



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de investigación previo a la
obtención del título de Ingeniero
Mecánico.

Título del Proyecto de Investigación:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PASTEURIZADORA TUBULAR
PARA EL PROCESAMIENTO DE ZUMO DE NARANJA.**

Autor:

Jadner Gerardo Meléndez Arista

Director del Proyecto de Investigación:

Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor, M.Sc.

Quevedo – Los Ríos – Ecuador.

2022

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Jadner Gerardo Meléndez Arista**, declaro que la investigación aquí descrita es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este documento, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Jadner Gerardo Meléndez Arista

C.C. # 70670569

CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor**; Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el estudiante **Jadner Gerardo Meléndez Arista**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PASTEURIZADORA TUBULAR PARA EL PROCESAMIENTO DE ZUMO DE NARANJA**”, previo a la obtención del título de **Ingeniero Mecánico**, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor, M.Sc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO

Por medio del presente me permito certificar, que el estudiante **Jadner Gerardo Meléndez Arista**, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica en la modalidad presencial, una vez finalizado el proyecto de investigación titulado “**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PASTEURIZADORA TUBULAR PARA EL PROCESAMIENTO DE ZUMO DE NARANJA**”, tengo a bien informar que la respectiva revisión se realizó por medio del sistema Urkund, con un porcentaje favorable del 3%.

Se adjunta imagen del Sistema Urkund.

	
Documento	URKUND.docx (D136562284)
Presentado	2022-05-14 12:21 (-05:00)
Presentado por	Rodger (rsalazarl@uteq.edu.ec)
Recibido	rsalazarl.uteq@analysis.urkund.com
	3% de estas 69 páginas, se componen de texto presente en 18 fuentes.

Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor M.Sc.

DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Título:

“Diseño y simulación de una pasteurizadora tubular para el procesamiento de zumo de naranja”

Presentado al Consejo Directivo como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Omar Arturo Cevallos Muñoz

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Diego Javier Punina Guerrero

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo

QUEVEDO-LOS RÍOS-ECUADOR

2022

AGRADECIMIENTOS

En primera instancia agradezco a Dios por ser mi guía y por haberme dado fuerzas y salud para poder concluir satisfactoriamente con esta etapa profesional.

A la Universidad Técnica Estatal de Quevedo y a cada uno de los docentes de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería que me impartieron sus conocimientos, valores, apoyo y dedicación a lo largo de mi carrera profesional.

Al Ingeniero Rodger Salazar Loo, por haber tenido la disposición de ser mi tutor y guía para llevar a cabo este Proyecto de Investigación. Por compartirme sus conocimientos, su apoyo incondicional, paciencia y el tiempo dedicado a lo largo de este proceso para terminar apropiadamente la tesis de grado.

A mis padres José Wilder Meléndez Montoya y Floría Arista Vargas, por haberme tenido paciencia, brindarme su comprensión y siempre estar allí apoyándome. A mis hermanos, amigos y a todas las personas que me brindaron su apoyo a lo largo de mi carrera universitaria y en el desarrollo de mi tesis.

DEDICATORIA

El presente proyecto de investigación se lo dedico con mucha devoción a Dios por permitirme cumplir con esta meta que me planteo hace varios años atrás. A mis padres y hermanos que constantemente estuvieron conmigo apoyándome de diferentes maneras siempre que lo necesité.

Del mismo modo, dedico este Proyecto de Investigación a mis compañeros de la carrera de ingeniería mecánica, a mis amigos del entorno social que hice en Ecuador, a mis amigos de mi país natal, el Perú, por motivarme cada día y acompañarme en mi carrera universitaria, también a los docentes que siempre estuvieron presentes cuando necesité de su apoyo y guía.

RESUMEN EJECUTIVO Y PALABRAS CLAVES

En el presente proyecto de investigación, se detallan los procedimientos utilizados para el diseño y simulación de un pasteurizador tubular de tubo corrugado, con la finalidad de ofertar un diseño confiable a los productores de naranja del país, ya que gracias a este tipo de equipos se pueden procesar de manera eficiente su materia prima en zumo de naranja de calidad. El diseño del sistema de pasteurización tubular se realizó según la norma TEMA, y se ha dividido en cuatro secciones: balance de energía, diseño térmico, diseño hidráulico y diseño mecánico. En el balance de energía se determinó las condiciones de operación de los intercambiadores de calor. En el diseño térmico se definió el diámetro de la coraza, el diámetro de los tubos y su longitud. En el diseño hidráulico se calculó la caída de presión en cada uno de los equipos intercambiadores de calor. Finalmente, en el diseño mecánico se determinó el espesor y material de cada parte que conforma el intercambiador de calor. Mediante el uso del software de SolidWorks se modeló y realizó simulaciones computacionales de los intercambiadores de calor, simulando el comportamiento de los fluidos en condiciones de operación del pasteurizador tubular, donde los fluidos involucrados son el zumo de naranja y los fluidos de servicio son agua caliente a 99 °C y agua fría a 1 °C. Los resultados obtenidos del análisis del software se comparan con los datos de diseño del proyecto para verificar su veracidad, demostrando que los valores de los parámetros han sido los correctos. Se realizó un ensamble general del sistema y se elaboraron los principales planos de diseño.

