdot h}}{0.39 \frac{btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}} = 0.036$$

Teniendo calculado ya los factores que necesitamos para obtener el coeficiente de transferencia de calor en la coraza con la ecuación 2.37:

$$h_0 = 183.15 * \left(\frac{0.39 \frac{btu}{hr \cdot ft \cdot ^\circ F}}{0.123 ft} \right) (0.036)^{1/3} \left(\frac{0.03 \frac{lb}{ft \cdot h}}{0.03 \frac{lb}{ft \cdot h}} \right)^{0.14}$$

$$h_0 = 192.85 \frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Entonces para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor limpio, se tiene la siguiente expresión:

$$U_c = \left[\frac{D_0}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_0} \right]^{-1} \dots \dots \dots (2.42)$$

Donde:

- U_c : Coeficiente de transferencia de calor limpio en $btu/(hr - ft^2 \cdot ^\circ F)$
- D_0 : Diámetro interno de la coraza en ft
- D_i : Diámetro interno del tubo en ft
- h_i : Coeficiente de transferencia de calor en el interno de los tubos en $btu/(hr - ft^2 \cdot ^\circ F)$

Entonces reemplazamos en la ecuación 2.42:

$$U_c = \left[\frac{1.5in}{126.40 \frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} * 1.37in} + \frac{0.125ft * \ln(1.5in/1.37in)}{2 * 27 \frac{btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}} + \frac{1}{192.85 \frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}} \right]^{-1} = 71.13 \frac{btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Ahora se comparará el coeficiente global de transferencia de calor requerido con el limpio.

$$U_c > U_{req}$$

En conclusión, se podrá continuar calculando el coeficiente de transferencia de calor sucio ya que cumple la primera etapa del diseño térmico.

- **Coeficiente global de transferencia de calor sucio**

El coeficiente de transferencia de calor lo calcularé por medio de los factores de ensuciamiento de los fluidos, con la siguiente expresión:

$$U_D = \left(\frac{1}{U_c} + R_D \right)^{-1} \dots \dots \dots (2.43)$$

Donde:

- U_D : Coeficiente de transferencia de calor sucio en $btu/(hr - ft^2 \circ F)$
- U_c : Coeficiente de transferencia de calor limpio en $btu/(hr - ft^2 \circ F)$
- R_D : Factor de ensuciamiento en $btu/(hr - ft^2 \circ F)$

El factor de ensuciamiento se determinará en función del factor de ensuciamiento de los fluidos que pasa por la coraza y por los tubos, con la siguiente expresión:

$$R_D = \frac{R_{Di} * D_o}{D_i} + R_{Do} \dots \dots \dots (2.44)$$

Donde:

- R_{Di} : Factor de ensuciamiento del fluido que pasa a través de los tubos en $\frac{btu}{h-ft^2-\circ F}$
- R_{Do} : Factor de ensuciamiento del fluido que pasa a través de la coraza en $\frac{btu}{h-ft^2-\circ F}$
- D_o : Diámetro interno de los tubos en ft
- D_i : Diámetro interno de la coraza en ft

Para seleccionar el factor de ensuciamiento de los fluidos usaremos tabla 18:

Tabla 18: Factores de incrustación.

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (Líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapor de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Nota: R_f : Factor de incrustación. Tomada del libro Transferencia de calor y masa, por (CENGEL, 2007 pág. 636).

Entonces convirtiendo el factor de ensuciamiento para el vapor a las unidades inglesas tenemos:

$$R_{D_o} = 0.0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} * \frac{0.1761 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}}{1 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}} = 0.00001 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Para el factor de ensuciamiento debido a su densidad y el porcentaje de agua tomaremos un factor de ensuciamiento alto:

$$R_{D_i} = 0.0003 \frac{h - ft^2 - ^\circ F}{btu}$$

Entonces el factor de ensuciamiento se calculará con la ecuación 2.44:

$$R_D = \frac{0.0003 \frac{h - ft^2 - ^\circ F}{btu} * 1.5ft}{1.37ft} + 0.00001 \frac{h - ft^2 - ^\circ F}{btu}$$

$$R_D = 0.00022 \frac{h - ft^2 - ^\circ F}{btu}$$

Finalmente se calculará el coeficiente global de transferencia de calor sucio con la ecuación 2.43:

$$U_D = \left(\frac{1}{71.13 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}} + 0.00022 \frac{h - ft^2 - ^\circ F}{btu} \right)^{-1} = 69.5 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Ahora se comparará el coeficiente global de transferencia de calor requerido con el limpio.

$$U_D > U_{req}$$

En conclusión, el intercambiador de calor tiene un **diseño térmico adecuado y se puede calificar como aceptado.**

- **Sobredimensionamiento térmico del intercambiador de calor**

Por medio de los coeficientes de transferencia de calor limpio y sucio calculados, se llegará a determinar si el intercambiador de calor esta sobre diseñado y sobredimensionado de manera correspondiente. Con las siguientes expresiones:

$$Sobrediseño = \left[\frac{U_c}{U_{req}} - 1 \right] * 100 \dots \dots \dots (2.45)$$

$$Sobredimensinamiento térmico = \left[\frac{U_D}{U_{req}} - 1 \right] * 100 \dots \dots \dots (2.46)$$

Remplazando en la ecuación 2.45 y 2.46:

$$Sobrediseño = \left[\frac{71.13 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}}{65.60 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}} - 1 \right] * 100 = 8.49\%$$

$$Sobredimensionamiento térmico = \left[\frac{69.50 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}}{65.60 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}} - 1 \right] * 100 = 5.94\%$$

Entonces, hay un sobre diseño de **8.49%** y sobredimensionamiento térmico de **5.94%**, quiere decir que ese porcentaje de área del intercambiador de calor no se aprovechará y esta sobredimensionado, pero esta entre los rangos permitidos ya que según el autor Robert Serth en su libro indica que el sobre diseño debe ser mayor a 10% y sobredimensionamiento no debe ser mayor que el 40% y en conclusión el **diseño es térmico aceptable**. Entonces no se necesitará hacer un reordenamiento del diseño preliminar debido a que la segunda etapa de diseño térmico se encuentra entre los rangos permitidos y cumple con las restricciones detalladas.

4.6.3 Etapa 3: Diseño hidráulico

Para realizar los cálculos para sustentar que el diseño hidráulico es el adecuado para el intercambiador de calor, se realizará el procedimiento de cálculo de: caída de presión en los tubos y la caída de presión en la coraza teniendo en cuenta un máximo de caída de presión en los componentes mencionados de 15psi, como menciona Robert Serth en su libro “Procesos de Transferencia de calor”.

- **Caída de presión en los tubos**

Para calcular la caída de presión en los tubos del intercambiador de calor lo calcularemos en función en la caída de presión por fricción del fluido, la caída de presión debido a la entrada, salida y retorno del tubo y la caída de presión en las boquillas. Teniendo en cuenta en el slurry trabaja dentro de 55 a 60 bar y para el ingreso de este fluido a la torre de secado debe tener una presión mínima de 50bar.

- Para el cálculo de la caída de presión por fricción del fluido la realizaremos con la siguiente expresión:

$$\Delta P_f = \frac{f * n_p * L * G^2}{7.5 * 10^{12} * D_i * SG * \emptyset} \dots \dots \dots (2.47)$$

Donde:

- f : Factor de fricción de Darcy
- n_p : Número de pasos de la tubería en la coraza
- L : Longitud de la tubería en ft
- G : Flujo de masa del fluido que pasa por los tubos en $\frac{lb}{h-ft^2}$
- D_i : Diámetro interno del tubo en ft
- SG : Gravedad específica del fluido
- ϕ : Factor de corrección de viscosidad

En donde el factor de fricción de Darcy y el factor de corrección de viscosidad se calcula dependiendo del régimen de flujo:

Tabla 19: Cálculo de factor de fricción y factor de corrección de gravedad en función del régimen de flujo.

	Flujo laminar	Flujo turbulento
Factor de fricción de Darcy (f)	$f = \frac{64}{Re} \dots \dots (2.48)$	$f = 0.4137Re^{-0.2585} \dots (2.50)$
Factor de corrección de gravedad (ϕ)	$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_\omega}\right)^{0.25} \dots (2.49)$	$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_\omega}\right)^{0.14} \dots (2.51)$

Nota: Tomada del libro "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007).

Debido a que el flujo es turbulento, se tomará las ecuaciones 2.50 y 2.51 para calcular el factor de fricción de Darcy y de corrección de gravedad:

$$f = 0.4137 * 8851.31^{-0.2585} = 0.03948$$

Como viscosidad del fluido y la viscosidad del seno del fluido son iguales el factor de corrección de gravedad es 1. Entonces se continuará hallando el flujo de masa:

$$G = \frac{4\dot{m} * n_p}{\pi * D_i^2 * n_t} \dots \dots \dots (2.52)$$

Remplazando en la ecuación 2.52:

$$G = \frac{4 * 26\,455.47 \frac{lb}{h} * 6}{\pi * 0.114^2 * 20} = 0.775 * 10^6 \frac{lb}{h - ft^2}$$

Entonces se calculará la caída de presión por fricción del fluido con la ecuación 2.47:

$$\Delta Pf = \frac{0.03948 * 6 * 20ft * (0.775 * 10^6 \frac{lb}{h - ft^2})^2}{7.5 * 10^{12} * 0.114ft * 1.2 * 1} = 2.77 \text{ psi}$$

- Para el cálculo de la caída de presión a la entrada, salida y retorno del fluido por los tubos la realizaremos con la siguiente expresión:

$$\Delta Pr = \frac{1.334 * 10^{-13} \alpha_r G^2}{SG} \dots \dots \dots (2.53)$$

Donde el parámetro α_r está definido por:

Tabla 20 : Cálculo del factor α_r

	Tubo Regular	Tubos - U
Flujo turbulento	$\alpha_r = 2n_p - 1.5 \dots (2.54)$	$\alpha_r = 3.25n_p - 1.5 \dots (2.56)$
Flujo laminar, $Re \geq 500$	$\alpha_r = 1.6n_p - 1.5 \dots (2.55)$	$\alpha_r = 2.38n_p - 1.5 \dots (2.57)$

Nota: Tomada del libro "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007).

Se considerará que el flujo es turbulento, entonces remplazando en la ecuación 2.54:

$$\alpha_r = 2 * 6 - 1.5 = 10.50$$

Entonces con la ecuación 2.53 se calculará la caída de presión a la entrada, salida y retorno del fluido por los tubos:

$$\Delta Pr = \frac{1.334 * 10^{-13} * 10.50 * (0.775 * 10^6 \frac{lb}{h - ft^2})^2}{1.20} = 0.70 \text{ psi}$$

Para el cálculo de la caída de presión en la boquilla para la entrada del fluido por los tubos se dimensionará según los diámetros que

actualmente existen para la alimentación de slurry en la torre de secado que es de 3" de SCH80, entonces las especificaciones técnicas de este tubo se encuentran en el anexo 6 es el siguiente:

- Diámetro exterior: 3.5in
- Diámetro interior: 3.2in

Para el cálculo fricción en la boquilla, lo obtendremos con la siguiente ecuación:

Si el flujo es turbulento:

$$\Delta P_n = \frac{2 * 10^{-13} N_s G_n^2}{SG} \dots \dots \dots (2.58)$$

Si el flujo es laminar y el Reynolds es mayor a 100:

$$\Delta P_n = \frac{4 * 10^{-13} N_s G_n^2}{SG} \dots \dots \dots (2.59)$$

Primero se calculará el número de Reynolds con la ecuación 2.22:

$$Re_n = \frac{4 * 26\,455.47 \frac{lb}{h}}{\pi * \frac{3.2ft}{12} * 10 \frac{lb}{ft-h}} = 12\,631.55$$

Para el cálculo del flujo de masa en las boquillas de alimentación de los tubos del intercambiador de calor, se reemplazará en la ecuación 2.52:

$$G = \frac{4 * 26\,455.47 \frac{lb}{h}}{\pi * \left(\frac{3.2ft}{12}\right)^2} = 0.47 * 10^6 \frac{lb}{h-ft^2}$$

Entonces el flujo es turbulento, así que tomaremos la ecuación 2.58:

$$\Delta P_n = \frac{2 * 10^{-13} * 2 * \left(0.44 * 10^6 \frac{lb}{h-ft^2}\right)^2}{1.2} = 0.07psi$$

Entonces la caída de presión en los tubos, se sumará las caídas de presiones por fricción de los fluidos, la caída de presión a la entrada, salida y retorno del fluido por los tubos y la caída de presión en las boquillas:

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_r + \Delta P_n \dots \dots \dots (2.60)$$

Remplazamos la ecuación 2.60:

$$\Delta P_t = 2.77psi + 0.70psi + 0.07psi = 3.62psi$$

Debido a que la caída de presión por los tubos se encuentra menor a 15psi, podemos concluir que el **diseño hidráulico en los tubos es aceptado.**

• **Caída de presión en la coraza**

Para calcular la caída de presión en la coraza se realizará en función de la caída de presión por fricción del fluido por dentro de la coraza y la caída de presión en las boquillas.

- Para el cálculo de la caída de presión por fricción del fluido en la coraza se realizará con la siguiente expresión:

$$\Delta P_{fc} = \frac{f g^2 d_s (n_b + 1)}{7.5 * 10^{12} * d_e * SG \phi} \dots \dots \dots (2.61)$$

Donde:

- ΔP_f : Caída de presión en la coraza $lb/h - ft^2$
- f : Factor de fricción
- n_b : Número de baffles
- d_s : Diámetro de la coraza en in
- SG : Gravedad Específica del fluido
- ϕ : Factor de corrección de gravedad

Para calcular el factor de fricción, se determinará con la siguiente expresión:

$$f = 114 \left\{ f_1 - 1.25 \left(1 - \frac{B}{d_s} \right) (f_1 - f_2) \right\} \dots \dots \dots (2.62)$$

Para determinar el f_1 y el f_2 , dependerá del número de Reynolds:

- Para $Re \geq 1000$:

Tabla 21: Calculo de f_1 y f_2 para $Re > 1000$

$f_1 = (0.0076 + 0.000166d_s)Re^{-0.125} \dots (2.63)$	$8 \leq d_s \leq 42$
$f_2 = (0.0016 + 5.8 * 10^{-5}d_s)Re^{-0.157} \dots (2.64)$	$8 \leq d_s \leq 23.25$

Nota: Tomada del libro "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007).

- Para $Re < 1000$:

Tabla 22: Calculo de f_1 y f_2 para $Re < 1000$

$f_1 = \exp\{0.092[\ln(Re)]^2 - 1.48 \ln(Re) - 0.000526d_s^2 + 0.0478d_s - 0.338\} \dots (2.65)$	$8 \leq d_s \leq 42$
$f_2 = \exp\{0.123[\ln(Re)]^2 - 1.78 \ln(Re) - 0.001326d_s^2 + 0.0678d_s - 1.34\} \dots (2.66)$	$8 \leq d_s \leq 23.25$

Nota: Tomada del libro "Procesos de Transferencia de calor", por (Serth, 2007).

Debido a que el Reynolds es mayor a 1000, usaremos la ecuación 2.63 y 2.64:

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166 * 29in) * (124\ 150.91)^{-0.125} = 0.00286$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 * 10^{-5} * 29n) * (124\ 150.91)^{-0.157} = 0.00052$$

Ahora se calculará el factor de fricción, determinándolo con la ecuación 2.62:

$$f = 114 \left\{ 0.00286 - 1.25 \left(1 - \frac{14.50in}{29in} \right) (0.00286 - 0.00052) \right\}$$

$$f = 0.201$$

Para hallar el número de baffles se calculará con la siguiente expresión:

$$n_b = \frac{L}{B} \dots (2.67)$$

Entonces reemplazamos la ecuación 2.67:

$$n_b = \frac{20ft}{14.5} * \frac{12in}{1ft} = 17$$

Entonces la caída de presión dentro de la coraza se reemplazará con la ecuación 2.61:

$$\Delta P_{fc} = \frac{0.201 * \left(30\,198.87 \frac{lb}{h-ft^2}\right)^2 * 29in(17+1)}{7.5 * 10^{12} * 1.48in * 0.0024 * 1} = 3.50psi$$

- Para el cálculo de la caída de presión en la boquilla para la entrada del fluido en la coraza se dimensionará según los diámetros que actualmente existen del rebose de los hidrociclones hacia el medio ambiente que es de 8" de SCH80, entonces las especificaciones técnicas de este tubo se encuentran en el anexo 6 que son las siguientes:
- Diámetro exterior: 8.62in
- Diámetro interior: 8.125in

El procedimiento de cálculo en las boquillas en la coraza es igual que al de los tubos, entonces para calcular el número de Reynolds en las boquillas con la ecuación 2.22:

$$Re_n = \frac{4 * 17\,636.98 \frac{lb}{h}}{\pi * 8.30in * \frac{1ft}{12in} * 0.03 * \frac{lb}{ft-h}} = 1.10 * 10^6$$

Para el cálculo del flujo de masa en las boquillas de alimentación de la coraza del intercambiador de calor, se reemplazará en la ecuación 2.53:

$$G = \frac{4 * 17\,636.98 \frac{lb}{h}}{\pi * \left(\frac{8.30ft}{12}\right)^2} = 48\,983.53 \frac{lb}{h-ft^2}$$

Entonces el flujo se encuentra en régimen turbulento, así que se tomará la ecuación 2.58:

$$\Delta P_{nc} = \frac{2 * 10^{-13} * 2 * \left(46\,905.82 \frac{lb}{h-ft^2}\right)^2}{0.0024} = 0.40psi$$

Para saber si no se tendrá problemas en la elección con el flujo debido al diámetro de la boquilla en la coraza, se tiene que calcular la densidad multiplicada por la velocidad elevada al cuadrado y que sea menor a 1500 lb/(ft – s²) debido a que es un fluido monofásico no abrasivo como indica en el capítulo 5 del libro del “Procesos de Transferencia de calor” de Robert Serth:

$$\rho * v^2 \leq 1500 \text{ lb}/(\text{ft} - \text{s}^2)$$

Entonces verificaremos esta restricción para luego calcular la caída de presión total en la coraza de mi intercambiador de calor.

