

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de un Evaporador para la Concentración de Jugos de
Frutas"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Karen Melissa Colcha Aguas

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

A MIS PADRES, HERMANOS Y
SOBRINA.

A TODAS AQUELLAS
PERSONAS QUE FORMARON
PARTE DE MI VIDA
ACADÉMICA.

A QUIENES APORTARON Y ME
AYUDARON DURANTE LA
ELABORACIÓN DE ESTE
PROYECTO.

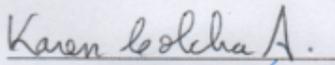
DECLARACIÓN EXPRESA

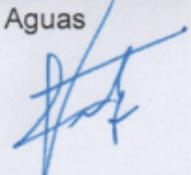
"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Karen Melissa Colcha Aguas

Ing. Vicente José Adum Gilbert

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".


Karen Melissa Colcha
Aguas


Ing. Vicente José Adum
Gilbert

RESUMEN

Actualmente en el Ecuador existen empresas dedicadas a la producción de concentrados de jugos de frutas, lo cual les permite disminuir espacios de almacenamiento, empaquetado y traslado de estos productos. Sin embargo, tienen limitantes en cuanto adquisición de los equipos utilizados para este proceso, ya que estos normalmente son importados a costos que no siempre pueden ser cubiertos por compañías de pequeñas y mediana escala. Además, los procesos de concentración se deben realizar sin provocar pérdidas considerables de valor sensorial y nutricional, por lo cual no cualquier taller se encarga de diseñar estos equipos.

Es por esto que se diseñó térmica como mecánicamente un Evaporador de Película Descendente, el cual cumple con los requisitos de operación para obtener la concentración de jugos de frutas. A lo largo de este proyecto se desarrollan los cálculos con las propiedades del jugo de maracuyá. Se calculó el área de transferencia de calor como carga térmica necesaria para concentrar jugo de maracuyá. Se determinaron espesores mínimos de planchas para los elementos mecánico constituyentes del Evaporador.

Finalmente se concluyó que se necesita entregar 524,8 kW de energía térmica mediante vapor saturado a 45 psi para concentrar 3000 kg/h de jugo de maracuyá de 15°Brix a 20°Brix. Tomando una distribución de superficie de tubos circulares se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de $1054 W/m^2K$ dentro del intervalo sugerido. Se determinó a partir de varios cálculos e iteraciones, variando parámetros como el número de tubos y área de transferencia de calor, que la longitud apropiada es de 3 m con número total de 30 tubos dispuestos de manera vertical en arreglo triangular. Se logró el diseño mecánico del Evaporador con éxito, calculando espesores y presiones máximas admisibles. Todos los valores mínimos obtenidos fueron en base a la norma TEMA, ASME y Manual para Recipientes a presión.

Palabras claves: Evaporador de película Descendente, Concentrado de jugos de frutas, Carga térmica, Elementos mecánicos.

ABSTRACT

Currently in Ecuador there are companies dedicated to the production of fruit juice concentrates, which allows them to reduce spaces of storage, packaging and transfer of these products. However, they have limitations on the acquisition of the equipment used for this process, since these are normally imported at costs that can not always be covered by small and medium scale companies. In addition, the concentration processes must be carried out without causing considerable losses of sensory and nutritional value, so that not any workshop is in charge of designing these equipments.

This is why a Falling Film Evaporator, which meets the operating requirements to obtain the fruit juice concentration, was thermal and mechanically designed. Throughout this project the calculations are developed with the properties of passion fruit juice. The heat transfer area was calculated as the thermal load necessary to concentrate passion fruit juice. Minimum plate thicknesses were determined for the mechanical constituent elements of the Evaporator.

Finally, it was concluded that 524.8 kW of thermal energy needs to be delivered by saturated steam at 45 psi to concentrate 3000 kg / h of passion fruit juice of 15 ° Brix to 20 ° Brix. By taking a surface distribution of circular tubes an overall heat transfer coefficient of $1054 \text{ W/m}^2\text{K}$ was obtained within the suggested range. It was determined from several calculations and iterations, varying parameters such as the number of tubes and area of heat transfer, that the appropriate length is 3 m with total number of 30 tubes arranged vertically in a triangular arrangement. The mechanical design of the Evaporator was successfully achieved, calculating maximum permissible thicknesses and pressures. All the minimum values obtained were based on the TEMA, ASME and Manual for Pressure Vessels.

Key words: *Falling Film evaporator, Fruit Juice Concentrate, Thermal load, Mechanical Elements.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	2
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco teórico.....	2
1.3.1. Concentrados de jugos de frutas.....	2
1.3.2. Parámetros relevantes del líquido que se concentra.....	3
1.3.3. Funcionamiento de un Evaporador.....	4
1.3.4. Partes principales de un Evaporador.....	5
1.3.5. Tipos de Evaporadores.....	6
CAPÍTULO 2.....	12
2. Metodología del Diseño.....	12
2.1 Flujograma.....	12
2.2 Factores de Influencia.....	13
2.3 Alternativas Propuestas.....	14

2.3.1	Alternativa Evaporador de película Descendente	14
2.3.2	Alternativa Evaporador de película Ascendente/Descendente.....	15
2.3.3	Alternativa Evaporador de Película Delgada agitada	15
2.3.4	Selección de la mejor alternativa.....	15
2.1	Especificaciones de Diseño	17
2.2	Diseño de forma del Evaporador	18
2.3	Propiedades del Jugo de Fruta.....	19
2.3.1	Calor específico.....	19
2.3.2	Densidad	20
2.3.3	Conductividad Térmica.....	21
2.3.4	Viscosidad	23
2.4	Diseño Térmico del Evaporador	24
2.4.1	Análisis termodinámico	25
2.4.2	Pre - Diseño	28
2.4.3	Análisis de Transferencia de Calor.....	32
2.5	Diseño Mecánico del Evaporador	43
2.5.1	Diseño de Coraza.....	45
2.5.2	Diseño de Tapas	46
2.5.3	Diseño de Espejos	52
2.5.4	Diseño de Boquillas en la Coraza	55
2.5.5	Diseño de Boquillas de los Cabezales	57
2.5.6	Diseño de tubos	61
2.5.7	Diseño de cabezas cilíndricas.....	62
2.5.8	Bridas	63
2.5.1	Diseño de Deflectores.....	64
2.5.2	Selección de barras de soporte.....	65

2.5.1	Distribuidor	65
CAPÍTULO 3.....		67
3.	Resultados	67
3.1.1	Análisis de resultados de Termodinámicos	67
3.1.2	Análisis de resultados de Transferencia de Calor	67
3.1.3	Análisis de resultados del Diseño Mecánico	69
3.1.4	Análisis de Factibilidad.....	72
CAPÍTULO 4.....		74
4.	Discusión y Conclusiones	74
4.1	Conclusiones	74
4.2	Recomendaciones	75
BIBLIOGRAFÍA.....		76
ANEXOS		77

ABREVIATURAS

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral

ASME American Society of Mechanical Engineers

FIMCP Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción

INEN Instituto Ecuatoriano de Normalización

TEMA Tubular Exchanger Manufacturers Association

AISI American Iron and Steel Institute

SIMBOLOGÍA

X_i	Es la fracción correspondiente de cada componente.	\dot{m}_V	Flujo másico del vapor
$C_{p,J1}$	Calor específico del jugo de fruta.	x_V	Calidad del vapor
C_{pi}	Es el calor específico de cada componente.	P_V	Presión de saturación del vapor
n	Es la cantidad de componentes en el alimento.	T_{sat}	Temperatura de saturación
ρ	Densidad de cada componente	T_{eva3}	Temperatura de evaporación del jugo de fruta
ρ_{J1}	Densidad del jugo de fruta	\dot{m}_{E3}	Flujo másico del vapor de agua del jugo de fruta
k_{J1}	Conductividad Térmica del jugo de fruta	x_{E3}	Grados Brix del vapor de agua del jugo de fruta
k_i	Conductividad Térmica de cada componente	M_{Entra}	Flujo másico de entrada
Y_i	Fracción Volumétrica de cada componente.	M_{Salida}	Flujo másico de salida
ν_{J1}	Viscosidad del jugo de fruta	$\dot{Q}_{s,J}$	Calor sensible del jugo de fruta
\dot{m}_{J1}	Flujo másico de jugo de fruta	$\dot{Q}_{L,J}$	Calor latente del jugo de fruta
x_{J1}	Grados Brix del jugo de fruta	\dot{Q}_J	Calor total que gana el jugo de fruta
T_{J1}	Temperatura del jugo de fruta	h_{fg3}	Calor latente de vaporización del jugo de fruta
\dot{m}_C	Flujo másico de condensado	h_{fg}	Calor latente de vaporización del vapor suministrado
T_C	Temperatura del condensado	\dot{Q}_v	Calor que cede el vapor al jugo de fruta
P_C	Presión del condensado	\dot{Q}	Carga Térmica total
\dot{m}_{J2}	Flujo másico del concentrado de fruta	$U_{o,aprox}$	Coeficiente global de transferencia de calor aproximado
x_{J2}	Grados Brix del concentrado de fruta	$A_{aprox,0}$	Área de transferencia de calor externa aproximado
T_{J2}	Temperatura del concentrado de fruta	ΔT_{LM}	Temperatura media logarítmica

ΔT_1	Cambio de temperatura a la entrada del evaporador	ν_l	Viscosidad cinemática del líquido
ΔT_2	Cambio de temperatura a la salida del evaporador	T_{film}	Temperatura de la película de condensado
D_o	Diámetro externo del tubo	Cp_l	Calor específico del Líquido
D_i	Diámetro interno del tubo	\overline{Nu}_L	Número de Nusselt promedio
L	Longitud del tubo	Pr_l	Número de Prandtl del líquido
N_t	Número de tubos	\overline{h}_L	Coficiente de transferencia de calor promedio
$D_{s,aprox}$	Diámetro de la coraza aproximado	g	Gravedad
C_L	Constante en función del arreglo de tubos	h_o	Coficiente de transferencia de calor externo
C_{TP}	Constante en función de la cantidad de pasos de tubos	h_i	Coficiente de transferencia de calor interno
P_T	Variable adimensional conocida como paso transversal.	T_{so}	Temperatura superficial externa
S_T	Distancia entre centros de tubo	T_{si}	Temperatura superficial interna
C	Separación entre tubos	k_{inox}	Conductividad Térmica del acero inoxidable
P_T	Paso transversal	δ_{J1}	Espesor de la película del jugo de fruta
δ_L	Espesor de la película de condensado	$h_{fg,J}$	Calor latente de vaporización del jugo de fruta
R_o	Radio exterior del tubo	Γ	Flujo másico por unidad de espesor de la película
T_s	Temperatura superficial	δ_{J1}	Espesor de la película de jugo de fruta
P	Factor adimensional	$R_{e,i}$	Número de Reynolds Interno a los tubos
k_l	Conductividad Térmica del líquido	U_o	Coficiente global de transferencia de calor real
ρ_l	Densidad del líquido		
ρ_v	Densidad del vapor		
μ_l	Viscosidad dinámica del líquido		
h'_{fg}	Calor latente de vaporización modificado		

R_{fi}	Resistencia por ensuciamiento en el interior de tubos	$V_{d,Total}$	Volumen total de la plancha de los Domos
R_{fo}	Resistencia por ensuciamiento en el exterior de tubos	$M_{d,Total}$	Masa total de los Domos
A_{real}	Área de transferencia de calor real	t_p	Espesor real del casquete o Domo Toriesférico
F_c	Factor de corrección	B_d	Espacio entre deflectores
P_d	Presión de diseño	t_d	Espesor real de deflectores
P_o	Presión de operación	D_{barras}	Diámetro de barras de soporte
E	Eficiencia de la junta soldada	n_{barras}	Número de barras de soporte
P_c	Presión de diseño de la coraza	$t_{e,min}$	Espesor efectivo del espejo
R_c	Radio interior de la coraza	D_L	Diámetro equivalente del espejo
S_c	Esfuerzo permisible de la coraza	F	Constante que depende del tipo de espejo
$t_{c,min}$	Espesor mínimo de la coraza	G	Diámetro medio del empaque o la coraza
P_p	Presión de diseño de las tapas	S_e	Esfuerzo permisible del material del espejo
L_p	Radio interior del Casquete o tapa	A_c	Superficie del área encerrada por el perímetro C
M	Factor adimensional M para domos Toriesféricos	C	Perímetro de los tubos periféricos del espejo
t_c	Espesor real de la coraza	n_a	Constante que depende del tipo de arreglo de tubos
$t_{p,min}$	Espesor mínimo del Domo Toriesférico	S_T	Paso de tubos
α	Ángulo-Figura 2.21	t_e	Espesor real de los espejos
β	Ángulo-Figura 2.21	$V_{s,max}$	Velocidad máxima permisible
a	Distancia-Figura 2.21	\dot{Q}_s	Flujo volumétrico del lado de la coraza
D_s	Diámetro real de la coraza	v_v	Peso específico del vapor
$D.L.$	Longitud desarrollada o diámetro del Domo Toriesférico	A_{ins}	Área transversal de la boquilla
V_d	Volumen de la plancha que ocupa el Domo Toriesférico		

$D_{b,c,in}$	Diámetro interior de la boquilla en la coraza	$t_{b,t,min}$	Espesor mínimo de la boquilla de la tapa
V_s	Velocidad real en la boquilla de la coraza	$B_{b,t}$	Área de refuerzo requerida en la boquilla de la Tapa
$S_{b,c}$	Esfuerzo máximo permisible de la boquilla de la coraza	$D_{b,t,in}$	Diámetro interior de la boquilla en la tapa
$R_{b,c}$	Radio interior de la boquilla de la coraza	B_1	Área de la tapa disponible para refuerzo
$t_{b,c}$	Espesor real de la boquilla de la coraza	B_2	Área de la boquilla en la tapa disponible para refuerzo
$t_{b,c,min}$	Espesor mínimo de la boquilla de la coraza	B_3	Área total de soldadura de la boquilla de la tapa
$A_{b,c}$	Área de refuerzo requerida en la boquilla de la coraza	B_4	Área de la extensión de la boquilla de la tapa hacia el interior
A_1	Área de la coraza disponible para refuerzo	$t_{b,t}$	Espesor real de la boquilla de la tapa
A_2	Área de la boquilla en la coraza disponible para refuerzo	R_{eo}	Número de Reynolds Externo
A_3	Área total de soldadura de la boquilla en la coraza	$P_{o,c}$	Presión de operación de la coraza
A_4	Área de la extensión de la boquilla de la coraza hacia el interior	$D_{i,c}$	Diámetro interno de la coraza
P_{tub}	Presión externa en los tubos	$D_{i,c}$	Diámetro exterior de la coraza
$R_{b,t}$	Radio interior de la boquilla de la tapa	L_c	Longitud de la coraza
$S_{b,t}$	Esfuerzo máximo permisible de la boquilla de la tapa	$P_{o,tub}$	Presión de operación de los tubos
		$D_{i,tub}$	Diámetro interior de los tubos
		$D_{o,tub}$	Diámetro exterior de los tubos
		$L_{b,t}$	Longitud de la boquilla de los cabezales

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.- Esquema de Evaporador de tipo marmita	6
Figura 1.2.- Esquema de Evaporador de Circulación Natural	7
Figura 1.3.- Esquema de Evaporador de Película Ascendente.....	7
Figura 1.4.- Esquema de Evaporador de Película Descendente	8
Figura 1.5 Esquema de Evaporador de Película Ascendente/Descendente.....	9
Figura 1.6.- Esquema de Evaporador de Circulación Forzada	9
Figura 1.7.- Esquema de Evaporador de Película Delgada Agitada	10
Figura 2.1.- Metodología de Diseño.....	12
Figura 2.2.- Datos de Entrada del Evaporador de Película Descendente	17
Figura 2.3.-Diseño de Forma del Evaporador de Película Descendente	18
Figura 2.4.- Grafica de Viscosidad(kg/m-s) a 55°C vs Concentración (°Brix)	24
Figura 2.5 Esquema Termodinámico para Balance de Masa	25
Figura 2.6 Esquema Termodinámico para Balance de Energía.....	26
Figura 2.7.- Coeficientes de Transferencia de Calor típico para Evaporadores.....	28
Figura 2.8.- Diagrama Termodinámico de Temperatura	29
Figura 2.9.- Dimensiones de Tuberías.....	30
Figura 2.10.- Arreglo de Tubos Triangular a 30°	31
Figura 2.11.- Condensación de Película en una Placa Plana Vertical	33
Figura 2.12.- Esquema de Placa Plana Vertical.....	34
Figura 2.13.- Esquema de un Tubo del Evaporador.	37
Figura 2.14.- Circuito Equivalente Térmico.....	37
Figura 2.15.- Coeficientes de transferencia de calor en función del Número de Reynolds.....	40
Figura 2.16.- Resistencias por ensuciamiento para el agua	42
Figura 2.17.- Esfuerzo Permitido del Material según Temperatura de Diseño. (psi)..	44
Figura 2.18.- Eficiencia de la junta (E)	46
Figura 2.19.- Factor adimensional M para Domos Toriésféricos.....	47
Figura 2.20.- Esquema de Domo Toriésférico.	49
Figura 2.21.- Valores del Factor B	52

Figura 2.22.- Constante que depende del Tipo de Espejo. La curva U es para espejos no fijos y la curva F para espejos fijos.	55
Figura 2.23.- Detalle de reemplazo de áreas de refuerzo.	57
Figura 2.24.- Valores del Factor A.	59
Figura 2.25.- Datos de pernos métricos. Recomendaciones mínimas.	63
Figura 2.26.-Espesores de Deflectores en pulgadas	64
Figura 2.27.- Diámetro y número de barras de soporte.	65
Figura 2.28.- Esquema de Distribuidor.	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.- Descripción de criterios de la MATRIZ DE DECISION	16
Tabla 2.2.- Matriz de Decisión	16
Tabla 2.3.- Datos de entrada para el diseño del Evaporador.....	17
Tabla 2.4.- Composición Nutricional del Jugo de Fruta de Maracuyá.....	19
Tabla 2.5.- Coeficientes para estimar Calor Específico de los alimentos.	19
Tabla 2.6.- Calor específico correspondiente a cada componente a T=55°C.	20
Tabla 2.7.- Coeficientes para estimar Densidad de los alimentos	21
Tabla 2.8.- Densidad correspondiente a cada componente a T=55°C.	21
Tabla 2.9.- Coeficientes para estimar Conductividad Térmica de los alimentos	22
Tabla 2.10.- Conductividad Térmica de cada componente a T=55°C.....	22
Tabla 2.11.- Fracción Volumétrica para cada componente.....	22
Tabla 2.12.- Viscosidad para solución sacarosa.....	23
Tabla 2.13.- Propiedades del flujo por el lado de la coraza	35
Tabla 2.14.- Número de Nusselt promedio en términos de P	36
Tabla 2.15.- Espesores de Película	39
Tabla 2.16.- Propiedades del Jugo de Fruta de Maracuyá a 55°C	39
Tabla 2.17.- Parámetros para el Diseño Mecánico	44
Tabla 2.18.-Espesor mínimo del Domo para matriz de rebordeado de 45 mm.....	48
Tabla 2.19.- Espesor mínimo del Domo para matriz de rebordeado de 50 mm.....	48
Tabla 2.20.- Datos para el cálculo de la longitud desarrollada del Domo caso # 1	49
Tabla 2.21.- Datos para el cálculo de la longitud desarrollada del Domo caso # 2....	50
Tabla 2.22.- Matriz de rebordeado de 45 mm y matriz de bombeado de 300 mm.....	50
Tabla 2.23.- Matriz de rebordeado de 50 mm y matriz de bombeado de 300 mm.....	51
Tabla 3.1.- Resultados Termodinámicos	67
Tabla 3.2.- Resultados de Transferencia de calor del Intercambiador de Calor	69
Tabla 3.3.- Resultados del diseño de la Coraza	69
Tabla 3.4.- Resultados del diseño de los tubos	70
Tabla 3.5.- Resultados del diseño de los espejos.....	70
Tabla 3.6.- Resultados del diseño de las boquillas	71
Tabla 3.7.- Costos de Materiales	72
Tabla 3.8.- Costos de Construcción.....	73

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	ISOMÉTRICO EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE
PLANO 2	ISOMÉTRICO EN EXPLOSIÓN DEL EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE
PLANO 3	ENSAMBLE DEL EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE
PLANO 4	ENSAMBLE ESPEJO- DISTRIBUIDOR
PLANO 5	ESPEJO BRIDADO
PLANO 6	DISTRIBUIDOR ESTÁTICO
PLANO 7	PLATO DISTRIBUIDOR
PLANO 8	VARILLA DISTRIBUIDOR
PLANO 9	VARILLA PLATO DISTRIBUIDOR
PLANO 10	VARILLA PELÍCULA
PLANO 11	ENSAMBLE CABEZA SUPERIOR
PLANO 12	CABEZA SUPERIOR
PLANO 13	ENSAMBLE CABEZA INFERIOR
PLANO 14	CABEZA INFERIOR
PLANO 15	DOMO TORIESFÉRICO
PLANO 16	CORAZA Y BAFFLE
PLANO 17	BOQUILLA PARA VAPOR DE JUGO DE FRUTA
PLANO 18	BOQUILLA PARA JUGO DE FRUTA
PLANO 19	BOQUILLA PARA VAPOR
PLANO 20	BOQUILLA PARA CONDENSADO
PLANO 21	BOQUILLA PARA CONCENTRADO DE JUGO DE FRUTA

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente en el Ecuador existen empresas dedicadas a la producción de concentrados, en especial, los concentrados de jugos de frutas, debido a que son microbiológicamente más estables que los jugos naturales por su bajo contenido de agua. El proceso industrial para la concentración de jugos de frutas consiste en varias etapas: Evaluación; Pre-lavado; Seleccionado; Cepillado; Lavado; Centrifugación; Pasteurización; Concentración; Envasado; Almacenamiento y Despacho. La etapa más relevante para el desarrollo de este proyecto es la concentración, donde se involucra el método de separación más utilizado en la industria, que es la evaporación.

La evaporación es un proceso regido por el equilibrio líquido-vapor que permite concentrar una solución compuesta de un soluto no volátil y un disolvente volátil que en la mayoría de los casos es agua. (McCabe, y otros, 1991). Generalmente es utilizada en las empresas de conservas para concentrar distintos productos, mediante toda una secuencia de transformaciones físicas con transporte de energía y de masa simultáneas, para la obtención del producto final con las características requeridas.

El proceso se puede llevar a cabo mediante distintos tipos de evaporadores o también conocidos como concentradores. Estos pueden ser de tubos verticales u horizontales, lo mismo que varía dependiendo de los parámetros y restricciones del tipo de solución involucrada. A lo largo de este proyecto se presentará el diseño tanto mecánico como térmico de un evaporador en base a las especificaciones de diseño requeridas.

1.1 Descripción del problema

La industria de alimentos busca disminuir costos de espacio de almacenamiento para el transporte de jugos de frutas. Para conseguir esto se requiere elevar la concentración de los jugos, mediante la eliminación del contenido de agua. Los equipos utilizados para este proceso normalmente son importados a costos que no siempre pueden ser cubiertos por compañías de pequeñas y mediana escala.

Acorde a ciertas publicaciones, se encontró que Ecuador es el mayor exportador de concentrados de maracuyá. Basado en empresas del medio, se requiere diseñar un equipo con capacidad para procesar 1000 kg/h de jugo de fruta de maracuyá, que mediante evaporación logre su concentración sin provocar pérdidas considerables de valor sensorial y nutricional.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un evaporador para la concentración de jugos de frutas.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar la carga térmica necesaria para el proceso, tomando en cuenta las limitaciones correspondientes.
- Realizar el diseño mecánico de los componentes del sistema.
- Realizar un modelo en tres dimensiones en un programa de diseño asistido por computadora para obtener una apreciación de la construcción final.

1.3 Marco teórico

1.3.1. Concentrados de jugos de frutas

En el Ecuador existen variedad de frutas debido a su posición geográfica. Años atrás el país exportaba frutas en fresco, sin embargo, el precio de los mercados internacionales era bajo y variable, por lo tanto, se buscó darles un valor agregado a estos frutos procesándolos. Es por esto que se ofrece un portafolio de exportación de jugos y concentrados extenso. Entre los tipos de jugos y

concentrados que se producen son: Mango, Maracuyá, Guanábana, Guayaba, Piña, entre otros.

A continuación se escribe la definición dada por la Norma INEN 2337 para los concentrados de jugos de frutas: Son el producto obtenido a partir del jugo de fruta al que se le ha eliminado físicamente una parte del agua en una cantidad suficiente para elevar los sólidos solubles ($^{\circ}$ Brix) en, al menos, un 50% más que el valor Brix establecido para el jugo de la fruta. Los jugos de frutas son el producto líquido sin fermentar, pero susceptible de fermentación, obtenido por procedimientos tecnológicos adecuados, conforme a prácticas correctas de fabricación; procedente de la parte comestible de frutas en buen estado, debidamente maduras y frescas o, a partir de frutas conservadas por medios físicos

1.3.2. Parámetros relevantes del líquido que se concentra

1.3.2.1. Concentración

Concentración es una medida de la cantidad de sustancia contenida por unidad de volumen. Puede ser expresada como el peso por unidad de peso o peso por unidad de volumen. También se expresa como masa de soluto disuelto por unidad de masa de la solución. Generalmente es dada en porcentaje. Para el interés de este proyecto se la conoce como Grados BRIX, por ejemplo, Una solución de 25 $^{\circ}$ Bx contiene 25 g de sólido disuelto por 100 g de líquido.

La concentración del líquido juega un papel importante en el proceso de la evaporación, es decir a medida que el líquido se concentra el punto de ebullición se eleva, resultando en diferencias de temperaturas pequeñas entre el medio de calentamiento y el producto. Lo cual causa una reducción en la rata de transferencia de calor.

1.3.2.2. Viscosidad

Por la segunda Ley de Newton del movimiento, el fluido ofrece una fuerza de resistencia al movimiento, opuesta a la dirección del esfuerzo cortante y paralela

a la dirección de la superficie sobre la que es aplicada. Esta fuerza de resistencia es conocida como viscosidad. Es decir, entre mayor viscosidad presente un fluido, mayor será su resistencia al movimiento. Por lo tanto, los líquidos muy viscosos tienden a reducir las velocidades de circulación y a reducir los coeficientes de transferencia de calor. En general la viscosidad de una solución sometida a evaporación aumenta con la concentración.

1.3.2.3. Calor específico

El calor específico es una parte importante para el análisis térmico en cuanto a productos alimenticios se refiere. Esta propiedad indica la cantidad de calor que el producto gana o pierde por unidad de masa del producto para alcanzar un cambio de temperatura, sin cambiar de estado. En procesos en los que se involucra aplicaciones alimenticias, se recomienda utilizar el calor específico a presión constante debido a que la presión generalmente es mantenida constante excepto en procesos de alta presión.