Palabras clave: Sistema de pasteurización, intercambiadores de calor, naranja, tipos de pasteurización.

ABSTRACT AND KEYWORDS.

In this research project, the procedures used for the design and simulation of a corrugated tube tubular pasteurizer are detailed, with the purpose of offering a reliable design to the orange producers of the country, since thanks to this type of equipment they can efficiently process their raw material into quality orange juice. The design of the tubular pasteurization system was carried out according to the TEMA standard, and has been divided into four sections: energy balance, thermal design, hydraulic design and mechanical design. In the energy balance, the operating conditions of the heat exchangers were determined. In the thermal design, the shell diameter, tube diameter and tube length were defined. In the hydraulic design, the pressure drop in each of the heat exchangers was calculated. Finally, in the mechanical design, the thickness and material of each part of the heat exchanger was determined. Using Solidworks software, computational simulations of the heat exchangers were modeled and carried out, simulating the behavior of the fluids under operating conditions of the tubular pasteurizer, where the fluids involved are orange juice and the service fluids are hot water at 99 °C and cold water at 1 °C. The results obtained from the software analysis are compared with the design data of the project to verify its veracity, demonstrating that the values of the parameters have been correct. A general assembly of the system was carried out and the main design drawings were prepared.

Keywords: Pasteurization system, heat exchangers, orange, pasteurization types.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
1. CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	3
1.1. Problema de investigación.	4
1.1.1. Planteamiento del problema.	4
1.1.1.1. Diagnóstico.....	4
1.1.1.2. Pronóstico.....	5
1.1.2. Formulación del problema.	5
1.1.3. Sistematización del problema.	5
1.2. Objetivos.	6
1.2.1. Objetivo general.....	6
1.2.2. Objetivos específicos.	6
1.3. Justificación.....	6
CAPÍTULO II.....	8
2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
2.1. Generalidades de la naranja.	9
2.1.1. Origen.	9
2.1.2. Definición.	9
2.1.3. Zumo de naranja.	9
2.1.4. Valor nutritivo de la naranja.	10
2.1.5. Composición química.	11
2.1.6. Sólidos solubles: azúcares y ácidos.	12
2.1.6.1. Azúcares en la naranja.....	12
2.1.6.2. Ácidos en la naranja.	12
2.1.7. Grados Brix e índice de madurez de la naranja.	13

2.1.8. Microorganismos frecuentes en el zumo de naranja.....	13
2.2. Temperatura de pasteurización del zumo de naranja.	13
2.3. Efectos de pasteurización en el zumo de naranja.....	13
2.4. Proceso productivo.....	14
2.5. Pasteurización.	15
2.5.1. Fase 1: Pasteurización.....	15
2.5.2. Fase 2: Enfriamiento.....	16
2.5.3. Tipos de pasteurización.	16
2.5.3.1. Pasteurización discontinua o VAT (LTLT - Low temperature long time).....	16
2.5.3.1.1. Ventajas de la pasteurización LTLT.....	17
2.5.3.1.2. Desventajas de la pasteurización LTLT.	17
2.5.3.2. Pasteurización a altas temperaturas durante un corto tiempo (HTST - High Temperature/Short Time).	18
2.5.3.2.1. Proceso batch.....	18
2.5.3.2.2. Proceso de flujo continuo.	18
2.5.3.2.3. Ventajas de la pasteurización HTST.....	18
2.5.3.2.4. Desventajas de la pasteurización HTST.	19
2.5.3.3. Proceso a temperaturas ultra altas (UHT, Ultra-High Temperature).	19
2.5.3.3.1. Ventajas de la pasteurización UHT.	20
2.5.3.3.2. Desventajas de la pasteurización UHT.....	20
2.5.4. Tipos de pasteurizadores.....	21
2.5.4.1. Pasteurizadores tubulares.	21
2.5.4.1.1. Ventajas de los pasteurizadores tubulares.	21
2.5.4.1.2. Desventajas de los pasteurizadores tubulares.	22
2.5.4.2. Pasteurizadores de placas.	22
2.5.4.2.1. Ventajas de los pasteurizadores de placas.	22
2.5.4.2.2. Desventajas de los pasteurizadores de placas.	22