Inicialmente se calculará el área de las boquillas con la siguiente ecuación:

$$A_s = \frac{\pi * D_{ni}^2}{4} \dots\dots\dots (2.68)$$

Remplazando la ecuación 2.68:

$$A_s = \frac{\pi * (8.30ft/12)^2}{4} = 0.36ft^2$$

Luego se calculará el flujo volumétrico con la siguiente expresión:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\rho_{vapor}} \dots\dots\dots (2.69)$$

Remplazando la ecuación 2.69, tendremos:

$$\dot{v} = \frac{17\,636.98 \frac{lb}{h}}{0.15 \frac{lb}{ft^3}} = 117\,579.86 \frac{ft^3}{h}$$

Ahora se calculará la velocidad del fluido en la boquilla con la siguiente expresión:

$$V = \frac{\dot{v}}{A_s * 3600} \dots \dots \dots (2.70)$$

Remplazando la ecuación 2.70:

$$V = \frac{117\,579.86 \frac{ft^3}{h}}{0.37 ft^2 * 3600} = 90.71 \frac{ft}{s}$$

Finalmente se calculará la densidad multiplicada por la velocidad elevada al cuadrado para comprobar si está en las condiciones permitidas:

$$\rho * v^2 = 0.15 \frac{lb}{ft^3} * \left(86.86 \frac{ft}{s}\right)^2 = 1234.3 \frac{lb}{ft - s^2}$$

Entonces se comprobará que el valor está permitido y podemos continuar calculando la caída de presión en la coraza con la siguiente expresión:

$$\Delta P_o = \Delta P_{fc} + \Delta P_{nc} \dots \dots \dots (2.71)$$

Remplazando en la ecuación 2.71, tendremos una caída de presión total en la coraza:

$$\Delta P_o = 3.59psi + 0.40psi = 4psi$$

Debido a que la caída de presión es menor a 15 psi tanto en los tubos como la coraza, el **diseño hidráulico del intercambiador de calor es aceptable.**

4.6.1 Recuperación de energía en el proceso de secado

Para hallar la recuperación de energía en el proceso de secado, que se refleja en aumento de la eficiencia en la torre que pulveriza el detergente, nos basaremos en el libro de (Dios, 1996) llamado “Secado de granos y secadoras” donde para calcular la eficiencia en una torre de secado consiste calcular energía necesaria para evaporar el agua y se desprenda del detergente pulverizado y dividirla con la energía que produce la combustión del gas natural del proceso para lograr la evaporación del agua. Donde para tener una eficiencia en la torre de secado aceptable, se recomienda mayor a 75%.

Para calcular la eficiencia primero se ingresará los datos actuales del proceso, como el flujo de gas, el flujo del producto que se va a pulverizar y la cantidad de agua que contiene este producto, entre otros datos que esta detallado en la tabla 23:

Tabla 23: Datos de entrada para calcular la eficiencia de la torre de secado

DATOS DEL GAS NATURAL		
Descripción	Valor	Unidades
Flujo másico de gas natural:	7387.32	$\frac{m^3}{día}$
Densidad del gas natural:	0.737	$\frac{Kg}{m^3}$
Poder calorífico del gas natural:	9200	$\frac{Kcal}{m^3}$
DATOS DEL SLURRY		
Descripción	Valor	Unidades
Temperatura de entrada del slurry:	60	°C
Presión de entrada del slurry:	60	Bar
Flujo de másico de slurry:	12	Ton/h
Calor específico de agua:	1	$\frac{Kcal}{Kg°C}$
Porcentaje de agua en el slurry:	35	%

Nota: Elaboración propia con la información del proceso de secado actual en la planta de detergentes Intradevco – Lurín

Para calcular la cantidad de energía que se produce por la combustión del gas natural se usará la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{gas\ natural} = Poder\ calorífico_{gas\ natural} * Flujo\ volumétrico_{gas\ natural} \dots (2.72)$$

Se reemplazará la ecuación con los datos de la tabla 23 teniendo en cuenta que la planta trabaja aproximadamente 20 horas al día:

$$\dot{Q}_{gas\ natural} = 9200 \frac{Kcal}{m^3} * 7387.32 \frac{m^3}{día} * \frac{1día}{20h}$$

$$\dot{Q}_{gas\ natural} = 3398.17 * 10^3 \frac{Kcal}{h}$$

Ahora se calculará la energía necesaria para evaporar el agua que se encuentra mezclado con el detergente.

Para la presión de 60bar, su temperatura de evaporación lo hallaremos de tablas termodinámicas de la tabla 24:

Tabla 24: Tabla de presiones de agua saturada.

Pres., P kPa	Temp. sat., T _{sat} °C	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líqu. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líqu. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líqu. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2597.6	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939

Nota: Tomada del libro "Termodinámica", por (Cengel, 2019 pág. 916)

Entonces para que el agua pueda llegar a su temperatura de vaporización debe alcanzar los 275.59°C, entonces para esa temperatura necesita energía adicional para que pueda producirse la evaporización que la obtendremos de la tabla 25:

Tabla 25: Tabla de calor latente de vapor de agua a diferentes presiones.

Presión	Temperatura de saturación	Calor latente de vaporización
Bar	°C	kcal/kg
20,0	211,4	452,6
25,0	222,9	440,7
30,0	232,8	430,0
35,0	241,4	420,0
40,0	249,2	410,6
45,0	256,2	401,8
50,0	262,7	393,2
55,0	268,7	385,1
60,0	275,5	377,1
66,0	279,5	369,2
70,0	284,5	361,6
75,0	289,2	364,0
80,0	293,6	346,5
85,0	297,9	339,2
90,0	301,9	331,9
95,0	306,8	324,7
100,0	309,5	317,5
110,0	316,6	303,0
120,0	323,2	288,6
130,0	329,3	273,8
140,0	335,1	269,0
150,0	340,6	243,7

Nota: Elaboración propia apoyado de las tablas de vapor de agua de la catedra de integración de (Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Rosario Departamento de Ingeniería Química, 2010)

Entonces para evaporar 1 kg de agua a 60bar de presión cuando se encuentra a su temperatura de evaporación se necesitará 377.1 Kcal de energía. Para realizar los cálculos solo se necesitará la cantidad de agua que necesito evaporar en el proceso y se calculará con la siguiente expresión:

$$\text{Flujo másico de agua} = \text{Flujo másico slurry} * \text{porcentaje de agua} \dots (2.73)$$

Remplazando con los datos obtenidos en la tabla 23:

$$\text{Flujo másico de agua} = 12 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 35\% = 4.20 \frac{\text{ton de agua}}{\text{h}}$$

Entonces para calcular la cantidad de energía que se requiere para evaporar el agua a la presión de 60 bar, se obtendrá con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = \dot{Q}_{\text{transferido}} + \dot{Q}_{\text{vaporización}} \dots \dots \dots (2.74)$$

Donde el calor transferido, se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{transferido}} = \dot{m}_a * C_{e_{\text{agua}}} * (T_{\text{vap}} - T_{\text{entr}}) \dots \dots \dots (2.75)$$

Donde:

- \dot{m}_a : Flujo másico de agua en ton/h
- $C_{e_{\text{agua}}}$: Calor específico del agua en $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$
- T_{vap} : Temperatura de evaporización del agua en $^\circ\text{C}$
- T_{entr} : Temperatura de entrada en la torre en $^\circ\text{C}$

El calor de vaporización se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{vaporización}} = \dot{m}_a * L_{\text{vap}} \dots \dots \dots (2.76)$$

Donde:

- L_{vap} : Calor latente de vaporización en $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$

Remplazando en la ecuación 2.75:

$$\dot{Q}_{\text{transferido}} = 4.20 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (275.59^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) * 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{ton}}$$

$$\dot{Q}_{\text{transferido}} = 947.478 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Remplazando ahora en la ecuación 2.76:

$$\dot{Q}_{\text{vaporización}} = 4.20 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 377.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} * 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{ton}} = 1583.82 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Finalmente se reemplazará en la ecuación 2.74, para conocer la cantidad de energía que se necesita para evaporar toda el agua que ingresa a la torre de secado:

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = 947.478 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} + 1583.82 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = 2531.298 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Para conocer la eficiencia actual en la torre de secado se usará la siguiente fórmula:

$$\text{Eficiencia en la torre de secado} = \frac{\dot{Q}_{\text{agua}}}{\dot{Q}_{\text{gas natural}}} \dots \dots \dots (2.77)$$

Entonces remplazando en la ecuación 2.77 obtendremos actualmente la eficiencia en la torre de secado:

$$\text{Eficiencia en la torre de secado} = \frac{2531.298 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3398.170 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}} = 74.49\%$$

Este resultado quiere decir que actualmente en la torre de secado hay 25.51% de la energía consumida del gas natural que se pierde en la torre de secado y se desperdicia.

La eficiencia actual en la torre de secado es muy cercana a la óptima, pero con la implementación del intercambiador de calor de tubo-coraza diseñado, aumentará la temperatura en el slurry que ingresa a la torre, y se necesitará menos energía para evaporar la cantidad de agua ya calculada y también se reflejará en una menor cantidad de gas natural consumido que será traducido en un ahorro económico.

Para el cálculo de la energía necesaria para evaporar la cantidad de agua que ingresa a la torre de secado con la temperatura de salida del intercambiador de calor que es 230°F equivalente a 110°C, la remplazaremos en la ecuación 2.75:

$$\dot{Q}_{transferido\ nuevo} = 4.2 \frac{ton}{h} * 1 \frac{Kcal}{Kg^{\circ}C} * (275.59^{\circ}C - 110^{\circ}C) * 1000 \frac{Kg}{ton}$$

$$\dot{Q}_{transferido\ nuevo} = 695.47 * 10^3 \frac{Kcal}{h}$$

Donde la nueva cantidad de energía necesaria para evaporar el agua del slurry cuando ingresa con una temperatura de 110°C a la torre de secado es remplazado en la ecuación 2.70:

$$\dot{Q}_{agua\ nuevo} = 695.47 * 10^3 \frac{Kcal}{h} + 1583.82 * 10^3 \frac{Kcal}{h}$$

$$\dot{Q}_{agua\ nuevo} = 2279.29 * 10^3 \frac{Kcal}{h}$$

Quiere decir que ahora se necesitará una energía menor para evaporar la cantidad de agua que ingresa a la torre de secado y es el reflejo de la energía recuperada por la implementación del intercambiador de calor la cual es el objetivo de esta tesis, donde se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta Cantidad\ de\ energía = \dot{Q}_{agua} - \dot{Q}_{agua\ nuevo} \dots \dots \dots (2.78)$$

Remplazando en la ecuación 2.78:

$$\Delta Cantidad\ de\ energía = 2531.298 * 10^3 \frac{Kcal}{h} - 2279.29 * 10^3 \frac{Kcal}{h}$$

$$\Delta Cantidad\ de\ energía = 252 \frac{Mcal}{h}$$

Entonces si esta cantidad de energía lo reflejamos anualmente:

$$Recuperación\ de\ energía = 252 \frac{Mcal}{h} * 20 \frac{h}{día} * 5 \frac{día}{semana} * 48 \frac{semanas}{año}$$

$$Recuperación\ de\ energía = 1\ 209\ 600 \frac{Mcal}{año}$$

Si la recuperación de energía lo agregamos al proceso actual, obtendremos:

$$\text{Energía} = 2531.298 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} + 252 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 2783.298 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Entonces la nueva eficiencia en el proceso reemplazando en la ecuación 2.77, es el siguiente:

$$\text{Eficiencia nueva en la torre de secado} = \frac{2783.298 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3398.170 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}} = \mathbf{81.90\%}$$

Entonces el aumento de eficiencia en el proceso de secado por la implementación de un intercambiador de calor de coraza y tubos calentando el slurry a 110°C que ingresa a la torre de secado es el siguiente:

$$\text{Aumento de eficiencia en la torre de secado: } \mathbf{81.90\% - 74.49\% = 7.41\%}$$

Si el proceso de secado aumenta su eficiencia en 7.41%, lo reflejaremos en una disminución de consumo de flujo de gas que se consume en la planta y generará un ahorro económico considerable:

Primero se hallará la nueva cantidad de energía que produce el combustible para evaporar el flujo másico de agua que ingresa a la torre de secado a 110°C, por medio de la nueva eficiencia de energía:

$$\dot{Q}_{\text{gas natural nuevo}} = 2279.29 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} / 81.90\%$$

$$\dot{Q}_{\text{gas natural nuevo}} = 2783.01 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

El nuevo flujo másico de agua se hallará reemplazando la ecuación 2.72:

$$\text{Flujo volumétrico}_{\text{gas natural}} = \frac{2783.01 * 10^3 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{9200 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}} = 302.50 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Entonces ahora tendremos un menor consumo de gas equivalente a:

$$\text{Ahorro de consumo de gas} = 7387.32 \frac{\text{m}^3}{\text{día}} * \frac{1\text{día}}{20\text{h}} - 302.65 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Ahorro de consumo de gas} = \mathbf{66.71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}$$

Quiere decir que ahora en cada hora consumiremos 66.71m^3 menos de combustible en el nuevo proceso de secado. Si consideramos que la planta trabaja solo 5 días a la semana, se obtendrá un consumo de flujo masico de gas al año:

$$\text{Ahorro de consumo de gas} = 66.71 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 20 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 5 \frac{\text{día}}{\text{semana}} * 48 \frac{\text{semanas}}{\text{año}}$$

$$\text{Ahorro de consumo de gas} = 320\,208 \frac{\text{m}^3}{\text{año}}$$

Entonces se obtendrá un ahorro de consumo de flujo másico de gas natural de $320\,208\text{m}^3$ al año, teniendo la facturación del costo del m^3 de gas natural en la planta de detergentes de Intradevco (Anexo 7), se podrá obtener un ahorro económico siguiente:

Costo del m^3 del gas natural = 0.4520

$$\text{Ahorro económico al año} = 320\,208 \frac{\text{m}^3}{\text{año}} * \frac{\text{S}/.0.4520}{\text{m}^3}$$

$$\text{Ahorro económico al año} = \text{S}/. 144\,734 \text{ al año}$$

Al implementar un intercambiador de calor de coraza y tubos para calentar el slurry que ingresa a la torre de secado con el calor residual se estimará un ahorro económico en la planta de **144 734 soles al año**.

4.6.2 Planificación del proyecto

- **Lista de materiales**

En la tabla 26, se detallará los materiales que se necesitan para fabricar el intercambiador de calor tipo coraza-tubos. Para posteriormente costear el costo del proyecto con la mano de obra que se utilizará:

Tabla 26: Costo de materiales del proyecto

Ítem	Descripción del material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (S/.)	Precio Total (S/.)
1	Tubería de acero inoxidable clase 304 de 1 ½"x6mts	122	Und.	733.27	89,458.94
2	Plancha de acero inox. C-304 ¼"x5'x10'	2	Und.	2092.04	4,184.08
3	Plancha de acero inox. C-304 1 ½"x5'x10'	3	Und.	3200.00	9600.00
4	Varilla redonda de acero inox. de ½"	36	Mts.	17.94	645.84
5	Brida de acero inox. C-304 de 40"	2	Und.	800.00	1600.00
6	Plancha de acero inox. C-304 ½"x4'x8'	1	Und.	2300.00	2300.00
7	Brida de acero inox. C-304 de 3"	2	Und.	87.92	175.84
8	Brida de acero inox. C-304 de 8"	2	Und.	349.27	698.54
9	Niple de acero inox. de 3"x6"	2	Und.	50.86	101.72
10	Niple de acero inox. de 3"x8"	2	Und.	85.00	170.00
11	Perno hexagonal de acero inox. de 1 ½"	48	Und.	22.00	1056.00
Costo total de materiales:					109 990.96

Nota: Elaboración propia.

- **Fabricación y mano de obra**

La fabricación y la mano de obra del proyecto se detallará en la tabla 27, donde se le adicionará los costos de materiales detallados en la tabla 26:

Tabla 27: *Fabricación y montaje del intercambiador de calor*

Ítem	Descripción de actividad	Precio Total (S/.)
1	Rolado de planchas de acero	10 000.00
2	Mano de obra (Mecánico y soldador)	60 000.00
3	Montaje del equipo	6 000.00
4	Puesta en Marcha	2 000.00
Costo total del servicio:		85 000.00
Costo total de Materiales:		109 990.96
Costo total del proyecto:		184 990.36

Nota: Elaboración propia.