1.3.3. Funcionamiento de un Evaporador

Los evaporadores tienen varias aplicaciones a nivel industrial, sin embargo, para el desarrollo de este proyecto el funcionamiento de estos equipos dentro de la industria alimenticia es de gran importancia.

Un evaporador cumple su función con la ayuda de dos fluidos, los cuales deben estar a diferentes temperaturas para que ocurra el intercambio de calor según corresponda. Para el caso de evaporadores con aplicación de concentradores, el vapor de agua circula externamente por los tubos del intercambiador, simultáneamente, dentro de estos, circula el líquido a concentrar. Gracias a la transferencia de calor que existe entre el medio de calentamiento y el producto, este último alcanza la temperatura suficiente para que ocurra la evaporación de la cantidad de agua necesaria, separando los solutos disueltos de la solución. El proceso de evaporación debe involucrar la reducción de la temperatura de ebullición como el tiempo de calentamiento, para evitar degradación del producto.

Los evaporadores son intercambiadores de calor, los cuales se clasifican de acuerdo al arreglo de flujo y tipo de construcción. A continuación se dará una descripción breve de los tipos de evaporadores con aplicación en la industria alimenticia.

1.3.4. Partes principales de un Evaporador

Se dará una descripción breve de los componentes principales y más relevantes de un Evaporador para tener un mayor concepto de la funcionalidad y aplicación de cada uno:

Haz de tubos: Consiste en un arreglo de determinado número de tubos por el cual el fluido es distribuido uniformemente. Los diámetros normales de tubos son 5/8, 3/4 y 1 pulgada. Tubos de menor diámetro pueden ser usados sin embargo el mantenimiento de estos es más complicado. Los rangos de espesor están entre los 0.0109 in a 0.065 in. Los tubos deberían ser aleteados para aumentar el área de transferencia de calor. Las aletas pueden ser tanto externa como internamente colocadas.

Espejo: Son platos perforados provistos de agujeros por donde los tubos son insertados. Los tubos son propiamente asegurados al espejo para que el fluido en el lado de la coraza no se mezcle con el fluido dentro de los tubos. Los agujeros del espejo son perforados en dos patrones, triangular o cuadrangular. El patrón triangular es mayormente usado debido a la reducción de espacio lo cual resulta en un equipo más compacto.

Baffles: Tiene tres funciones: Soportar a los tubos; Mantener el espacio entre tubos; direccionar el flujo en el patrón deseado a través del lado de la coraza. El segmento llamado sección del baffle permite que el flujo fluya paralelo al eje de los tubos mientras fluye de un baffle a otro. Generalmente son cortados con una altura aproximadamente del 25 por ciento del diámetro de la coraza.

Coraza: Cobertura cilíndrica que envuelve a todos los elementos del intercambiador de calor. Su tamaño dependerá del arreglo, diámetro y largo de tubos que se encuentre dentro de la misma.

1.3.5. Tipos de Evaporadores

Evaporador de tipo marmita

Este tipo de evaporador consiste en un recipiente esférico con chaqueta por donde circula vapor, con el cual se eleva la temperatura del producto. El recipiente puede estar abierto a la atmósfera o conectado a un condensador al vacío. El área de transferencia de calor en estos evaporadores es pequeña lo cual aumenta el tiempo de residencia del producto por varias horas. El calentamiento del producto ocurre principalmente por convección natural, lo cual resulta en bajos coeficientes de transferencia de calor. Los evaporadores de cacerola tipo Batch tienen bajas capacidades de producción.

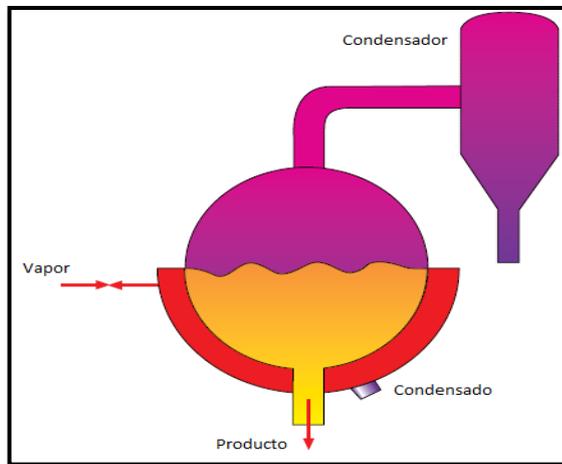


Figura 1.1.- Esquema de Evaporador de tipo marmita

Fuente: Evaporator Handbook. 2008.

Evaporadores de circulación natural

Los evaporadores de circulación natural se caracterizan por tener tubos cortos de 1-2 m de largo y 50-100 mm de diámetro. Los tubos y el cuerpo por donde circula el vapor están localizados en el fondo del recipiente. El producto cuando se calienta sube a través de los tubos del evaporador por circulación natural, mientras que el vapor se condensa afuera de los tubos. El líquido concentrado cae hacia la base del recipiente. Para estos sistemas se recomienda precalentar el líquido de alimentación para reducción de consumo energético o generación de vapor.

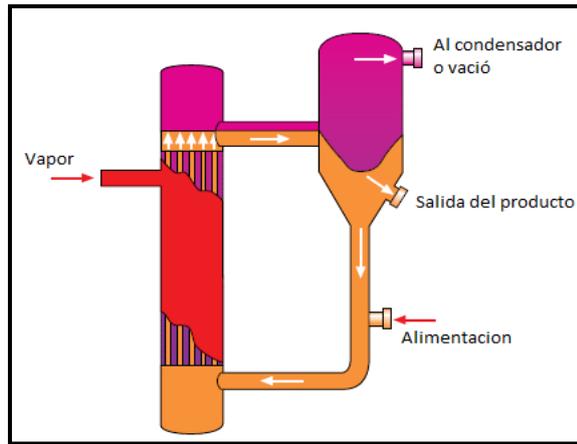


Figura 1.2.- Esquema de Evaporador de Circulación Natural

Fuente: Evaporator Handbook. 2008.

Evaporadores de película ascendente

Se permite fluidos de baja viscosidad dentro de los tubos del evaporador. La longitud de los tubos es de 10-15 m de largo, dispuesto de manera vertical. El líquido se eleva debido al vapor que se forma en la base de los tubos. El movimiento del vapor ascendente causa que una película delgada ascienda rápidamente. Se recomienda una diferencia de temperatura entre el producto y el medio de calentamiento de al menos 14°C para obtener una película bien desarrollada. Con este equipo se obtienen altos coeficientes convectivo de transferencia de calor, además el líquido puede ser recirculado para obtener la concentración de sólidos requerida. Tiempo de residencia del producto generalmente es de 3-4 minutos.

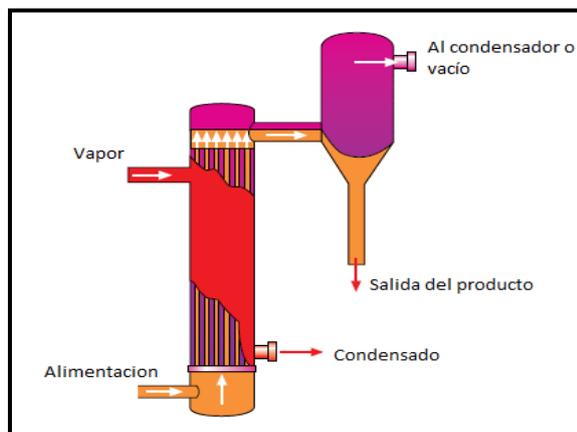


Figura 1.3.- Esquema de Evaporador de Película Ascendente

Fuente: Evaporator Handbook. 2008.

Evaporadores de película descendente

A diferencia de los evaporadores de película ascendente, estos tienen una película que desciende bajo la influencia de la gravedad dentro de los tubos verticales del intercambiador. Los evaporadores de este tipo permiten mayor cantidad de efectos ya que no requieren de una diferencia mínima de temperatura a lo largo de la superficie de calentamiento. Estos evaporadores pueden manejar líquidos con mayor viscosidad como el jugo de naranja ya que los tiempos de residencia son de 20-30 segundos. El diseño de estos evaporadores es complicado debido a que no se logra una distribución uniforme de la película descendente en los tubos, por lo cual se usan distribuidores especiales o boquillas de pulverización.

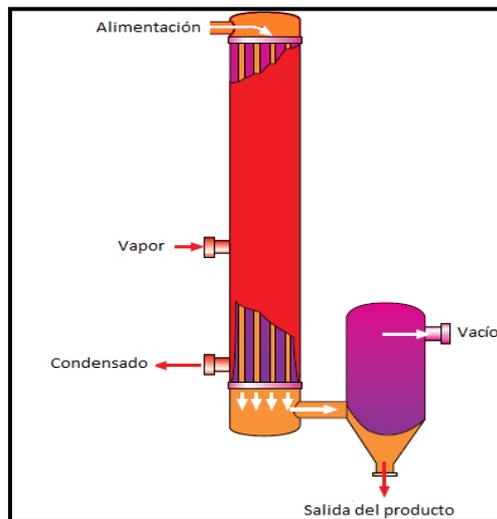


Figura 1.4.- Esquema de Evaporador de Película Descendente

Fuente: Evaporator Handbook. 2008.

Evaporador de película ascendente/descendente

Los evaporadores de este tipo consisten inicialmente en la pre concentración del líquido bajo el mismo concepto de funcionamiento del evaporador de película ascendente para luego obtener su concentración final mediante el descenso. La altura de estos equipos es aproximadamente la mitad de aquella obtenida de los equipos independientemente.

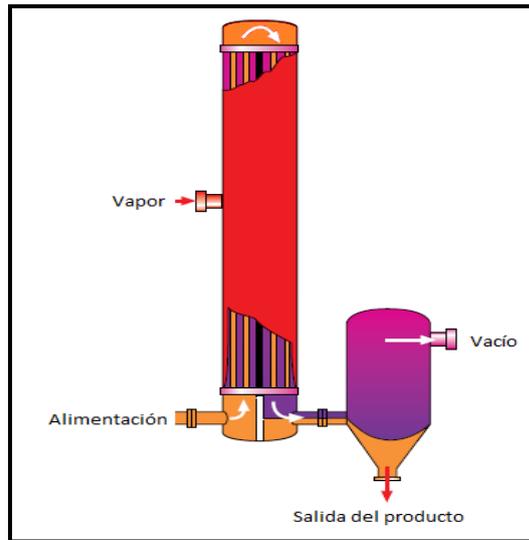


Figura 1.5 Esquema de Evaporador de Película Ascendente/Descendente

Fuente: Evaporator Handbook.2008.

Evaporador de circulación forzada

Desarrollados para procesar licores susceptibles a incrustaciones o cristalización dentro de los tubos. El fluido es circulado a altas velocidades. Un cabezal hidrostático, sobre los tubos, elimina cualquier principio de ebullición del líquido. Dentro del separador, la presión absoluta se mantiene por debajo de aquella en los tubos. Por lo tanto, el líquido que entra al separador forma vapor flash.

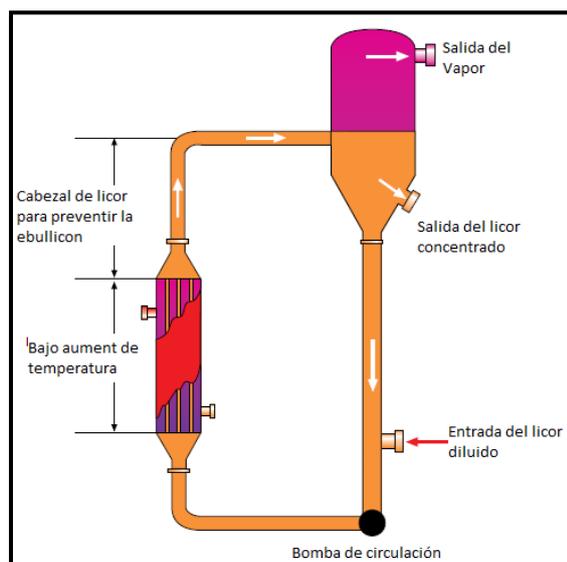


Figura 1.6.- Esquema de Evaporador de Circulación Forzada

Fuente: Evaporator Handbook. 2008.

Evaporador de película delgada agitada

Usualmente utilizados para varios fluidos alimenticios viscosos, por lo que la alimentación se da por esparcimiento del líquido sobre la superficie de calor por alabes. La evaporación del solvente toma lugar cuando la película delgada se mueve hacia debajo de las paredes del evaporador. El medio de calentamiento esta normalmente a altas presión ya sea vapor o aceite. Debido a la agitación, altos coeficientes de transferencia de calor son obtenidos. Sin embargo, debido a la configuración cilíndrica, la superficie de transferencia de calor por unidad de volumen del producto resulta baja. La mayor desventaja es el alto costo de capital y mantenimiento y baja capacidad de producción.

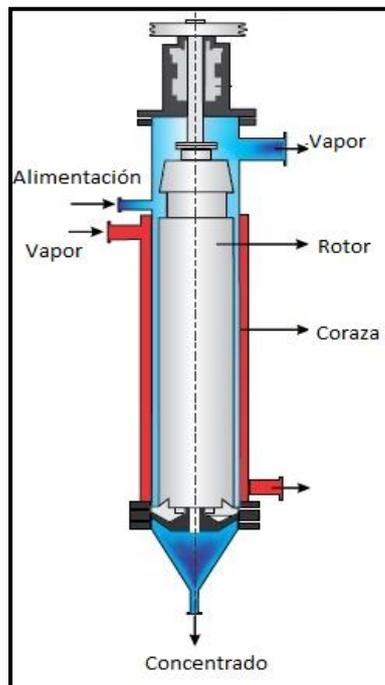


Figura 1.7.- Esquema de Evaporador de Película Delgada Agitada

Fuente: Sitio Web Economy Refrigeration PVT. LTD.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Flujograma

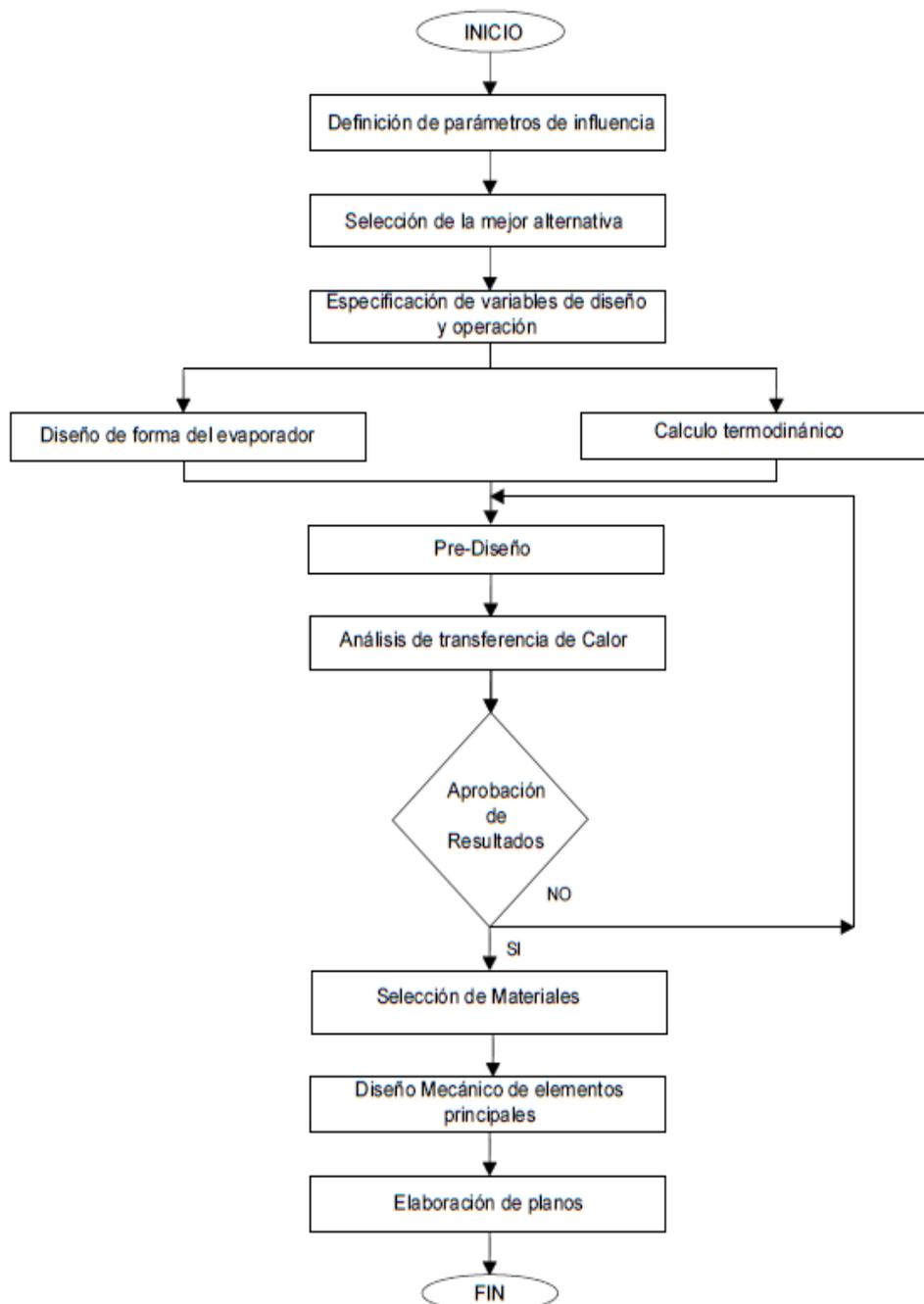


Figura 2.1.- Metodología de Diseño

Fuente: Karen Colcha - 2016. Elaboración Propia.

En la figura 2.1 se muestra gráficamente las actividades que se realizarán para llevar a cabo el diseño del evaporador. A continuación se dará una descripción breve de cada una de esas etapas.

1. Inicialmente se definen los factores de influencia los cuales determinan la selección de la mejor alternativa.
2. Luego se especifican las variables de diseño y operación para realizar el diseño de forma del tipo de evaporador seleccionado en el paso anterior. Simultáneamente se trabaja en el cálculo termodinámico para la obtención de variables como temperatura, presión y flujos másicos.
3. Se proceden a fijar dimensiones hipotéticas al evaporador como: Numero, diámetro y largo de tubos. Con los cuales se obtendrán resultados referenciales, por lo cual esta etapa es conocida como Pre-Diseño.
4. La iteración dependerá de los resultados obtenidos en la etapa de análisis de transferencia de calor, ya que es aquí donde se obtendrán coeficientes y área de transferencia de calor como variables determinantes para el diseño del evaporador.
5. Se calcula la caída de presión del lado de la coraza, como del lado de los tubos.
6. Si los resultados son los deseados se continua con la selección de materiales para la construcción de los elementos, caso contrario se repiten los pasos del 3-5.
7. Con el conocimiento de la presión existente en el sistema, se diseñan los elementos mecánicos como bridas, espejos, carcaza, tubos en base a la determinación de espesor mínimo requerido, según NORMA TEMA.
8. Finalmente se elaboran los planos del evaporador.

2.2 Factores de Influencia

A continuación se detalla los factores de influencia relevantes al momento de la selección de la mejor alternativa de diseño para la aplicación dada.

- **Mantenimiento:** Factibilidad en limpieza mecánica manual del intercambiador de calor.

- **Tiempo de exposición:** Se requiere que el tiempo en que el producto se encuentra en contacto con el medio de calentamiento sea bajo, entre 20-30 segundos.
- **Costos:** Se refiere a que tan económicamente viable es la construcción y operación del equipo. Se requieren costos aceptables.
- **Economía de vapor:** Se refiere a la razón de la cantidad de vapor de agua del producto de alimentación por unidad de vapor consumido. Se requiere un valor cercano a 1.
- **Versatilidad:** Es la capacidad del equipo a cumplir con las especificaciones de diseño requeridas. Se requiere equipo para fluidos viscosos con buena capacidad de transferencia de calor.

2.3 Alternativas Propuestas

En base a los requerimientos antes mencionados, se procede a presentar las alternativas propuestas junto con una descripción breve de las ventajas y desventajas que estas poseen.

2.3.1 Alternativa Evaporador de película Descendente

Un Evaporador de Película descendente fue pensado para la concentración de fluidos viscosos. El movimiento de película descendente se da mediante la acción de la gravedad, lo que resulta en una película más fina y rápida, aumentando el coeficiente de transferencia de calor. Es decir, estos equipos trabajan con menor tiempo de exposición del producto al calor. Además, se necesitan menos energía para la circulación del producto. El mantenimiento de estos equipos es sencillo, debido a que no se tiene acumulación de sólidos que provoquen incrustaciones. Los costos y disponibilidad de materiales y accesorios son buenos. Permite la adición de más efectos, lo cual ayuda a la reducción del consumo energético.

2.3.2 Alternativa Evaporador de película Ascendente/Descendente

El funcionamiento de un Evaporador de película Ascendente/Descendente es el complemento de la operación de ambos de manera individual. Este tipo de evaporador cuenta con ventajas como: la uniformidad de distribución del líquido a través del haz de tubos, el tamaño de estos equipos es menor ya que cuenta con un largo de tubos menor a los obtenidos en ambos tipos de evaporadores independientemente. Trabaja para fluidos de baja viscosidad, ya que se limita por las características del movimiento ascendente. La concentración se da mediante dos etapas, la primera en el movimiento ascendente para el fluido menos viscoso, y descendente para la concentración final del producto. Limpieza fácil de realizar, debido a que las altas velocidades que se alcanzan dentro de los tubos minimiza las incrustaciones. Limita la cantidad de efectos debido a la diferencia de temperatura mínima requerida en el movimiento ascendente de la película.

2.3.3 Alternativa Evaporador de Película Delgada agitada

La principal ventaja del Evaporador de Película Delgada agitada es la alta transferencia de calor que se consigue al inducir turbulencia en el flujo. Sin embargo, se tiene menor área de transferencia de calor por unidad de volumen del producto. Se utiliza alta presión de vapor para obtener una evaporación razonable lo cual resulta en altos costos de capital. En cuanto al mantenimiento, este no es sencillo, ya que se cuenta con elementos como alabes y rodamientos los cuales necesitan asistencia periódica. Disponibilidad de materiales, accesorios y facilidad de construcción son bajas.

2.3.4 Selección de la mejor alternativa

La selección de la mejor alternativa se dará mediante ponderación de acuerdo a los factores de influencia antes mencionados, lo cual se presentará mediante una matriz de decisión, en donde se mencionarán las 3 alternativas propuestas.

La matriz de decisión constará de 5 criterios relevantes para el diseñador. Al momento de la selección de la mejor propuesta de diseño se tomará en cuenta la distribución de puntaje para cada criterio respectivamente.

Tabla 2.1.- Descripción de criterios de la MATRIZ DE DECISION

Criterio	Puntuación	Descripción
Versatilidad	30%	Evalúa la capacidad que tenga el tipo de evaporador a adaptarse a los requerimientos de diseño.
Economía de Vapor	25%	Involucra ahorros energéticos, es decir evalúa que tan energéticamente rentable es el proyecto.
Mantenimiento	20%	Evalúa que tan sencillo es el mantenimiento del evaporador para su buen funcionamiento.
Costos	15%	Evalúa que tan factible es la construcción y operación del equipo.
Tiempo de exposición	10%	Evalúa que tan agresivo es el proceso que propone el equipo a la concentración del producto en cuestión.

Fuente: Karen Colcha, 2016.

Elaboración Propia.

En la Tabla 2.2 se muestra la evaluación de cada alternativa de acuerdo a los criterios de diseño. En donde se puede notar que la alternativa que mejor se adapta al diseño requerido es el Evaporador de Película Descendente.

Tabla 2.2.- Matriz de Decisión

N°	Criterios	Porcentaje	Evaporador de Película Descendente		Evaporador de Película Ascendente/Descendente		Evaporador de Película delgada agitada	
			Calificación	Valor Ponderado	Calificación	Valor Ponderado	Calificación	Valor Ponderado
1	Versatilidad	30%	10	3	8	2,4	10	3
2	Economía de Vapor	25%	9	2,25	6	1,5	7	1,75
3	Mantenimiento	20%	9	1,8	7	1,4	8	1,6
4	Costos	15%	10	1,5	6	0,9	5	0,75
5	Tiempo de exposición	10%	10	1	7	0,7	8	0,8
TOTAL		100%	-	9,55	-	6,9	-	7,9

Fuente: Karen Colcha, 2016.

Elaboración Propia.

2.1 Especificaciones de Diseño

A continuación, se muestra el Evaporador de Película Descendente, en donde se identifican flujos de entrada y salida.

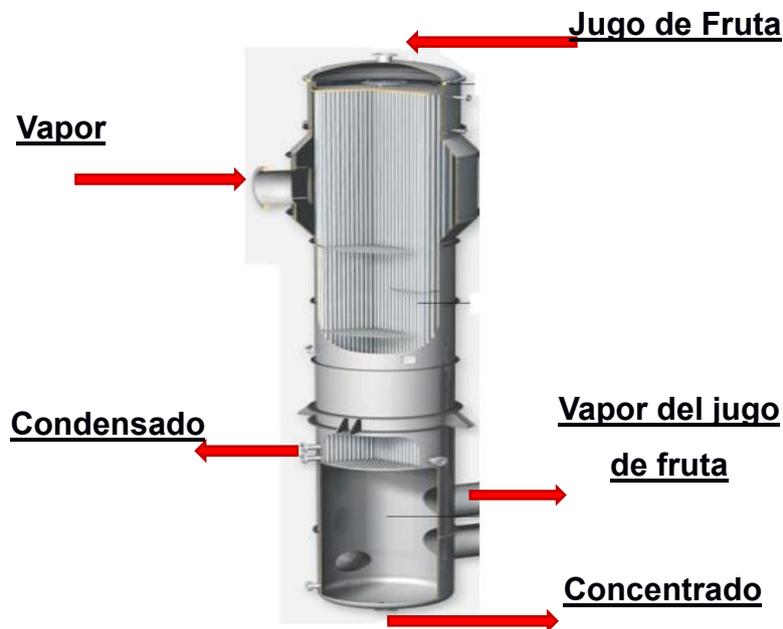


Figura 2.2.- Datos de Entrada del Evaporador de Película Descendente

Fuente: Documento. Evaporation Technology. GEA.

En la siguiente tabla se muestra de forma resumida los datos necesarios para el diseño del evaporador. Se trabajará con jugo de maracuyá, ya que se dice que el Ecuador es el mayor exportador de concentrados de este tipo de fruta. Los parámetros de entrada como de operación son referenciados una empresa dedicada a la producción de concentrados del País.

Tabla 2.3.- Datos de entrada para el diseño del Evaporador

Descripción	Cantidad	Unidades
Flujo de entrada del jugo de maracuyá	3000	kg/h
Temperatura de entrada del jugo de maracuyá	45	°C
Concentración del jugo inicial	15	°Brix
Concentración del jugo final	20	°Brix
Temperatura de evaporación	55	°C
Presión de entrada de vapor saturado	45	psi
Temperatura de salida del concentrado	55	°C

Fuente: Karen Colcha, 2016.

Elaboración Propia.