2.5.5. Descripción del proceso de pasteurización.....	23
2.6. Equipos empleados en la pasteurización de líquidos	25
2.7. Norma general del códex para zumos (jugos) y néctares de frutas (CODEX STAN 247-2005). 25	
2.8. Norma técnica ecuatoriana (NTE INEN 2 337:2008).....	26
2.9. Materiales.....	26
2.9.1. Acero inoxidable AISI 316L.	26
2.9.2. Acero inoxidable AISI 304.....	27
2.10. Clasificación de los intercambiadores de calor.....	29
2.10.1. Intercambiador de calor tubular.....	30
2.10.2. Intercambiador de calor de placas.	32
2.11. Tipos de calentamiento.	33
2.11.1. Calentamiento indirecto.....	33
2.11.2. Calentamiento directo.....	33
2.12. Transferencia de calor.....	33
2.12.1. Transferencia de calor por conducción.....	34
2.12.2. Transferencia de calor por convección.	34
2.12.3. Transferencia de calor por radiación.	34
2.13. Número de Reynolds.....	35
2.14. Flujo laminar y turbulento.....	35
2.15. Factor de fricción.	35
2.15.1.1. Factor de fricción para flujo laminar.....	36
2.15.1.2. Factor de fricción para flujo turbulento.....	36
2.16. Balance de energía.	36
2.17. Análisis de intercambiadores de calor mediante: Método de la temperatura media logarítmica.	37
2.17.1. Diferencia de temperaturas media logarítmica.	37
2.17.2. Número de Nusselt.	38

2.17.2.1. Número de Nusselt para flujo laminar en tubos circulares.	38
2.17.2.2. Número de Nusselt para flujo turbulento en tubos circulares.	39
2.17.3. Número de Prandtl.	40
2.17.4. Coeficiente global de transferencia de calor.	41
2.17.5. Coeficientes de convección.	43
2.17.6. Caída de presión.	43
2.17.7. Potencia de bombeo.	44
2.17.8. Velocidad de los fluidos.	44
2.17.8.1. Velocidad del fluido a través de un tubo.	44
2.17.8.2. Velocidad del fluido a través de un banco de tubos.	44
2.17.8.2.1. Velocidad del fluido de acuerdo con el tipo de arreglo del banco de tubos.	45
2.17.8.2.1.1. Para un arreglo cuadrado.	45
2.17.8.2.1.2. Para un arreglo triangular:	45
2.18. Partes mecánicas de un intercambiador de calor tubular.	45
2.18.1. Coraza.	45
2.18.1.1. Tipos de coraza.	46
2.18.2. Tubos interiores.	46
2.18.2.1. Tipos de corrugación.	47
2.18.2.1.1. Corrugación HARD.	47
2.18.2.1.2. Corrugación SOFT.	47
2.18.2.2. Disposición de los tubos internos.	48
2.18.2.3. Mercado de tubería de acero inoxidable corrugado.	50
2.18.3. Deflectores.	50
2.18.4. Espejos.	52
CAPÍTULO III	53
3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	53
3.1. Localización.	54

3.1.1. Descripción del lugar.....	54
3.2. Tipo de investigación.....	55
3.2.1. Investigación bibliográfica.....	55
3.2.2. Investigación exploratoria.....	55
3.2.3. Investigación experimental.....	55
3.3. Métodos de investigación.....	55
3.3.1. Método de observación.....	56
3.3.2. Método deductivo.....	56
3.3.3. Método inductivo.....	56
3.3.4. Método experimental.....	57
3.4. Fuentes de recopilación de información.....	57
3.5. Diseño de la investigación.....	57
3.6. Instrumentos de investigación.....	58
3.7. Tratamiento de los datos.....	59
3.8. Recursos humanos y materiales.....	59
3.8.1. Recursos materiales.....	59
CAPÍTULO IV	60
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	60
4.1. Balance de materia.....	61
4.2. Cálculo de producción.....	62
4.3. Cálculo de la materia prima.....	63
4.4. Diseño de las zonas de pasteurización, regeneración, enfriamiento y retención.....	64
4.4.1. Propiedades de los fluidos.....	66
4.5. Balance de energía.....	66
4.5.1. Zona de pasteurización.....	67
4.5.2. Zona de regeneración.....	69
4.5.3. Zona de enfriamiento.....	72