- **Retorno de inversión del proyecto**

El retorno de inversión evaluaremos comparando los montos convencionales de la planta por consumo de gas natural y los montos del sistema de recuperación de energía por consumo de gas natural; donde el sistema convencional comprende el monto gastado en el mes (Anexo 7):

$$Monto_{Sistema\ convencional} = 220\ 000\ Soles * 12 = 2\ 640\ 000.00\ Soles/año$$

Para el monto del sistema de recuperación de energía tendremos la siguiente expresión:

$$Monto_{Recup.\ Energía} = Monto_{Sist.\ Convencional} + Monto_{Proyecto} + Monto_{Mantenimiento}$$

Remplazando:

$$Monto_{Recup.\ Energía} = 2\ 640\ 000.00 + 184\ 990.36 + 5000$$

$$Monto_{Recup.\ Energía} = 2\ 705\ 256.36\ soles$$

Entonces comparando los montos del sistema convencional y los montos de recuperación de energía, tendremos en la tabla 28:

Tabla 28: *Retorno de Inversión – Diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima*

N° AÑOS	SISTEMA CONVENCIONAL	INVERSIÓN	SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA	INVERSIÓN
T1	S/ 2,640,000.00	S/ 2,640,000.00	S/ 2,705,256.36	S/ 2,705,256.36
T2	S/ 2,640,000.00	S/ 5,280,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 5,200,522.36
T3	S/ 2,640,000.00	S/ 7,920,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 7,695,788.36
T4	S/ 2,640,000.00	S/ 10,560,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 10,191,054.36
T5	S/ 2,640,000.00	S/ 13,200,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 12,686,320.36
T6	S/ 2,640,000.00	S/ 15,840,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 15,181,586.36
T7	S/ 2,640,000.00	S/ 18,480,000.00	S/ 2,495,266.00	S/ 17,676,852.36

Nota: Elaboración propia.

Entonces el tiempo de retorno de la inversión al implementar el proyecto del sistema de recuperación de energía en el proceso de secado lo obtendremos en la figura 30:

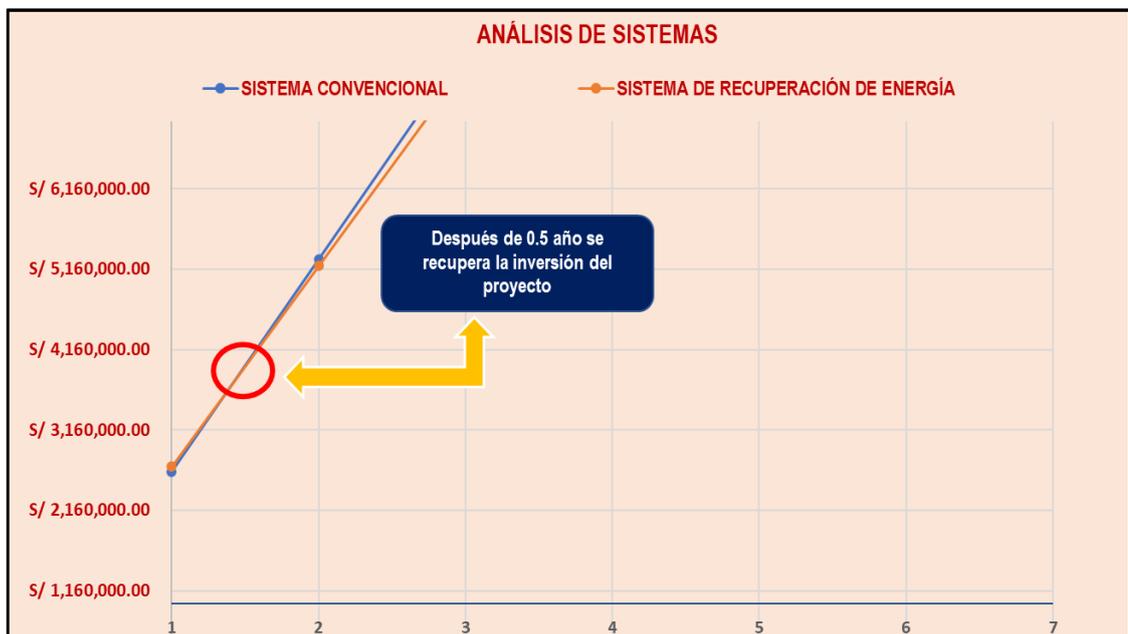


Figura 30: Retorno de inversión del proyecto de diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima

Entonces obtendremos un retorno de inversión de **0.5 años** la cual es un periodo de tiempo sustentable para la inversión de un proyecto en la empresa Intradevco.

- **Programación del Proyecto**

La programación de la ejecución de este trabajo de investigación que comprende desde la planeación del proyecto, la ingeniería, los ahorros económicos y la ejecución y puesta en marcha se encuentra en la Figura 31, donde se usará el software Microsoft Project para realizar el diagrama de Gantt:

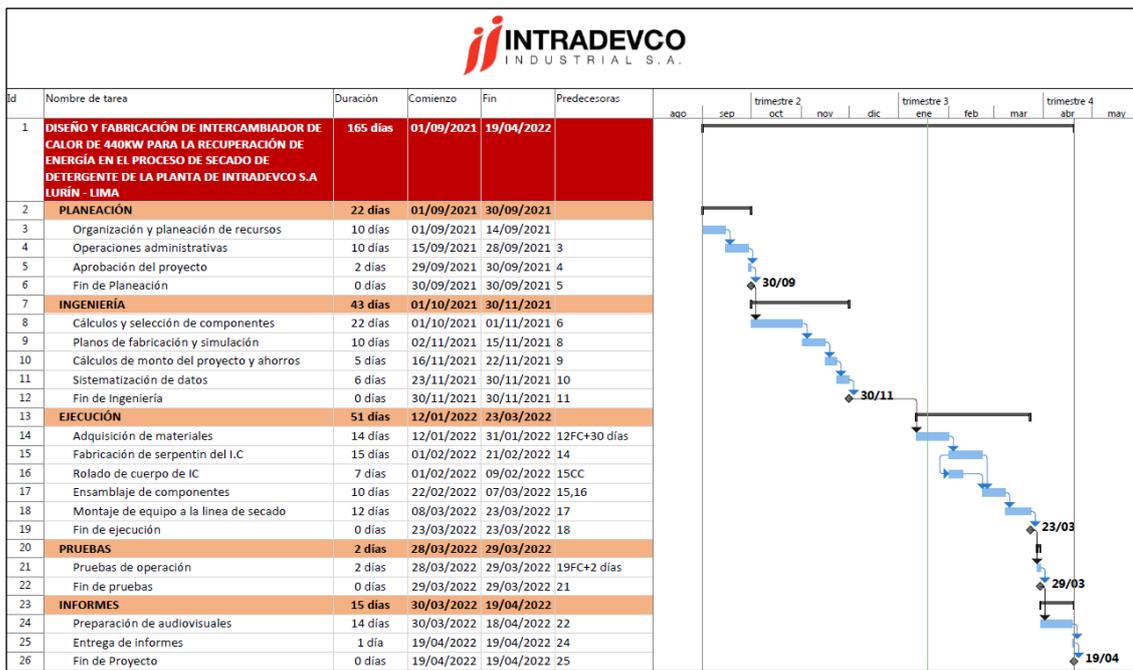


Figura 31: Diagrama de Gantt del proyecto de diseño de un intercambiador de calor de 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado detergentes de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima

V RESULTADOS

En este capítulo se detallará los resultados obtenidos en el subcapítulo 4.6 que consiste en el análisis y procesamiento de datos del diseño del intercambiador de calor para estimar un ahorro energético en el proceso de secado de detergente.

5.1 Resultados descriptivos

Estimación de recuperación de energía: Se llegó a estimar al momento de que el intercambiador de calor se añade al proceso aumentando la temperatura de la del slurry que ingresa a la torre de secado en 50°C aproximadamente donde fue demostrado el comportamiento de la temperatura del slurry a través de la simulación en el software Solidworks en el anexo 16 y 17 y nos brindará una recuperación de energía de 1 209 600 Kcal de un año, que es lo que el proceso gasta en energía actualmente entre 30 a 45 días. Adicionalmente esta recuperación de energía se puede traducir en ahorro de flujo de combustible y económico como indica en la tabla 26:

Tabla 29: Consumo de energía del nuevo proceso de secado

RESULTADOS DEL NUEVO PROCESO DE SECADO		
Temperatura de entrada del slurry: 110°C		
Descripción	Valor	Unidades
Flujo de calor consumido:	3524.157	Mcal/hora
Ahorro energético:	1 209 600	Mcal/año
Eficiencia proceso:	81.90	Porciento
Consumo de gas natural:	302.50	m3/h
Ahorro de consumo de gas natural:	320 208	m3/año
Ahorro económico:	144 734	Soles/año

Nota: Elaboración propia en base a los resultados obtenidos en el subcapítulo 4.6.1 en el nuevo proceso de secado.

Entonces con los datos obtenidos en la tabla 26, podemos concluir que se ha obtenido un ahorro energético y económico anual considerable para el proceso lo cual se puede definir como viable económicamente para la empresa.

5.1.1 Diseño preliminar

Se determinó el diseño preliminar del intercambiador de calor de 440Kw de potencia calorífica, teniendo como resultados la tabla 27, iniciando los cálculos, selección y dimensionamiento de los componentes del equipo con los datos de operación de planta.

Tabla 30: Diseño preliminar del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry

DISEÑO PRELIMINAR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR					
Potencia: 440KW			Tipo: Horizontal (BFM)		
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO					
Asignación de fluidos		Lado Coraza		Lado Tubos	
Nombre del fluido:		Vapor de agua		Slurry	
Cantidad de fluido total	Lb/hr	17636.98		26455.47	
Temperatura (Entrada/ Salida)	°F	428	250.81	140	230
Gravedad específica:		0.0024038		1.2	
Viscosidad:	Lb/ft-h	0.03		10	
Calor específico	Btu/lb-°F	0.48		0.63	
Conductividad térmica	Btu/h-ft-°F	0.39		0.16	
LMTD:	145.65°F	Corrección:	0.97	Corrección LMTD:	145.65°F
Intercambiador de calor:		1 500 024.96 btu/h			
DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES					
		Lado Coraza		Lado Tubos	
Número de pases		2		6	
Material		AISI 304L		AISI 304L	
Conductividad térmica	Btu/h-ft-°F	27		27	
# Tubos: 20	OD: 1.5in	BWG: 16	Longitud: 20 ft	Pitch: 1.875in	Δ
Coraza:	Diámetro interno:		29in	Espesor:	
Tipo de cabezal:		Estacionario: Tipo B , Posterior: Tipo M			
Tubería de placas fijas		Cabezal elíptico		Espesor	0.5in
Bafle	Tipo:		Segmento simple		% corte: 50%
Espesor de bafle:	0.25in	Separación:	14.5in	# de bafle:	17
Apretadores:		Cantidad:	6	Espesor:	1/2in
Coefficiente global transferencia de calor requerido:				65,6 Btu/h-ft ² -°F	

Nota: Elaboración propia en base a los resultados obtenidos en la primera etapa de diseño del intercambiador de calor.

Con respecto a la tabla 27 se puede observar los datos preliminares que son extraídos de planta, para que puedan ser usados para el dimensionamiento de los componentes del intercambiador de calor con el objetivo de poder calcular a través de la ecuación 2.31 el coeficiente de transferencia de calor requerido y pueda ser usado en la segunda y tercera etapa de diseño para determinar si califica térmica como hidráulicamente.

5.1.2 Diseño térmico

Se determinó el diseño térmico para conocer si el intercambiador de calor está correctamente calificado y el porcentaje de sobredimensionamiento detallados en la tabla 28, calculado el coeficiente de transferencia de calor limpio y sucio del equipo en base al coeficiente de transferencia de calor requerido que es 65.6 btu/h-ft²-°F detallado su resultado en la tabla 27.

Tabla 31: Diseño térmico del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry

DISEÑO TÉRMICO			
Coeficiente global transferencia de calor requerido: 65,6 Btu/h-ft ² -°F			
Coeficiente global de transferencia de calor limpio			
	Tubos	Coraza	Unidades
Coeficiente de transferencia de calor interna:	126.4	192.85	$\frac{\text{btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}}$
Coeficiente global de transferencia de calor limpio:		71.13	$\frac{\text{btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}}$
Sobrediseño		8.49%	
Comentario:	El resultado es mayor que el coeficiente de transferencia de calor requerido y el sobre diseño menor a 10%. Es aceptable.		
Coeficiente global de transferencia de calor sucio			
	Tubos	Coraza	Unidades
Factor de ensuciamiento	0.0003	0.00001	$\frac{\text{btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}}$
Coeficiente global de transferencia de calor sucio:		69.5	$\frac{\text{btu}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}}$
Sobredimensionamiento		5.94%	
Comentario:	El resultado es mayor que el coeficiente de transferencia de calor requerido y el sobredimensionamiento menor a 40%. Es aceptable.		

Nota: Elaboración propia en base a los resultados obtenidos en la segunda etapa de diseño del intercambiador de calor.

Se puede observar en la tabla 28 que tanto el coeficiente global de transferencia de calor limpio y sucio entonces cumpliría con la primera restricción para que el diseño del intercambiador de calor sea **térmicamente aceptable**.

Finalmente se observa en la tabla 23 que el intercambiador de calor tiene un sobre diseño de **8.49%** y sobredimensionamiento de **5.94%**, la cual se encuentran entre los rangos permitidos debido a que el autor Robert Serth en su libro indica que el sobre diseño no debe ser mayor a 10% y sobredimensionamiento no debe ser mayor que el 40%. En conclusión, el intercambiador de calor su **diseño térmico es aceptable**.

5.1.3 Diseño hidráulico

Se determinó el diseño hidráulico para determinar si el intercambiador de calor la caída de presión en los tubos y corazas se encuentran en los rangos permitidos como se puede observar en la tabla 29:

Tabla 32: Diseño hidráulico del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry

DISEÑO HIDRAÚLICO		
Caída de presión en los tubos		3.62 psi
Caída de presión por fricción de fluido en los tubos:		2.77 psi
Caída de presión por entrada, salida y retorno del fluido por los tubos:		0.70 psi
Caída de presión en la boquilla de ingreso de fluido por los tubos:		0.07 psi
Diámetro nominal de la boquilla	3 pulgadas	SCH80
Comentario:	La caída de presión es menor a 15psi, entonces la caída de presión de los tubos es aceptada .	
Caída de presión en la coraza		4 psi
Caída de presión por fricción del fluido en la coraza:		3.59 psi
Caída de presión en la boquilla de ingreso de fluido por la coraza:		0.40 psi
Diámetro nominal de la boquilla:	8 pulgadas	SCH80
Restricción en la boquilla de la coraza:	$\rho * v^2 \leq 1500 \text{ lb}/(\text{ft} - \text{s}^2)$	$\rho * v^2 \leq 1234.3 \text{ lb}/(\text{ft} - \text{s}^2) \checkmark$
Comentario:	La caída de presión es menor a 15psi, entonces la caída de presión en la coraza es aceptada .	

Nota: Elaboración propia en base a los resultados obtenidos en la etapa de diseño del intercambiador de calor.

Según los resultados de caída de presión en la tabla 29, se **dan por aceptados** debido a que el autor Robert Serth en su libro Procesos de Transferencia de Calor se permite una caída de presión no mayor hasta los 15psi tanto en los tubos que el resultado es de 3.61psi y de la coraza es de 3.96psi, por lo tanto, el **diseño hidráulico es aceptado**.

En la tabla 30 se encuentra los resultados de intercambiador de calor en base a lo que nos indica la norma (TEMA, 2007 pág. 11) Sección 3 – G:

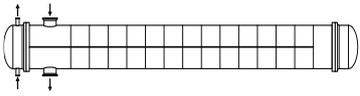
Tabla 33: Resumen de resultados del Intercambiador de calor de coraza y tubos de 440KW vapor de agua - slurry

Ciente: Intradevco Industrial S.A					
Dirección: Av. Producción Nacional, Distrito de Lima 15067					
Ubicación de la Planta: Calle 2 Mz E Lote 1 frente de las Praderas de Lurin, en el distrito de Lurin, Lima – Perú.		Fecha: 25/11/2021		Revisión 1	
Servicio: Vapor de agua - Slurry					
Potencia: 440KW			Tipo: Horizontal (BFM)		
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO					
Asignación de fluidos		Lado Coraza		Lado Tubos	
Nombre del fluido:		Vapor de agua		Slurry	
Cantidad de fluido total	Lb/hr	17636.98		26455.47	
Temperatura (Entrada/ Salida)	°F	428	250.81	140	230
Gravedad específica		0.0024038		1.2	
Viscosidad	Lb/ft-h	0.03		10	
Calor específico	Btu/lb-°F	0.48		0.63	
Conductividad térmica	Btu/h-ft-°F	0.39		0.1	
Presión de entrada	psi	333.5		870.22	
Caída de presión	psi	3.61		3.96	
Factor de ensuciamiento:	Btu/h-ft2-°F	0.00001		0.0003	
Intercambiador de calor	1 500 024.96 btu/h	Corrección LMTD:		145.65°F	
Coefficiente global de Transferencia de calor	Requerido: 65.6 Btu/h-ft2-°F	Limpio: 71.13 Btu/h-ft2-°F		Sucio: 69.5 Btu/h-ft2-°F	
Sobrediseño:	8.49 %	Sobredimensionamiento:		5.94%	
CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR					
		Lado Coraza		Lado Tubos	
Número de pases		2		6	
Material		AISI 304L		AISI 304L	
Diámetro de boquilla – SCH80		8in		3in	
Conductividad térmica		Btu/h-ft-°F		27	
# Tubos: 20	OD: 1.5in	BWG: 16	Longitud: 20 ft	Pitch: 1.875in	Δ
Coraza:		Diámetro interno: 29in		Espesor: 1.5in	
Tipo de cabezal:		Estacionario: Tipo B , Posterior: Tipo M			
Tubería de placas fijas		Cabezal elíptico		Espesor	0.5in
Bafle		Tipo:	Segmento simple	% corte:	50%
Espesor de bafle:		0.25in	Separación:	14.5in	# de bafle: 17
Apretadores:		Cantidad: 6		Espesor: 1/2in	

Nota: Elaboración propia en base a los resultados obtenidos en el subcapítulo 4.6.