2.2 Diseño de forma del Evaporador

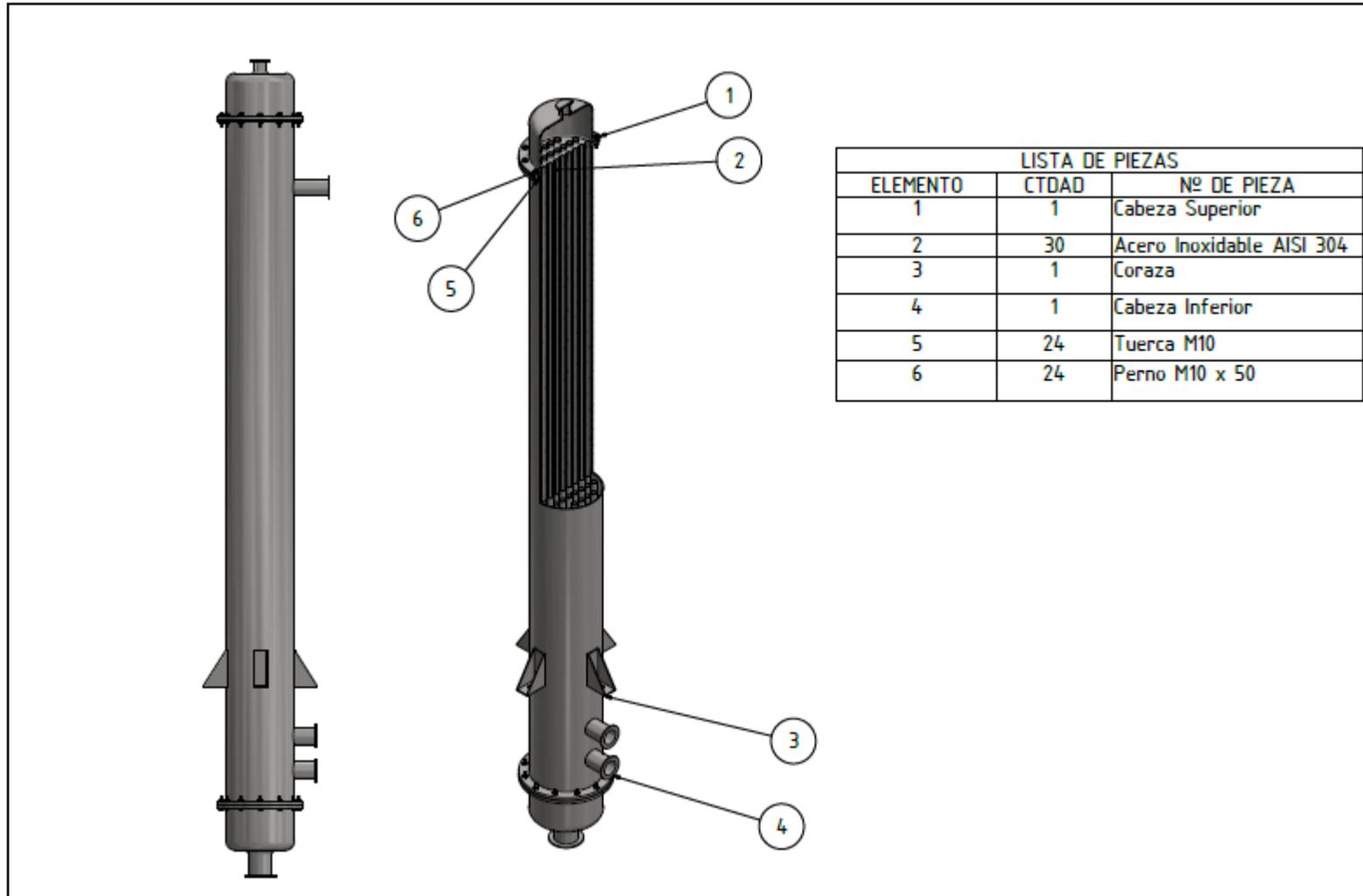


Figura 2.3.-Diseño de Forma del Evaporador de Película Descendente

Fuente: Karen Colcha, 2016. Elaboración Propia.

2.3 Propiedades del Jugo de Fruta

Existen propiedades de ciertos alimentos que no se encuentran tabuladas, sin embargo, estas pueden ser obtenidas conociendo su composición nutricional. Para interés de este proyecto, se conoce la composición nutricional del Jugo de Maracuyá, y se procede a calcular: conductividad térmica, densidad y calor específico. La temperatura a la cual serán evaluadas todas las propiedades será la temperatura de Saturación dentro del Evaporador. Siendo $T_{sat} = T_{eva3} = 55^{\circ}C$.

Tabla 2.4.- Composición Nutricional del Jugo de Fruta de Maracuyá

Elemento o Compuesto	Unidad	Total (X_i)
Agua	%	82
Proteínas	%	0,8
Grasas	%	0,6
Carbohidratos	%	15
Fibra	%	0,4
Calcio	Mg	5
Cenizas	%	1,2
Fosforo	Mg	18
Hierro	Mg	0,3
Vitamina C	Mg	12
Calorías	Kcal	78

Fuente: Corobastos Santander. 2002.

2.3.1 Calor específico

El modelo que se presenta a continuación se usó para predecir el calor específico basado en temperatura y composición.

$$C_{p,J1} = \sum_{i=1}^n C_{pi}X_i \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde,

$C_{p,J1}$: Calor específico del jugo de fruta. [kJ/kg °C]

C_{pi} : Es el calor específico de cada componente. [kJ/kg °C]

X_i : Es la fracción correspondiente de cada componente. [%]

n : Es la cantidad de componentes en el alimento.

Tabla 2.5.- Coeficientes para estimar Calor Específico de los alimentos.

Proteína	$C_p = 2,0082 + 1,2089 \times 10^{-3}T - 1,3129 \times 10^{-6}T^2$
Grasa	$C_p = 1,9842 + 1,4733 \times 10^{-3}T - 4,8008 \times 10^{-6}T^2$

Carbohidrato	$C_p = 1,5488 + 1,965 \times 10^{-3}T - 5,9399 \times 10^{-6}T^2$
Fibra	$C_p = 1,8459 + 1,8306 \times 10^{-3}T - 4,6509 \times 10^{-6}T^2$
Ceniza	$C_p = 1,0926 + 1,8896 \times 10^{-3}T - 3,6817 \times 10^{-6}T^2$
Agua ^a	$C_p = 4,0817 - 5,3062 \times 10^{-3}T + 9,9516 \times 10^{-4}T^2$
Agua ^b	$C_p = 4,1762 - 9,0864 \times 10^{-5}T + 5,4731 \times 10^{-6}T^2$
Hielo	$C_p = 2,0623 + 6,0769 \times 10^{-3}T$

Fuente: Introduction to Food Engineering. Tabla A.2.9. Pág. 786.

Se reemplaza el valor de Temperatura de saturación, $T_{sat} = 55^\circ C$, en las ecuaciones mostradas en la Tabla 2.5. Se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 2.6, los cuales corresponden al calor específico de cada componente respectivamente.

Tabla 2.6.- Calor específico correspondiente a cada componente a $T=55^\circ C$.

C_{pi} (kJ/kg °C)	
Proteínas	2,071
Lípidos	2,051
Carbohidratos	1,639
Fibra	1,933
Cenizas	1,185
Agua	4,188

Fuente: Karen Colcha. 2016

Elaboración Propia.

Para obtener el Calor Específico correspondiente al jugo de fruta, se reemplaza los valores obtenidos de la Tabla 2.6 y la Tabla 2.4 en la Ec.2.1. obteniéndose:

$$C_{p,J1} = 3,731 \text{ kJ/kg } ^\circ C$$

2.3.2 Densidad

El modelo que se presenta a continuación se usó para predecir la densidad basado en temperatura y composición del jugo de Maracuyá.

$$\rho_{J1} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{X_i}{\rho}} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde,

ρ_{J1} : Densidad del jugo de fruta [kg/m³].

ρ : Densidad de cada componente [kg/m³].

Tabla 2.7.- Coeficientes para estimar Densidad de los alimentos

Proteína	$\rho = 1,3299 \times 10^3 - 5,1840 \times 10^{-1} T$
Grasa	$\rho = 9,2559 \times 10^2 - 4,1757 \times 10^{-1} T$
Carbohidrato	$\rho = 1,5991 \times 10^3 - 3,1046 \times 10^{-1} T$
Fibra	$\rho = 1,3115 \times 10^3 - 3,6589 \times 10^{-1} T$
Ceniza	$\rho = 2,4238 \times 10^3 - 2,8063 \times 10^{-1} T$
Agua	$\rho = 9,9718 \times 10^2 + 3,1439 \times 10^{-3} - 3,7574 \times 10^{-3} T^2$
Hielo	$\rho = 9,1689 \times 10^2 - 1,3071 \times 10^{-1} T$

Fuente: Introduction to Food Engineering. Tabla A.2.9. Pág. 786.

Se reemplaza el valor de Temperatura de saturación, $T_{sat} = 55^\circ C$, en las ecuaciones mostradas en la Tabla 2.7. Se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 2.8, los cuales corresponden a la densidad de cada componente respectivamente.

Tabla 2.8.- Densidad correspondiente a cada componente a $T=55^\circ C$.

Coeficientes (kg/m^3)	
Proteínas	1301,388
lípidos	902,624
Carbohidratos	1582,025
Fibra	1291,376
Cenizas	2408,365
Agua	985,987

Fuente: Karen Colcha. 2016

Elaboración Propia.

Para obtener la densidad correspondiente al jugo de fruta, se reemplaza los valores obtenidos de la Tabla 2.8 y la Tabla 2.4 en la Ec.2.2. obteniéndose:

$$\rho_{J1} = 1055,583 \text{ kg/m}^3$$

2.3.3 Conductividad Térmica

El modelo que se presenta a continuación se usó para predecir la Conductividad Térmica basado en temperatura y composición del jugo de Maracuyá.

$$k_{J1} = \sum_{i=1}^n k_i Y_i \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde,

$$k_{J1}: \text{Conductividad Térmica del jugo de fruta} \left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right].$$

$$k_i: \text{Conductividad Térmica de cada componente} \left[\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right].$$

Y_i : Fracción Volumetrica de cada componente.

Tabla 2.9.- Coeficientes para estimar Conductividad Térmica de los alimentos

Proteína	$k = 1,7881 \times 10^{-1} + 1,1958 \times 10^{-3} T - 2,7178 \times 10^{-6} T^2$
Grasa	$k = 1,8071 \times 10^{-1} - 2,7604 \times 10^{-3} T - 1,7749 \times 10^{-7} T^2$
Carbohidrato	$k = 2,0141 \times 10^{-1} + 1,3874 \times 10^{-3} T - 4,3312 \times 10^{-6} T^2$
Fibra	$k = 1,8331 \times 10^{-1} + 1,2497 \times 10^{-3} T - 3,1683 \times 10^{-6} T^2$
Ceniza	$k = 3,2962 \times 10^{-1} + 1,4011 \times 10^{-3} T - 2,9069 \times 10^{-6} T^2$
Agua	$k = 5,7109 \times 10^{-1} + 1,7625 \times 10^{-3} T - 6,7036 \times 10^{-6} T^2$
Hielo	$k = 2,216 - 6,2489 \times 10^{-3} T + 1,0154 \times 10^{-4} T^2$

Fuente: Introduction to Food Engineering. Tabla A.2.9. Pág. 786.

Se reemplaza el valor de Temperatura de saturación, $T_{sat} = 55^\circ C$, en las ecuaciones mostradas en la Tabla 2.9 Se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 2.10, los cuales corresponden a la Conductividad Térmica de cada componente respectivamente.

Tabla 2.10.- Conductividad Térmica de cada componente a T=55°C.

Coeficientes ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)	
Proteínas	0,2364
lípidos	0,0284
Carbohidratos	0,2646
Fibra	0,2424
Cenizas	0,3979
Agua	0,6477

Fuente: Karen Colcha. 2016

Elaboración Propia.

La fracción volumétrica de cada componente se define como:

$$Y_i = \frac{X_i / \rho_i}{\sum_{i=1}^n X_i / \rho_i} \quad (Ec. 2.4)$$

Por consiguiente, se reemplazan valores en la Ec.2.4 y se obtienen los resultados para Y_i mostrados en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11.- Fracción Volumétrica para cada componente

	Densidad	X_i / ρ_i	Y_i
Proteínas	1301,3880	0,000006	0,006489
lípidos	902,6237	0,000007	0,007017
Carbohidratos	1582,0247	0,000095	0,100085
Fibra	1291,3761	0,000003	0,003270
Cenizas	2408,3654	0,000005	0,005260

Agua	985,9868	0,000832	0,877880
Suma		0,000947	

Fuente: Karen Colcha. 2016

Elaboración Propia.

Finalmente, para obtener la Conductividad Térmica correspondiente al jugo de fruta, se reemplaza los valores obtenidos de la Tabla 2.11 y la Tabla 2.4 en la Ec.2.3. obteniéndose:

$$k_{J1} = 0,5997 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

2.3.4 Viscosidad

Para el presente estudio, se desea conocer la viscosidad del jugo de fruta de maracuyá a la temperatura de saturación de $T_{sat} = T_{eva3} = 55^\circ C$ y a concentración de 20°Brix.

En la Tabla 2.12 se muestra la viscosidad en términos de temperatura y concentración de una solución sacarosa, la cual es la aproximación para modelar el jugo de fruta de maracuyá. Ya que éste contiene alrededor de 60% de sacarosa. La Tabla 2.12 se modificó al agregar la viscosidad del agua asumiendo cero solidos solubles, es decir 0°Brix a la temperatura de saturación especificada.

Tabla 2.12.- Viscosidad para solución sacarosa

T(°C)	0°Brix	35°Brix	45°Brix	55°Brix	65°Brix
	0	35	45	55	65
55	0,0005042	0,0019	0,0044	0,0057	0,0305

Fuente: Artículo científico: EFECTO DE LA TEMPERATURA Y CONCENTRACIÓN DE SÓLIDOS SOLUBLES EN LA VISCOSIDAD DE SOLUCIONES DE SACAROSA. Tabla 1. Pág.4.

Con los datos presentados, se realiza una Gráfica y se coloca la línea de tendencia que más se ajusta a los datos. Tal como se muestra a continuación en la Figura 2.4.

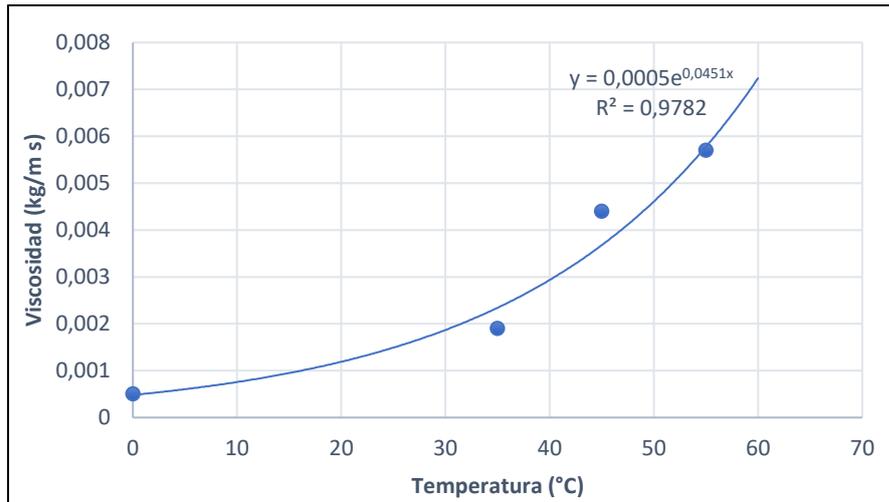


Figura 2.4.- Grafica de Viscosidad(kg/m-s) a 55°C vs Concentración (°Brix)

Fuente: Karen Colcha.2016.
Elaboración Propia.

De la Figura 2.4 se toma la ecuación de la curva de mayor ajuste, donde se evalúa y se obtiene lo siguiente:

$$y = 0,005e^{0,0451x}$$

$$y = 0,005e^{0,0451(20)}$$

$$v_{J1} = y = 0,001242 \left[\frac{kg}{m s} \right]$$

Finalmente, la viscosidad dinámica del jugo de fruta de Maracuyá, bajos las condiciones especificadas, tanto de temperatura como de concentración, es de

$$v_{J1} = 0,001242 \left[\frac{kg}{m s} \right].$$

2.4 Diseño Térmico del Evaporador

Los cálculos y procedimientos detallados a continuación, fueron ejecutados en el software EES, en donde se realizaron 2 programas, el primero consta de los cálculos con variables aproximadas y el segundo con los cálculos con las variables reales en cuanto a la transferencia de calor se refiere. El diseño aproximado son los cálculos correspondientes a la primera iteración necesarios para que EES disponga de datos de entrada para el diseño real, por lo que no son tomados como solución. Tener en cuenta que según el diagrama de flujo que describe la metodología de diseño, indica que la iteración se da a partir del pre diseño.

2.4.1 Análisis termodinámico

Balance de Masa

Se realiza Balance de masa para obtener el flujo de agua evaporada del jugo de fruta y el flujo de concentrado obtenido a una concentración de 20°Brix.

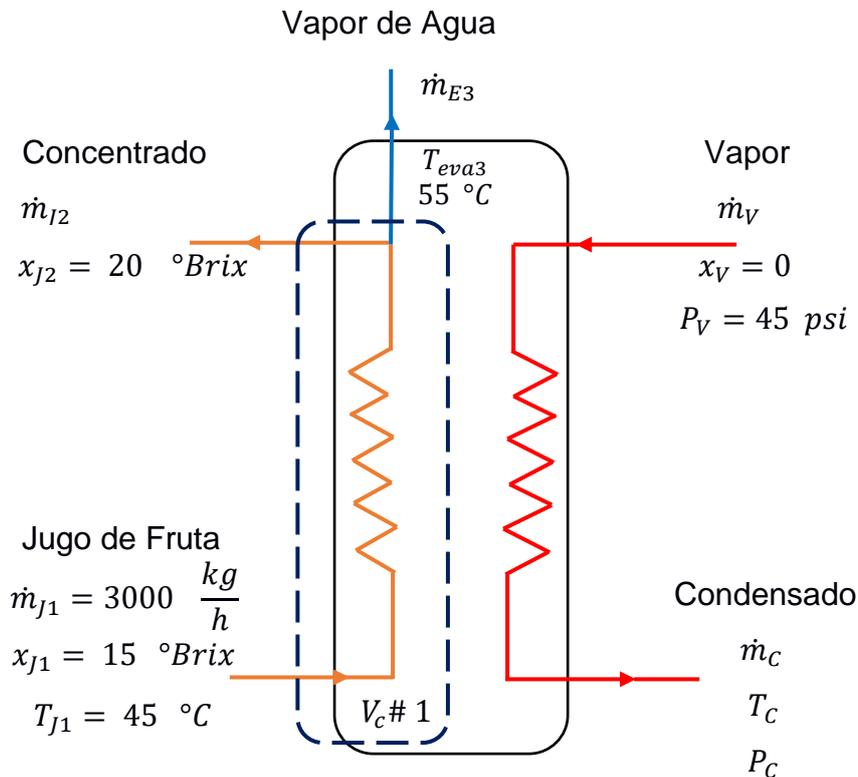


Figura 2.5 Esquema Termodinámico para Balance de Masa

Fuente: Karen Colcha - 2016. Elaboración Propia.

Según el volumen de control mostrado en la Figura 2.4, se tiene que:

$$\sum M_{Entra} = \sum M_{Salida}$$

$$\dot{m}_{J1} = \dot{m}_{J2} + \dot{m}_{E3} \quad (Ec. 2.5)$$

$$x_{J1} \dot{m}_{J1} = x_{J2} \dot{m}_{J2} + x_{E3} \dot{m}_{E3} \quad (Ec. 2.6)$$

Se asume que la cantidad de sólidos disueltos en el agua que se evapora es $x_{E3} = 0$. Por lo tanto, se obtiene el flujo de agua que se evapora del jugo de fruta.

$$\dot{m}_{J2} = \frac{x_{J1} \dot{m}_{J1}}{x_{J2}} \quad (Ec. 2.7)$$

$$\dot{m}_{J2} = 0,625 \text{ kg/s}$$

Del mismo balance de masa se obtiene el flujo de agua evaporada del jugo de fruta, el mismo que es necesario para los cálculos a continuación.

$$\dot{m}_{E3} = \dot{m}_{J1} - \dot{m}_{J2} \quad (Ec. 2.8)$$

$$\dot{m}_{E3} = 0,2083 \text{ kg/s}$$

Balance de Energía

Se realiza Balance de Energía para obtener flujo de vapor necesario para evaporar la cantidad de agua del jugo de fruta de maracuyá y obtener una concentración final de 20°Brix.

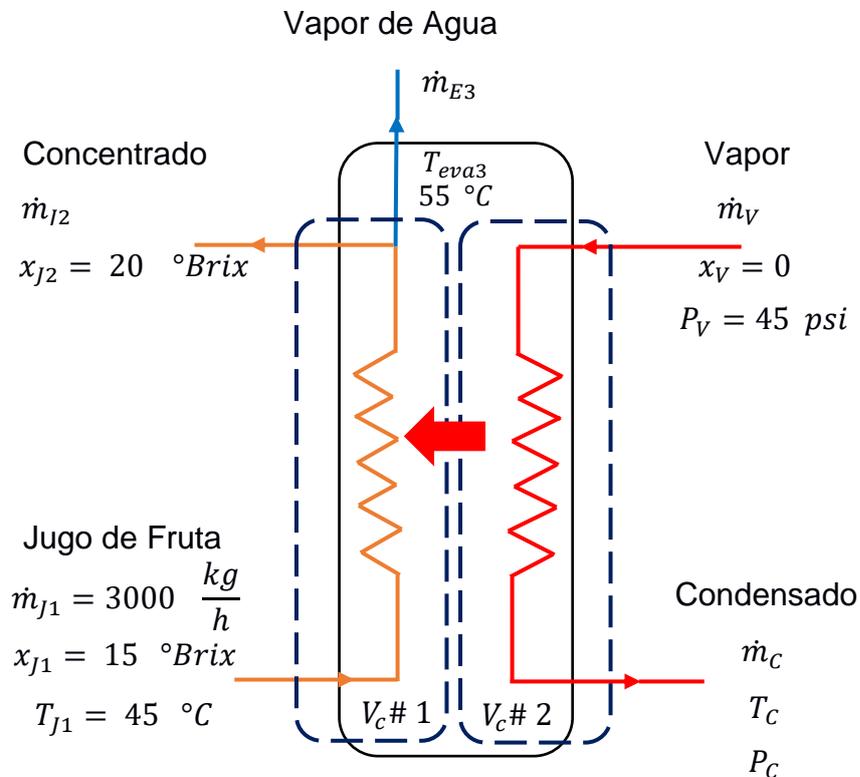


Figura 2.6 Esquema Termodinámico para Balance de Energía

Fuente: Karen Colcha - 2016. Elaboración Propia.

En la Figura 2.6 se muestra el esquema termodinámico con la identificación de los volúmenes de control con los cuales se realiza el análisis.

El volumen de control 1 permite analizar el calor que gana el jugo de fruta, el mismo que se divide en dos. El calor sensible que gana al elevar su temperatura hasta la temperatura de evaporación, y el calor latente durante el cambio de fase.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{s,J} &= \dot{m}_{J1}Cp_{J1}(T_{eva,3} - T_{J,1}) \\ \dot{Q}_{L,J} &= \dot{m}_{E3}h_{fg3} \\ \dot{Q}_J &= \dot{m}_{J1}Cp_{J1}(T_{eva,3} - T_{J,1}) + \dot{m}_{E3}h_{fg3} \quad (Ec. 2.9)\end{aligned}$$

Las propiedades termo físicas del jugo de Fruta de Maracuyá fueron obtenidas en la Sección 2.3. El calor de latente de vaporización del agua retirada del jugo de fruta fue evaluado a $T_{sat} = T_{eva3} = 55^\circ C$.

El volumen de control 2 permite analizar el calor que pierde el vapor, el cual cambia de fase a temperatura constante.

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v h_{fg} \quad (Ec. 2.10)$$

Se realiza el Balance de energía, el cual indica que el jugo de fruta gana la energía térmica que cede el vapor durante su cambio de fase. Elevando su temperatura y evaporando la cantidad de agua necesaria para obtener la concentración final deseada. De esta forma se obtiene el flujo de vapor necesario.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{Q}_v = \dot{Q}_J \\ \dot{m}_v h_{fg} &= \dot{m}_{J1}Cp_{J1}(T_{eva,3} - T_{J,1}) + \dot{m}_{E3}h_{E3} \quad (Ec. 2.11) \\ \dot{m}_v &= \frac{(\dot{m}_{J1}Cp_{J1}(T_{eva,3} - T_{J,1}) + \dot{m}_{E3}h_{E3})}{h_{fg}} \\ \dot{m}_v &= \frac{(0,8333)(3,72)(55 - 45) + (0,2083)(2370)}{(2172)} \\ \dot{m}_v &= 0,2463 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Se calcula la carga térmica en kW, es decir la cantidad de vapor que se debe generar a una presión de 45 psi, para llevar a cabo la concentración final del jugo de fruta de maracuyá.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_v h_{fg} \quad (Ec. 2.12) \\ \dot{Q} &= 524,8 \text{ kW}\end{aligned}$$

2.4.2 Pre - Diseño

Área Aproximada de Transferencia de Calor

Para obtener una idea del tamaño del intercambiador de calor se procede a realizar un Pre-Diseño. El mismo que consiste en seleccionar un coeficiente global de transferencia de calor de acuerdo a la aplicación con la cual se trabajará. En la Figura 2.7 se muestran coeficientes de transferencia de calor típicos para varios evaporadores.

Se trabajará con el valor medio del rango dado para evaporadores verticales de tubos largos de circulación natural, es decir $2500 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Type of Evaporator	Overall U	
	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$	$\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
Short-tube vertical, natural circulation	1100–2800	200–500
Horizontal-tube, natural circulation	1100–2800	200–500
Long-tube vertical, natural circulation	1100–4000	200–700
Long-tube vertical, forced circulation	2300–11 000	400–2000
Agitated film	680–2300	120–400

Figura 2.7.- Coeficientes de Transferencia de Calor típico para Evaporadores

Fuente: Transport Processes and Unit Operations - Tabla 8.3.1 Pág. 496.

Se define a la capacidad térmica del intercambiador de calor como sigue:

$$\dot{Q} = U_{o_{aprox}} A_{aprox,o} \Delta T_{LM} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Donde:

$U_{o_{aprox}}$: Coeficiente global de transferencia de calor aproximado [$\text{W/m}^2 \text{ K}$]

$A_{aprox,o}$: Área de transferencia de calor externa aproximado [m^2]

ΔT_{LM} : Temperatura media logarítmica [K]

Se selecciona $U_{o_{aprox}} = 2500 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Para el cálculo de la temperatura media logarítmica se debe tener en cuenta que un Evaporador de película descendente es de un solo paso, por lo tanto, se

considera un intercambiador de calor en contraflujo, sin factor de corrección ya que no incluye efectos de cambio de flujo de paralelo a contraflujo o viceversa. Ver Figura 2.8.