4.5.3.1. Subzona de preenfriamiento.....	72
4.5.3.2. Subzona de enfriamiento.....	75
4.6. Diseño térmico.....	78
4.6.1. Intercambiador de calor para la zona de pasteurización.....	79
4.6.1.1. Cálculo para el flujo del zumo.....	79
4.6.1.1.1. Número Prandtl del zumo de naranja.....	79
4.6.1.1.2. Área interna del tubo.....	80
4.6.1.1.3. Velocidad del zumo de naranja.....	80
4.6.1.1.4. Número de Reynolds.....	80
4.6.1.1.5. Factor de fricción en la superficie interna de los tubos internos.....	81
4.6.1.1.6. Número de Nusselt.....	81
4.6.1.1.7. Coeficiente de convección interna.....	82
4.6.1.2. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.....	82
4.6.1.2.1. Área interna de la boquilla.....	83
4.6.1.2.2. Velocidad del fluido de servicio.....	83
4.6.1.2.3. Velocidad máxima del fluido de servicio.....	83
4.6.1.2.4. Número de Reynolds.....	84
4.6.1.2.5. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.....	84
4.6.1.2.6. Número de Nusselt.....	85
4.6.1.2.7. Corrección del número de Nusselt.....	85
4.6.1.2.8. Coeficiente de convección externa.....	85
4.6.1.3. Coeficiente global de transferencia de calor.....	86
4.6.1.4. Cálculo del área superficial.....	86
4.6.1.5. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.....	87
4.6.2. Zona de retención.....	87
4.6.2.1. Área interna del tubo.....	88
4.6.2.2. Cálculo de la longitud del tubo de retención.....	88

4.6.3. Intercambiador de calor para la zona de regeneración.	88
4.6.3.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.	90
4.6.3.1.1. Número de Reynolds.	90
4.6.3.1.2. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.....	90
4.6.3.1.3. Número de Nusselt.	91
4.6.3.1.4. Corrección del número de Nusselt.....	91
4.6.3.1.5. Coeficiente de convección externa.	92
4.6.3.2. Coeficiente global de transferencia de calor.	92
4.6.3.3. Cálculo del área superficial.	93
4.6.3.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.....	93
4.6.4. Intercambiadores de calor para la zona de enfriamiento.	93
4.6.4.1. Subzona de preenfriamiento.....	93
4.6.4.1.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.....	95
4.6.4.1.1.1. Velocidad del fluido de servicio.	95
4.6.4.1.1.2. Velocidad máxima del zumo de naranja.....	96
4.6.4.1.1.3. Número de Reynolds.	96
4.6.4.1.1.4. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.....	96
4.6.4.1.1.5. Número de Nusselt.	97
4.6.4.1.1.6. Corrección del número de Nusselt.....	97
4.6.4.1.1.7. Coeficiente de convección externa.	98
4.6.4.1.2. Coeficiente global de transferencia de calor.....	98
4.6.4.1.3. Cálculo del área superficial.	99
4.6.4.1.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.	99
4.6.4.2. Subzona de enfriamiento.	99
4.6.4.2.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.....	101
4.6.4.2.1.1. Número de Reynolds.	101
4.6.4.2.1.2. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.....	102

4.6.4.2.1.3. Número de Nusselt.	102
4.6.4.2.1.4. Corrección del número de Nusselt.....	103
4.6.4.2.1.5. Coeficiente de convección externa.	103
4.6.4.2.2. Coeficiente global de transferencia de calor.....	103
4.6.4.2.3. Cálculo del área superficial.	104
4.6.4.2.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.	104
4.7. Diseño hidráulico.	105
4.7.1. Intercambiador de calor de pasteurización.	105
4.7.1.1. Caída de presión en los tubos.	105
4.7.1.2. Caída de presión en la coraza.	105
4.7.1.3. Potencia de bombeo del producto.	105
4.7.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.....	106
4.7.2. Intercambiador de calor de regeneración.....	106
4.7.2.1. Caída de presión en los tubos.	106
4.7.2.2. Caída de presión en la coraza.	107
4.7.2.3. Potencia de bombeo del producto.	107
4.7.2.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.....	107
4.7.3. Intercambiador de calor de preenfriamiento.....	108
4.7.3.1.1. Caída de presión en los tubos.	108
4.7.3.1.2. Caída de presión en la coraza.	108
4.7.3.1.3. Potencia de bombeo del producto.....	108
4.7.3.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.	109
4.7.4. Intercambiador de calor de enfriamiento.	109
4.7.4.1.1. Caída de presión en los tubos.	109
4.7.4.1.2. Caída de presión en la coraza.	110
4.7.4.1.3. Potencia de bombeo del producto.....	110
4.7.4.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.	110