El mismo procedimiento de cálculo también se puede realizar con ayuda del software HTRI Xchanger Suite Education. Con el cual se obtuvo los siguientes resultados en base a los datos hallados en el diseño preliminar en el subcapítulo 4.6 de análisis de procesamiento de datos:

Tabla 34: Hoja de datos de calificación en el Software HTRI

HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET				Page 31 US Units	
Service of Unit Vapor de agua - Slurry		Item No.					
Type	BFM	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	157.08 / 153.89	ft2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	157.08 / 153.89	ft2
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Vapor			Slurry		
Fluid Quantity, Total		1000-lb/hr			17.637		
Vapor (In/Out)		wt%			0.00		
Liquid		wt%			100.00		
Temperature (In/Out)		F			428.00		
Density		lb/ft3			0.1500		
Viscosity		cP			0.0124		
Specific Heat		Btu/lb-F			0.4800		
Thermal Conductivity		Btu/hr-ft-F			0.3900		
Critical Pressure		psia			0.000		
Inlet Pressure		psia			0.000		
Velocity		ft/sec			117.28		
Pressure Drop, Allow/Calc		psi			0.000		
Average Film Coefficient		Btu/ft2-hr-F			262.32		
Fouling Resistance (min)		ft2-hr-F/Btu			0.00000		
Heat Exchanged		1.5000 MM Btu/hr			MTD (Corrected) 113.7 F		
Transfer Rate, Service		85.71 Btu/ft2-hr-F			Calculated 90.54 Btu/ft2-hr-F		
					Overdesign 5.63 %		
					Clean 90.54 Btu/ft2-hr-F		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design Pressure		psig		Shell Side		Tube Side	
Design Temperature		F		480.00		290.00	
No Passes per Shell				2		6	
Flow Direction				Downward		Upward	
Connections		In inch		1 @ 8.0710		1 @ 2.0690	
Size & Rating		Out inch		1 @ 8.0710		1 @ 2.0690	
		Liq. Out inch		@		1 @	
							
Tube No.	20.000	OD	1.5000	inch	Thk(Avg)	0.0650	inch
Tube Type	Plain	Material	Carbon steel		Length	20.000	ft
Shell ID	29.000	inch	Kettle ID	inch	Pitch	1.8750	inch
Cross Baffle Type	Parallel	Single-Seg.	%Cut (Diam)	50	Tube pattern	90	
Spacing(c/c)	14.500	inch	Inlet	32.125	inch	Pairs seal strips	1
Rho-V2-Inlet Nozzle	1267.6	lb/ft-sec2	Shell Entrance	3176.1 lb/ft-sec2		Passlane Seal Rod No.	2
			Bundle Entrance	406.74 lb/ft-sec2		Impingement Plate	None
			Shell Exit	3176.1 lb/ft-sec2		No. of Crosspasses	15
			Bundle Exit	406.74 lb/ft-sec2			
Weight/Shell	9387.0	lb	Filled with Water	15667 lb		Bundle	4689.3 lb
Notes:				Thermal Resistance, %	Velocities; ft/sec	Flow Fractions	
				Shell	34.51	Shellside	117.28 A 0.023
				Tube	63.81	Tubeside	2.87 B 0.867
				Fouling	0.00	Crossflow	106.87 C 0.060
				Metal	1.68	Window	49.34 E 0.048
							F 0.001

Nota: Elaboración propia con los datos obtenidos en el diseño preliminar en el Software HTRI

En la tabla 33 se comparará los resultados de mis cálculos plasmados en la tabla 30 con los resultados del Software HTRI en la tabla 31 y 32 y obtener el porcentaje de errores relativos.

Tabla 36: Comparación de resultados de HTRI VS Cálculos

Ítem	Descripción	Resultados	Valor en HTRI	Unidad	Error relativo
1	Potencia calorífica	1500038	1500024.96	Btu/h	0.0008%
2	Flujo de masa que circula por los tubos	26455.47	26456	Lb/h	0.002%
3	Flujo de masa que circula por la coraza	17636.98	17637	Lb/h	0.0001%
4	LMTD corregido	145.65	113.7	°F	22%
5	Número de tubos	122	158	tubos	22%
7	Velocidad por los tubos	3.6	2.87	Ft/s	20%
7	Número de Baffles	17	15	und	11%
8	Espacio entre baffles	14.5	14.5	in	0%
9	Número de apretadoras	6	6	und	0%
10	Área de transferencia de calor	121.15	153.89	Ft ²	21.2%
11	Coefficiente de transferencia de calor en los tubos	126.4	155.36	Btu/ft ² -h-F	18.6%
12	Coefficiente de transferencia de calor en la coraza	192.85	262.35	Btu/ft ² -h-F	26%
13	Coefficiente de transferencia de calor requerido	65.9	85.71	Btu/ft ² -h-F	23%
14	Coefficiente de transferencia de calor limpio	71.13	90.54	Btu/ft ² -h-F	21%
15	Sobrediseño	8.49	5.63	%	32%
16	Diámetro de boquilla coraza	8	8	in	0%
17	Diámetro de boquilla tubos	3	2	in	33%
18	Caída de presión en los tubos	3.62	3.742	Psi	3%
19	Caída de presión en la coraza	4	7.881	Psi	49%
20	Densidad x velocidad al cuadrado	1234.3	1267.6	Lb/ft-sec ²	2.62%

Nota: Elaboración propia con los resultados de la tabla 25 y los resultados del Software HTRI

VI DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contratación y demostración de la hipótesis con los resultados

6.1.1 Contratación de la hipótesis general

En la hipótesis general se planteó: “El diseño de un intercambiador de calor de 440KW permite estimar la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta de Intradevco”.

Al momento de iniciar el diseño de intercambiador de calor de 440KW, se toma como dato inicial la capacidad del equipo ya que a través de la ecuación universal de un intercambiador de calor se calcula un aumento de temperatura del slurry o pasta de detergente que ingresa a la torre de secado con una presión variable entre 55 y 60bar desde **60°C** hasta los **110°C** debido a que se aprovechó el calor residual que actualmente la planta despilfarra al medio ambiente que es el vapor de agua de los hidrociclones y eso permite obtener una recuperación de energía en el proceso de secado de la planta de detergente de Intradevco Industrial S.A Lurín – Lima.

Con los siguientes resultados nos garantiza un estimado de recuperación de energía de **1 209 600 Mcal** en el proceso de secado de la planta de detergente de Intradevco Industrial S.A Lurín – Lima.

Por lo que se acepta la hipótesis general

6.1.2 Contratación de las hipótesis específicas

- En la hipótesis específica se planteó: “El diseño preliminar de un intercambiador de calor tipo coraza y tubos permite estimar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema”.

Se comprobó en la primera etapa para estimar el coeficiente global de transferencia de calor requerido de **65,6 Btu/h-ft²-°F** en el diseño preliminar para posteriormente compararlo en la siguiente etapa es necesario conocer los datos de operación de la planta y de los fluidos tal como muestra la tabla 6; como punto de partida para poder seleccionar y dimensionar los componentes del intercambiador de calor como las

dimensiones de la tubería, coraza, baffles, apretadores, cabezal, bridas y selección de material como se indica en la tabla 27.

Por lo que se acepta la hipótesis específica.

- En la hipótesis específica se planteó: “El diseño térmico permite un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza – tubo”.

Se comprueba que obteniendo un sobre diseño de **8.49%** y un sobredimensionamiento de **5.94%** la cual se encuentra entre los rangos permitidos el **diseño es térmicamente aceptable**, para ello es necesario inicialmente comparar los coeficientes globales de transferencia de calor limpio ($71.13\text{Btu/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$) y sucio ($69.5\text{Btu/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$) con el coeficiente global de transferencia de calor requerido, siendo este último mencionado menor para que la calificación del diseño térmico sea aceptable.

Por lo que se acepta la hipótesis específica.

- En la hipótesis específica se planteó: “El diseño hidráulico permite obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza-tubo”.

Se comprueba que obteniendo una caída de presión en los tubos de **3.62psi** y en la coraza de **4psi**, se encuentra en los rangos de operación para el proceso correcto, ya que por los tubos ingresará el slurry aproximadamente entre 55-60bar y la caída de presión a través del equipo es mínima. Mientras que el fluido por el lado de la coraza 5bar y la caída de presión limite según el libro “Procesos de Transferencia de calor” de Roberth Serth es de 15psi. Entonces el diseño se acepta hidráulicamente.

Por lo que se acepta la hipótesis específica.

- En la hipótesis específica se planteó: “Si se calcula la cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado de detergente se obtendrá un ahorro de consumo de combustible y económico en la empresa”.

Se comprueba obteniéndose una recuperación de energía en el proceso de secado de **1 209 600 Mcal**, la cual la recuperación de energía estimada en el proceso se traduce en ahorro de combustible (**320 208 m³/año**) y en ahorro económico (**144 734 soles/año**) en la empresa por la generación de energía la cual es considerable anualmente, ya que la empresa aproximadamente factura esa cantidad de ahorro mensualmente dependiendo la cantidad de horas que opere el proceso.

Por lo que se acepta la hipótesis específica.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares

6.2.1 Contrastación de resultados con estudios internacionales

- Según el trabajo de investigación de (Useche, 2019) en su tesis titulada: **“Diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos”**. Fue importante para complementar este trabajo de investigación de tesis ya que Useche nos indica que para diseñar un intercambiador de calor es importante tener los datos de operación de los fluidos que ingresarán al equipo como las temperaturas tanto de entrada como de salida, presión de ingreso de los fluidos, caudal, calor específico entre otros datos que se encuentra de manera detallada en la tabla 2, adicionalmente ayudó a seguir etapas de diseño la cual para el modelo de intercambiador de calor que el propone sigue el método de diseño según el libro de Kern la cual tanto la parte térmica como hidráulica lo une en una sola etapa conocida como diseño térmico.
- Según el artículo científico de (Espinoza, 2019) titulado: **“Metodología de diseño mecánico para intercambiadores tipo tubos – coraza, cabezal flotante y tubos en U”**. Esta metodología fue importante en este trabajo de investigación de tesis ya que me ayudó en la primera etapa a realizar el cálculo mecánico de manera ordenada y práctica según la norma TEMA y ASME Sección VIII para dimensionar el espesor de plancha de la coraza, cantidad y diámetro de apretadores, dimensionamiento y selección del cabezal y selección de tipo de brida.

- Según el trabajo de investigación de (Espinoza, 2019) en su tesis titulada: **“Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena”**. Esta tesis fue fundamental para complementar en este trabajo de investigación ya que usa el mismo método de diseño para intercambiadores de calor de coraza y tubos que se aplicó en esta tesis iniciando por el diseño preliminar, para luego realizar la calificación térmica como hidráulica. La diferencia es que Espinoza usa otro tipo de fluidos para diseñar su equipo.

6.2.2 Contrastación de resultados con estudios nacionales

- Según el trabajo de investigación de (Delgado, 2014) en su tesis titulada: **“Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos liquido-liquido”**. Debido a la similitud del procedimiento de diseño del equipo ayudó en soportar los resultados a través de una hoja de cálculo por medio de la herramienta de Excel diferenciado cada etapa de diseño para facilitarme la iteración y cálculo en el procedimiento de diseño del intercambiador de calor de coraza – tubos, donde Carlos obtiene una transferencia de calor limpio y sucio de 83.88 y 57.16 btu/h.pie².°F y mayor a la transferencia de calor requerido y una caída de presión menor 15 psi, encontrándose en los rangos permitidos de diseño como lo indica el autor Roberth Serth con la cual se está desarrollando este trabajo de investigación.
- Según este trabajo de investigación de (Diaz, 2018) en su tesis titulada: **“Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk puerto Malabrigo”**. Ayudó a conocer implementación de equipos en los sistemas de generación de energía para aprovechar su calor residual para aumentar la temperatura de un fluido para reducir la generación de energía en un proceso y obtener una reducción en los costos en la empresa. En su caso el aumento la temperatura del agua en su proceso en 20°C obteniendo una reducción de costos de poco más de

86000 soles al año, la cual para su caso es muy importante. Si lo comparo este trabajo de investigación de tesis se aumentó en 50°C el producto y generará una reducción de costos aproximadamente de 144 734 soles al año.

- Según el trabajo de investigación de (Chambi, 2019) en su tesis titulada: **“Diseño de un módulo didáctico de intercambiador de calor de coraza y tubos para la ampliación del sistema de vapor del laboratorio de termofluidos de la Universidad Católica de Santa María”**. Fue importante en el trabajo de investigación para definir la caída de presión en las boquillas donde Chambi obtiene una caída de presión 0.037psi y se encuentra en el rango muy similar a este trabajo de investigación que es 0.07psi en la boquilla de ingreso de vapor.

6.3 RESPONSABILIDAD ÉTICA

El autor de la investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe final de la tesis titulada “Diseño de un intercambiador de calor de 440Kw para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta Intradevco S.A Lurín-Lima” y se somete a las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

CONCLUSIONES

- El diseño del intercambiador de calor de 440Kw para calentar el slurry hasta los 110°C que ingresa en la torre de secado en la planta de detergente de Intradevco S.A Lurin-Lima fue posible gracias al procedimiento de cálculo y diseño de intercambiador de calor tipo coraza – tubos en el capítulo 5 del libro de “Procesos de Transferencia de Calor” de Roberth W. Serth, donde inicialmente se realiza un diseño preliminar del equipo, para luego calificarlo tanto térmicamente como hidráulicamente y bajo restricciones aceptar el equipo y poder implementarlo en el proceso para estimar una recuperación de energía de 1 209 600Mcal al año la cual provocará un ahorro económico aproximadamente de 144 734.00 soles al año a la empresa por generación de energía.
- Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor de 65,6 Btu/h-ft²-°F, a través del dimensionamiento de los componentes del equipo; para ello fue necesario conocer los datos de operación de la planta a fin de seleccionar por donde pasará tanto el fluido caliente (vapor) como el frío (slurry), e iniciar con el dimensionamiento y selección de los componentes apoyándonos de la norma TEMA y ASME sección VIII para dimensionar el diámetro y longitud de la tubería y seleccionar el layout de este, dimensionar el diámetro interior de la coraza y calcular el espesor de la plancha, seleccionar el tipo de cabezal y calcular el espesor de la plancha, dimensionar y calcular la cantidad de baffles y apretadores y finalmente seleccionar el material de construcción del equipo.
- Se determinó el diseño térmico obteniéndose un sobre diseño de 8.49% y un sobredimensionamiento de 5.94% del intercambiador de calor, estando entre los rangos aceptables y dándolo como aceptado, para ello fue necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio resultando 71.13Btu/h-ft²-°F y el coeficiente global de transferencia de calor sucio resultando 69.5 Btu/h-ft²-°F para comparar estos dos resultados y que sean mayores que el coeficiente global de transferencia de calor requerido, para tener la seguridad que el cálculo es correcto.

- Se determinó el diseño hidráulico obteniéndose una caída de presión por el lado de los tubos de 3.62psi y por la coraza 4psi, estando en los rangos permitidos y aceptando el diseño hidráulico. Para ello fue necesario por el lado de los tubos calcular la caída de presión por fricción del fluido, por la por entrada, salida y retorno del fluido por los tubos y dimensionar las boquillas por donde ingresa el fluido de los tubos para determinar su caída de presión; al igual por el lado de la coraza calcular su caída de presión por la coraza y realizar el mismo procedimiento en la dimensión y caída de presión en la boquilla.
- Se calculó la cantidad de energía recuperada 1 209 600 Mcal al año el nuevo proceso de secado de detergentes, para la cual fue necesario conocer la nueva temperatura la cual ingresará el slurry (110°C) y conocer el flujo de combustible que actualmente consume la planta para la generación de calor, para hacer la comparación posteriormente y conocer el ahorro de consumo de combustible de 320 208 m³ al año y un ahorro económico de 144 734 soles al año, la cual es un ahorro considerable para la empresa ya que es lo que se gasta actualmente económicamente de 30 a 45 días.