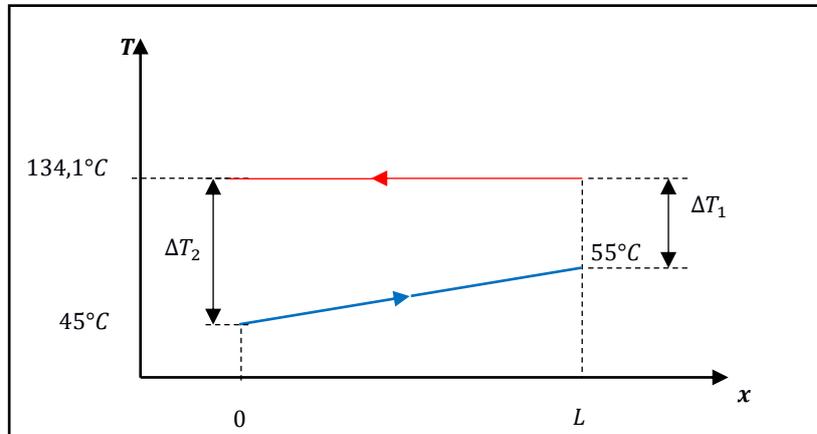


Figura 2.8.- Diagrama Termodinámico de Temperatura

Fuente: Karen Colcha - 2016.

Elaboración Propia.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (Ec. 2.14)$$

$$\Delta T_1 = (T_v - T_{j1})$$

$$\Delta T_2 = (T_v - T_{j2})$$

Se reemplaza y se obtiene que:

$$\Delta T_{LM} = 94,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se despeja $A_{aprox,0}$ de la Ec.2.13 y se obtiene:

$$A_{aprox,0} = 2,21 \text{ m}^2$$

Diseño de Forma

Con el valor obtenido de área de transferencia de calor aproximado, se realiza el diseño de forma del Evaporador. Esto implica asignar parámetros dimensionales

preliminares, de tal manera que el equipo pueda ser analizado térmicamente. En base al área de transferencia de calor aproximada obtenida se asigna ciertos valores hipotéticos que son datos para la primera iteración.

$$A_{aprox,o} = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad (Ec. 2.15)$$

Donde:

$D_o =$ *Diámetro externo del tubo [m]*

$L =$ *Longitud del tubo [m]*

$N_t =$ *Número de tubos*

En base al área aproximada se asigna:

Diámetro de tubos: Diámetro de tubo de 1" con referencia a la Figura 2.9. $D_o = 0,0254$ m. $D_i = 0,0224$ m.

Dimensiones		Propiedades		
Ø		Espesor (e)	Peso	Área Sección
Pulg	mm	mm	Kg/m	Pulg2
1"	25.40	1.2	0.7235	0.1414
1"	25.40	1.5	0.8391	0.1745
1"	24.40	2	1.1659	0.2278
1 1/4"	31.75	1.2	0.9148	0.1785
1 1/4"	31.75	1.5	1.1323	0.2209
1 1/2"	38.10	1.2	1.1031	0.2156
1 1/2"	38.10	1.5	1.3677	0.2673
2"	50.80	1.2	1.4828	0.2898
2"	50.80	1.5	1.8423	0.3600
2"	50.80	2	2.4315	0.4752

Figura 2.9.- Dimensiones de Tuberías.

Fuente: Sitio Web DIPAC Productos de Acero. Inoxidable-Tubo Redondo.

Número de tubos: Se asigna la cantidad de 20 tubos inicialmente, lo cual se toma como referencia a un evaporador existente.

Longitud del tubo: Este parámetro será aquel que se obtendrá en función de los valores asignados previamente.

Se reemplaza los datos pertinentes en la Ec.2.15 se obtiene una longitud de:

$$L = 1,391 \text{ m}$$

Diámetro de la Coraza

El diámetro de la Coraza de un intercambiador de calor se define como:

$$D_{s,aprox} = 0.637 \sqrt{\frac{C_L}{C_{TP}}} \left[\frac{A_{aprox,0}(P_T)^2 D_o}{L} \right]^{1/2} \quad (Ec. 2.16)$$

Donde,

$D_{s,aprox}$: Diámetro de la coraza aproximado [m].

C_L : Constante en función del arreglo de tubos.

C_{TP} : Constante en función de la cantidad de pasos de tubos.

D_o = Diametro externo del tubo [m].

L = Longitud del tubo [m].

P_T = Variable adimensional conocida como paso transversal.

Para el dimensionamiento preliminar del diámetro de la Coraza es necesario definir las siguientes variables de diseño:

Arreglo de tubos: Se selecciona arreglo triangular con ángulo interno de 30°, debido a que permite la disposición de los tubos de manera que se reduzca espacio. Para el caso del arreglo de tubos seleccionado la constante $C_L = 0.87$. Ver Figura 2.10.

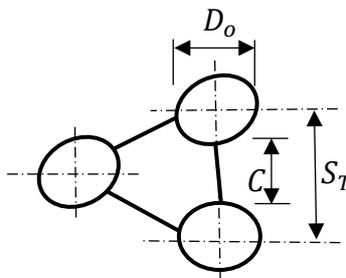


Figura 2.10.- Arreglo de Tubos Triangular a 30°

Fuente: Karen Colcha, 2016.

Elaboración Propia.

Separación entre Tubos (C): Se define la separación entre tubos de 10 mm.

Pasos: El Diseño corresponde a un evaporador de Película Descendente y por lo tanto de un solo paso. Por consiguiente, la constante $C_{TP} = 0.93$.

Paso Transversal: Se define como la razón entre la distancia entre centros de tubos (S_T) y el diámetro externo de tubos (D_o).

$$P_T = \frac{S_T}{D_o} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

$$P_T = \frac{0,0354}{0,0254} = 1,394$$

Se reemplaza valores en la Ec.2.16 se obtiene el diámetro de la coraza aproximado:

$$D_{s,aprox} = 0,1729 \text{ m}$$

Los resultados presentados en el Diseño de Forma, entregan a EES datos de entrada, lo cual permite la iteración del programa.

2.4.3 Análisis de Transferencia de Calor

El objetivo del análisis de transferencia de calor, es calcular el Coeficiente Global de Transferencia de Calor, con el cual se logre definir un área superficial real y dimensionar el Evaporador finalmente. Se dividirá el estudio en dos partes, el análisis de transferencia de calor por el lado de la coraza y por el lado de los tubos respectivamente.

Los resultados presentados a continuación son los resultados obtenidos al final de la iteración, ya que son estos los que involucran un área real de transferencia de calor y por lo tanto resultados reales de transferencia de calor. Tener en cuenta que EES nos permite realizar un proceso cíclico hasta converger en la solución.

2.4.3.1 Análisis por el Lado de la Coraza

A continuación se presentará el procedimiento para hallar el coeficiente de transferencia de calor generado por la condensación que se provoca en el lado de la coraza, una vez que el vapor cede su energía.

El modelo de condensación de película sobre una placa plana vertical se utilizará para el análisis. Ver Figura 2.11.

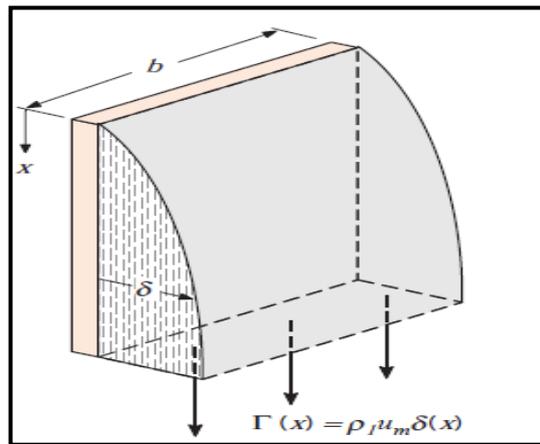


Figura 2.11.- Condensación de Película en una Placa Plana Vertical

Fuente: Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Fig. 10.12. Pág. 645.

Supuestos:

- El espesor de la película de Condensado es mucho menor al radio del Tubo. ($\delta_L \ll R_o$)
- No hay gases no condensables en el vapor.

Un indicador de las condiciones del flujo es el número de Reynolds. Si $Re_\delta \leq 30$, la película es laminar. Mientras incrementa el número de Reynolds empieza la zona de transición y a $Re_\delta \approx 1800$ la transición de laminar a turbulento se completa.

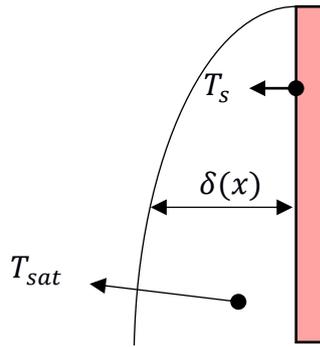


Figura 2.12.- Esquema de Placa Plana Vertical

Fuente: Karen Colcha. 2016.

Elaboración Propia.

Para el cálculo del número de Reynolds es necesario conocer el espesor de la película que existe en el fondo de la superficie de condensación es decir $x = L$. Debido a que inicialmente no se conoce δ , se utilizará el parámetro adimensional P para decidir que correlación usar.

Siendo P,

$$P = \frac{k_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} \left(\frac{\mu_l}{\rho_l} \right)^2 / g)^{1/3}} \quad (Ec. 2.18)$$

Donde,

k_l : Conductividad Térmica del liquido

T_{sat} : Temperatura de Saturación

T_s : Temperatura superficial [°C].

μ_l : Viscosidad del liquido [kg/m · s].

h'_{fg} : Calor latente de vaporización modificado [kJ/kg · K].

ν_l : Viscosidad cinemática del líquido [m²/s].

Todas las propiedades del líquido son evaluadas a T_{film} , excepto h'_{fg} y ρ_g la cual es evaluada a T_{sat} . Debido a que aún no se conoce la temperatura superficial externa se da un valor inicial aproximado $T_s = T_{s0} = 115^\circ\text{C}$. Con el cual se corre la primera iteración. Cuando se efectuó el cálculo según la sección 2.3.4.2, se toma el valor de T_{s0} actual obtenido. El valor final de $T_{s0} = 130,5^\circ\text{C}$ se utilizará

para el análisis de transferencia de calor por el lado de la coraza. La temperatura de saturación fue evaluada a la presión absoluta de operación es decir 59,7 psi.

$$T_{film} = \frac{T_{sat} - T_s}{2} = \frac{(144,7 - 130,5)}{2} = 125,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat} = 144,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A continuación se resumen en la Tabla 2.13 las propiedades evaluadas a la temperatura correspondiente.

Tabla 2.13.- Propiedades del flujo por el lado de la coraza

k_l	0,6696 [W/m · s]
μ_l	0,0002003 [kg/m · s]
ρ_l	928,3 [kg/m ³]
Cp_l	4,283 [kJ/kg · K]
h_f	609.4 [kJ/kg · K]
h_g	2740 [kJ/kg · K]
h_{fg}	2130 [kJ/kg · K]
P_{rf}	1,281

Fuente: Karen Colcha - 2016.

Elaboración Propia.

El calor Latente de vaporización modificado se define según la siguiente ecuación:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 \cdot Cp_l(T_{sat} - T_s) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Donde,

Cp_l : Calor específico del líquido

h_{fg} : Calor latente de vaporización

$$h'_{fg} = 2130 + 0,68 \cdot 4,284(144,7 - 130,5)$$

$$h'_{fg} = 2370 \text{ kJ/kg}$$

Se reemplaza valores obtenidos en la Ec.2.18, se tiene que $P = 2847$. Lo que indica según la Tabla 2.14 que la Ec.2.22 aplica.

Tabla 2.14.- Número de Nusselt promedio en términos de P

$\overline{Nu}_L = 0,943P^{-1/4}$	$P \leq 15,8$ (Ec. 2.20)
$\overline{Nu}_L = \frac{1}{P}(0,68P + 0,89)^{0,82}$	$15,8 \leq P \leq 2530$ (Ec. 2.21)
$\overline{Nu}_L = \frac{1}{P}(0,024P - 53)Pr_l^{1/2} + 89)^{4/3}$	$P \geq 2530, Pr_l \geq 1$ (Ec. 2.22)

Fuente: Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Ec. 10.43,10.44,10.45. Pág. 681.

Haciendo uso de la ecuación se tiene que

$$\overline{Nu}_L = \frac{1}{2847} (0,024(2847)(1,281)^{1/2} + 89)^{4/3}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,177$$

Existe una expresión para el Número de Nusselt Promedio modificado el cual relaciona al coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_L \left(\left(\frac{\mu_l}{\rho_l} \right)^2 / g \right)^{1/3}}{k_l} \quad (Ec. 2.23)$$

Se iguala la Ec.2.22 y la Ec.2.23, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor asociado con condensación a lo largo de toda la placa (\overline{h}_L).

$$h_o = \overline{h}_L = 7049 \frac{W}{m^2 K}$$

Para corroborar el primer supuesto, se calcula el espesor de la película el cual debe ser mucho menor al radio externo del Tubo. La longitud de los tubos se presenta al final de esta sección al reemplazar el área real en la Ec.2.25.

$$\delta_L = \left[\frac{4k_l\mu_l(T_{sat} - T_s)L}{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (Ec. 2.24)$$

$$\delta_L = \left[\frac{4(0,6696)(0,002003)(144,7 - 130,5)(2,198)}{9,8(928,3)(929,3 - 2,221)(2,130 \times 10^{-6})} \right]^{1/4}$$

$$\delta_L = 0,0001738 \text{ m}$$

$$R_o = \frac{D_o}{2} = \frac{0,02540}{2} = 0,0127 \text{ m}$$

$$\therefore \delta_L \ll R_o$$

Finalmente se calcula el Número de Reynolds Externo con la siguiente ecuación.

$$R_{eL} = 4P \overline{Nu}_L \quad (Ec. 2.25)$$

$$R_{eo} = R_{eL} = 2016$$

2.4.3.2 Cálculo de Temperaturas Superficiales

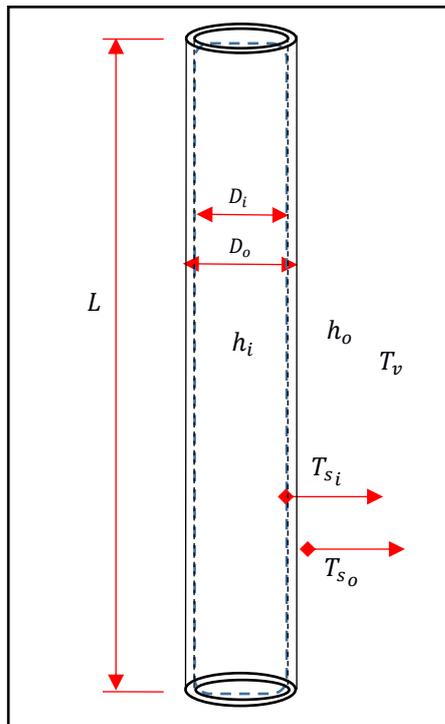


Figura 2.13.- Esquema de un Tubo del Evaporador.

Fuente: Karen Colcha - 2016.

Elaboración Propia.

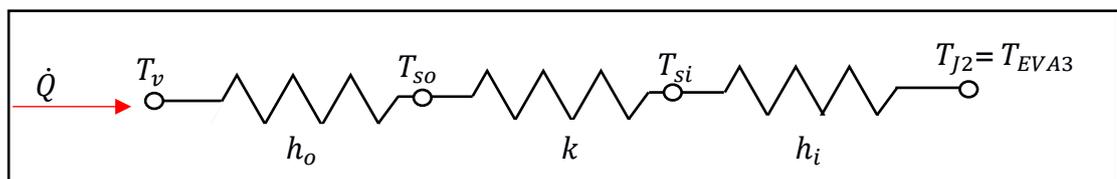


Figura 2.14.- Circuito Equivalente Térmico

Fuente: Karen Colcha - 2016.

Elaboración Propia.

Para el cálculo de las temperaturas superficiales internas y externas se define la geometría sobre la cual se da la transferencia, en este caso sobre una superficie cilíndrica, Figura 2.13. Con ayuda del Circuito Equivalente Térmico mostrado en la Figura 2.14, se obtiene lo siguiente.

La Ec.2.26 define al calor asociado al coeficiente de transferencia de calor de condensación de película

$$\dot{Q} = h_o A_{aprox,o} (T_v - T_{so}) \quad (Ec. 2.26)$$

La Ec.2.27 define al calor asociado al coeficiente de transferencia de calor del material del Tubo (Acero Inoxidable AISI304), donde $k_{inox} = 16,58 \frac{W}{m \cdot C}$ es la conductividad térmica del material evaluada a la temperatura superficial promedio $\bar{T}_s = (T_{si} + T_{so})/2$. Inicialmente se toma el valor de $T_{so} = 115^\circ C$ para luego reemplazarlo por el obtenido finalmente $T_{so} = 130,5^\circ C$.

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot N_t k_{inox}}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} (T_{so} - T_{si}) \quad (Ec. 2.27)$$

Debido a que la carga Térmica \dot{Q} , se conoce a partir del resultado en la sección Balance de Energía por la Ec.2.12 y el coeficiente de transferencia de calor h_o previamente calculado. Se reemplaza los valores en la Ec.2.26 y se obtiene la Temperatura superficial externa. Tal como se explicó este valor será reemplazado en los cálculos descritos en la sección 2.3.4.1.

$$T_{so} = 130,5 \text{ }^\circ C$$

Una vez obtenida la temperatura anterior, se procede a calcular mediante la Ec.2.27 la Temperatura superficial interna.

$$T_{si} = 120,9 \text{ }^\circ C$$

2.4.3.3 Análisis por el Lado de los tubos

Supuestos

- Flujo descende por una placa plana vertical
- La densidad del flujo en estado líquido es mucho mayor que la densidad del flujo en estado gaseoso.
- Propiedades Constantes a lo largo de la placa.

La transferencia de calor para evaporación de películas en estado líquido presenta correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor dependiendo del comportamiento del flujo, es decir ya sea laminar, en transición o turbulento. Por lo tanto, se desea calcular el número de Reynolds.

Según supuestos, el flujo másico está relacionado al espesor de la película de jugo que se forma sobre el cilindro desarrollado o placa plana tal como se muestra a continuación.

$$\Gamma = \frac{\rho_{J1} g \delta_{J1}^3}{3 \cdot v_{J1}} \quad (Ec. 2.28)$$

El espesor de la película de jugo de fruta que se formará dentro de los tubos se fija de acuerdo a las medidas estimadas presentadas en el Artículo científico “Heat Transfer to Evaporating Liquid Films” en la Tabla 1. Se toman los siguientes datos mostrados en la Tabla 2.16, de los cuales se estima un valor promedio para la película.

Tabla 2.15.- Espesores de Película

Presión de saturación	Espesor de Película mínimo (mils)	Espesor de Película máximo (mils)
1,51 in Hg	12	32
4,65 in Hg/15,75 kPa	11,37	33,88
6,52 in Hg	11	35

Fuente: Journal of Heat Transfer: “Heat Transfer to Evaporating Liquid Films”. Tabla 1.

Una vez obtenidos los espesores mínimos y máximos para la condición de saturación de 15,75 kPa, se obtiene que el espesor promedio con el cual se trabajará será de 22,63 mils equivalente a $\delta_{J1} = 0,5748$ mm. En la Tabla 2.15 se resumen las propiedades del jugo de fruta.

Tabla 2.16.- Propiedades del Jugo de Fruta de Maracuyá a 55°C

k_{J1}	0,5997 [W/m · s]
μ_{J1}	0,001242 [kg/m · s]
ρ_{J1}	1055,58 [kg/m ³]
Cp_{J1}	3,731 [kJ/kg · K]

h_f	230,2 [kJ/kg · K]
h_g	2600 [kJ/kg · K]
h_{fg3}	2370 [kJ/kg · K]

Fuente: Karen Colcha - 2016.

Elaboración Propia.

Una vez que se obtuvo el espesor de la película, se procede a calcular el flujo másico según la Ec.2.28.

$$\Gamma = \frac{(1055,58)(9,8)(0,0005748)^3}{3 \cdot (1,177 \times 10^{-6})}$$

$$\Gamma = 0,5566 \frac{kg}{m \cdot s}$$

El flujo másico obtenido es de utilidad para conocer el Número de Reynolds. Se utiliza la Ec.2.29 y se tiene que:

$$Re_{e,i} = \frac{4\Gamma}{\mu_{j1}} \quad (Ec. 2.29)$$

$$Re_{e,i} = \frac{4(0,5566)}{(0,001242)}$$

$$Re_{e,i} = 1792$$

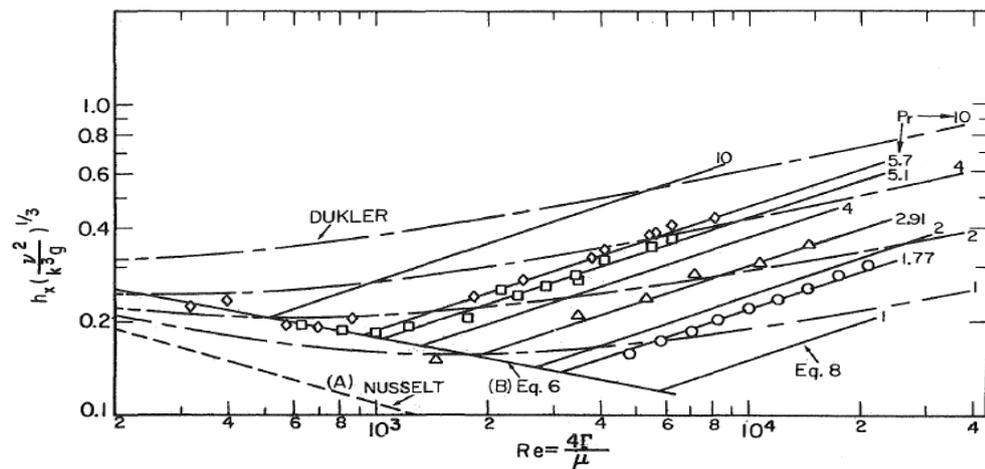


Figura 2.15.- Coeficientes de transferencia de calor en función del Número de Reynolds

Fuente: Journal of Heat Transfer- Heat Transfer to Evaporating Liquid Films. Fig.1. Pag 2.

Según la Figura 2.15 existen dos correlaciones que aplican según el Número de Reynolds calculado. Sin embargo, se utilizará la curva B la cual involucra una correlación que predice mejor los resultados según el artículo.

En el experimento de evaporación considerado en el Artículo Heat Transfer to Evaporating Liquid Films, la evaporación es pequeña en comparación al flujo, por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor es esencialmente constante a lo largo de la placa. El coeficiente de transferencia de calor se lo define como:

$$h_i = 0,606 \left(\frac{k_{J1}^3 g}{\nu_{J1}^2} \right)^{1/3} \left(\frac{\Gamma}{\mu_{J1}} \right)^{-0,22} \quad (Ec. 2.30)$$

$$h_i = 0,606 \left(\frac{(0,5997)^3 (9,8)}{(1,177 \times 10^{-6})^2} \right)^{1/3} \left(\frac{0,5566}{0,001242} \right)^{-0,22}$$

$$h_i = 1821 \frac{W}{m^2 K}$$

2.4.3.4 Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor fue necesario obtener los coeficientes de transferencia de calor tanto del lado de la coraza como del lado de los tubos. Además, es necesario incluir resistencia por ensuciamiento (R_f) ya que es recomendable diseñar el equipo considerando las condiciones de operación reales.

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{D_i} \cdot R_{fi} + \frac{D_o}{2} \cdot \frac{\ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right]}{k_{inox}} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (Ec. 2.31)$$

Las resistencias por fouling o ensuciamiento dependen del fluido y temperaturas de operación. La resistencia por el lado de coraza fue tomada para el caso de ciclo cerrado, condensación de la Figura 2.16. Mientras que la resistencia por el lado de los tubos no se considera.

Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		R _t (m ² · K/W)	
	50°C		115 to 205°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
Temperature of Water				
Water Velocity (m/s)				
Seawater	0.00088	0.00088	0.000176	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Condensate	0.00088	0.00088	0.00088	0.00088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.00088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

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

Figura 2.16.- Resistencias por ensuciamiento para el agua

Fuente: Tubular Exchanger Manufacturers Association. 1998.

Se reemplaza valores obtenidos en la Ec.2.31.

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,0254}{0,0224} \cdot \frac{1}{1821} + \frac{0,0254}{0,0224} \cdot 0 + \frac{0,0254}{2} \cdot \frac{\ln \left[\frac{0,0254}{0,0224} \right]}{16,58} + 0,00088 + \frac{1}{7049}}$$

$$U_o = 1054 \frac{W}{m^2 K}$$

2.4.3.5 Cálculo del Área Real de Transferencia de Calor

$F_c = 1$ como se explicó en la sección 2.3.3. Se reemplaza los valores correspondientes en la Ec.2.32 y se obtiene el Área real de transferencia de calor del evaporador, la misma que permitirá dimensionar finalmente al evaporador.

$$\dot{Q} = U_o A_{real} F_c \Delta T_{LM} \quad (Ec. 2.32)$$

$$A_{real} = \frac{\dot{Q}}{U_o \Delta T_{LM}}$$

$$A_{real} = \frac{524,8}{(1054)(94,59)}$$

$$A_{real} = 5,262 \text{ m}^2$$

Como se dijo al principio de este capítulo, los cálculos presentados son pertenecientes a la primera iteración. El procedimiento siguiente, consiste en variar el número de tubos, diámetro u cualquier otro factor de forma que se crea necesario. En este caso se varió número de tubos a colocando un valor de $N_t = 30$. Recalcular cuantas veces sea necesario hasta que el diseñador encuentre los nuevos valores de Coeficientes global de transferencia de calor, longitud de tubos, diámetro de la coraza, entre otros, apropiados. Ver en Anexos, el programa que se realizó en EES.

Debido a que la iteración comienza en el diseño de forma según la metodología de diseño establecida. La ecuación presentada en el Pre-Diseño (Ec. 2.15), es reemplazada por el área real obtenida y se obtiene las dimensiones finales del Evaporador de Película Descendente. Como se muestra a continuacion.

$$A_{aprox,o} = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad (Ec. 2.15)$$

$$A_{real} = 5,262 = \pi \cdot (25,4) \cdot L \cdot (30)$$

$$L = 2,20 \text{ m}$$

Debido a que los tubos comerciales se venden en longitud de 6 m, se colocarán tubos de largo de 3 m para evitar pérdidas por exceso de materiales.

2.5 Diseño Mecánico del Evaporador

En esta sección se presenta el cálculo de espesores mínimos de los elementos del evaporador: Coraza, Tapas, espejo, deflectores y boquillas. Los cálculos se basan en el Código ASME Sección VIII División I, norma TEMA y Manual de Recipientes a presión de Megyesey.

Para el diseño se consideró lo siguiente:

Presión de diseño

La presión de diseño para los diferentes elementos mecánicos varía de acuerdo a las consideraciones del diseñador. Lo cual se especificará en cada sección respectivamente.