4.8. Diseño mecánico.....	111
4.8.1. Condiciones de diseño mecánico.....	111
4.8.2. Diseño de la coraza.....	111
4.8.2.1. Cálculo del espesor de la coraza.....	112
4.8.2.2. Cálculo de la presión interna de la coraza.....	113
4.8.3. Diseño de los tubos interiores.....	113
4.8.3.1. Cálculo del espesor de los tubos internos.....	114
4.8.3.2. Cálculo de la presión interna de los tubos internos.....	115
4.8.3.3. Arreglo del haz de tubos.....	115
4.8.4. Diseño de los deflectores.....	116
4.8.5. Diseño de los espejos.....	117
4.9. Cálculo y selección de componentes.....	118
4.9.1. Tanque de almacenamiento.....	118
4.9.2. Depósito refrigerado.....	119
4.9.3. Bomba centrífuga.....	120
4.9.4. Bridas.....	120
4.9.5. Reductor concéntrico.....	121
4.10. Simulación y análisis.....	121
4.10.1. Intercambiador de calor para la zona de pasteurización.....	121
4.10.1.1. Creación de proyecto de simulación de flujo.....	121
4.10.1.2. Volumen de control para los fluidos.....	122
4.10.1.3. Materiales para los sólidos.....	123
4.10.1.4. Condiciones de frontera.....	123
4.10.1.5. Metas a calcular.....	124
4.10.1.6. Parámetros del proceso de refinamiento.....	125
4.10.1.7. Resultados del análisis.....	125
4.10.2. Intercambiador de calor para la zona de regeneración.....	129

4.10.2.1.Resultados del análisis.....	130
4.10.3. Intercambiadores de calor para la zona de enfriamiento.	134
4.10.3.1.Intercambiador de calor para la subzona de preenfriamiento.....	134
4.10.3.1.1. Resultados del análisis.....	134
4.10.3.2.Intercambiador de calor para la subzona de enfriamiento.....	137
4.10.3.2.1. Resultados del análisis.....	138
CAPÍTULO V	141
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	141
5.1. Conclusiones.....	142
5.2. Recomendaciones.....	143
CAPÍTULO VI	144
6. BIBLIOGRAFÍA.....	144
CAPÍTULO VII.....	151
7. ANEXOS.....	151
8. PLANOS	184

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valor nutritivo de la naranja.....	10
Tabla 2. Composición de la naranja, en g100 g de naranja.....	11
Tabla 3. Contenido de vitaminas del zumo de naranja (100 ml).....	12
Tabla 4. Composición química de tubo corrugado AISI 316L.....	26
Tabla 5. Propiedades mecánicas de tubo corrugado AISI 316L.....	27
Tabla 6. Propiedades físicas de tubo corrugado AISI 316L.	27
Tabla 7. Composición química de tubo corrugado AISI 304.	28
Tabla 8. Propiedades mecánicas de tubo corrugado AISI 304.	28
Tabla 9. Propiedades físicas de tubo corrugado AISI 304.	28
Tabla 10. Clasificación de los intercambiadores de calor.	29
Tabla 11. Fuentes de recopilación de información.....	57
Tabla 12. Producción de zumo de naranja.....	63
Tabla 13. Cálculo de la materia prima.....	64
Tabla 14. Propiedades de los fluidos utilizados en el sistema.....	66
Tabla 15. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de pasteurización.	67
Tabla 16. Propiedades del agua saturada a 95 °C.....	68
Tabla 17. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de regeneración.....	70
Tabla 18. Propiedades del agua saturada a 84 °C.....	71
Tabla 19. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de preenfriamiento.	72
Tabla 20. Propiedades del agua saturada a 7 °C.....	74
Tabla 21. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de enfriamiento.	75
Tabla 22. Propiedades del agua saturada a 4 °C.....	77
Tabla 23. Tubería interna para el intercambiador de pasteurización.....	78
Tabla 24. Tubería para la coraza del intercambiador de pasteurización.....	78