RECOMENDACIONES

- Realizar los cálculos correspondientes para diseñar el intercambiador de calor empleando el procedimiento del autor Robert W. Serth en el capítulo 5 de Procesos de Transferencia de calor para el diseño de intercambiador de calor de tubos – coraza.
- Realizar una lista de requerimientos para iniciar el diseño preliminar del intercambiador de calor para tener la información necesaria de la planta a fin de llegar al objetivo que se quiere lograr. Para posterior a ello iniciar el dimensionado de los componentes del intercambiador de calor y finalmente calcular el coeficiente global de transferencia de calor requerido.
- Para determinar si mi diseño es térmicamente aceptable, se debe tener en cuenta que mi coeficiente global de transferencia de calor requerido debe ser menor que el coeficiente global de transferencia de calor limpio y sucio. Además, que mi sobre diseño no debe ser mayor a 10% y el sobredimensionamiento del equipo no debe ser mayor a 40%.
- Para determinar si mi diseño es hidráulicamente aceptable, se debe tener en cuenta las presiones con que trabajan los fluidos y que la máxima caída de presión tanto en la coraza como los tubos es de 15psi. Además, hay que considerar que la densidad multiplicada por la velocidad al cuadrado del flujo que ingresa por las boquillas debe ser menor que 1500 si no tendrá problemas de impacto en los tubos al ingresar el fluido por las boquillas.
- Antes de conocer la recuperación de energía que se logrará en el proceso por calentar el slurry que ingresa a la torre de secado gracias al intercambiador de calor diseñado, debemos tener en cuenta datos actuales de planta como el flujo de combustible que consume, el costo del combustible por Calidda y el monto que gasta cada mes para luego calcular la cantidad de energía que necesita en el proceso y luego compararla con los resultados del nuevo proceso y determinar si será beneficioso para la empresa.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Agencia Chilena de Eficiencia Energética. 2019.** ACHEE. *ACHEE*. [En línea] 23 de Junio de 2019. <http://old.acee.cl/eficiencia-energetica/que-es>.
- Alamy. 2019.** Alamy. *Alamy*. [En línea] 22 de Abril de 2019. <https://www.alamy.es/intercambiador-de-calor-de-doble-tubo-aparatos-para-el-tratamiento-quimico-tubo-en-tubo-tubo-en-estructura-de-tubo-intercambiador-de-calor-vector-de-color-image245179190.html>.
- Alan Neill, David y Cortes Suárez, Liliana. 2018.** *PROCESOS Y FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA*. [ed.] Karina Lozano Zambrano. Machala : UTMACH, 2018, 2018.
- ASME. 2021.** *Ejemplo de uso de códigos y norma para los estudiantes de ingeniería mecánica y otros campos*. New York : s.n., 2021.
- . **2010.** *Recipientes a presión*. New York : s.n., 2010.
- Bernal, Cesar A. 2010.** *Metodología de la investigación*. Bogota : PEARSON EDUCACIÓN, 2010.
- Blas, Teresa Martin. 2018.** Montes. *Montes*. [En línea] 23 de Febrero de 2018. <https://www2.montes.upm.es/dptos/digfa/cfisica/termo1p/calor.html>.
- Briceño, María Isabel. 2017.** Monografías. *Monografías*. [En línea] 30 de Mayo de 2017. <https://www.monografias.com/docs113/dimensionamiento-intercambiadores-calor-tubulares/dimensionamiento-intercambiadores-calor-tubulares.shtml>.
- Ccahua, Pedro Chucya. Diseño Hidraulico.**
- Cengel, Yunus A. 2006.** *Mecanica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones. Mecanica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*. Mexico : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A., 2006.
- . **2019.** *Termodinámica. Termodinámica*. Mexico : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A., 2019.
- . **2019.** *Termodinámica. Yunus A. Cengel*. Mexico : s.n., 2019.
- CENGEL, YUNUS. 2007.** *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. Monterrey : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A., 2007.
- Chambi, Alfredo Flores. 2019.** *Diseño de un módulo didáctico de intercambiador de calor de coraza y tubos para la ampliación del sistema de vapor del laboratorio de termofluidos de la Universidad Católica de Santa María*. Arequipa : s.n., 2019.

Cloudtec. Cloudtec. *Cloudtec.* [En línea] <https://cloudtec.pe/blog/automatizacion-industrial/sensores/sensor-de-presion/vacuometro-manovacuumetro/>.

Connor, Nick. 2019. Thermal Engineering. *Thermal Engineering.* [En línea] 30 de Septiembre de 2019. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-factor-de-friccion-de-darcy-definicion/>.

—. 2019. Thermal Engineering. *Thermal Engineering.* [En línea] 16 de Septiembre de 2019. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-diferencia-de-temperatura-media-logaritmica-lmtd-definicion/>.

Delgado, Carlos. 2014. *Diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquido-líquido.* Callao : s.n., 2014.

Diaz. 2018. *Diseño de intercambiador tubular de agua por gases residuales de grupo electrógeno para reducir costos de generación de vapor en planta Hayduk Puerto Malabrigo.* Trujillo : s.n., 2018.

Diaz, Albeiro Galviz. 2014. *Diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena .* Cartagena : s.n., 2014.

Dios, Carlos Alberto de. 1996. *Secado de granos y secadoras.* Santiago de Chile : Oficina Regional para America Latina y el Caribe, 1996.

Engie España. 2021. Engie España. *La recuperación de calor residual en la industria como fuente de descarbonización.* [En línea] 14 de Mayo de 2021. <https://www.engie.es/recuperacion-de-calor/>.

Espinoza, Alejandro Javier Almeida. 2019. *Metodología de diseño mecánico para intercambiadores tipos tubo - coraza, cabezal flotante y tubos en U.* Santa Clara : Departamento de Ingeniería Mecánica, 2019.

Hurtado de Barrera, Jacqueline. 2000. *Metodología de la Investigación Guía para la comprensión holística de la ciencia.* Caracas : Fundacion Sypal, 2000.

Jimenez, Serch. 2017. Hidraulica Facil. *Hidraulica Facil.* [En línea] 18 de Mayo de 2017. <https://www.hidraulicafacil.com/2017/05/disenio-hidraulico-de-sistemas-de-riego.html>.

Kern, Donald. 1999. *Procesos de transferencia de calor.* Mexico : Compañía Editorial Continental, 1999.

Laboratorio de Ingeniería Química. *Coefficiente total de transferencia de calor en un intercambiador de calor de coraza y tubos.* La Molina : Laboratorio de Ingeniería Química.

Llabres, Cristian. 2019. AKRIBIS. *AKRIBIS.* [En línea] 20 de Junio de 2019. <https://www.akribis.info/web/proceso-de-secado-spray/>.

- MINEM. 2012.** *Norma Técnica Peruana ISO 50001*. Lima : s.n., 2012. pag. 3.
- Montes, Ciro Espinoza. 2010.** Metodología de investigación tecnológica. *Metodología de investigación tecnológica*. Huancayo : s.n., 2010.
- Naturgy. 2020.** Naturgy. *Naturgy*. [En línea] 3 de Agosto de 2020. https://www.naturgy.es/empresas/blog/tecnologias_eficientes/intercambiador_calor_sistemas_recuperacion.
- OCTAL. 2016.** Octal acero. *Octal acero*. [En línea] <https://www.octalacero.com/dimensiones-de-tubos-cedula-40-80>.
- Palau, Soler y. 2016.** Soler y Palau. *Soler y Palau*. [En línea] 30 de Septiembre de 2016. <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/intercambiadores-de-calor-una-mejor-eficiencia-energetica-calidad-del-aire/>.
- Sampieri, Roberto Hernández. 2014.** *Metodología de la Investigación*. Mexico : Mc Graw Hill, 2014.
- Serth, Robert W. 2007.** Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb. *Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb*. Texas : Academic Press, 2007.
- Shravan. 2016.** *Diseño y desarrollo de intercambiadores de calor de carcasa y tubos para bebidas*. 2016.
- Solorio, Jorge. 2018.** Corzan. *Corzan*. [En línea] 19 de Diciembre de 2018. <https://www.corzan.com/blog-sp/c%C3%B3mo-optimizar-un-sistema-industrial-de-tuber%C3%ADas-para-p%C3%A9rdida-de-presi%C3%B3n>.
- Sotomayor, Aristedes. 2019.** Tecnologías limpias y medio ambiente en el sector industrial peruano. *Tecnologías limpias y medio ambiente en el sector industrial peruano*. Lima : Universidad de Lima, Fondo editorial, 2019.
- Spirax Sarco. 2019.** Spirax Sarco. *Spirax Sarco*. [En línea] 5 de Junio de 2019. <https://vaporparalaindustria.com/intercambiadores-de-calor-de-placas-cuales-son-sus-tipos-y-funcionalidades/>.
- Spitz, Luis. 2009.** *Tecnología de fabricación de jabón*. Urbana II, EEUU : Library of Congress Cataloging-in-publication Data, 2009.
- TEMA. 2007.** *Tubular Exchanger Manufacturers Association*. New York : s.n., 2007.
- Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Rosario Departamento de Ingeniería Química. 2010.** *Tablas de vapor de agua*. Rosario, Argentina : Departamento de Ingeniería Química, 2010.
- Useche, Rafael Eduardo Cordoba. 2019.** *Diseño De Un Intercambiador De Calor De Tubos Concéntricos*. Ibagué : s.n., 2019.

Valenzuela, Mauricio Guerrero. 2014. *Estudio comparativo de las acciones a considerar en el proceso de diseño conceptual desde la ingeniería y el diseño de productos.* Santiago de Chile : s.n., 2014.

Vargas, Pedro. *Intercambiadores tubo y coraza: Análisis Térmico.* Falcon, Venezuela : UNEFM.

ANEXOS

ANEXO 1. MATRIZ DE CONSISTENCIA: “Diseño de un intercambiador de calor de 440kw para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta Intradevco S.A Lurin - Lima”

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLE	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA	TÉCNICAS - INSTRUMENTOS
PROBLEMA GENERAL ¿Cómo diseñar un intercambiador de calor 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO?	OBJETIVO GENERAL Diseñar un intercambiador de calor 440KW para la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO.	HIPOTESIS GENERAL El diseño de un intercambiador de calor de 440KW permite calcular la recuperación de energía en el proceso de secado de detergente de la planta de Intradevco				MÉTODO METODO ANALITICO SINTETICO	
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECIFICOS	HIPOTESIS ESPECÍFICAS				TIPO DE INVESTIGACIÓN TECNOLÓGICA	
¿Cómo determinar el diseño preliminar del intercambiador de calor tipo coraza y tubo afín de estimar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema?	Determinar el diseño preliminar de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo afín de estimar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema	El diseño preliminar de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo permite determinar el coeficiente global de transferencia de calor que requiere el sistema		Diseño preliminar	- Colocación de fluidos - Dimensionamiento y layout de tubería - Factor de corrección $\Delta LMTD$ - Área de transferencia de calor - Número de pasos de tubería - Dimensionamiento de la coraza - Dimensionamiento de baffle - Dimensionamiento de apretadores - Material de construcción - Dimensionamiento de la placa porta-tubo - Dimensionamiento de cabezal - Coeficiente global requerido		
¿Cómo determinar el diseño térmico para obtener un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo?	Determinar el diseño térmico para obtener un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo	El diseño térmico permite un dimensionamiento adecuado del intercambiador de calor tipo coraza y tubo.	Diseño de un intercambiador de calor	Diseño térmico	- Coeficiente global de transferencia de calor limpio - Coeficiente global de transferencia de calor sucio - Sobredimensionamiento térmico del Intercambiador de calor	DISEÑO CUANTITATIVO DE NIVEL NO EXPERIMENTAL	Documental -Fichas Bibliográficas -Fichas hemerográficas -Fichas electrónicas Empírica -Observacional
¿Cómo determinar el diseño hidráulico para obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo?	Determinar el diseño hidráulico para obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo	El diseño hidráulico permite obtener una caída de presión óptima del intercambiador de calor de tipo coraza y tubo		Diseño hidráulico	- Caída de presión en los tubos - Caída de presión de la carcasa - Caída de presión en las boquillas		
¿Cómo calcular la cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO?	Calcular la cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado de detergente de la planta INTRADEVCO.	La cantidad de energía recuperada en el nuevo proceso de secado permite determinar el ahorro de consumo de combustible en la empresa.		Recuperación de energía	- Cantidad de energía recuperada - Aumento de eficiencia en el proceso - Consumo de ahorro de gas - Ahorro económico	POBLACIÓN Y MUESTREO El proceso de secado en la planta de manufactura de detergentes en Intradevco Industrial S. A.	

ANEXO 2. FICHA PARA DETERMINAR EL DISEÑO PRELIMINAR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

DISEÑO PRELIMINAR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR					
Potencia: 440KW		Tipo: Horizontal (BFM)			
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO					
Asignación de fluidos		Lado Coraza		Lado Tubos	
Nombre del fluido:					
Cantidad de fluido total		Lb/hr			
Temperatura (Entrada/ Salida)		°F			
Gravedad específica:					
Viscosidad:		Lb/ft-h			
Calor específico		Btu/lb-°F			
Conductividad térmica		Btu/h-ft-°F			
LMTD:		Corrección:		Corrección LMTD:	
Intercambiador de calor:					
DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES					
		Lado Coraza		Lado Tubos	
Número de pases					
Material					
Conductividad térmica		Btu/h-ft-°F			
# Tubos:	OD:	BWG:	Longitud:	Pitch:	Δ \square
Coraza:	Diámetro interno:		Espesor:		
Tipo de cabezal:			Estacionario: , Posterior:		
				Espesor	
Baffle		Tipo:		% corte:	
Espesor de baffle:		Separación:		# de baffle:	
Apretadores:			Cantidad:		Espesor:
Coficiente global transferencia de calor requerido:					

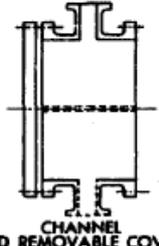
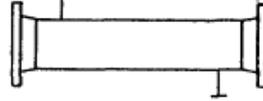
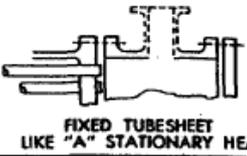
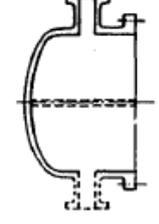
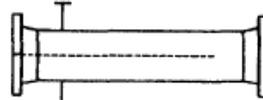
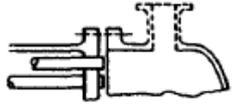
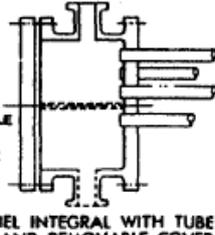
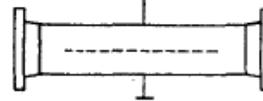
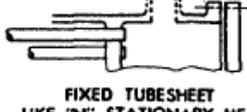
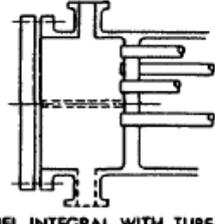
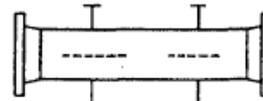
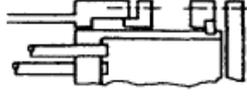
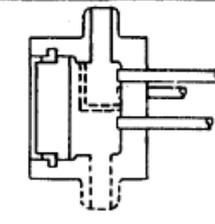
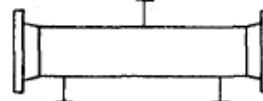
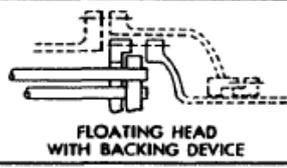
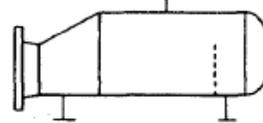
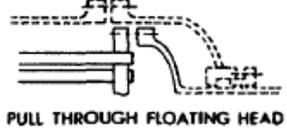
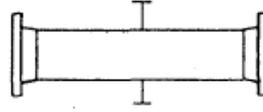
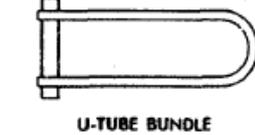
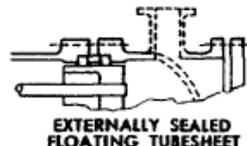
Nota: Elaboración propia adaptado de la "Hoja de especificaciones del intercambiador de calor" de la norma (TEMA, 2007 págs. 3-2)

ANEXO 3. FICHA PARA DETERMINAR EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Cliente:			
Dirección:			
Ubicación de la Planta:		Fecha:	Revisión 1
Servicio: Vapor de agua - Slurry			
Potencia:		Tipo:	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO			
Asignación de fluidos		Lado Coraza	Lado Tubos
Nombre del fluido:			
Cantidad de fluido total		Lb/hr	
Temperatura (Entrada/ Salida)		°F	
Gravedad específica			
Viscosidad		Lb/ft-h	
Calor específico		Btu/lb-°F	
Conductividad térmica		Btu/h-ft-°F	
Presión de entrada		psi	
Caída de presión		psi	
Factor de ensuciamiento:		Btu/h-ft2-°F	
Intercambiador de calor		Corrección LMTD:	
Coefficiente global de Transferencia de calor		Requerido:	Limpio:
Sobrediseño:		Sucio:	
Sobredimensionamiento:			
CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR			
Número de pases		Lado Coraza	Lado Tubos
Material			
Diámetro de boquilla – SCH40			
Conductividad térmica		Btu/h-ft-°F	
# Tubos:	OD:	BWG:	Longitud:
Coraza:	:		Pitch:
			Espesor:
Tipo de cabezal:		Estacionario: , Posterior:	
Tubería de placas fijas		Cabezal elíptico	
Bafle		Tipo:	Espesor
Espesor de bafle:		Segmento simple	% corte:
Apretadores:		Separación:	# de bafle:
		Cantidad:	Espesor:

Fuente: Elaboración propia adaptado de la "Hoja de especificaciones del intercambiador de calor" de la norma (TEMA, 2007 págs. 3-2)

ANEXO 4. NOMENCLATURA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Fuente: Nomenclatura de los componentes del intercambiador de calor. Tomada de la norma (TEMA, 2007 págs. 1-2)

ANEXO 5. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SLURRY

294 ● L. Spitz and R. Ferrari

Specific heat (C_p): The specific heat of a substance is the amount of heat necessary to raise the temperature of a unit mass by one degree. The following formula is used to calculate the amount of heat gained (lost) by a given mass due to a change in temperature:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

where Q is the amount of heat (kcal), m is mass (kg), C_p is the specific heat (kcal/kg/°C), and ΔT is the change in temperature (°C). The specific heat is calculated according to the water content in the neat soap using the following formula:

$$C_p = 0.6 \times \% \text{ anhydrous soap} + 1 \times \% \text{ H}_2\text{O}$$

Specific Heat (Btu/lb/°F) or (Kcal/kg/°C)	%TFM
0.73	63
0.68	73
0.64	84

Thermal conductivity (k): This value depends on the water content and is expressed by the formula

$$k = (0.58 \times W) \times 0.9 + (0.15 \times S) \times 0.9$$

where S = % of soap and W = % of water. k is expressed in kcal/m/°C.