Materiales

Todos los elementos mecánicos del Evaporador serán construidos con Acero Inoxidable AISI-304. De la Figura 2.18, se seleccionó el esfuerzo permitido para la temperatura de diseño de 55°C.

MATERIAL	TEMPERATURA (°F)			
	-20 a 500	700	900	1000
ASTM-A36	16.600	15.600	-	-
ASTM-A283 C	15.700	-	-	-
ASTM-A285 C	15.700	14.300	5.900	-
ASTM-A516 Gr. 70	20.000	18.100	6.700	2.500
MATERIAL	-20 a 200	300	600	1000
AISI-304	20.000	18.900	16.600	10.100
AISI-316	20.000	20.000	17.000	11.100

Figura 2.17.- Esfuerzo Permitido del Material según Temperatura de Diseño. (psi)

Fuente: Código ASME, Sección VII, División I. Subsección UCS. Tabla UCS-23.

Eficiencia de Junta soldada

Para todos los elementos se consideró una eficiencia de junta $E=1$, con excepción del diseño de la coraza que se consideró $E=0,6$. En cada sección se justifica este valor.

En la Tabla 2.17 siguiente se resumen los valores de los parámetros antes mencionados.

Tabla 2.17.- Parámetros para el Diseño Mecánico

Datos	Variable	Magnitud	Unidades
Esfuerzo permisible AISI 304	S	20000	psi
Esfuerzo permisible AISI 304	S	137895,2	kPa
Diámetro aproximado de la coraza	D	0,264	m
Temperatura de Diseño	T	55	°C
Eficiencia de la junta (Coraza)	E	0,6	
Eficiencia de la junta (Domo)	E	1	

Fuente: Karen Colcha. 2016.

Elaboración Propia.

2.5.1 Diseño de Coraza

Para el cálculo y selección de las dimensiones del Cascaron Cilíndrico, se procedió a utilizar la Ec.2.33 que permite obtener el espesor mínimo. Involucrando al esfuerzo máximo al que es sometido, es decir el esfuerzo en la costura longitudinal. Se realiza el diseño por presión interna de acuerdo a lo dictado por la norma ASME.

$$t_{c,min} = \frac{P_c R_c}{S_c E - 0,6P_c} \quad (Ec. 2.33)$$

Donde,

P_c : Presión de diseño o Presión de trabajo máxima permitida [kPa].

P_o : Presion de operación [kPa].

R_c : Radio interior de la coraza [m].

S_c : Esfuerzo permisible de la coraza[kPa].

E : Eficiencia de la Junta.

A pesar de que la presión de operación de la coraza es de 45 psi, la presión de diseño será de 100 psi, ya que puede haber la posibilidad de que al sistema le llegue tanta presión como la que se genera a la salida de caldera por daños de válvulas u otro factor.

La Eficiencia de la junta que se especifica es $E=0,6$, siendo el peor caso de soldadura entre los tipos A, B Y C, que se encontró en el cilindro, con grado de examen radiográfico no examinada tipo 3. Obtenido de la norma UW 12. Ver Figura 2.19.

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

Figura 2.18.- Eficiencia de la junta (E)

Fuente: Código ASME, Sección VII, División I. 2008.

Se reemplaza los valores correspondientes en la Ec.2.33 Y se obtiene el espesor mínimo de la coraza.

$$t_{c,min} = 1 \text{ mm}$$

Debido a que no existen planchas de acero AISI 304 de tal espesor, se utilizará una plancha comercial de 4 mm ó tubo de 10" cédula 10.

2.5.2 Diseño de Tapas

Para el cálculo y selección de las dimensiones del Domo Toriéférico, se procedió a realizar diferentes combinaciones con matrices disponibles en un taller mecánico del país para su construcción, tanto para el radio de la corona como para el radio de bombeado.

Para el diseño de los Domo Toriesféricos se considera la presión externa que actúa sobre los domos, es decir $P_t = 100,13 - 15,75 = 84,38 \text{ kPa}$. Los pasos desarrollados a continuación hacen referencia al Manual de Recipientes a Presión de Megyesey.

El espesor requerido será el mayor de los siguientes espesores:

- El espesor calculado por la Ec.2.34 dada para cálculos por presión interna usando una presión de diseño de 1.67 veces la presión externa y una eficiencia de junta de E=1.00.
- El espesor comprobado por la Ec.2.40 En la cual Ro=0.9Do y B determinada como para tapas esféricas.

Calculo del espesor mínimo dada por las fórmulas para presión interna.

$$t_{p,min} = \frac{P_p L_p M}{2S_p E - 0,2P_p} \quad (Ec. 2.34)$$

Donde,

P_p : Presión de diseño [kPa].

L_p : Radio interior del Casquete o tapa [m]

M : Factor adimensional M para domos Tori esféricos. Ver Figura 2.20.

VALORES DEL FACTOR "M"																	
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 $\frac{2}{3}$	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	
* LA MAXIMA RAZON PERMITIDA ES: $L = D + 2t$ (véase la nota 2 de la página opuesta)																	

Figura 2.19.- Factor adimensional M para Domos Tori esféricos.

Fuente: Código ASME, Sección VII, División I. 2008.

Para obtener el espesor de los domos se consideró lo siguiente:

Se tomó la efectividad de la junta para los domos, las cuales son de tipo A y D, de grado de examen radiográfico completo, con E=1.

Se analiza tres domos Toriésféricos con diferentes valores de M, considerando que las matrices disponibles para hacer el reborde (knuckle radius) son de R45 y R50 mm. Por otro lado, las matrices disponibles para hacer el “bombeado” (Crown radius) son de R260, R270 y R300 mm.

La selección de las matrices para la construcción del domo Toriésférico estarían en función según nuestras consideraciones de diseño del espesor de la plancha a usar para el cilindro. Debido a que se seleccionó una plancha de 4 mm para el cascarón cilíndrico, se selecciona la combinación de matrices que arroja el mismo espesor o el más cercano. Otro factor importante a tomar en cuenta será el desarrollo del domo en el plano, lo cual implica menos costos en cuanto a material se refiere.

En la Tabla 2.18 y Tabla 2.19 se muestra los diferentes espesores mínimos obtenidos de acuerdo a la forma del Domo. Se subraya dos filas de ambas tablas las cuales son las posibles soluciones. Con las dimensiones respectivas, se procede a calcular el desarrollo en el plano del domo Toriésférico, aquella que utilice menor material será la mejor alternativa.

Tabla 2.18.-Espesor mínimo del Domo para matriz de rebordeado de 45 mm.

L_p	r	L_p/r	M	$t_{p,min}$
Radio (Crown) (m)	Radio (Nuckle)(m)	Rc/Rn	M	Espesor del domo (m)
0,26	45	5,78	1,35	1,2
0,27	45	6,00	1,36	1,3
0,30	45	6,67	1,4	1,5

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Tabla 2.19.- Espesor mínimo del Domo para matriz de rebordeado de 50 mm.

L_p	r	L_p/r	M	$t_{p,min}$
Radio (Crown) (m)	Radio (Nuckle)(m)	Rc/Rn	M	Espesor del domo (m)
0,26	50	5,20	1,32	1,2
0,27	50	5,40	1,34	1,3
0,30	50	6,00	1,36	1,4

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Tabla 2.21.- Datos para el cálculo de la longitud desarrollada del Domo caso # 2

Datos		
L_p	300	mm
r	50	mm
a	82,335	mm
D	264,67	mm
α	19,229	°
β	70,771	°

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Para conocer la longitud desarrollada de la placa plana o diámetro del Domo Toriésférico, se utiliza la Ec.2.38. Donde las variables correspondientes a cada ecuación, pueden ser gráficamente identificadas en la Figura 2.20, de acuerdo a la forma del Domo Toriésférico. En la Tabla 2.20 y 2.21 se resumen los valores a reemplazar.

$$D.L. = 2 \left(\frac{\beta}{180} \right) \pi r + 2 \left(\frac{\alpha}{180} \right) \pi L_p + 2f \quad (Ec. 2.38)$$

Además, se calcula el volumen de la plancha que ocupa el domo Toriésférico para su construcción, ya que el precio del material lo obtenemos de acuerdo al peso.

$$V_d = \left(\frac{\pi D.L.^2}{4} \right) \times t_p \quad (Ec. 2.39)$$

A continuación, se muestran los resultados correspondientes.

Tabla 2.22.- Matriz de rebordeado de 45 mm y matriz de bombeado de 300 mm.

$D.L.$	V_d	$V_{d,Total}$	$M_{d,Total}$
Longitud desarrollada (m)	Volumen del domo (m^3)	Volumen Total Domos (m^3)	Masa total Domos (kg)
0,3200	0,00024	0,00048	3,787

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Tabla 2.23.- Matriz de rebordeado de 50 mm y matriz de bombeado de 300 mm.

<i>D. L.</i>	V_d	$V_{d,Total}$	$M_{d,Total}$
Longitud desarrollada (m)	Volumen del domo (m^3)	Volumen Total DOMOS (m^3)	Masa total Domos (kg)
0,3252	0,00025	0,00050	3,912

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Calculo del espesor mínimo dada por las fórmulas para presión externa.

La presión máxima permitida se define por:

$$P_{ad} = \frac{B}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (Ec. 2.40)$$

Donde el factor B se lo determina con el siguiente procedimiento:

Se supone un valor de espesor $t = 3,5 \text{ mm}$ y se calcula el valor de A usando la siguiente fórmula.

$$A = \frac{0,125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} = \frac{0,125}{\left(\frac{0,9 \cdot D_c}{t}\right)} = \frac{0,125}{\left(\frac{0,9 \cdot 264}{3,5}\right)} = 0,003 \quad (Ec. 2.41)$$

Con el valor de A se entra a la Figura 2.22 del material y se obtiene el valor de B según la temperatura de diseño.

$$B = 11\ 000$$

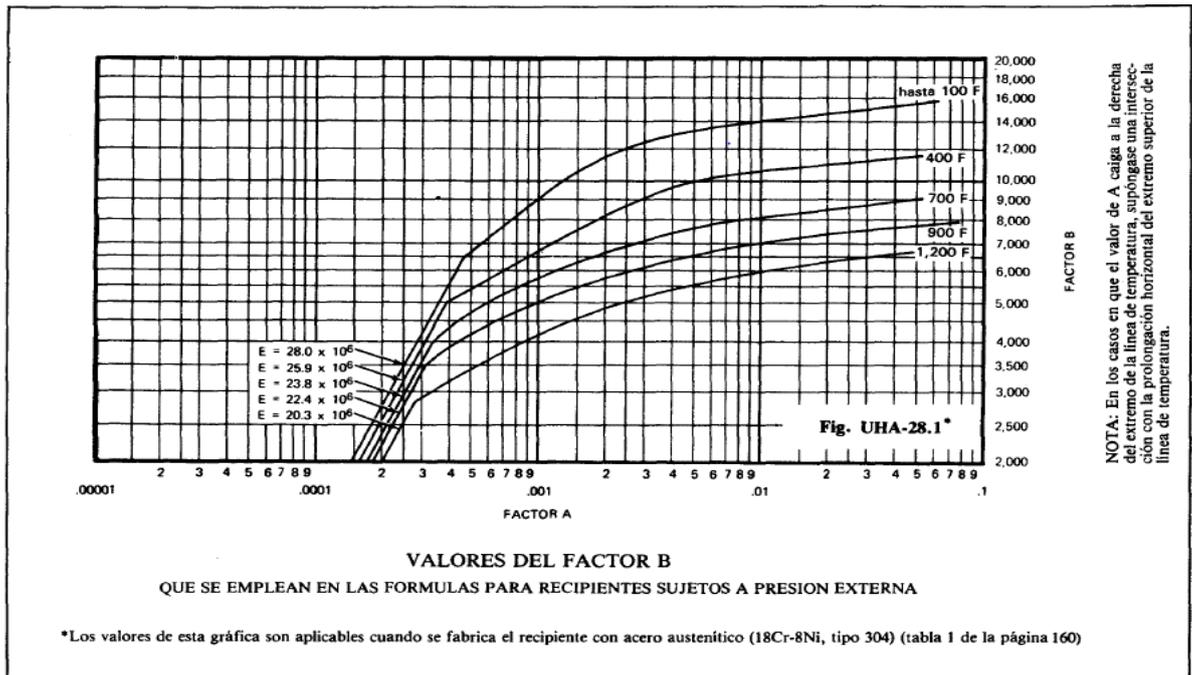


Figura 2.21.- Valores del Factor B

Fuente: Manual de Recipientes a Presión. Megyesy. Pág. 42.

Se reemplaza los valores en la Ec.2.40.

$$P_{ad} = \frac{11\,000}{\left(\frac{0.9 \cdot 264}{3.5}\right)} = 290 \text{ psi}$$

$$P_p = 1.67 \cdot P_t = 141 \text{ psi}$$

$$\therefore P_{ad} > P_p$$

Por lo tanto, se cumple que la presión máxima de trabajo permitida es mayor que la presión de diseño, es decir el valor del espesor inicial supuesto es el adecuado.

A pesar de que el valor mayor obtenido fue de 3,5 mm, se desea colocar un espesor similar al de la coraza por cuestiones de soldadura. Sin embargo, comercialmente existen planchas de 4 mm. De acuerdo a los resultados obtenidos se selecciona el Domo Toriésférico a construirse con matriz de rebordeado de 45 mm y matriz de bombeado de 300 mm con una plancha de espesor $t_p = 4 \text{ mm}$.

2.5.3 Diseño de Espejos

El diseño de estos elementos se hace mediante las normas del TEMA, que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores

a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores clase B y C. El Evaporador de Película Descendente entra en la clasificación de clase C ya que reúne a los intercambiadores de calor para aplicaciones de procesos comerciales.

El cálculo del espesor del espejo por flexión se lo obtiene mediante la ecuación dada por la norma TEMA.

$$t_{e,\min} = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P_c}{nS}} \quad (\text{Ec. 2.41})$$

El cálculo del espesor del espejo por cortante se lo obtiene mediante la ecuación dada por la norma TEMA.

$$t_{e,\min} = \frac{0,31 D_L}{\left(1 - \frac{d_o}{P}\right)} \left(\frac{P_c}{S_e}\right) \quad (\text{Ec. 2.42})$$

Cuando $\frac{P}{S} < 1,6 \left(1 - \frac{d_o}{P}\right)^2$, no se considera el esfuerzo cortante.

Donde,

$t_{e,\min}$: Espesor efectivo del espejo [m]

D_L : Diámetro equivalente del espejo $D = 4A/C$ [m]

P_c : Presión de diseño de la coraza [m]

F : Constante que depende del tipo de espejo. Ver Figura 2.25

G : Diámetro medio del empaque o la coraza [m]

S_e : Esfuerzo permisible del material del espejo [kPa].

A_c : Superficie del area encerrada por el perímetro C [m²]

C : Perímetro de los tubos perifericos del espejo [m]

n_a : Constante que depende del tipo de arreglo de tubos.

$$n_a = 1 - \frac{0,907}{\left[\frac{S_T}{d_o}\right]^2} \quad (\text{Ec. 2.43}) \quad \text{para arreglos triangulares}$$

Donde,

D_o : Diámetro exterior de tubos [mm]

S_T : Paso de tubos [mm]

Para determinar si se considera el esfuerzo cortante, es necesario resolver la siguiente inecuación.

$$\frac{P_c}{S_e} < 1,6 \left(1 - \frac{D_o}{P_c}\right)^2$$

$$0,005 < 1,60 \quad \therefore \text{No se considera Esfuerzo Cortante}$$

Para arreglos triangulares se tiene la constante n_a de la Ec.2.43.

$$n_a = 1 - \frac{0,907}{\left[\frac{0,0354}{0,0254}\right]^2}$$

$$n_a = 0,533$$

Para encontrar la constante F, se utiliza la Figura 2.25. Debido a que se trata del caso de un espejo fijo sellado tanto del lado posterior y anterior, se tiene que $F=1$.

El diámetro medio de la coraza G, se obtiene considerando el espesor de la plancha de 4,19 mm. Por lo tanto, $G=0,269$ m. Reemplazando en la Ec.2.41.

$$t_{e,\min} = \frac{1 \cdot 0,269}{3} \sqrt{\frac{689,47}{0,533 \cdot 137895,1}}$$

$$t_{e,\min} = 8,68 \times 10^{-3} \text{ m} \sim 9 \text{ mm}$$

Debido a que la norma TEMA recomienda para espejos con expansión en tubos que $t_e > 3/4D_o$ el espesor obtenido no aplica. Sin embargo, para el caso de este evaporador los tubos serán soldados al espejo, además de ser bridado, por lo que según recomendaciones técnicas un espesor para el espejo de $t_e = 20 \text{ mm}$ es apropiado.

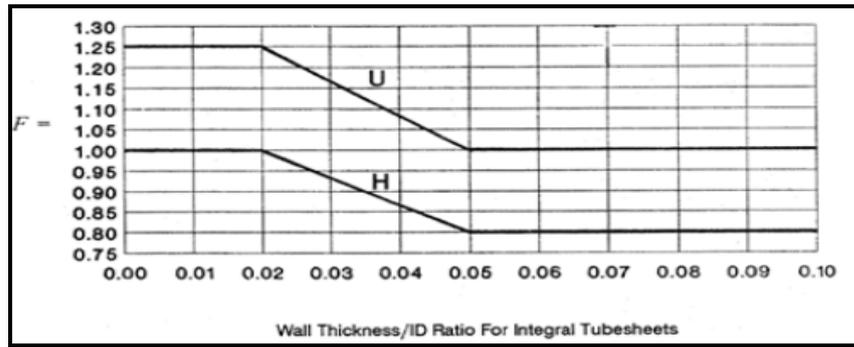


Figura 2.22.- Constante que depende del Tipo de Espejo. La curva U es para espejos no fijos y la curva F para espejos fijos.

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p.47

2.5.4 Diseño de Boquillas en la Coraza

Para el caso de las boquillas de la coraza, es necesario determinar si la velocidad del fluido es la apropiada para implementar placa de choque.

Se compara la velocidad máxima permisible $V_{s,max}$, con la velocidad real debido al flujo volumétrico de la coraza \dot{Q}_s , por medio de las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$V_{s,max} = \sqrt{\frac{1500}{\rho_v}} = \sqrt{\frac{1500}{2,221}} = 25,98 \frac{m}{s} \quad (Ec. 2.44)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_v \cdot v_v = 0,2463 \cdot 0,45 = 0,10 \frac{m^3}{s} \quad (Ec. 2.45)$$

Donde,

ρ_v : Densidad del vapor a la temperatura y presión de entrada

v_v : Peso específico del vapor a la temperatura y presión de entrada

Asumiendo un diámetro comercial interno de la boquilla en la coraza de $D_{b,c,in} = 72,7 \text{ mm}$, el cual corresponde a una Tubería de diámetro nominal de $D_{b,c} = 76,20 \text{ mm}$ y espesor de $t_{b,c} = 2 \text{ mm}$.

$$A_{ins} = \frac{\pi(D_{b,c,i})^2}{4} = \frac{\pi(0,0727)^2}{4} = 4,09 \times 10^{-3} m^2 \quad (Ec. 2.46)$$

$$V_s = \frac{\dot{Q}_s}{A_{ins}} = \frac{0,10}{4,09 \times 10^{-3}} = 24 \frac{m}{s} \quad (Ec. 2.47)$$

$$V_s < V_{s,max}$$

Por lo tanto, no es necesario utilizar placa de choque.

Entonces, se procede a calcular el espesor mínimo requerido para las boquillas con la siguiente ecuación.

$$t_{b,c,min} = \frac{P_c R_{b,c}}{S_{b,c} E - 0,6 P_c} \quad (Ec. 2.48)$$

$$t_{b,c,min} = \frac{689,74 \cdot 29,75}{137895,2 \cdot 1 - 0,6 \cdot 689,47} = 0,2 \text{ mm}$$

Es decir, que el espesor asumido es el correcto.

Para determinar si se necesita área de refuerzo, se calcula el área de refuerzo requerida según la siguiente ecuación.

$$A_{b,c} = D_{b,c,i} \cdot t_{c,min} \quad (Ec. 2.49)$$

$$A_{b,c} = 72,1 \cdot 1 = 72,1 \text{ mm}^2$$

Donde,

$D_{b,c,i}$: Es el diámetro interior de la boquilla en la coraza [mm]

$t_{c,min}$: Es el espesor de la coraza mínimo calculado [mm]

El valor mayor es el área de la coraza disponible para refuerzo.

$$A_1 = (t_c - t_{c,min}) D_{b,c,in} = 230,3 \text{ mm}^2 \quad (Ec. 2.53)$$

ó

$$A_1 = (t_c - t_{c,min})(t_b + t_{c,min})2 = 39,4 \text{ mm}^2 \quad (Ec. 2.50)$$

El valor menor es el área de la boquilla disponible para refuerzo.

$$A_2 = (t_{b,c} - t_{b,c,min})5t_c \left(\frac{S_{b,c}}{S_c} \right) = 38,11 \text{ mm}^2 \quad (Ec. 2.51)$$

ó

$$A_2 = (t_{b,c} - t_{b,c,min})5t_{b,c} \left(\frac{S_{b,c}}{S_c} \right) = 18,19 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.52})$$

A_3 = Área de la extensión de la boquilla hacia el interior

A_4 = Área total de soldadura

Según el manual de recipientes a presión si la suma de áreas disponibles para refuerzos es mayor o igual a el área que debe reponerse, la abertura está reforzada adecuadamente.

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 > A_{b,c}$$

La Figura 2.25 muestra de manera esquemática las áreas de reemplazo de refuerzo tanto para la boquilla en la corza como en los cabezales.

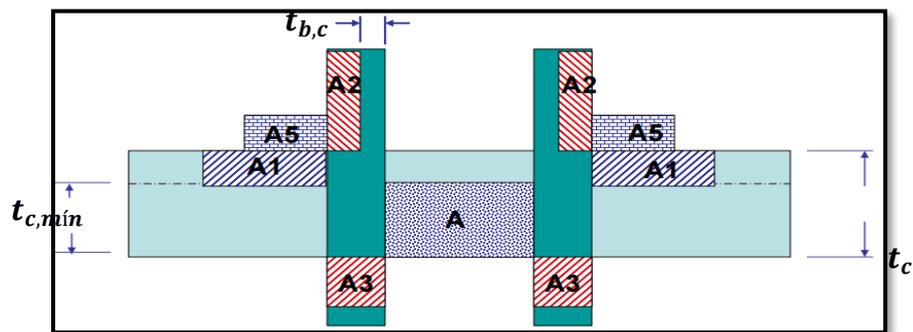


Figura 2.23.- Detalle de reemplazo de áreas de refuerzo.

Fuente: Documento: Aberturas-Principios de Refuerzo. Pág. 14.

Sin embargo, no fue necesario conocer el área total de soldadura ni el área de extensión de la boquilla hacia el interior, ya que basta con las áreas disponibles de refuerzo de corza y boquilla se cumple que la abertura está reforzada adecuadamente.

$$268,4 \text{ mm}^2 > 72,2 \text{ mm}^2$$

2.5.5 Diseño de Boquillas de los Cabezales

El cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa se detalla en el Código ASME. A continuación, se muestra la metodología seguida.

Se asume un valor para el espesor del tubo. Para este caso se ha seleccionado una tubería de $D_{b,t,o} = 25,4 \text{ mm}$ y $t_{b,t,\text{mín}} = 1,5 \text{ mm}$. Se calcula la relación $\frac{D_{b,t,o}}{t_{b,t,\text{mín}}}$ y $\frac{L_{b,t}}{D_{b,t,o}}$. Donde $D_{b,t,o}$ es el diámetro exterior de la boquilla y $L_{b,t}$ es la longitud de la boquilla.

$$\frac{D_{b,t,o}}{t_{b,t,\text{mín}}} = \frac{25,4}{1,5} = 17 \quad (\text{Ec. 2.53})$$

$$\frac{L_{b,t}}{D_{b,t,o}} = \frac{150}{25,4} = 5,90 \quad (\text{Ec. 2.54})$$

Si $\frac{D_{b,t,o}}{t_{b,t,\text{mín}}} \geq 10$ la presión máxima permitida es:

$$P_{ad} = \frac{4B}{3\left(\frac{D_{b,t,o}}{t_{b,t,\text{mín}}}\right)} \quad (\text{Ec. 2.55})$$

Con los valores de las relaciones antes obtenidas se entra en la Figura 2.27. Entre a 50 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea mayor de 50, y a 0,05 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea menor a 0,05. De esta manera se obtiene el siguiente valor del factor $A=0,004$. Ver Figura 2.27.

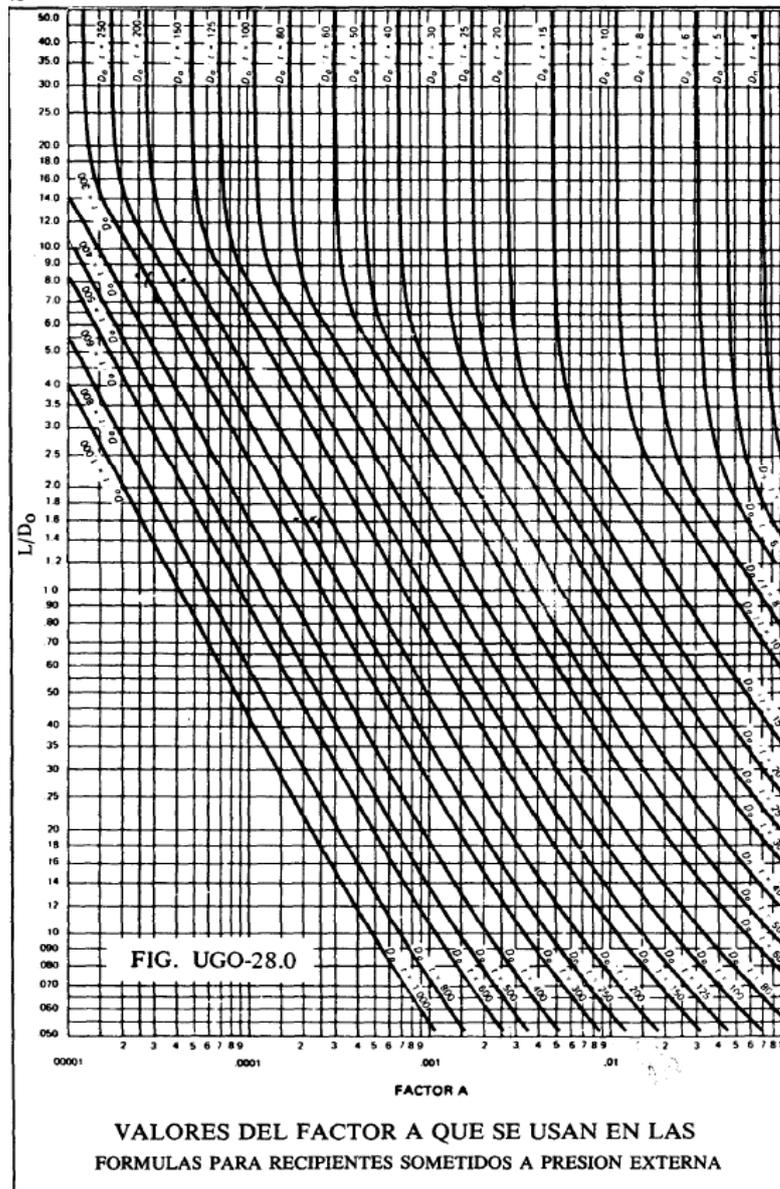


Figura 2.24.- Valores del Factor A.