Tabla 25. Propiedades del agua saturada a 95 °C.....	82
Tabla 26. Datos utilizados para el cálculo del tubo de retención.	87
Tabla 27. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de regeneración.	89
Tabla 28. Propiedades del agua saturada a 84 °C.....	90
Tabla 29. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de preenfriamiento.	94
Tabla 30. Propiedades del agua saturada a 7 °C.....	95
Tabla 31. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de preenfriamiento.	100
Tabla 32. Propiedades del agua saturada a 4 °C.....	101
Tabla 33. Dimensiones de la coraza.	112
Tabla 34. Parámetros para el cálculo mecánico de la coraza.	112
Tabla 35. Dimensiones de los tubos internos.	113
Tabla 36. Parámetros para el cálculo mecánico de los tubos internos.....	114
Tabla 37. Características del tanque de almacenamiento.	118
Tabla 38. Características del depósito refrigerado.	119
Tabla 39. Parámetros en el intercambiador de pasteurización a la salida del producto. ..	128
Tabla 40. Parámetros en el intercambiador de pasteurización a la salida del agua caliente.	129
Tabla 41. Parámetros en el intercambiador de regeneración a la salida del producto.....	132
Tabla 42. Parámetros en el intercambiador de regeneración a la salida del agua caliente.	133
Tabla 43. Parámetros en el intercambiador de preenfriamiento a la salida del producto.	136
Tabla 44. Parámetros en el intercambiador de preenfriamiento a la salida del agua caliente.	137
Tabla 45. Parámetros en el intercambiador de enfriamiento a la salida del producto.	139
Tabla 46. Parámetros en el intercambiador de enfriamiento a la salida del agua fría.	140

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de flujo del proceso productivo del zumo de naranja.....	14
Figura 2. Representación del sistema pasteurizador.....	16
Figura 3. Pasteurizadora tipo VAT.....	17
Figura 4. Pasteurizadora tipo HTST.....	19
Figura 5. Pasteurizador tipo UHT.	20
Figura 6. Pasteurizador tubular.....	21
Figura 7. Pasteurizador de placas.	23
Figura 8. Diagrama de flujo de un proceso de pasteurización para zumo de naranja.	24
Figura 9. Intercambiador de calor tubular multitubo.....	31
Figura 10. Intercambiador de calor tubular de la Serie HRS – MI.....	31
Figura 11. Intercambiador de calor de placas.....	32
Figura 12. Transferencia de calor entre el fluido que fluye por un tubo y el fluido que pasa a través del tubo.....	37
Figura 13. Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en contraflujo.	38
Figura 14. Número de Nusselt para flujo laminar en tubo circular: (a) Local, (b) Promedio.	39
Figura 15. Resistencias térmicas en un intercambiador de calor de doble tubo.....	41
Figura 16. Áreas superficiales asociadas a un intercambiador de calor de doble tubo.	42
Figura 17. Tipos de corazas.....	46
Figura 18. Número de Nusselt para tubo corrugado y tubo liso.....	48
Figura 19. Vista gráfica de tubo liso y tubo corrugado del mismo diámetro.	48
Figura 20. Disposición de los tubos en un banco de forma alineada y escalonada.	49
Figura 21. Arreglos para los tubos de intercambiadores de calor.	49

Figura 22. Detalles de dibujo para tubería corrugada de acero inoxidable.	50
Figura 23. Detalle de deflector segmentado.	50
Figura 24. Tipos de segmentación.	51
Figura 25. Comportamiento del fluido según el espaciado entre deflectores.	51
Figura 26. Localización geográfica del Cantón Caluma.	54
Figura 27. Plan metodológico de diseño del sistema de pasteurización.	58
Figura 28. Diagrama de flujo para la obtención del producto final.	61
Figura 29. Diagrama de flujo del sistema de pasteurización de zumo de naranja.	65
Figura 30. Diagrama del intercambiador de calor de pasteurización.	68
Figura 31. Diagrama del intercambiador de calor de regeneración.	70
Figura 32. Diagrama del intercambiador de calor de preenfriamiento.	73
Figura 33. Diagrama del intercambiador de calor de enfriamiento.	76
Figura 34. Croquis del arreglo seleccionado para el haz de tubos.	116
Figura 35. Croquis del deflector segmentado.	117
Figura 36. Croquis del espejo.	117
Figura 37. Tanque de almacenamiento.	118
Figura 38. Bomba centrífuga.	120
Figura 39. Volumen de control para el zumo de naranja.	122
Figura 40. Volumen de control para el fluido de servicio.	122
Figura 41. Selección de los materiales para los sólidos.	123
Figura 42. Condiciones de frontera del intercambiador de pasteurización.	124
Figura 43. Mallado del intercambiador de pasteurización.	125
Figura 44. Entrada del zumo de naranja y salida del fluido calefactor en el intercambiador de pasteurización.	126
Figura 45. Entrada del fluido calefactor y salida del zumo de naranja en el intercambiador de pasteurización.	127

Figura 46. Entrada del zumo de naranja y salida del fluido calefactor en el intercambiador de regeneración.....	130
Figura 47. Entrada del fluido calefactor y salida del zumo de naranja en el intercambiador de regeneración.....	131
Figura 48. Entrada del zumo de naranja pasteurizado y salida del fluido refrigerante en el intercambiador de preenfriamiento.....	134
Figura 49. Entrada del fluido refrigerante y salida del zumo de naranja en el intercambiador de preenfriamiento.	135
Figura 50. Entradas y salidas de los fluidos en el intercambiador de enfriamiento.	138