Sensible heat: The sensible heat (kcal/kg) is the heat necessary to increase the temperature of a liquid from an initial to a final temperature without starting evaporation of the liquid. For example, it takes 100 kcal to bring the temperature of 1 kg of water from 0° C to 100°C, and this is calculated as follows:

$$SH = 1 \text{ kg} \times 1 \text{ kcal/kg/°C} \times (T_{\text{final}} - T_{\text{initial}}) = 1 \times 1 \times (100 - 0) = 100 \text{ kcal/kg}$$

Here 1 kcal/kg/°C is the specific heat of water.

Latent heat of vaporization: The latent heat of vaporization (kcal/kg) is the heat that produces a change of state (e.g., from liquid to vapor) without a change in temperature. For example, it requires 540 kcal to convert 1 kg of water at 100°C to 1 kg of steam at 100°C.

Fuente: Especificaciones técnicas del slurry de detergente. Tomada de la norma "Tecnología de fabricación de jabón", por (Spitz, 2009)

ANEXO 6. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TUBO DE ACERO



Dimensiones de Tubos de Acero ANSI B36.10 & 36.19 (Unidad en pulgada)

Tamaño Nominal del Tubo (NPS)		Diámetro Exterior (pulgada)	Tubos Cédula / Pipe Schedule																	
NPS	DN	OD	SCH 5s	SCH 10s	SCH 10	SCH 20	SCH 30	SCH 40s	SCH STD	SCH 40	SCH 60	SCH 80s	SCH XS	SCH 80	SCH 100	SCH 120	SCH 140	SCH 160	SCH XXS	
1/8	6	0.405		1.240				0.068	0.068	0.068		0.095	0.095	0.095						
1/4	8	0.540		1.650				0.088	0.088	0.088		0.119	0.119	0.119						
3/8	10	0.675		1.650				0.091	0.091	0.091		0.126	0.126	0.126						
1/2	15	0.840	0.065	2.110				0.109	0.109	0.109		0.147	0.147	0.147					0.188	0.294
3/4	20	1.050	0.065	2.110				0.113	0.113	0.113		0.154	0.154	0.154					0.219	0.308
1	25	1.315	0.065	2.770				0.133	0.133	0.133		0.179	0.179	0.179					0.250	0.358
1 1/4	32	1.660	0.065	2.770				0.140	0.140	0.140		0.191	0.191	0.191					0.250	0.382
1 1/2	40	1.900	0.065	2.770				0.145	0.145	0.145		0.200	0.200	0.200					0.281	0.400
2	50	2.375	0.065	2.770				0.154	0.154	0.154		0.218	0.218	0.218					0.344	0.436
2 1/2	65	2.875	0.083	3.050				0.203	0.203	0.203		0.276	0.276	0.276					0.375	0.552
3	80	3.500	0.083	3.050				0.216	0.216	0.216		0.300	0.300	0.300					0.438	0.600
3 1/2	90	4.000	0.083	3.050				0.226	0.226	0.226		0.318	0.318	0.318						
4	100	4.500	0.083	3.050				0.237	0.237	0.237		0.337	0.337	0.337		0.438			0.531	0.674
5	125	5.563	0.109	3.400				0.258	0.258	0.258		0.375	0.375	0.375		0.500			0.625	0.750
6	150	6.625	0.109	3.400				0.280	0.280	0.280		0.432	0.432	0.432		0.562			0.719	0.864
8	200	8.625	0.109	3.760		0.250	0.277	0.322	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.500	0.594	0.719	0.812	0.906	0.875	
10	250	10.750	0.134	4.190		0.250	0.307	0.365	0.365	0.365	0.500	0.500	0.500	0.594	0.719	0.844	1.000	1.125	1.000	
12	300	12.750	0.156	4.570		0.250	0.330	0.375	0.375	0.406	0.562	0.500	0.500	0.688	0.844	1.000	1.125	1.312	1.000	
14	350	14.000	0.156	4.780	0.250	0.312	0.375		0.375	0.438	0.594		0.500	0.750	0.938	1.094	1.250	1.406		
16	400	16.000	0.165	4.780	0.250	0.312	0.375		0.375	0.500	0.656		0.500	0.844	1.031	1.219	1.438	1.594		
18	450	18.000	0.165	4.780	0.250	0.312	0.438		0.375	0.562	0.750		0.500	0.938	1.156	1.375	1.562	1.781		
20	500	20.000	0.188	5.540	0.250	0.375	0.500		0.375	0.594	0.812		0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.969		
22		22.000	0.188	5.540	0.250	0.375	0.500		0.375		0.875		0.500	1.125	1.375	1.625	1.875	2.125		
24	600	24.000	0.218	6.350	0.250	0.375	0.562		0.375	0.688	0.969		0.500	1.219	1.531	1.812	2.062	2.344		
26		26.000			0.312	0.500	0.000		0.375				0.500							
28	700	28.000			0.312	0.500	0.625		0.375				0.500							
30		30.000	0.250	7.920	0.312	0.500	0.625		0.375				0.500							
32	800	32.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.688			0.500							
34		34.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.688			0.500							
36	900	36.000			0.312	0.500	0.625		0.375	0.750			0.500							
38		38.000							0.375				0.500							
40	1000	40.000						0.375												
42		42.000				0.500			0.375	0.750			0.500							
44	1100	44.000							0.375				0.500							
46		46.000							0.375				0.500							
48	1200	48.000							0.375			0.500								

Fuente: Dimensiones de tubo de acero. Tomada de la página web de la empresa fabricante de acero (OCTAL)

ANEXO 7. FACTURACIÓN DE CONSUMO DE GAS NATURAL



Calidda
Gas Natural de Lima y Callao S.A.
Calle Morelli cdra 1 s/n C.C. La Rambla
(Torre 2) Lima - Lima - San Borja
Concesión otorgada según Res. Sup. N° 05-2002-EM
www.calidda.com.pe

Cálida declara su compromiso con la calidad en el servicio al cliente, la seguridad y salud de los colaboradores, contratistas, proveedores y visitantes y el respeto hacia el medio ambiente.

000130 R.U.C. N° 20503758114 / Recibo de Distribución de Gas Natural N° S001-18751887

CLIENTE: INTRADEVCO INDUSTRIAL S.A
DIRECCIÓN DE FACTURACIÓN: AV PRODUCCION NACIONAL 188
CHORRILLOS LIMA
DOCUMENTO DE IDENTIDAD: RUC 20417378911
DIRECCIÓN DE SUMINISTRO: JR LOS CLAVELES 100
GC - 54354L09 Urb. LAS PRADERAS DE LURIN LURIN LIMA

USUARIO:
RUC/DNI:



PARA PAGOS Y/O CONSULTAS SU NÚMERO DE CLIENTE ES
167478

N° DE RECIBOS VENCIDOS: FECHA DE EMISIÓN
06.08.2021

FECHA DE VENCIMIENTO
21.08.2021

TARIFAS APLICADAS

Tarifa	Importe	Unidad
Tipo de Usuario	Regulado	
Tipo de Tarifa	Regulada	
Categoría Tarifaria	CAT-C	
Gas Natural		
Precio Medio del Gas Natural pagado por el Distribuidor al Productor	0.4520	S/ / sm ³
Costo Medio del Transporte *	0.2239375	S/ / sm ³
Distribución Variable	0.1725839	S/ / sm ³
Cargo Fijo		
Distribución Fijo	0.6862	S/ / (sm ³ -4a)/mes
Comercialización Fijo	0.0814	S/ / (sm ³ -4a)/mes

* Incluye recargo FISE (Ley 29852).

DETALLE DE FACTURACIÓN

Concepto	S/
Consumo del Período	187,236.00
Gas Natural	178,741.06
Cargo Fijo	8,494.94
Otros Conceptos	2,433.50
Servicio de mantenimiento Preventivo Acometida	2,433.50
Subtotal Conceptos Afectos a IGV	189,669.50
Impuesto General a las Ventas 18%	34,140.51
Total Facturado en el Mes	223,810.01
Redondeo mes anterior	0.07
Redondeo mes actual	- 0.08

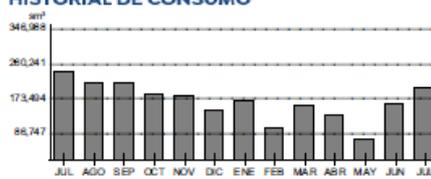
Monto Total a Pagar: S/ 223,810.00

SON: DOSCIENTOS VEINTITRES MIL OCHOCIENTOS DIEZ CON 00 /100 SOLES

DETALLE DE CONSUMO

Detalle	Cantidad	Unidad
N° Medidor:	340028801	
Lectura Anterior:	5,184,192 (30.06.2021)	
Lectura Actual:	5,293,126 (31.07.2021)	
Volumen Consumido a Condiciones de Lectura	54,934.20	m ³
Factor de Corrección del Volumen	3.8372	
Volumen a Condiciones Estándares	210,791.45	sm ³
Volumen Facturado	210,791.45	sm ³
Poder Calorífico Superior Promedio del Gas Natural	0.0399800	GJ/sm ³
Valor Mínimo Diario (VMD)	11,378.17	sm ³ /día

HISTORIAL DE CONSUMO



Consumo Promedio (13 meses): 170,955.59 sm³/mes

MENSAJES AL CLIENTE

La TOMA DE LECTURA se realiza los 7 PRIMEROS DÍAS DE CADA MES; para ello, estaremos visitando su instalación en el horario comprendido de 6.00 hasta las 19.00 horas, este trabajo estará a cargo de nuestra contratista asignada. Favor de comunicar a las áreas encargadas y permitir el ingreso a la estación de medición proporcionando las llaves a nuestra contratista que será devuelta al término de la actividad.

DEUDA AL

IMPORTE A PAGAR
S/ 223,810.00

Fuente: Tomada de la facturación del mes de agosto de la planta de detergentes de Intradevco por Calidda.

ANEXO 8. CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO DE DATOS DE LA EMPRESA



CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO DE DATOS DE LA EMPRESA



Yo Carlos Andrés Winkelried Fernández,

identificado con DNI 40702128, en mi calidad de Gerente de Manufactura

del área de Supply Chain de la empresa/institución Intradevco con R.U.C N° 20417378911.

OTORGO LA AUTORIZACIÓN

Al señor Junior Jair Rivero Ticona identificado con DNI N° 72561896, alumno del curso ciclo taller de tesis de la unidad de pregrado de la facultad de ingeniería Mecánica y de Energía que utilice la siguiente información de la empresa:

- Datos de operación de la planta
- Consumo de gas en el proceso
- Recibo de Facturación de gas natural por Calidda.

con la finalidad de que pueda desarrollar su tesis para optar el grado de ingeniero.

Con respecto al **uso del nombre de la empresa**, en mi calidad de representante legal, manifiesto que:

- () Se debe mantener en reserva el nombre o cualquier distintivo de la empresa; o
(X) Se puede mencionar el nombre de la empresa en la tesis.

Adjuntar a esta carta la siguiente información del representante legal (firmante):

- Vigencia de Poder o Ficha RUC o consulta RUC (*para el caso de empresas privadas*).
- ROF o MOF o Resolución de designación, (*para el caso de empresas públicas*)
- Copia del DNI del Representante Legal (*para validar su firma en el formato*).



CARLOS WINKELRIED FERNANDEZ
Gerente de Manufactura
Firma y sello del Representante Legal
DNI: 40702128

El Tesista declara que los datos emitidos en esta carta y en la Tesis son auténticos. En caso de comprobarse la falsedad de datos, el bachiller será sometido al inicio del procedimiento disciplinario correspondiente; asimismo, asumirá toda la responsabilidad ante posibles acciones legales que la empresa, otorgante de información, pueda ejecutar.


Firma del Bachiller
DNI: 72561896

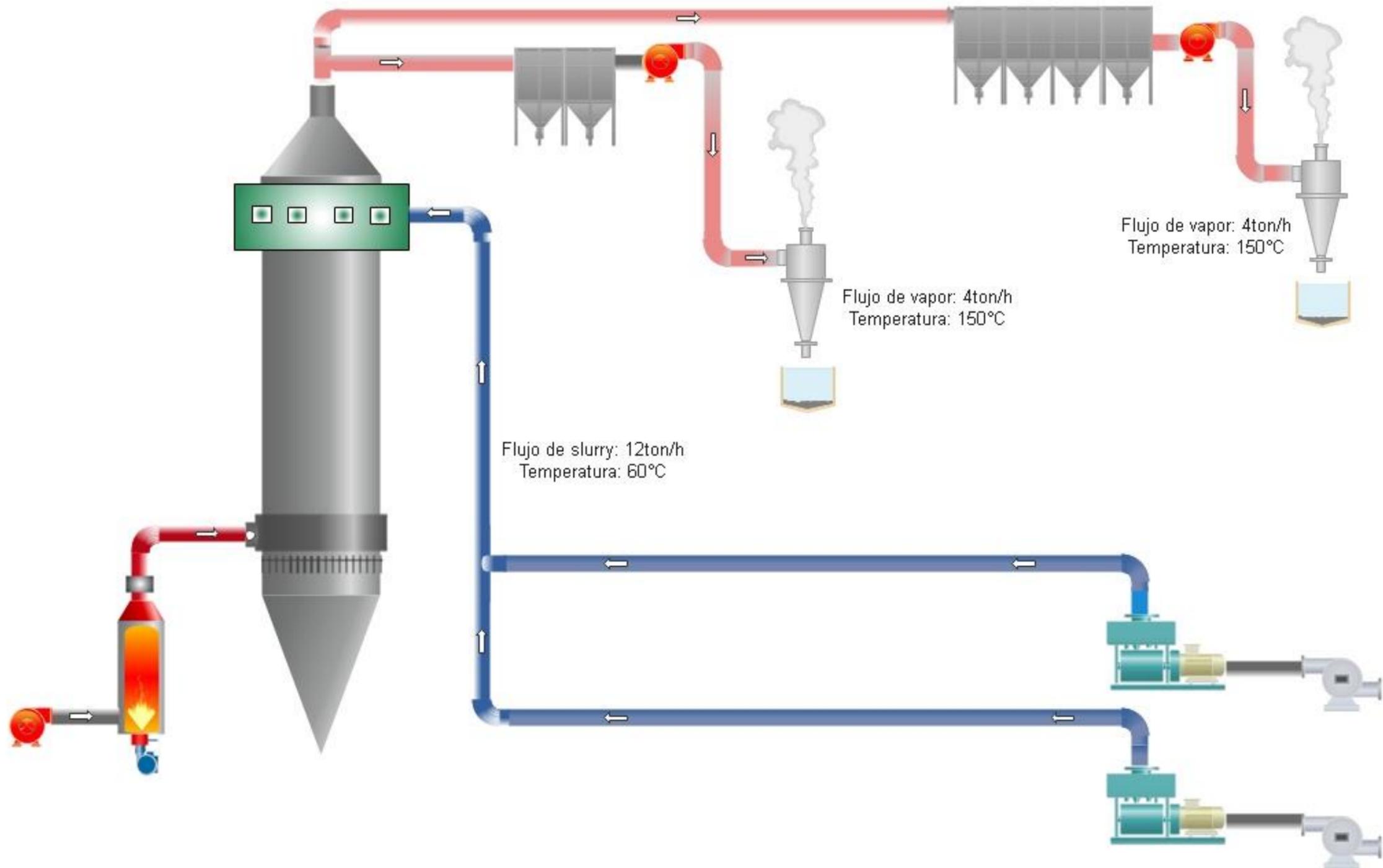
ANEXO 9. PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Paso	Descripción de la actividad
1	Inspección de equipos en general para inicio de los trabajos en planta
2	Verificar que las bombas de baja presión se encuentren en 6bar de presión
3	Verificar que las bombas de alta presión se encuentren a 60bar de presión
4	Apertura de válvulas de entrada y salida del intercambiador de calor
5	Verificar la temperatura de entrada y salida de la pasta de detergentes del intercambiador de calor a través del termómetro: <ul style="list-style-type: none">- Temperatura de entrada de la pasta de detergente <55-65>°C- Temperatura de salida de la pasta de detergente <100-115>°C
6	Verificar la presión de entrada y salida de la pasta de detergente del intercambiador de calor a través de su manómetro: <ul style="list-style-type: none">- Presión de entrada de la pasta de detergente <55-60>bar- Caída de presión máxima: 5 bar
7	Verificar que la torre de secado alcance la temperatura de trabajo deseada <ul style="list-style-type: none">- Temperatura de entrada de la torre <360 – 450>°C- Temperatura de entrada de salida de la torre <120 – 160>°C- Temperatura del quemador <1100 – 1300>°C- Temperatura intermedia <430 – 950>°C