Fuente: Manual de Recipientes a Presión. Megyesy. Pág. 40.

Con el valor de A se entra a la Figura 2.22 del material y se obtiene el valor de B según la temperatura de diseño.

$$B = 12\ 000$$

Se reemplaza en la Ec. Y se obtiene la presión máxima permitida. Si ésta presión es mayor que la presión de diseño, entonces el espesor supuesto es el adecuado.

$$P_{ad} = \frac{4 \cdot 12000}{3 \left(\frac{25,40}{31,5} \right)} = 944\ psi$$

$$P_d = 1,5(P_{tub}) = 127 \text{ psi}$$

$$\therefore P_{ad} > P_d$$

Para determinar si se necesita área de refuerzo, se calcula el área de refuerzo requerida según la siguiente ecuación. Se asume diámetro comercial interno de la boquilla en la tapa de $D_{b,t,in} = 22,4 \text{ mm}$, el cual corresponde a una Tubería de diámetro nominal de $D_{b,t} = 25,4 \text{ mm}$ y espesor de $t_{b,t} = 1,5 \text{ mm}$.

$$B_{b,t} = D_{b,t,i} \cdot t_{p,min} \quad (\text{Ec. 2.56})$$

$$B_{b,t} = 22,4 \cdot 1,5 = 33,6 \text{ mm}^2$$

Donde

$D_{b,t,i}$: Es el diámetro interior de la boquilla en la tapa [mm]

$t_{p,min}$: Es el espesor de la tapa mínimo calculado [mm]

El valor mayor es el área de la tapa disponible para refuerzo.

$$B_1 = (t_p - t_{p,min})D_{b,t,in} = 56 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.57})$$

ó

$$B_1 = (t_p - t_{p,min})(t_{b,t} + t_{p,min})2 = 15 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.58})$$

El valor menor es el área de la boquilla disponible para refuerzo.

$$B_2 = (t_{b,t} - t_{b,t,min})5t_p \left(\frac{S_{b,t}}{S_p} \right) = 28,57 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.59})$$

ó

$$B_2 = (t_{b,t} - t_{b,t,min})5t_{b,t} \left(\frac{S_{b,t}}{S_p} \right) = 10,71 \text{ mm}^2 \quad (\text{Ec. 2.60})$$

Área de la extensión de la boquilla hacia el interior.

$$B_3 = t_{b,t} \cdot 2h \quad (\text{Ec. 2.61})$$

$$h = 2,5 \cdot t_{b,t} = 3,75 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 2.62})$$

$$B_3 = 11,25 \text{ mm}^2$$

h : Distancia que se prolonga la boquilla más allá de la superficie interior del recipiente.

Según el manual de recipientes a presión si la suma de áreas disponibles para refuerzos es mayor o igual a el área que debe reponerse, la abertura está reforzada adecuadamente.

$$B_1 + B_2 + B_3 + B_4 > B_{b,t}$$

$B_4 = \text{Área total de soldadura}$

No fue necesario conocer el área total de soldadura ya que basta con las áreas disponibles de refuerzo de coraza y boquilla se cumple que la abertura está reforzada adecuadamente.

$$95,82 \text{ mm}^2 > 33,6 \text{ mm}^2$$

2.5.6 Diseño de tubos

El cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa se detalla en el Código ASME. A continuación, se muestra la metodología seguida.

Se asume un valor para el espesor del tubo. Para este caso se ha seleccionado una tubería de $D_o = 25,4 \text{ mm}$ y $t_{tub} = 1,5 \text{ mm}$. Se calcula la relación $\frac{D_o}{t_{tub}}$ y $\frac{L}{D_o}$. Donde D_o es el diámetro exterior del tubo y L es la longitud del tubo.

$$\frac{D_o}{t_{tub,mín}} = \frac{25,4}{1,5} = 17 \quad (\text{Ec. 2.63})$$

$$\frac{L}{D_{bo}} = \frac{3000}{25,4} = 118,11 \quad (\text{Ec. 2.64})$$

Si $\frac{D_o}{t_{tub,mín}} \geq 10$ la presión máxima permitida es:

$$P_{ad} = \frac{4B}{3 \left(\frac{D_o}{t_{tub,mín}} \right)} \quad (\text{Ec. 2.65})$$

Con los valores de las relaciones antes obtenidas se entra en la Figura 2.27. Entre a 50 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea mayor de 50, y a 0,05 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea menor a 0,05. De esta manera se obtiene el siguiente valor del factor $A=0,004$. Ver Figura 2.27.

Con el valor de A se entra a la Figura 2.22 del material y se obtiene el valor de B según la temperatura de diseño.

$$B = 12\ 000$$

Se reemplaza en la Ec. Y se obtiene la presión máxima permitida. Si ésta presión es mayor que la presión de diseño, entonces el espesor supuesto es el adecuado.

$$P_{ad} = \frac{4 \cdot 12\ 000}{3 \left(\frac{25,4}{1,5} \right)} = 945\ psi$$

$$P_d = 1,5(P_{tub}) = 147\ psi$$

$$\therefore P_{ad} > P_d$$

2.5.7 Diseño de cabezas cilíndricas

El cálculo del espesor de tubos sometidos a presión externa se detalla en el Código ASME. A continuación, se muestra la metodología seguida.

Se asume un valor para el espesor del tubo. Para este caso se ha seleccionado una tubería de $D_{c,o} = 272,64\ mm$ y $t_c = 4\ mm$. Se calcula la relación $\frac{D_{c,o}}{t_c}$ y $\frac{L_{cab}}{D_{c,o}}$.

Donde $D_{c,o}$ es el diámetro exterior de la cabeza y L_{cab} es la longitud de la cabeza.

$$\frac{D_{c,o}}{t_c} = \frac{272,64}{4} = 68 \quad (Ec. 2.66)$$

$$\frac{L_{cab}}{D_{c,o}} = \frac{300}{272,64} = 1,10 \quad (Ec. 2.67)$$

Si $\frac{D_{c,o}}{t_c} \geq 10$ la presión máxima permitida es:

$$P_{ad} = \frac{4B}{3 \left(\frac{D_{c,o}}{t_c} \right)} \quad (Ec. 2.68)$$

Con los valores de las relaciones antes obtenidas se entra en la Figura 2.27. Entre a 50 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea mayor de 50, y a 0,05 cuando $\frac{L}{D_{b,t,o}}$ sea menor a 0,05. De esta manera se obtiene el siguiente valor del factor $A=0,00025$. Ver Figura 2.27.

Con el valor de A se entra a la Figura 2.22 del material y se obtiene el valor de B según la temperatura de diseño.

$$B = 3500$$

Se reemplaza en la Ec. Y se obtiene la presión máxima permitida. Si ésta presión es mayor que la presión de diseño, entonces el espesor supuesto es el adecuado.

$$P_{ad} = \frac{4 \cdot 3500}{3 \left(\frac{272,64}{4} \right)} = 68 \text{ psi}$$

$$P_d = 1,5(P_{tub}) = 18 \text{ psi}$$

$$\therefore P_{ad} > P_d$$

2.5.8 Bridas

Para el caso del Evaporador existirán bridas soldadas a cada boquilla respectivamente. Las dimensiones se especifican en el plano. Sin embargo, la distribución y diámetro de pernos se especifican según TEMA.

TEMA recomienda que, para intercambiadores de calor tipo C, el diámetro mínimo de los pernos debe ser de ½ in o M14. El espacio mínimo entre centro de pernos se especifica en la Figura 2.27 de acuerdo al diámetro del perno, en este caso M16.

$$B_{\min} = 44,45 \text{ mm}$$

METRIC BOLTING DATA - RECOMMENDED MINIMUM

(All Dimensions in Millimeters Unless Noted)

Bolt Size d _B	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R _h	Radial Distance R _r	Edge Distance E	Bolt Size d _B
	Pitch	Root Area (mm ²)	Across Flats	Across Corners					
M12	1.75	72.398	21.00	24.25	31.75	20.64	15.88	15.88	M12
M16	2.00	138.324	27.00	31.18	44.45	28.58	20.64	20.64	M16
M20	2.50	217.051	34.00	39.26	52.39	31.75	23.81	23.81	M20
M22	2.50	272.419	36.00	41.57	53.98	33.34	25.40	25.40	M22
M24	3.00	312.748	41.00	47.34	58.74	36.51	28.58	28.58	M24
M27	3.00	413.852	46.00	53.12	63.50	38.10	29.00	29.00	M27
M30	3.50	502.965	50.00	57.74	73.03	46.04	33.34	33.34	M30
M36	4.00	738.015	60.00	69.28	84.14	53.97	39.69	39.69	M36
M42	4.50	1018.218	70.00	80.83	100.00	61.91		49.21	M42
M48	5.00	1342.959	80.00	92.38	112.71	68.26		55.56	M48
M56	5.50	1862.725	90.00	103.92	127.00	76.20		63.50	M56
M64	6.00	2467.150	100.00	115.47	139.70	84.14		66.68	M64

Figura 2.25.- Datos de pernos métricos. Recomendaciones mínimas.

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. Tabla D-5M. Pág.196

Para determinar el máximo espaciamento entre pernos se recurre a la siguiente ecuación dada por TEMA.

$$B_{max} = 2d_{bolt} + \frac{6t_{brida}}{m + 0,5} \quad (Ec. 2.)$$

B_{max} : Distancia máxima entre centros de pernos.

d_{bolt} : Diámetro nominal del perno.

t_{brida} : Espesor de la brida.

m : Factor de asentamiento del empaque.

El espesor de la brida es de 14 mm según recomendaciones técnicas, el diámetro normal del perno es de 16 mm y el factor de asentamiento para el empaque de fibra vegetal es de 1,75. Se reemplaza en la Ec.2.70 y se obtiene la distancia máxima entre centro de pernos en mm.

$$B_{max} = 69 \text{ mm}$$

En cuanto al espesor del empaque es de 3 mm por recomendaciones técnicas.

2.5.1 Diseño de Deflectores

En la Figura 2.22 se encuentran los espesores de los deflectores recomendados por la norma TEMA para diferentes situaciones. El espacio entre deflector que se fijó fue de 0,5 veces el diámetro de la coraza ($B=0,1082 \text{ m} \sim 4,26 \text{ in}$). El diámetro interior de coraza es de $0,264 \text{ m} \sim 10 \text{ in}$. Datos con los cuales se ingresa a la Figura 2.22 y se obtiene el espesor del deflector. Se coloca deflectores a manera de soporte mecánico más no para aumentar la transferencia de calor, por lo tanto se colocan 5.

DIÁMETRO INTERIOR DE LA CARCAZA	ESPESOR DE PLACA				
	DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES				
	24 Y MENORES	24 A 36	36 A 48	48 A 60	MAYOR A 60
6 - 14	1/8	3/16	¼	3/8	3/8
15 - 28	3/16	¼	3/8	3/8	½
29 - 38	5/15	5/16	3/8	½	5/8
39 - 60	3/8	3/8	1/2	5/8	5/8

Figura 2.26.-Espesores de Deflectores en pulgadas

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. 1999.

Por lo tanto, el espesor del deflector de acuerdo a las especificaciones de diseño, es de $t_d = 1/8 \text{ in} \sim 3,175 \text{ mm}$.

2.5.2 Selección de barras de soporte

Con ayuda de la Figura 2.23 a continuación, se determina el diámetro y cantidad de barras de soporte para los deflectores. Para esto se requiere el diámetro de la coraza $D_s = 0,264 \text{ m} = 264,67 \text{ mm}$. Según TEMA cada deflector necesita al menos tres puntos de soporte. Para el caso del Evaporador, se utilizarán 4 barras de $1/4 \text{ in}$.

Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter		Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15	(152-381)	1/4 (6.4)	4
16 - 27	(406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33	(711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48	(864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60	(1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100	(1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Figura 2.27.- Diámetro y número de barras de soporte.

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. Tabla CB.4.71. Pág. 36.

2.5.1 Distribuidor

El principal problema que evita la correcta operación de los Evaporadores de Película Descendente, es el sistema de distribución de líquido a cada tubo. Cada fabricante tiene su propia técnica, sin embargo, según el Handbook de Evaporadores de APV, dice que generalmente son platos perforados posicionados sobre los tubos. Mientras que otro fabricante de Evaporadores los ilustra de manera esquemática como se muestra en la Figura 2.26.

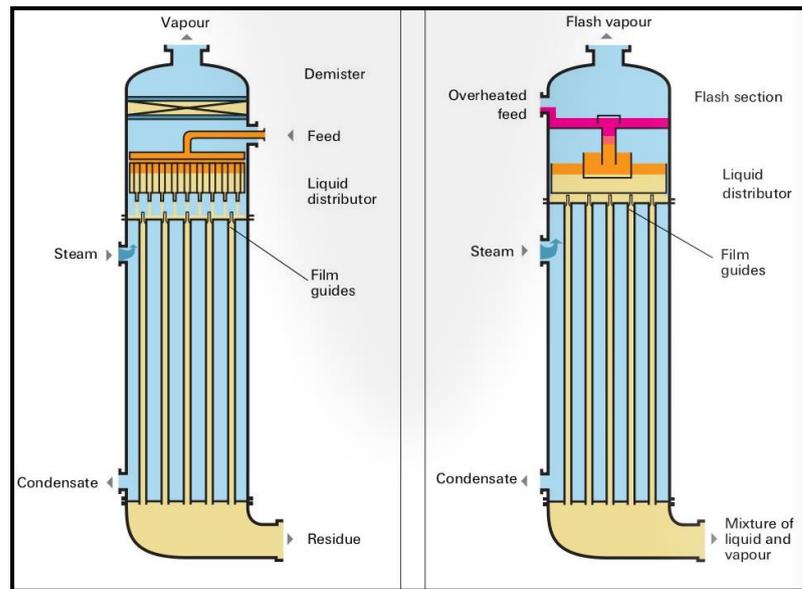


Figura 2.28.- Esquema de Distribuidor.

Fuente: Sitio Web: Montz. Montz Falling Film Evaporator. 2015.

Para el diseño de forma del distribuidor se toma en consideración las descripciones antes dichas. Es decir, cuenta un plato perforado con huecos de 3 mm de diámetro, los cuales se encuentran distribuidos de acuerdo al boceto de haz de tubos, es decir en la parte superior a estos no existe perforación. Por otro lado, en la parte inferior se soldarán tubos de 21,25 mm de diámetro exterior, los cuáles serán las guías de la película del jugo de fruta, dándoles un espesor de $\delta_{J,1} = 0,5748 \text{ mm}$, el mismo que se definió en la Sección 2.3.4.3. El espesor del plato perforador es de 10 mm, el cual se seleccionó en base al diseño del espejo, ya que ambos se encuentran bajos las mismas condiciones de operación. El espesor de tubos guías fue obtenido en base al diseño de tubos a presión externa. En Anexos se encuentra el plano correspondiente.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Como se mencionó en el Capítulo 2, los cálculos térmicos se realizaron en el programa EES. Por lo que, los resultados que se muestran en el pre diseño fueron aquellos resultados preliminares con los cuales se inició la iteración. Por consiguiente, el análisis que se desarrolla en este Capítulo será una comparación de los resultados preliminares con lo que se obtuvieron en el diseño final.

3.1.1 Análisis de resultados de Termodinámicos

Según los resultados obtenidos, se tiene que para elevar la concentración de $3000 \frac{kg}{h}$ de jugo de fruta de 15°Brix a 20°Brix, se necesitan 524,8 kW de calor el cual es aportado por 0,2463 kg/s de vapor. La cantidad de agua evaporada del jugo de fruta es de 0,2083 kg/s, la misma que puede ser recolectada en un tanque en donde es enfriada para obtener el aroma o esencia que trajo consigo. Sin embargo, esto último no es parte del alcance de éste proyecto.

Tabla 3.1.- Resultados Termodinámicos

	Resultado	
Flujo másico de vapor	\dot{m}_v	0,2463 kg/s
Flujo másico de concentrado	\dot{m}_{j2}	0,625 kg/s
Flujo másico de jugo de fruta	\dot{m}_{j1}	0,8333 kg/s
Flujo másico de vapor de agua del jugo de fruta	\dot{m}_{E3}	0,2083 kg/s
Calor necesario para evaporar el jugo de fruta	\dot{Q}	528,8 kW

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

3.1.2 Análisis de resultados de Transferencia de Calor

Podemos notar amplia diferencia entre el área aproximada y el área real obtenida, lo cual se le atribuye a que inicialmente para el diseño se asume un coeficiente global de transferencia de calor alto de 2500 W/m² K, el cual es un promedio del rango permitido. Es decir, sería un error asumir que los datos aproximados determinan nuestro diseño, sin hacer el recalcu correspondiente. El área real

obtenida se basó en el diseño de forma deseado del Evaporador, en cuanto a longitud, la misma que se deseaba de 3000 mm. La cantidad de número de tubos se varió junto con el área de transferencia de calor para obtener la longitud deseada, de esta forma resultó en 30 tubos.

El coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos obtenido fue igual en ambos casos, tanto para el pre diseño como para el diseño real. Esto se debe a que la correlación con la que fue calculado no depende de variables físicas del intercambiador de calor, mas si de las variables físicas del jugo de fruta, las cuales se mantienen constantes. Además, se notó que si el espesor de la película de jugo de fruta que se fija en el interior de los tubos disminuye el coeficiente global de transferencia de calor aumenta. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza varía del obtenido en el pre diseño del diseño real, debido a que la correlación usada involucra temperatura superficial, la cual varía dependiendo de la geometría del evaporador.

Los coeficientes globales de transferencia de calor no varían en gran magnitud, sin embargo, con respecto al coeficiente global inicial asumido existe diferencia. Se debe recordar que para el cálculo de éste último se asumió la presencia de fouling en el interior de la coraza, mientras que en el interior de los tubos se desprecia, debido a que la limpieza de éstos se lo hace de manera periódica ya sea por medios mecánicos o por CIP (Cleaning in place). A pesar de que inicialmente el Evaporador no se encuentre sucio, se diseñó considerando las condiciones de operaciones reales, las cuales asumen que estos se ensucian progresivamente, hablando del lado de la coraza.

En cuanto a la caída de presión que puede resultar ya sea del lado de la coraza o en los tubos, se desprecia debido a la posición vertical del evaporador, lo cual ayuda al movimiento del fluido que se da por la acción de la gravedad, resultando en la disminución de la fricción con las superficies respectivamente.

Tabla 3.2.- Resultados de Transferencia de calor del Intercambiador de Calor

	Resultado Real		Resultado Aproximado	
Área de transferencia de calor real	A_{real}	5,26 m ²	A_{aprox}	2,219 m ²
Coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos	h_i	1821 W/m ² K	h_i	1821 W/m ² K
Coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza	h_o	7049 W/m ² K	h_o	6835 W/m ² K
Coeficiente global de transferencia de calor	U_o	1054 W/m ² K	U_o	1046 W/m ² K

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

3.1.3 Análisis de resultados del Diseño Mecánico

Los resultados obtenidos a cuanto espesor mínimo de plancha se refieren varían de acuerdo al elemento mecánico. En la coraza se obtuvo un espesor mínimo de 1 mm sin embargo, se prefiere trabajar con un espesor de 4 mm según recomendaciones TEMA, que indica que el espesor admisible para ese diámetro de coraza es de 3,175 mm.

Tabla 3.3.- Resultados del diseño de la Coraza

Componente	Descripción	Designación	Valor	Unidad
Coraza	Presión de diseño de la coraza	P_c	100	psi
	Presión de operación de la coraza	$P_{o,c}$	45	psi
	Diámetro interno de la coraza	$D_{i,c}$	264,67	mm
	Espesor de la pared de la coraza	t_c	4,19	mm
	Diámetro exterior de la coraza	$D_{o,c}$	273	mm
	longitud de la coraza	L_c	2966	mm

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

En el caso de los tubos, se selecciona un diámetro nominal de 1" y largo de 3000 mm, con el cual se tiene una presión máxima admisible de 1667 psi, siendo mucho mayor a la presión de diseño por lo que se podría usar otra tubería de diámetro nominal menor, sin embargo, por condiciones del diseño térmico no es aceptable. Se decide no colocar Baffles ya que en un condensador no se necesitan para aumentar la transferencia de calor, debido a la disposición vertical del Evaporador, lo cual también elimina la posibilidad de ser colocados como soporte mecánico.

Tabla 3.4.- Resultados del diseño de los tubos

Componente	Descripción	Designación	Valor	Unidad
Tubos	Presión de diseño de los tubos	P_{tub}	92,82	kPa
	Presión de operación de los tubos	$P_{o,tub}$	15,75	kPa
	Diámetro interno de los tubos	$D_{i,tub}$	22,4	mm
	Diámetro externo de los tubos	$D_{o,tub}$	25,4	mm
	Longitud de tubos	L	3000	mm
	Paso entre tubos	S_T	35,4	m
	Número total de tubos	N_t	30	
	Área de transferencia de calor	A_{real}	5,26	m ²

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

En cuanto al espesor del espejo, se tiene la posibilidad de ser diseñado tanto esfuerzo cortante como por flexión. Sin embargo, se desprecia el esfuerzo cortante debido a que la presión de operación es menor al esfuerzo de fluencia del material. A pesar de haber calculado el espesor del espejo mediante las ecuaciones dadas por TEMA, se obtuvo un espesor mucho menor al margen recomendado por la misma norma para colocación de tubos por expansión. Además, se decide que la unión de tubos al espejo no se hará por expansión debido a los posibles depósitos que se forman durante este procedimiento, los cuales suelen almacenar bacterias, siendo esto contraproducente para el proceso alimenticio. Es por esto que se decide soldar el tubo al espejo y se recomienda según experiencia técnica un espesor de 20 mm, en donde se consideran deformación por soldadura.

Tabla 3.5.- Resultados del diseño de los espejos

Componente	Descripción	Designación	Valor	Unidad
Espejos	Espesor de espejos	t_e	20	mm
	Diámetro externo de espejo	$D_{e,o}$	273,1	mm
	Diámetro interno de espejo	$D_{e,i}$	264,67	mm

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

Se selecciona tapa ASME alabeada y bridada o también llamada Domo Toriesférico, ya que se conoce que un taller mecánico del país posee las matrices para su fabricación. El diseño de estas tapas fue hecho por presión externa ya que se encuentra al vacío igual que los tubos. El procedimiento para determinar

el espesor según el Manual de Recipientes a Presión, indica que su cálculo se debe hacerse tanto por presión interna como externa. De la cual se obtuvo por presión interna que la presión máxima admisible es de 156 psi con un espesor de 3.5 mm, caso contrario un espesor de 1,5 mm en el diseño de presión interna. Por lo tanto, se seleccionó una plancha de 4 mm, ya no existen planchas de 3.5 mm comercialmente hablando.

El análisis para las boquillas fue diferente para ambos casos, ya que las boquillas ubicadas en la coraza fueron diseñadas por presión interna mientras que las boquillas del lado de las tapas fueron diseñadas por presión externa. Para el caso de las boquillas de la coraza se colocó un diámetro mayor para evitar colocar placa de choque en la entrada de vapor, además sus dimensiones son estándar de acuerdo a tablas o catálogos de tuberías. En el caso de las boquillas de las tapas se optó por tuberías de 1" ya que si se seleccionaba un diámetro mayor implicaría colocar refuerzos. Realizando el análisis de área de refuerzo requerida para ambas boquillas resultó en que las aberturas de ambas se encontraban reforzadas adecuadamente. Los espesores de ambas dependían de las dimensiones estándar de tuberías, sin embargo, fueron corroborados por ecuaciones dadas por TEMA, en donde ambos superaban el espesor mínimo permitido.

Tabla 3.6.- Resultados del diseño de las boquillas

Componente	Descripción	Designación	Valor	Unidad
Boquillas en la coraza	Diámetro interno de la boquilla de la coraza	$D_{b,c,i}$	72,2	mm
	Espesor de las boquillas de la coraza	$t_{b,c}$	2	mm
Boquillas del cabezal o tapas	Velocidad en la boquilla de entrada de la coraza	V_s	24	m/s
	Diámetro interno de la boquilla del cabezal o tapas	$D_{b,t,i}$	22,4	m
	Espesor de las boquillas del cabezal	$t_{b,t}$	1,5	mm

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

3.1.4 Análisis de Factibilidad

El análisis de factibilidad a continuación, consiste en mostrar cuánto cuesta realizar el proyecto. Este estudio presenta: Costos de Materiales y de Construcción.

3.1.4.1 Costos de Materiales

Los costos de materiales presentados fueron cotizados a mayoristas y minoristas ubicados dentro del país.

Tabla 3.7.- Costos de Materiales

Material	Descripción	Cantidad	Costo unitario	Total
Acero inoxidable AISI 304	Neplo Hembra 3" NPT	1	\$ 8,00	\$ 8,00
Acero inoxidable AISI 304	Neplo Hembra 1" NPT	1	\$ 5,00	\$ 5,00
Acero inoxidable AISI 304	Tubo 10" Sch 10 3000 mm	1	\$ 507,79	\$ 507,79
Acero inoxidable AISI 304	Plancha de 410x410 15MM	2	\$ 71,25	\$ 142,50
Acero inoxidable AISI 304	Plancha de 1220x2400 4MM	1	\$ 333,08	\$ 333,08
Acero inoxidable AISI 304	Plancha de 410x410 6 MM	2	\$ 28,50	\$ 57,00
Acero inoxidable AISI 304	Pernos M16	36	\$ 3,00	\$ 108,00
Acero inoxidable AISI 304	Tuercas M16	36	\$ 0,50	\$ 18,00
Fibra Vegetal	Empaque 800x400 3 MM	2	\$ 10,00	\$ 20,00
Acero inoxidable AISI 304	Tubería de 1" 6000 mm	15	\$ 35,11	\$ 526,65
Acero inoxidable AISI 304	Pernos M3	4	\$ 0,25	\$ 1,00
Acero inoxidable AISI 304	Tuercas M3	12	\$ 0,05	\$ 0,60
Acero inoxidable AISI 304	Pernos M4	4	\$ 0,30	\$ 1,20
Acero inoxidable AISI 304	Tuercas M4	8	\$ 0,05	\$ 0,40
Acero inoxidable AISI 304	Ferrule tipo Clamp 1"	2	\$ 10,00	\$ 20,00
Acero inoxidable AISI 304	Ferrule tipo Clamp 2 1/2"	1	\$ 15,00	\$ 15,00
Acero inoxidable AISI 304	Varilla lisa 6 mm	1	\$ 5,00	\$ 5,00
TOTAL				\$ 1.731,22

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

3.1.4.2 Costos de Construcción

Los costos de construcción son proporcionados por un taller de Metal-mecánica, en base a los planos obtenidos del Evaporador.