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ec. 1. Transferencia de calor por conducción.	34
Ec. 2. Transferencia de calor por convección.	34
Ec. 3. Transferencia de calor por radiación.	34
Ec. 4. Número de Reynolds.	35
Ec. 5. Número de Reynolds.	35
Ec. 6. Factor de fricción para flujo laminar.	36
Ec. 7. Factor de fricción para flujo turbulento.	36
Ec. 8. Potencia intercambiada por los fluidos.	37
Ec. 9. Potencia intercambiada por los fluidos.	37
Ec. 10. Potencia intercambiada por los fluidos.	37
Ec. 11. Diferencia de temperaturas media logarítmica.	38
Ec. 12. Variación de temperaturas en el primer extremo.	38
Ec. 13. Variación de temperaturas en el segundo extremo.	38
Ec. 14. Número de Nusselt para flujo laminar a q_s'' =constante.	39
Ec. 15. Número de Nusselt para flujo laminar a T_s =constante.	39
Ec. 16. Número de Nusselt para flujo turbulento.	40
Ec. 17. Número de Nusselt para flujo turbulento.	40
Ec. 18. Número de Nusselt en un banco de tubos.	40
Ec. 19. Corrección del Número de Nusselt.	40
Ec. 20. Número de Prandtl.	41
Ec. 21. Resistencia térmica de un tubo.	42
Ec. 22. Resistencia térmica total.	42
Ec. 23. Área de la superficie interna del tubo interior.	42
Ec. 24. Área de la superficie externa del tubo interior.	42

Ec. 25. Coeficiente global de transferencia de calor.	42
Ec. 26. Coeficiente global de transferencia de calor.	43
Ec. 27. Coeficiente global de transferencia de calor en función de la resistencia térmica total.	43
Ec. 28. Coeficiente de convección interna.....	43
Ec. 29. Coeficiente de convección externa.	43
Ec. 30. Caída de presión en los tubos.	44
Ec. 31. Caída de presión en un banco de tubos.....	44
Ec. 32. Potencia de bombeo.....	44
Ec. 33. Velocidad de un fluido a través de un tubo.....	44
Ec. 34. Velocidad de un fluido a través de un banco de tubos.....	45
Ec. 35. Velocidad máxima de un fluido para un arreglo cuadrado.	45
Ec. 36. Velocidad máxima de un fluido para un arreglo triangular.	45
Ec. 37. Paso diagonal.	49

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Diagrama de Moody.	152
Anexo 2. Propiedades del agua saturada.	153
Anexo 3. Tubería para banco de tubos de intercambiadores de calor.	154
Anexo 4. Tubería para corazas de intercambiadores de calor.	155
Anexo 5. Aspereza de tuberías comerciales.	156
Anexo 6. Analogías del número de Nusselt para flujo cruzado sobre un banco de tubos.	156
Anexo 7. Factor de corrección para el número de Nusselt.	157
Anexo 8. Ficha técnica de bomba centrífuga.	158
Anexo 9. Ficha técnica de las bridas seleccionadas.	162
Anexo 10. Ficha técnica de reductor concéntrico.	164
Anexo 11. Ficha técnica del acero inoxidable 316L.	165
Anexo 12. Catálogo de intercambiador de calor multitubo.	167
Anexo 13. Hojas de cálculo realizados en el programa Mathcad.	168