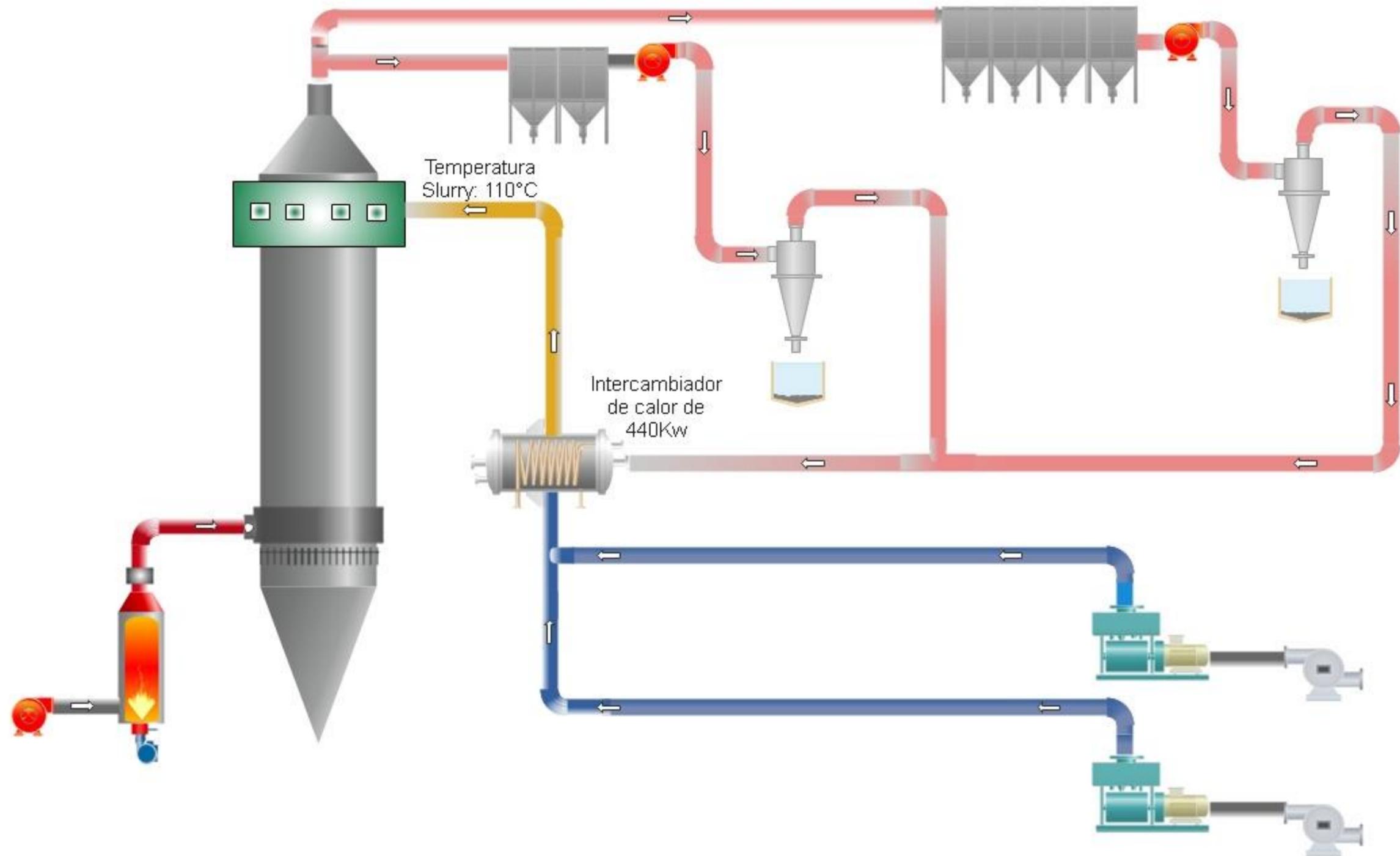
ANEXO 10. PLAN DE MANTENIMIENTO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Equipo	Componentes	Actividad	Duración (h)	Frecuencia	N° de Personas	Recurso	Estado de equipo	Costo de la actividad (S/.)
INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO CORAZA Y TUBOS	Válvulas, coraza	Revisión de estado de coraza, válvulas de apertura y cierre.	0.5	Quincenal	1	Mecánico	En Operación	-
	Manómetros, termómetros	Inspección de estado de manómetros y termómetros.	0.5	Quincenal	1	Instrumentista	En Operación	-
	Bridas, empaquetaduras	Verificación de fugas por bridas (prueba de agua jabonosa). Verificación de estado de conexiones de instrumentación.	1	Mensual	1	Instrumentista	En Operación	-
	Pernos de ajuste	Limpieza, lubricacion y verificacion de ajuste de pernos. (grasa Alvania EP2) Limpieza y lubricacion de pernos de ajuste de bridas de ingreso y salida de producto	1	Trimestral	1	Mecánico	En Operación	-
	Empaquetaduras	Cambio de empaquetaduras	2	Semestral	2	Mecánico	Máquina Parada	200.00
	Tubos y coraza	Verificar estado de tubos (buscar perforaciones, deformaciones u obstrucciones). Verificar estado de empaques de tapas (buscar rajaduras o desgaste que permitan fuga de producto) Prueba de presion hidrostática a 80bar (6 horas)	12	Anual	2	Mecánico	Máquina Parada	800.00
	Tubos y coraza	Limpieza mecánica por el lado de tubos y limpieza química por el lado de la coraza	4	Anual	2	Mecánico	Máquina Parada	3500.00
	Instrumentación	Verificar temperatura de ingreso y salida de producto. Calibrar indicadores de temperatura	6	Anual	1	Instrumentista	Máquina Parada	500.00

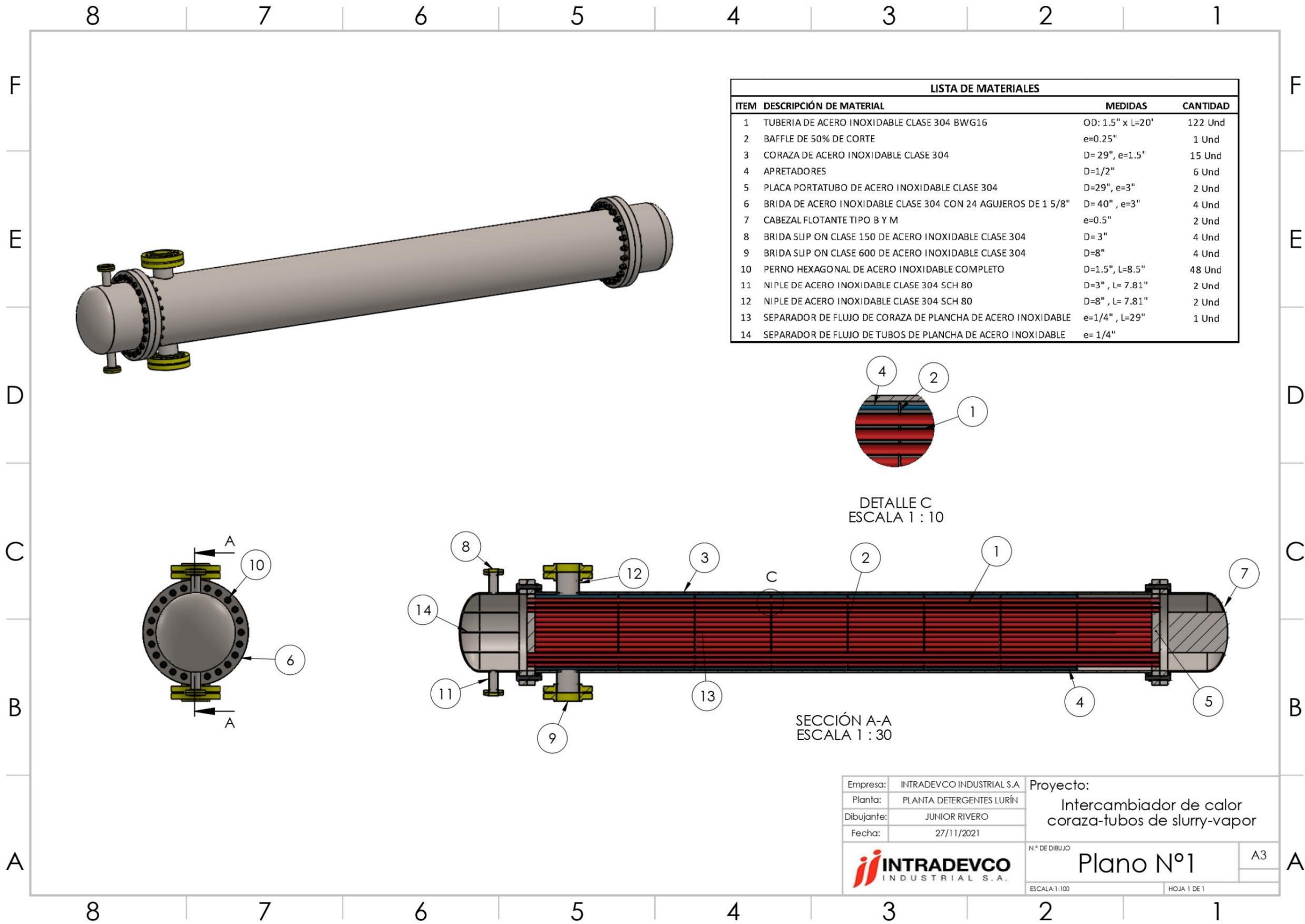
INTRADEVCO: Proceso existente de secado de detergente Lurín



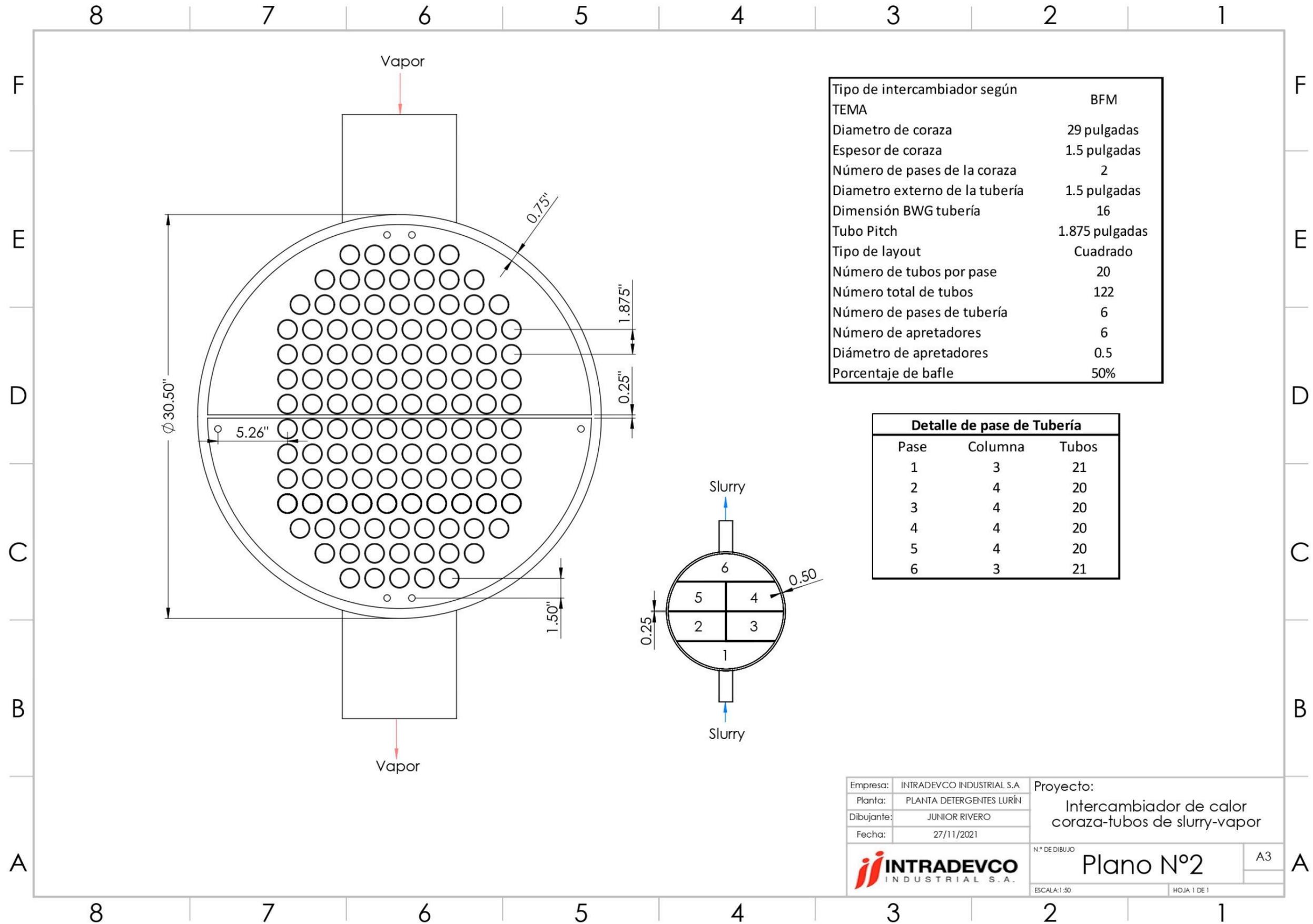
INTRADEVCO: Proceso de recuperación de energía de detergente Lurín



ANEXO 13: PLANO N°1



ANEXO 14. PLANO N°2

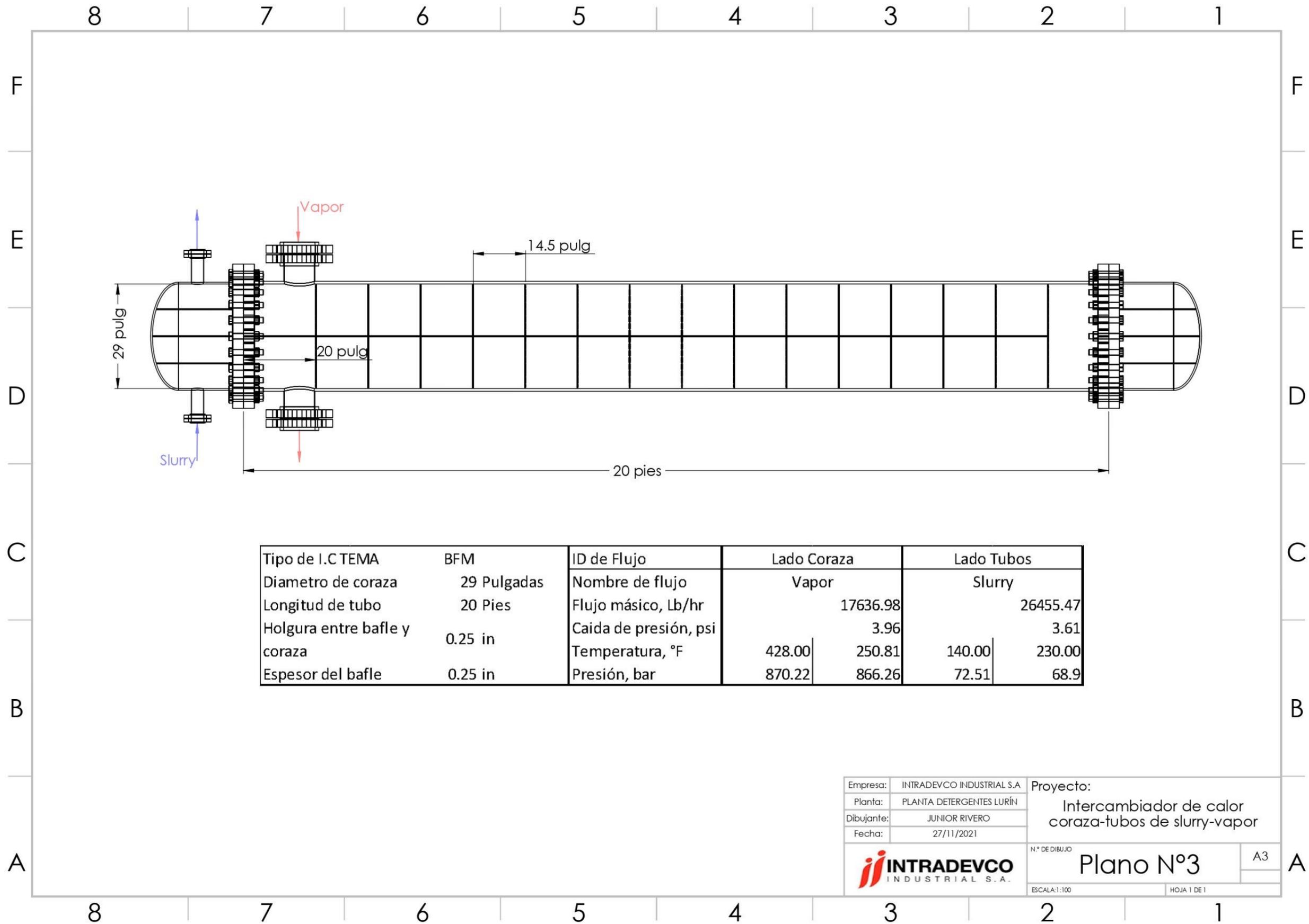


Tipo de intercambiador según TEMA	BFM
Diametro de coraza	29 pulgadas
Espesor de coraza	1.5 pulgadas
Número de pases de la coraza	2
Diametro externo de la tubería	1.5 pulgadas
Dimensión BWG tubería	16
Tube Pitch	1.875 pulgadas
Tipo de layout	Cuadrado
Número de tubos por pase	20
Número total de tubos	122
Número de pases de tubería	6
Número de apretadores	6
Diámetro de apretadores	0.5
Porcentaje de bafle	50%

Pase	Columna	Tubos
1	3	21
2	4	20
3	4	20
4	4	20
5	4	20
6	3	21

Empresa:	INTRADEVCO INDUSTRIAL S.A.	Proyecto:	Intercambiador de calor coraza-tubos de slurry-vapor
Planta:	PLANTA DETERGENTES LURÍN		
Dibujante:	JUNIOR RIVERO		
Fecha:	27/11/2021		
		N° DE DIBUJO	Plano N°2
		ESCALA: 1:50	HOJA 1 DE 1