Tabla 3.8.- Costos de Construcción.

Descripción	Costo
Maquinado y Soldado	\$ 1.500,00
Total	\$ 1.500,00

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia.

3.1.4.1 Costos Total del Proyecto

Finalmente se resumen los diversos costos calculados y se obtiene un valor total del Evaporador. El montaje e instalación no se encuentra dentro de los objetivos del proyecto, por lo tanto, no se presenta costos del mismo. Todos los materiales fueron cotizados dentro del País.

Tabla 3.9.- Costo Total.

Descripción	Costo
Material	\$ 1.731,22
Construcción	\$ 1.500,00
Total Evaporador	\$ 3.231,22

Fuente: Karen Colcha A. 2016.

Elaboración Propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- Para concentrar 3000 kg/h de jugo de fruta de maracuyá y obtener una concentración de 20°Brix a la salida del evaporador. Es necesario elevar la temperatura del jugo a su temperatura de saturación permitida de 55°C. Del análisis termodinámico del Evaporador se obtuvo el flujo de vapor y se logró calcular la carga térmica necesario para cumplir con los requerimientos, como se puede observar en los resultados antes mencionados.
- Tomando una distribución de superficie de tubos circulares se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor de $1054 \text{ W/m}^2\text{K}$, encontrándose por debajo de los 2 coeficientes de transferencia de calor lo cual nos indica que el valor obtenido es confiable. Partiendo de ese análisis sabemos que el coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos es el limitante para aumentar o disminuir el valor de U_o , este último dependerá mucho de las propiedades del jugo de fruta, las cuales fueron evaluadas a temperatura de saturación según recomendaciones de Artículo científico.
- Se determinó a partir de varios cálculos e iteraciones, variando parámetros como el número de tubos y área de transferencia de calor, que la longitud apropiada es de 3 m con número total de 30 tubos dispuestos de manera vertical en arreglo triangular.
- Se logró el diseño mecánico del Evaporador con éxito, calculando espesores y presiones máximas admisibles. Los espesores de planchas tanto para tapas, domos y cabezales serán de 4 mm, ya que se planea utilizar la misma plancha para evitar comprar material en exceso. Se selecciona un tubo de 10" cédula 10, ya que el largo de la coraza de aproximadamente 3 m implicaría la compra de varias planchas lo cual no resulta cómodo en cuanto a construcción. Para el ancho de la plancha se conoció la longitud de la coraza tomando en cuenta espesores de espejos, es decir 2966 mm.
- Los tubos, tapas y boquillas de tapas, se diseñaron por presión externa debido a la presión de vacío a la cual están sometidos. El diámetro nominal de los

- tubos que se seleccionó fue de 1" según las dimensiones de otro evaporador similar.
- Se logró realizar el modelo en 3D del Evaporador y sus componentes en el software de Autodesk Inventor. Se logró visualizar la proporción de todos los elementos constituyentes del Evaporador, para poder corregir cualquier desperfecto de forma.
- Se concluye en base al costo total del proyecto, que es factible la construcción del mismo y puede ser adquirido por empresas de pequeña y mediana escala, claro está que no se colocó el precio de venta ya que esto incluiría costos de diseño.

4.2 Recomendaciones

- Debido a que el manejo de cálculo se realizó mediante EES, se recomienda el ingreso de ecuaciones y datos paso a paso, para poder retroalimentar al programa con datos de entrada y logre la iteración correspondiente sin problemas.
- Se recomienda realizar un análisis de las juntas empernadas tanto en bridas como soportes, ya que estas fueron seleccionadas mediante normas sin embargo sería bueno evaluar.
- Se recomienda la unificación del programa en EES tanto de análisis térmico como mecánico.
- Se recomienda conocer el valor de la viscosidad exacto perteneciente al jugo de fruta o del fluido interno en cuestión, ya que ésta podría cambiar las dimensiones del Evaporador.

BIBLIOGRAFÍA

1. APV. (2008). *Evaporator Handbook*. United States.
2. ASME. (1 de Julio de 2013). Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión. *Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión*. New York.
3. Cazares, S. R., Reyes, V. D., & Padilla, P. M. (s.f.). *EFFECTO DE LA TEMPERATURA Y CONCENTRACIÓN DE SÓLIDOS SOLUBLES*. Mexico.
4. D. H., & R. S. (2009). *Introduction to Food Engineering*. California: Elsevier.
5. F. I., & D. D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Septima ed.). United States of America.
6. GEA. (s.f.). *Evaporation Technology*. Obtenido de www.gea-wiegand.com
7. Geankoplis, C. J. (1978). *Transport Processes and Unit Operations*. United States of America: Prentice Hall.
8. H&C Heat Transfer Solutions Inc. (2008-2014). *Shell-and-Tube Heat Exchangers Construction Details*. Obtenido de http://www.hcheattransfer.com/shell_and_tube.html
9. INEN. (2008). NTE INEN 2337. *Jugos, pulpas, concentrados, néctares, bebidas de frutas y vegetales. Requisitos*. Quito, Ecuador.
10. K. C., & R. S. (1971). *Heat Transfer To Evaporating Liquid Films*. California: Journal of Heat Transfer.
11. McCabe, W.L, Smith, J.C, Harriot, & P. (1991). *Unit Operations of chemical engineering*. McGraw-Hill.
12. Megyesy, E. F. (1992). *Manual de Recipientes a presión*. LIMUSA S.A. de C.V.
13. Muñoz, P. V. (2014). SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA DEGRADACIÓN DE BIOMASA DE LODOS RESIDUALES DE UNA PLANTA PILOTO DE GASIFICACIÓN EN AGUA SUPERCRÍTICA. Riobamba, Ecuador.
14. TEMA. (1999). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturer Association. 8th.

ANEXOS

PROGRAMA DESARROLLADO EN EES PARA EL DISEÑO
TÉRMICO DEL EVAPORADOR

{Diseño de: Evaporador de Película Descendente}

{Elevar la concentración del Jugo de Fruta de 15 a 20 °Brix}

{Datos del jugo de Fruta}

$m_{\text{dot_Jugo}}=3000$ [kg/h]
 $m_{\text{dot_J1}}=m_{\text{dot_Jugo}}*\text{Convert}(\text{kg/h};\text{kg/s})$
 $x_{\text{J_1}}=0,15$ {°Brix}
 $T_{\text{J_1}}=45$ [°C]
 $x_{\text{J_2}}=0,20$ {°Brix}
 $T_{\text{J_2}}=55$ [°C]
 $g=9,8$ [m/s²]

{Datos de Evaporación}

$T_{\text{eva_3}}=55$ [°C] {Temperatura de evaporación}
 $x_{\text{E_g}}=1$ {Calidad}
 $x_{\text{E_f}}=0$ {Calidad}
 $h_{\text{g_3}}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{\text{eva_3}};x=x_{\text{E_g}})$
 $h_{\text{f_3}}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{\text{eva_3}};x=x_{\text{E_f}})$
 $h_{\text{fg_3}}=h_{\text{g_3}}-h_{\text{f_3}}$
 $x_{\text{J_3}}=0$ {°Brix}

{Datos del vapor suministrado}

$x_{\text{v}}=1$ {Calidad vapor}
 $x_{\text{c}}=0$ {Calidad condensado}
 $P_{\text{v_psi}}=45+14,7$
 $P_{\text{v}}=P_{\text{v_psi}}*\text{Convert}(\text{psi};\text{kPa})$
 $T_{\text{v}}=T_{\text{sat}}(\text{Water};P=P_{\text{v}})$
 $h_{\text{g}}=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=P_{\text{v}};x=x_{\text{v}})$
 $h_{\text{f}}=\text{Enthalpy}(\text{Water};P=P_{\text{v}};x=x_{\text{c}})$
 $h_{\text{fg}}=h_{\text{g}}-h_{\text{f}}$

{ANÁLISIS TERMODINÁMICO}

{Balance de Masa}

$m_{\text{dot_J1}}=m_{\text{dot_J2}}+m_{\text{dot_E3}}$
 $x_{\text{J_1}}*m_{\text{dot_J1}}=x_{\text{J_2}}*m_{\text{dot_J2}}+x_{\text{J_3}}*m_{\text{dot_E3}}$
 $c_{\text{p_J1}}=3,73$ [kJ/kg K]

{Balance de Energía}

$m_{\text{dot_v}}*h_{\text{fg}}=m_{\text{dot_J1}}*c_{\text{p_J1}}*(T_{\text{eva_3}}-T_{\text{J_1}})+m_{\text{dot_E3}}*h_{\text{fg_3}}$
 $Q_{\text{dot_kW}}=m_{\text{dot_v}}*h_{\text{fg}}$

{PRE DISEÑO}

{Calculo del area aproximada de transferencia de calor}

$Q_{\text{dot}}=Q_{\text{dot_kW}}*\text{Convert}(\text{kW};\text{W})$
 $Q_{\text{dot}}=U_{\text{o_aprox}}*A_{\text{aprox_o}}*\text{DELTA_T_lm}$
 {Seleccionamos un U_{o} de la Tabla 8.3,1 Geankoplis $U_{\text{o}}=1100-4000$ W/m²-K}
 $U_{\text{o_aprox}}=2500$ [W/m² C]
 $\text{DELTA_T_1}=T_{\text{v}}-T_{\text{J_1}}$ {CONTRAFLUJO}
 $\text{DELTA_T_2}=T_{\text{v}}-T_{\text{J_2}}$
 $\text{DELTA_T_lm}=(\text{DELTA_T_1}-\text{DELTA_T_2})/\ln(\text{DELTA_T_1}/\text{DELTA_T_2})$

{ $A_{\text{real}}=7$ }

{Diseño de Forma}

{Referencia Tubo de 1" Diametro Nominal}

$D_{\text{t_pulg}}=1$
 $D_{\text{t_i}}=(0,882)*\text{Convert}(\text{in};\text{m})$
 $D_{\text{t_o}}=(D_{\text{t_pulg}})*\text{Convert}(\text{in};\text{m})$
 $N_{\text{t}}=30$
 $A_{\text{real}}=\pi*D_{\text{t_o}}*L*N_{\text{t}}$

{Diametro de la Coraza aproximado}

$D_{\text{s_real}}=0,637*\text{sqrt}(C_{\text{L/C_TP}}*((A_{\text{real}}*P_{\text{T}}^2*D_{\text{t_o}})/L)^{(1/2)})$

$C_L = 0,87 \{ \text{Triangular } 30^\circ \}$
 $C_{TP} = 0,93 \{ 1 \text{ Pase} \}$
 $C = 10[\text{mm}] * \text{Convert}(\text{mm}; \text{m}) \{ \text{Tomando } 10 \text{ mm entre Tubos} \}$
 $S_T = C + D_{t_o}$
 $P_T = S_T / D_{t_o}$
 $B = 0,5 * D_{s_real}$

{ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR}

{ANÁLISIS POR EL LADO DE LA CORAZA-VAPOR}

{Propiedades del Vapor evaluadas a T_{film} para liquido y a $T_{sat} = T_v$ para hfg y ρ_g }

{ $T_{s_o} = 115$ }

$T_{film} = (T_{s_o} + T_v) / 2$

$\rho_f = \text{Density}(\text{Water}; T = T_{film}; x = x_c)$

$\rho_g = \text{Density}(\text{Water}; T = T_v; x = x_v)$

$v_g = \text{Volume}(\text{Water}; T = T_v; x = x_v)$

$k_f = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = T_{film}; x = x_c)$

$\mu_f = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = T_{film}; x = x_c)$

$Cp_f = Cp(\text{Water}; T = T_{film}; x = x_c)$

$Pr_f = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = T_{film}; x = x_c)$

$h_{prima_fg} = ((h_{fg} + 0,68 * Cp_f * (T_v - T_{s_o})))$

$h_{prima_fg_Joules} = h_{prima_fg} * \text{Convert}(\text{kJ/kg}; \text{J/kg})$

{Calculo del coeficiente de conveccion externo}

$O = ((k_f * L * (T_v - T_{s_o})))$

$Z = ((\mu_f * h_{prima_fg_joules} * ((\mu_f / \rho_f)^2 / g)^{1/3}))$

$P = O / Z$

{ $N_{u_L} = (1/P) * (0,68 * P + 0,89)^{0,82}$ {15,8 < P < 2530}

$N_{u_L} = (1/P) * ((0,024 * P - 53) * Pr_f^{1/2} + 89)^{4/3}$ {P > 2530}

$h_o = (N_{u_L} * k_f) / ((\mu_f / \rho_f)^2 / g)^{1/3}$ {Se asume condensacion en Placa Vertical}

$\Delta L = (((4 * k_f * \mu_f * (T_v - T_{s_o}) * L) / (g * \rho_f * (\rho_f - \rho_g) * h_{prima_fg_joules})))^{1/4}$ {Jusitifica el uso de la correlacion de placas verticales para cilindros verticales}

$Re_o = 4 * P * N_{u_L}$

{Determinación de Temperaturas Superficiales Interna y Externa}

$A_{real_i} = \pi * D_{t_i} * L * N_t$

$Q_{dot} = h_o * A_{real} * (T_v - T_{s_o})$

$Q_{dot} = (2 * \pi * k_{inox} * L * N_t) / \ln(D_{t_o} / D_{t_i}) * (T_{s_o} - T_{s_i})$

$T_{bar_s} = (T_{s_i} + T_{s_o}) / 2$

$k_{inox} = k_{('Stainless_AISI304'; T = T_{bar_s})}$

{ANÁLISIS POR EL LADO DE LOS TUBOS- JUGO DE FRUTA}

{Propiedades del jugo de fruta de Maracuyá evaluadas a la temperatura de saturación}

$v_J = \mu_J / \rho_J$

$P_3 = \text{Pressure}(\text{Water}; T = T_{eva_3}; x = x_v)$

$\mu_J = 0,001242$

$k_J = 0,5997$

$\rho_J = 1055,58$

$h_{f_J} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{eva_3}; x = x_c)$

$h_{g_J} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{eva_3}; x = x_v)$

$h_{prima_fg_J} = h_{g_J} - h_{f_J}$

$h_{prima_fg_J_joules} = h_{prima_fg_J} * \text{Convert}(\text{kJ/kg}; \text{J/kg})$

{Calculo del Número de Reynolds}

$GAMMA = (\rho_J * g * \Delta_{film}^3) / (v_J^3)$

$\Delta_{film} = 0,0005748$

$Re_i = (4 * GAMMA) / \mu_J$

{Calculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos}

$h_i = 0,606 * ((k_J^3 * g) / (v_J^2))^{1/3} * (GAMMA / \mu_J)^{(-0,22)}$

{Coeficiente Global de Transferencia de Calor}

$U_o = 1 / ((D_{t_o} / D_{t_i} * 1 / h_i) + (D_{t_o} / D_{t_i} * R_{fi}) + (D_{t_o} / 2 * \ln(D_{t_o} / D_{t_i}) / k_{inox}) + (R_{fo}) + (1 / h_o))$

$R_{fi} = 0 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$ {Fouling por fluidos organicos industriales}

$R_{fo} = 0,000088 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$ {Ciclo cerrado, condensado}

{Area de transferencia de calor real}

$Q_{dot} = U_o * A_{real} * F_c * \Delta T_{lm}$

{Factor de Corrección}

F_c=1 {Evaporador}

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$A_{\text{aprox,o}} = 2,219 \text{ [m}^2\text{]}$

$A_{\text{real,i}} = 4,641 \text{ [m}^2\text{]}$

$C = 0,01 \text{ [m]}$

$C_L = 0,87$

$C_{TP} = 0,93$

$\delta_L = 0,0001738 \text{ [m]}$

$\Delta T_{2,2} = 89,68 \text{ [C]}$

$D_{s,\text{real}} = 0,2117 \text{ [m]}$

$D_{t,o} = 0,0254 \text{ [m]}$

$F_c = 1$

$\Gamma = 0,5566 \text{ [kg/m-s]}$

$h_{fg} = 2130 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{f,3} = 230,2 \text{ [kJ/kg]}$

$h_g = 2740 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{g,J} = 2600 \text{ [kJ/kg]}$

$h_o = 7049 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$

$h_{\text{prima,fg,J}} = 2370 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{\text{prima,fg,J,joules}} = 2,370\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$

$K_{\text{inox}} = 16,58 \text{ [W/m-K]}$

$L = 2,198 \text{ [m]}$

$\mu_J = 0,001242 \text{ [kg/m-s]}$

$\dot{m}_{J1} = 0,8333 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{\text{Jugo}} = 3000 \text{ [kg/h]}$

$N_t = 30$

$O = 20,82 \text{ [W]}$

$Pr_f = 1,281$

$P_T = 1,394$

$P_{v,\psi} = 59,7 \text{ [psi]}$

$\dot{Q}_{\text{KW}} = 524,8 \text{ [kW]}$

$Re_o = 2016$

$\rho_g = 2,221 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{fi} = 0 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$

$ST = 0,0354 \text{ [m]}$

$T_{\text{eva},3} = 55 \text{ [C]}$

$T_{J,1} = 45 \text{ [C]}$

$T_{s,i} = 120,9 \text{ [C]}$

$T_v = 144,7 \text{ [C]}$

$U_{o,\text{aprox}} = 2500 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$

$v_J = 0,000001177 \text{ [m}^2\text{/s]}$

$x_{E,f} = 0$

$x_{J,1} = 0,15$

$x_{J,3} = 0$

$Z = 0,007313 \text{ [W]}$

$A_{\text{real}} = 5,262 \text{ [m}^2\text{]}$

$B = 0,1059 \text{ [m]}$

$C_{pr} = 4,283 \text{ [kJ/kg-K]}$

$C_{p,J1} = 3,73 \text{ [kJ/kg-K]}$

$\delta_{\text{film}} = 0,0005748 \text{ [m]}$

$\Delta T_{t,1} = 99,68 \text{ [C]}$

$\Delta T_{t,lm} = 94,59 \text{ [C]}$

$D_{t,i} = 0,0224 \text{ [m]}$

$D_{t,\text{pulg}} = 1 \text{ [in]}$

$g = 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$

$h_f = 609,4 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{f,3} = 2370 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{f,J} = 230,2 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{g,3} = 2600 \text{ [kJ/kg]}$

$h_i = 1821 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$

$h_{\text{prima,fg}} = 2172 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{\text{prima,fg,Joules}} = 2,172\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$

$k_f = 0,6696 \text{ [W/m-K]}$

$K_J = 0,5997 \text{ [W/m-K]}$

$\mu_f = 0,0002003 \text{ [kg/m-s]}$

$\dot{m}_{E3} = 0,2083 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{J2} = 0,625 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_v = 0,2463 \text{ [kg/s]}$

$Nu_{L} = 0,177$

$P = 2847$

$P_3 = 15,75 \text{ [kPa]}$

$P_v = 411,6 \text{ [kPa]}$

$\dot{Q} = 524789 \text{ [W]}$

$Re_i = 1792$

$\rho_f = 928,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$\rho_J = 1056 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{fo} = 0,000088 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$

$\bar{T}_s = 125,7 \text{ [C]}$

$T_{\text{film}} = 137,6 \text{ [C]}$

$T_{J,2} = 55 \text{ [C]}$

$T_{s,o} = 130,5 \text{ [C]}$

$U_o = 1054 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$

$v_g = 0,4502 \text{ [m}^3\text{/kg]}$

$x_c = 0$

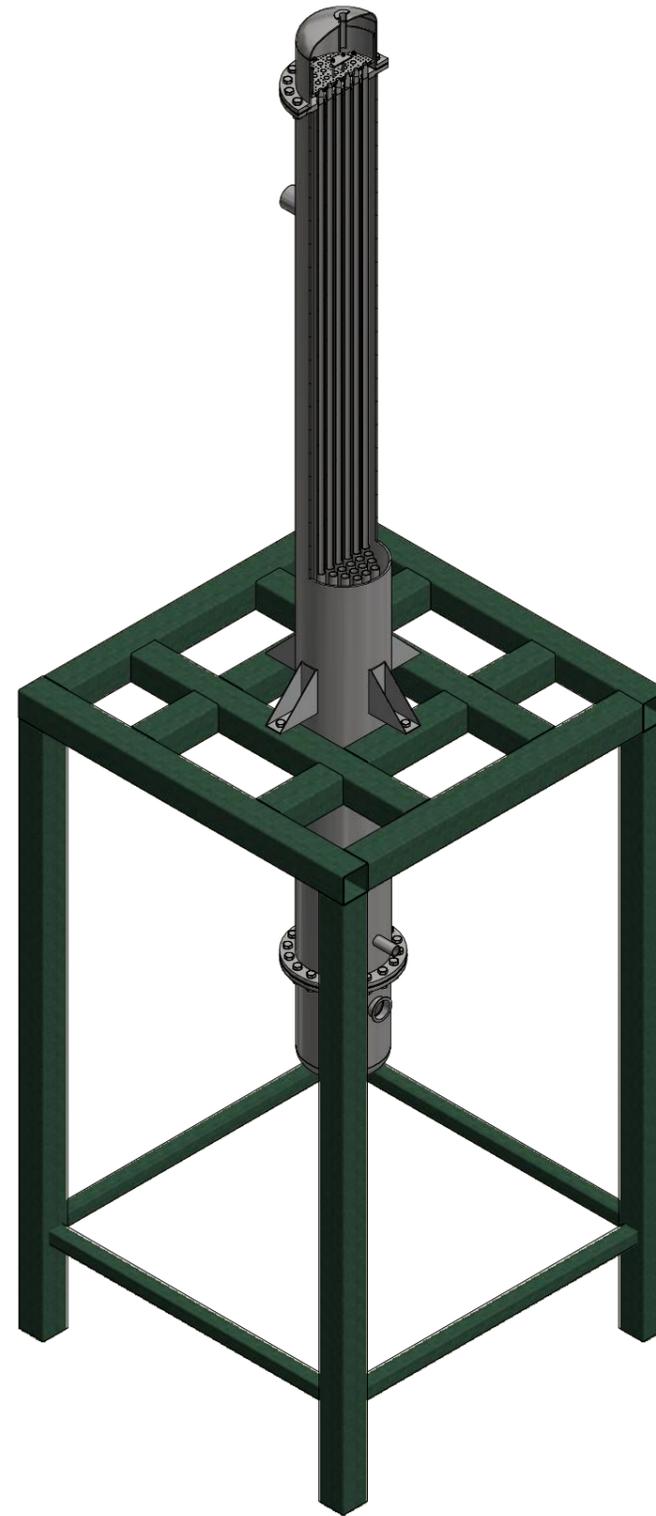
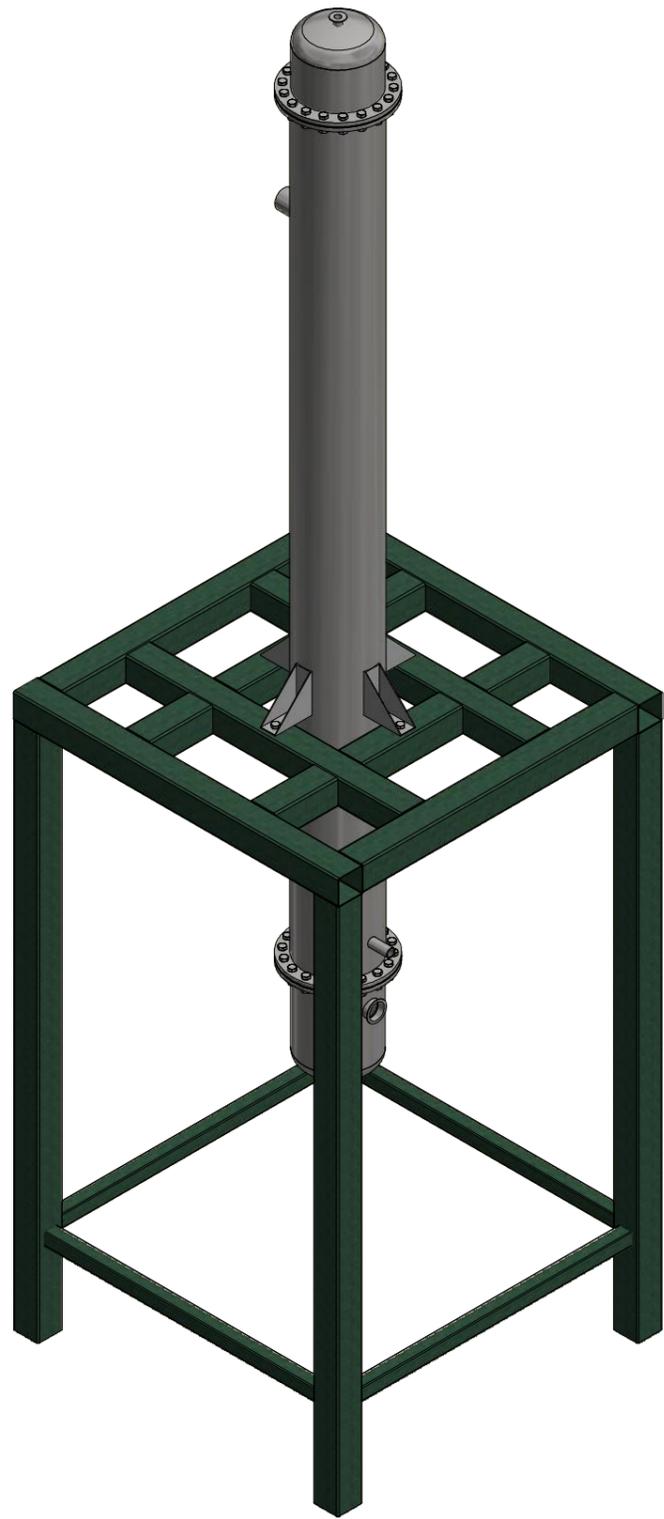
$x_{E,g} = 1$

$x_{J,2} = 0,2$

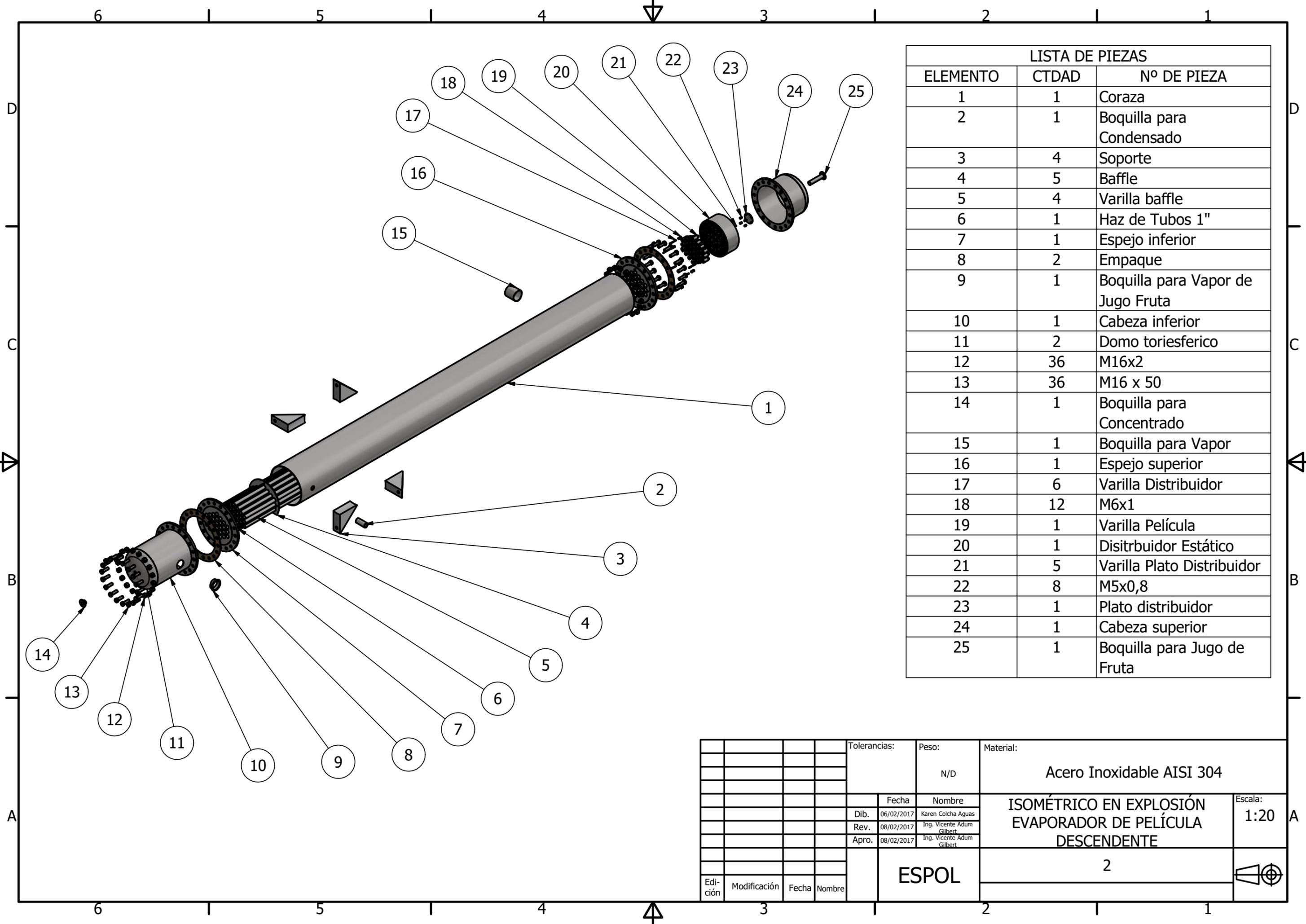
$x_v = 1$

No unit problems were detected.