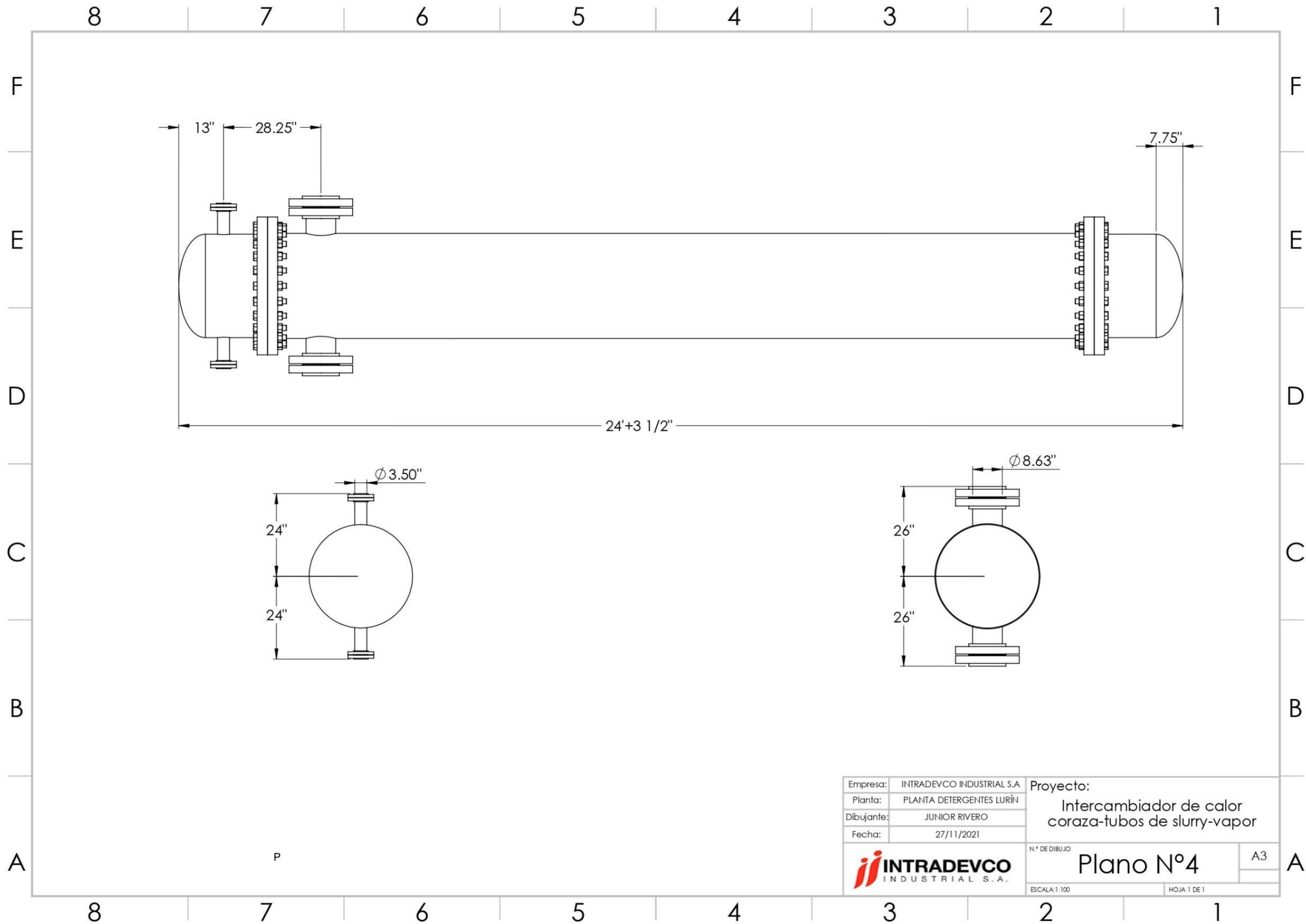
ANEXO 15. PLANO N°3



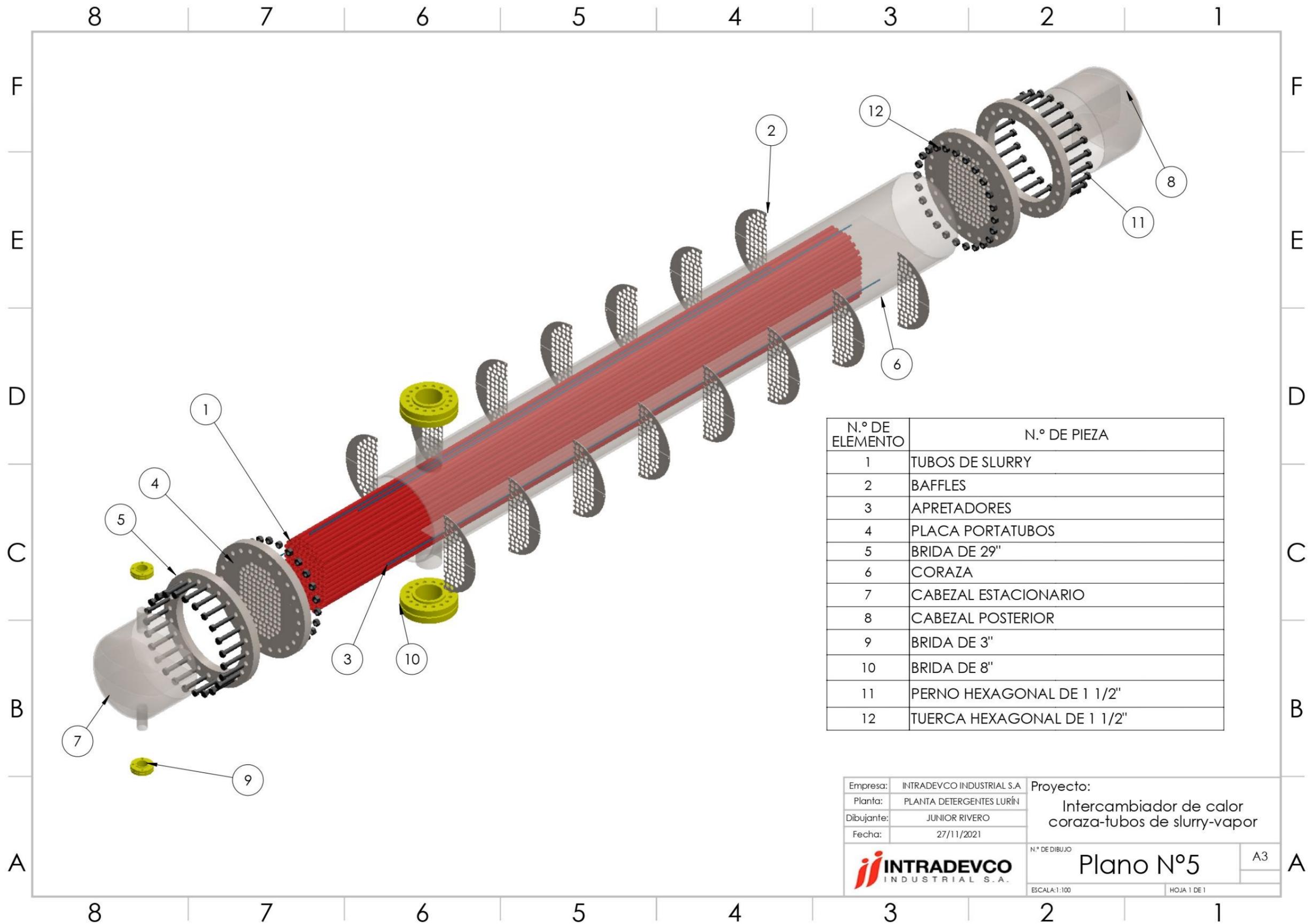
Tipo de I.C TEMA	BFM	ID de Flujo	Lado Coraza	Lado Tubos
Diametro de coraza	29 Pulgadas	Nombre de flujo	Vapor	Slurry
Longitud de tubo	20 Pies	Flujo másico, Lb/hr	17636.98	26455.47
Holgura entre bafle y coraza	0.25 in	Caida de presión, psi	3.96	3.61
Espesor del bafle	0.25 in	Temperatura, °F	428.00 250.81	140.00 230.00
		Presión, bar	870.22 866.26	72.51 68.9

Empresa:	INTRADEVCO INDUSTRIAL S.A	Proyecto:	Intercambiador de calor coraza-tubos de slurry-vapor
Planta:	PLANTA DETERGENTES LURÍN		
Dibujante:	JUNIOR RIVERO		
Fecha:	27/11/2021		
		N.º DE DIBUJO	Plano N°3
		ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1

ANEXO 16. PLANO N°4



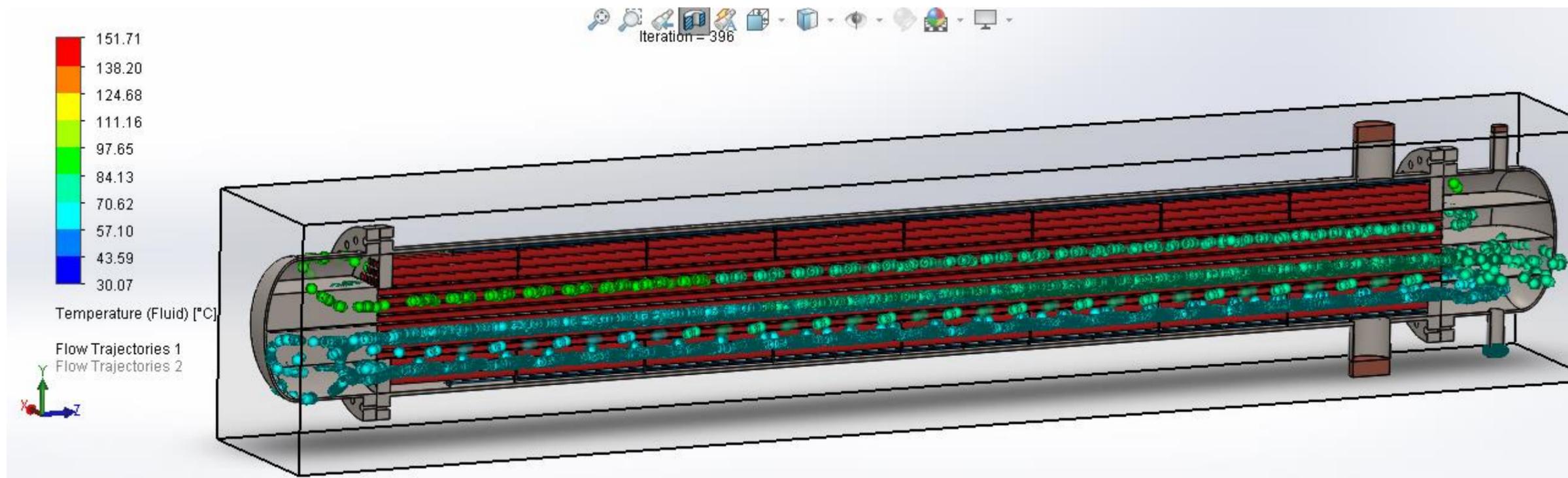
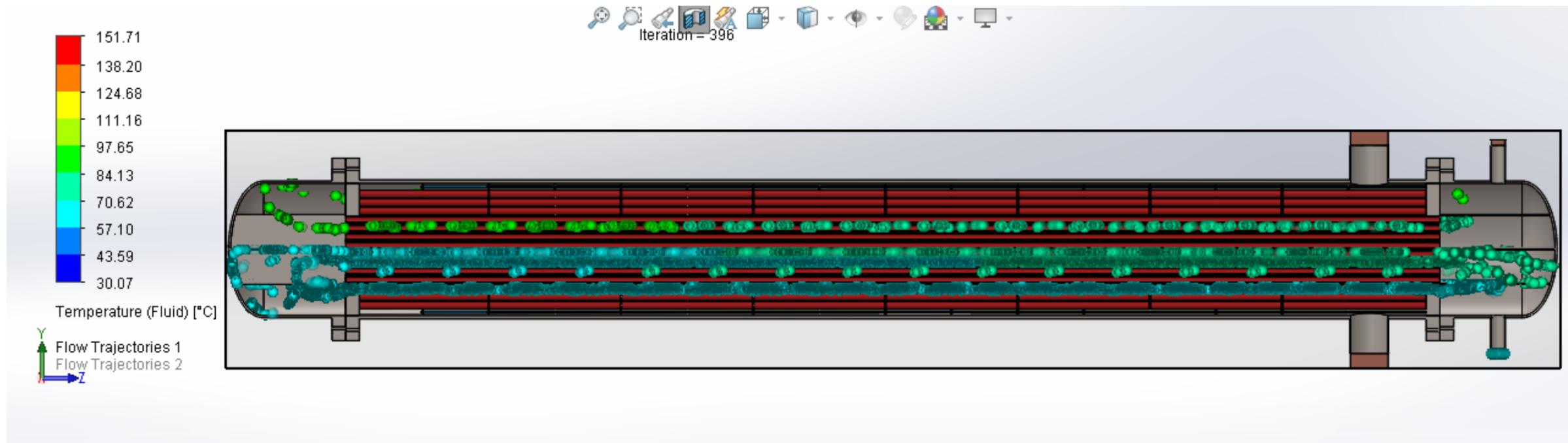
Empresa:	INTRADEVCO INDUSTRIAL S.A.	Proyecto:	Intercambiador de calor coraza-tubos de slurry-vapor
Planta:	PLANTA DETERGENTES LURÍN		
Dibujante:	JUNIOR RIVERO		
Fecha:	27/11/2021		
		N.º DE DIBUJO	Plano N°4
		ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1



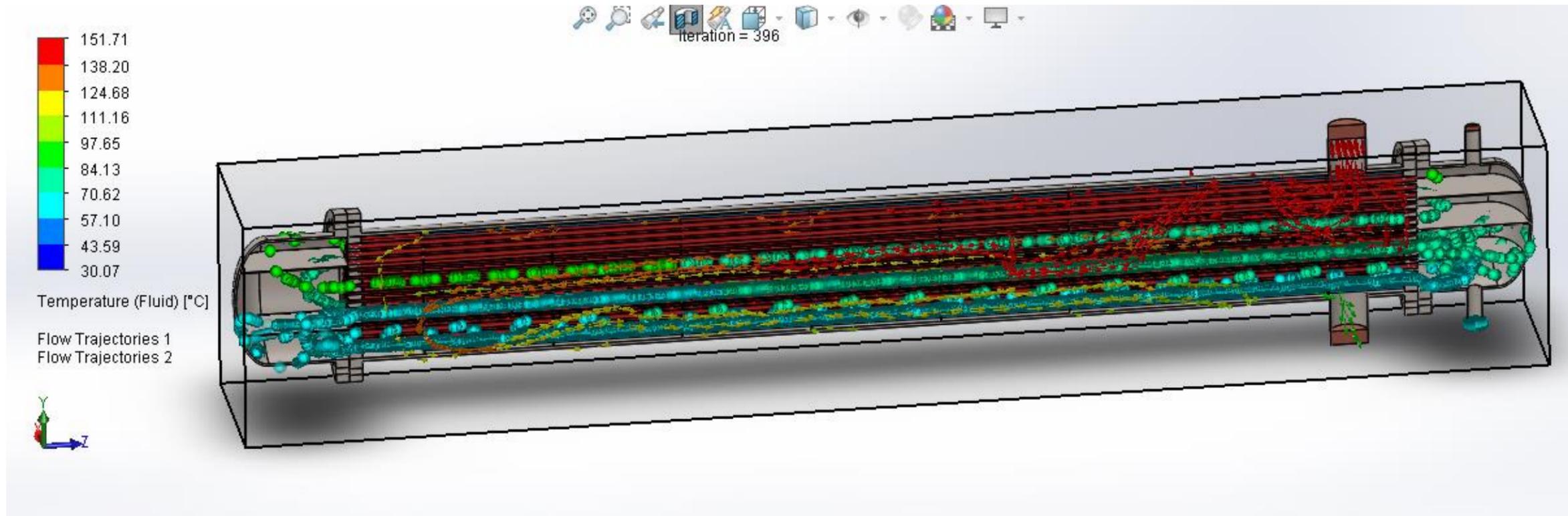
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA
1	TUBOS DE SLURRY
2	BAFFLES
3	APRETADORES
4	PLACA PORTATUBOS
5	BRIDA DE 29"
6	CORAZA
7	CABEZAL ESTACIONARIO
8	CABEZAL POSTERIOR
9	BRIDA DE 3"
10	BRIDA DE 8"
11	PERNO HEXAGONAL DE 1 1/2"
12	TUERCA HEXAGONAL DE 1 1/2"

Empresa:	INTRADEVCO INDUSTRIAL S.A	Proyecto:	Intercambiador de calor coraza-tubos de slurry-vapor
Planta:	PLANTA DETERGENTES LURÍN		
Dibujante:	JUNIOR RIVERO		
Fecha:	27/11/2021		
		N.º DE DIBUJO	Plano N°5
		ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1

ANEXO 18. SIMULACIÓN DE FLUJO DE SLURRY EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO CORAZA – TUBO DE 440KW



ANEXO 19. SIMULACIÓN DE FLUJO DE SLURRY – VAPOR EN EL INTERIOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO CORAZA – TUBO DE 440KW



LEYENDA

Descripción	Símbolo
Flujo de slurry	Esferas
Flujo de vapor	Flechas