PLANOS DE DISEÑO DEL EVAPORADOR DE PELÍCULA
DESCENDENTE Y TODOS SUS ELEMENTOS

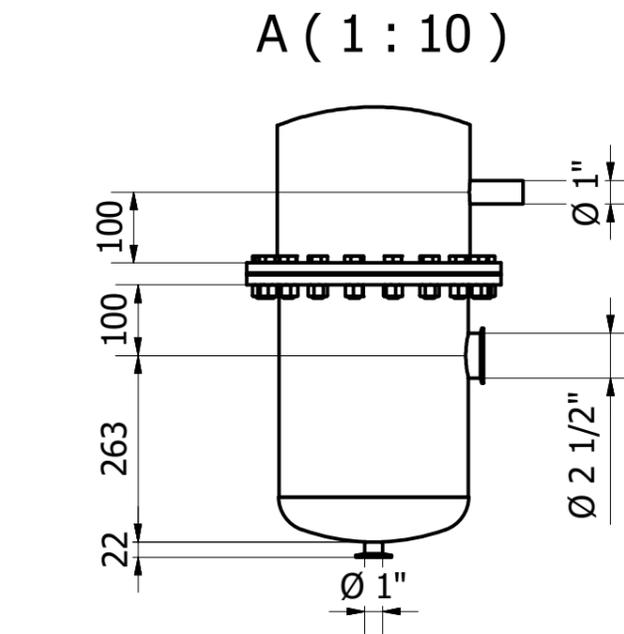
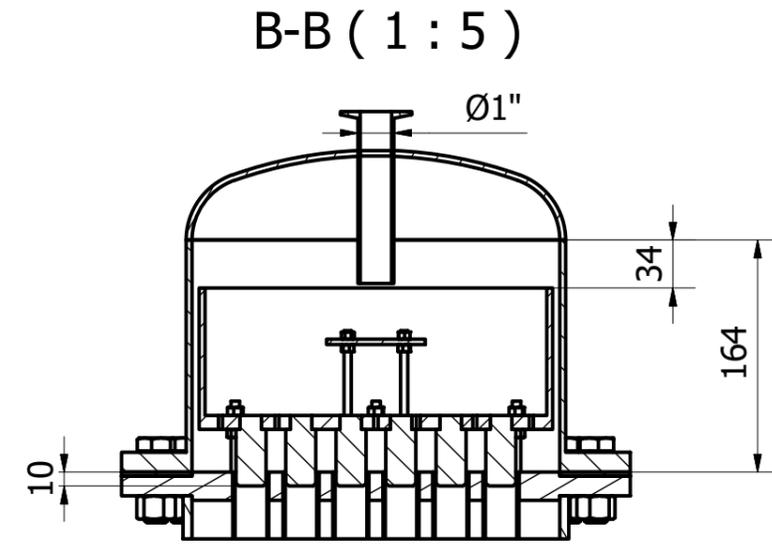
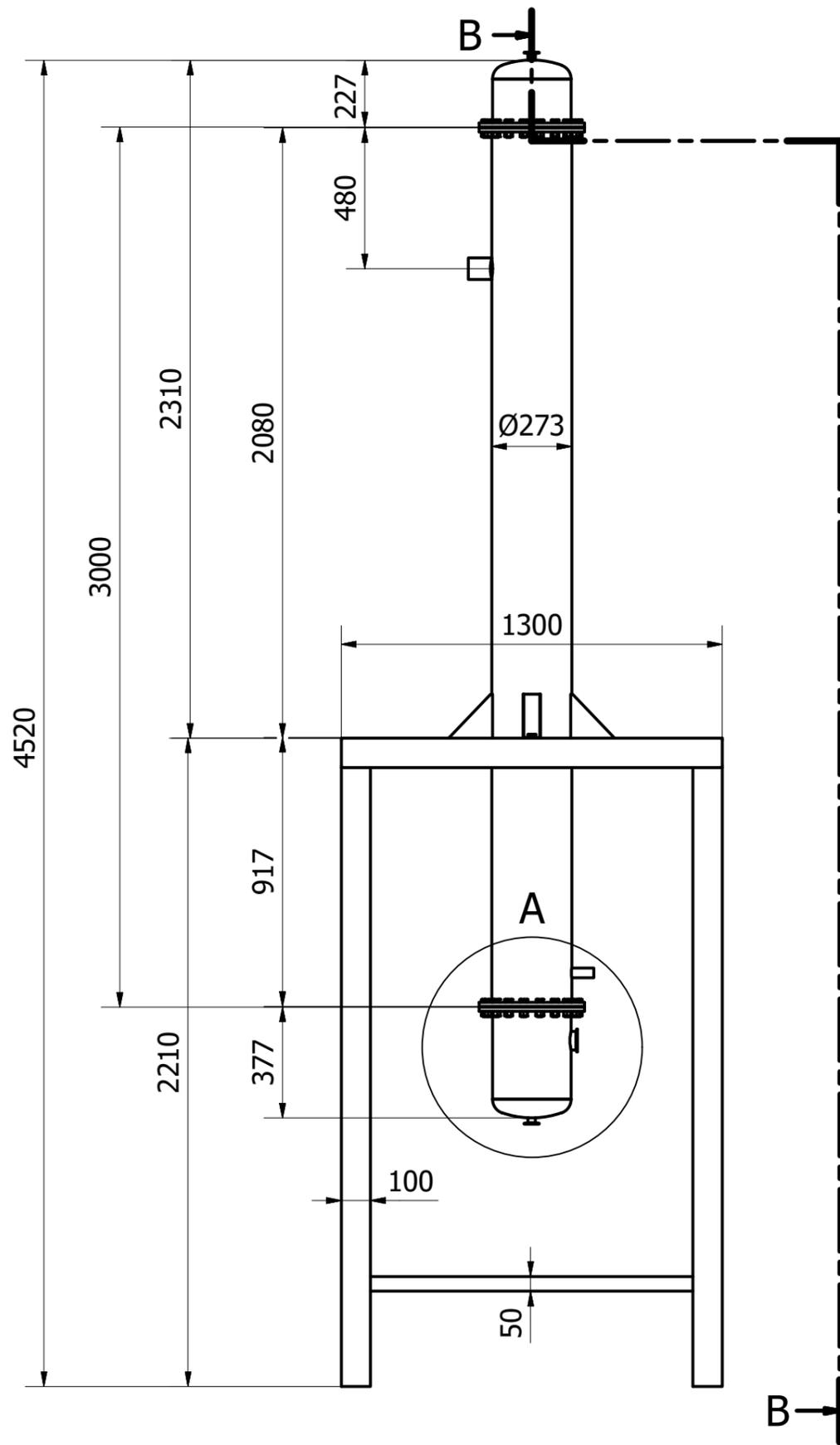


				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					N/D	N/A	
					Fecha	Nombre	ISOMÉTRICO EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	Escala: 1:20
					ESPOL		1
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

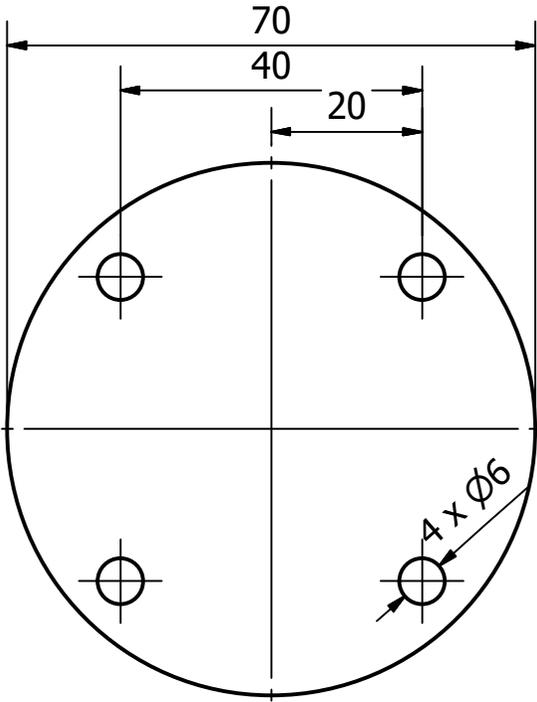


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Coraza
2	1	Boquilla para Condensado
3	4	Soporte
4	5	Baffle
5	4	Varilla baffle
6	1	Haz de Tubos 1"
7	1	Espejo inferior
8	2	Empaque
9	1	Boquilla para Vapor de Jugo Fruta
10	1	Cabeza inferior
11	2	Domo toriesferico
12	36	M16x2
13	36	M16 x 50
14	1	Boquilla para Concentrado
15	1	Boquilla para Vapor
16	1	Espejo superior
17	6	Varilla Distribuidor
18	12	M6x1
19	1	Varilla Película
20	1	Disitrbuidor Estático
21	5	Varilla Plato Distribuidor
22	8	M5x0,8
23	1	Plato distribuidor
24	1	Cabeza superior
25	1	Boquilla para Jugo de Fruta

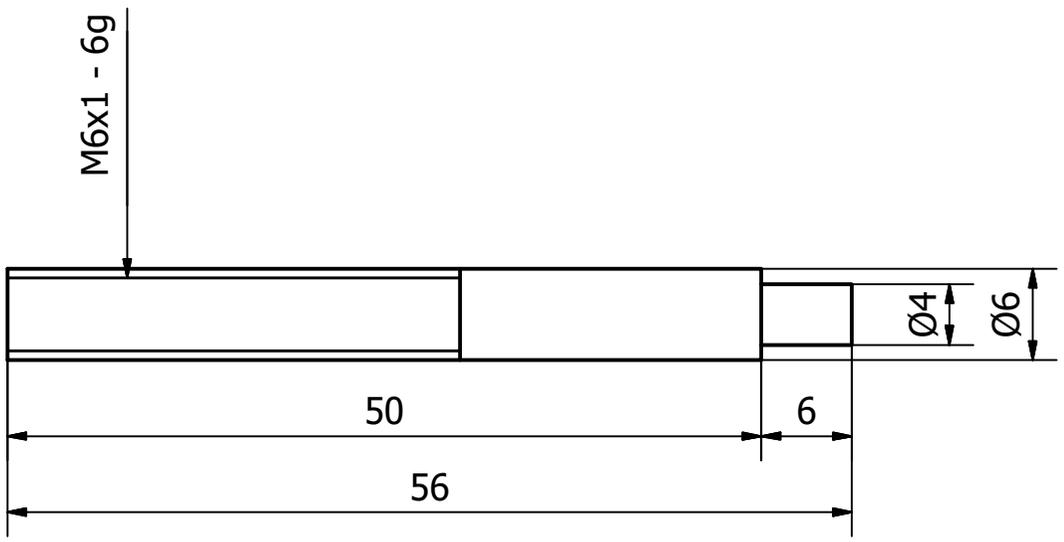
				Tolerancias:	Peso:	Material:		
					N/D	Acero Inoxidable AISI 304		
				Fecha	Nombre	ISOMÉTRICO EN EXPLOSIÓN EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE		
				Dib. 06/02/2017	Karen Colcha Aguas			Escala: 1:20
				Rev. 08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert			
				Apro. 08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert			
				ESPOL		2		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre					



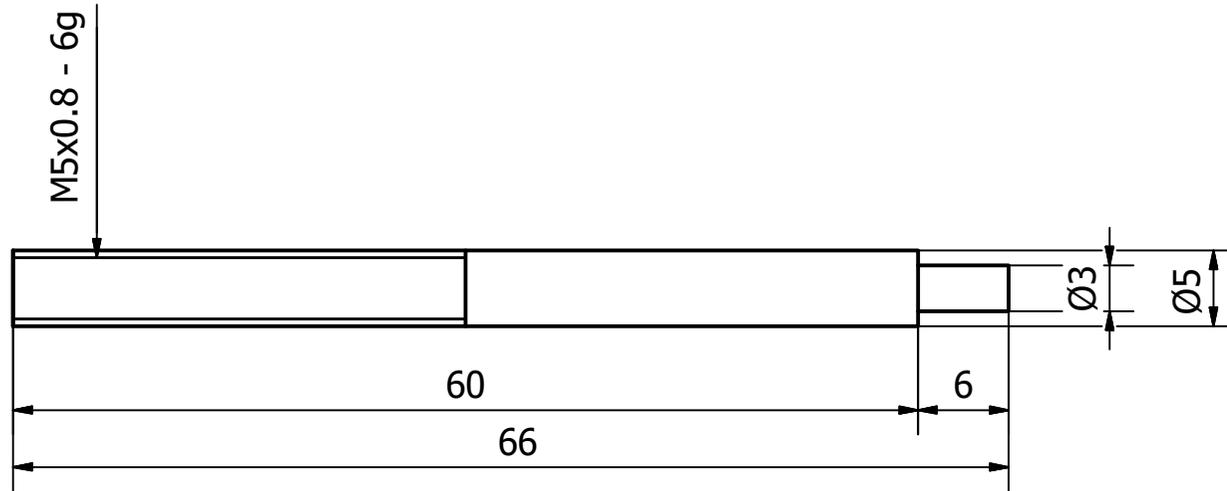
				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					N/D	Acero Inoxidable AISI 304	
				Fecha	Nombre	ENSAMBLE EVAPORADOR DE PELÍCULA DESCENDENTE	Escala:
				Dib. 06/02/2017	Karen Colcha Aguas		1:20
				Rev. 08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert		
				Apro. 08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert		
						3	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPOL			



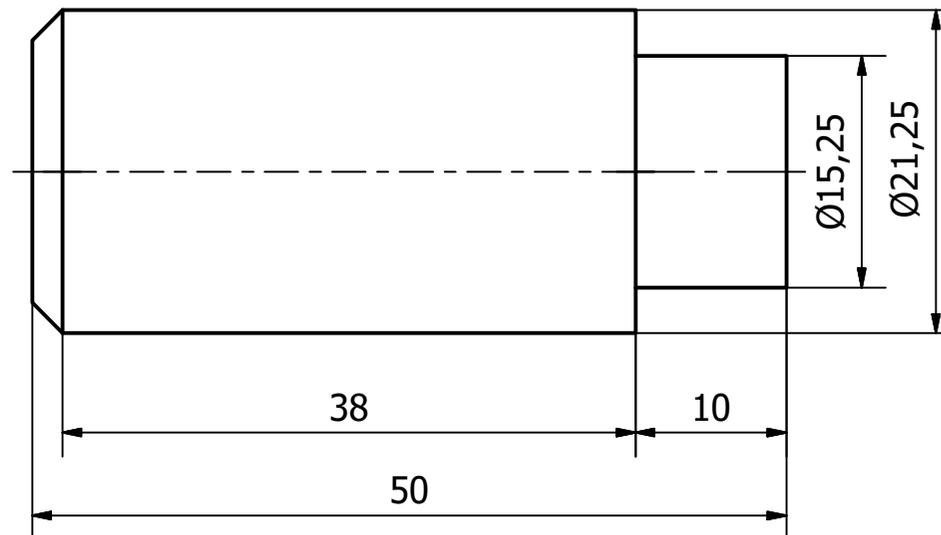
				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,120 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	PLATO DISTRIBUIDOR
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
							Escala:
							1:1
Edición	Modificación	Fecha	Nombre		ESPOL		7



				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,012 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	VARILLA PARA DISTRIBUIDOR
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	Escala: 2:1
					ESPOL		8
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



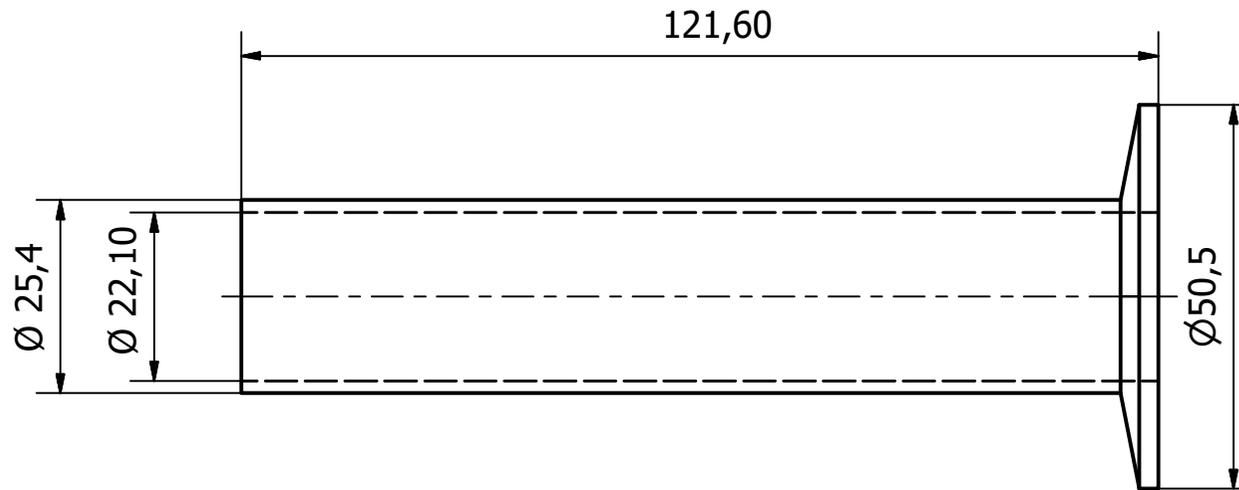
				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,010 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	Escala:
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	2:1
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre		ESPOL	9	



				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,127 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	VARILLA PARA PELÍCULA
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
					ESPOL		10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

Escala:
2:1

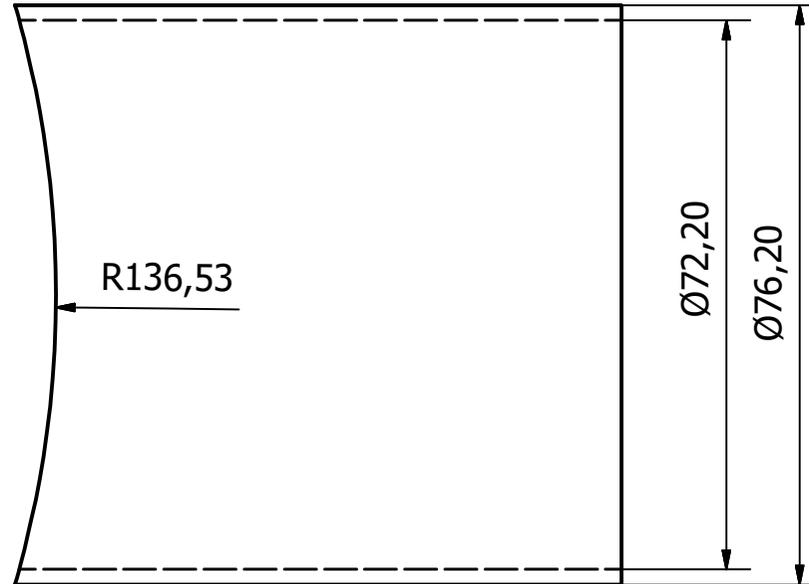
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Boquilla para Jugo de Fruta	Ferrule Tipo Clamp 1"



				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,163 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	BOQUILLA PARA JUGO DE FRUTA
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	Escala:
							1:1
Edición	Modificación	Fecha	Nombre		ESPOL		18

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Boquilla para vapor	Neplo Hembra roscado NPT 3"

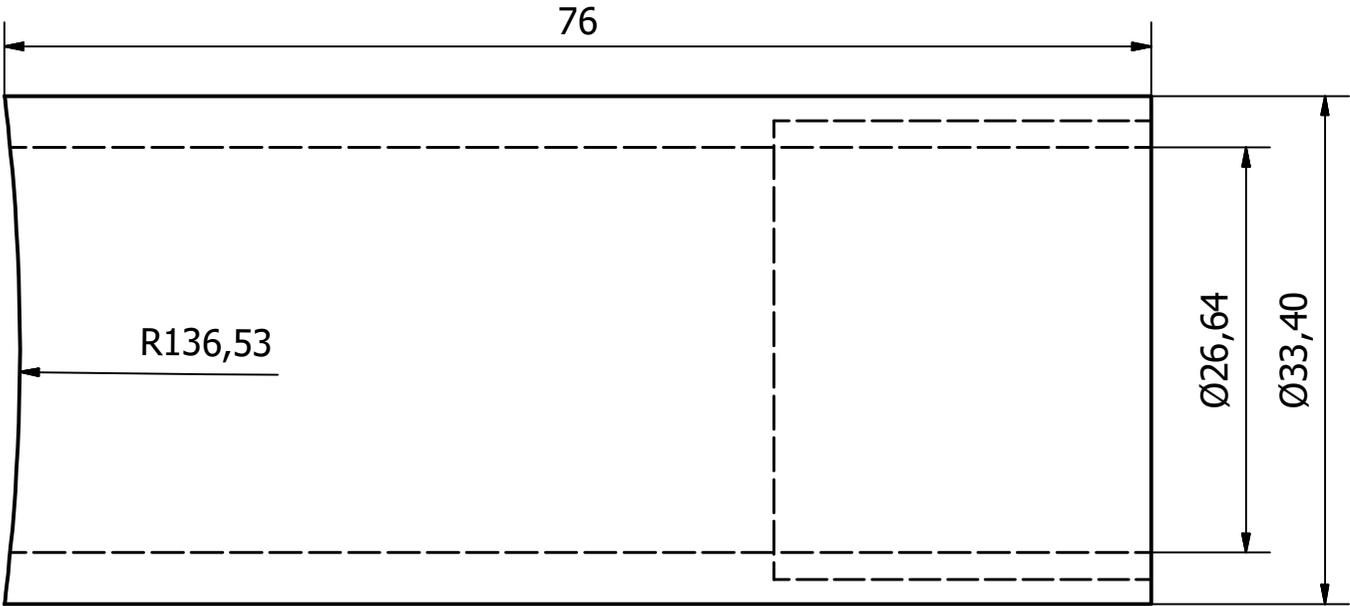


				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					N/D	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	BOQUILLA PARA VAPOR
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
					ESPOL		19
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

Escala:
1:1

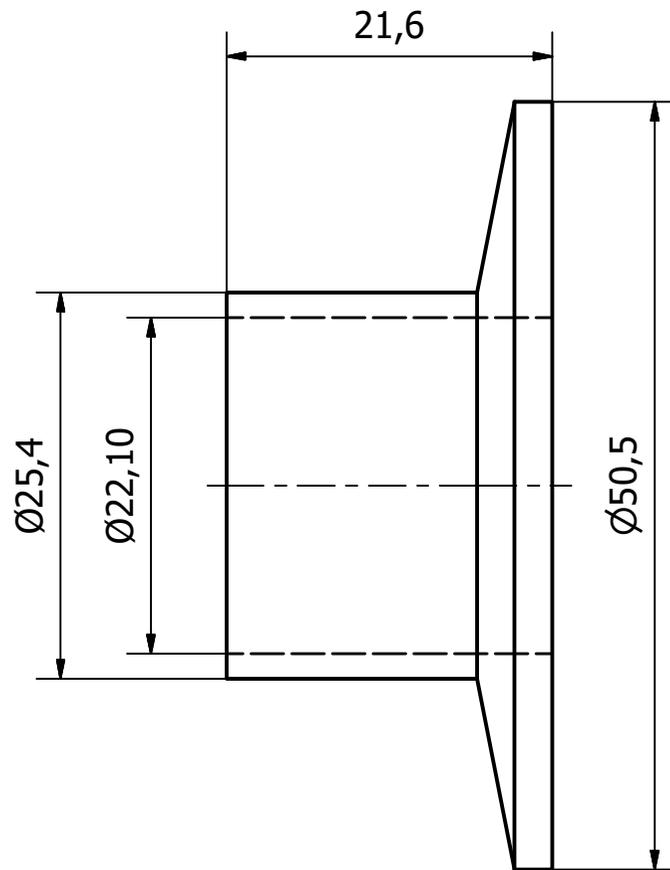


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Boquilla para Condensado	Neplo Hembra roscado NPT 1 "



				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,192 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	BOQUILLA PARA CONDENSADO
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
					ESPOL		20
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				





LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Boquilla de concentra do	Ferrule Tipo Clamp 1"

				Tolerancias:	Peso:	Material:	
					0,064 kg	Acero Inoxidable AISI 304	
					Fecha	Nombre	BOQUILLA PARA CONCENTRADO
				Dib.	06/02/2017	Karen Colcha Aguas	
				Rev.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
				Apro.	08/02/2017	Ing. Vicente Adum Gilbert	
					ESPOL		21
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