CÓDIGO DUBLÍN

Título:	Diseño y simulación de una pasteurizadora tubular para el procesamiento de zumo de naranja.				
Autor:	<u>Jadner Gerardo Meléndez Arista</u>				
Palabras clave:	Sistema de pasteurización	Intercambiadores de calor	Naranja	Tipos de pasteurización	
Fecha de publicación:					
Editorial:	Quevedo, UTEQ, 2022.				
Resumen:	Resumen. - En el presente proyecto de investigación, se detallan los procedimientos utilizados para el diseño y simulación de un pasteurizador tubular de tubo corrugado, con la finalidad de ofertar un diseño confiable a los productores de naranja del país, ya que gracias a este tipo de equipos se pueden procesar de manera eficiente su materia prima en zumo de naranja de calidad. El diseño del sistema de pasteurización tubular se realizó según la norma TEMA, y se ha dividido en cuatro secciones: balance de energía, diseño térmico, diseño hidráulico y diseño mecánico. En el balance de energía se determinó las condiciones de operación de los intercambiadores de calor. En el diseño térmico se definió el diámetro de la coraza, el diámetro de los tubos y su longitud. En el diseño hidráulico se calculó la caída de presión en cada uno de los equipos intercambiadores de calor. Finalmente, en el diseño mecánico se determinó el espesor y material de cada parte que conforma el intercambiador de calor. Mediante el uso del software de SolidWorks se modeló y realizó simulaciones computacionales de los intercambiadores de calor, simulando el comportamiento de los fluidos en condiciones de operación del pasteurizador tubular, donde los fluidos involucrados son el zumo de naranja y los fluidos de servicio son agua caliente a 99 °C y agua fría a 1 °C. Los resultados obtenidos del análisis del software se comparan con los datos de diseño del proyecto para verificar su veracidad, demostrando que los valores de los parámetros han sido los correctos. Se realizó un ensamble general del sistema y se elaboraron los principales planos de diseño. Abstract. - In this research project, the procedures used for the design and simulation of a corrugated tube tubular pasteurizer are detailed, with the purpose of offering a reliable design to the orange producers of the country, since thanks to this type of equipment they can efficiently process their raw material into quality orange juice. The design of the tubular pasteurization system was carried out according to the TEMA standard, and has been divided into four sections: energy balance, thermal design, hydraulic design and mechanical design. In the energy balance, the operating conditions of the heat exchangers were determined. In the thermal design, the shell diameter, tube diameter and tube length were defined. In the hydraulic design, the pressure drop in each of the heat exchangers was calculated. Finally, in the mechanical design, the thickness and material of each part of the heat exchanger was determined. Using Solidworks software, computational simulations of the heat exchangers were modeled and carried out, simulating the behavior of the fluids under operating conditions of the tubular pasteurizer, where the fluids involved are orange juice and the service fluids are hot water at 99 °C and cold water at 1 °C. The results obtained from the software analysis are compared with the design data of the project to verify its veracity, demonstrating that the values of the parameters have been correct. A general assembly of the system was carried out and the main design drawings were prepared.				
Descripción:	223 hojas: Dimensiones 290 x 210 mm: CD-ROM				
URI:					

GLOSARIO DE TÉRMINOS Y FÓRMULAS

TERMINOLOGÍA	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
A	Área transversal.	m^2
A_b	Área interna de la boquilla.	m^2
A_i	Área de la superficie interna del tubo interior.	m^2
A_o	Área de la superficie externa del tubo interior.	m^2
A_s	Área superficial.	m^2
A_{di}	Área interna del tubo.	m^2
C_p	Calor específico.	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_{p_p}	Calor específico del producto.	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_{p_s}	Calor específico del fluido de servicio.	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
d_i	Diámetro interno de la tubería interna.	mm
d_o	Diámetro externo de la tubería interna.	mm
D_i	Diámetro interno de la tubería externa.	mm
D_o	Diámetro externo de la tubería externa.	mm

e	Rugosidad de la superficie.	mm
e _t	Espesor de la tubería interna.	mm
e _c	Espesor de la tubería externa (coraza).	mm
f	Factor de fricción.	-
f _t	Factor de fricción del tubo.	-
f _c	Factor de fricción de la coraza.	-
F	Factor de corrección para el número de Nusselt en un banco de tubos.	-
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
h _i	Coeficiente de convección interna.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
h _o	Coeficiente de convección externa.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
k	Conductividad térmica.	$\frac{W}{m \cdot K}$
k _p	Conductividad térmica del producto.	$\frac{W}{m \cdot K}$
k _s	Conductividad térmica del fluido de servicio.	$\frac{W}{m \cdot K}$
K	Kelvin.	K
L	Longitud del intercambiador de calor	m

L_t	Longitud del tubo de retención.	m
m	Metro.	m
$\dot{m}$	Flujo másico.	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_p$	Flujo másico del producto.	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_s$	Flujo másico del fluido de servicio.	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
m_1	Masa total de naranja para un litro de zumo.	g
m_2	Residuos (cáscara y sólidos).	g
m_3	Zumo de naranja.	g
Nu_D	Número de Nusselt.	
N_p	Número de pasos del intercambiador de calor.	-
N_t	Número de tubos.	-
N_L	Número de líneas en un banco de tubos.	-
Pr	Número Prandtl.	-
Pr_s	Número de Prandtl del fluido de servicio a temperatura de la superficie.	-
q	Calor transferido.	kW

q_{p_zp}	Calor transferido por el producto en la zona de pasteurización.	kW
q_{s_zp}	Calor transferido por el fluido de servicio en la zona de pasteurización.	kW
q_{p_zr}	Calor transferido por el producto en la zona de regeneración.	kW
q_{s_zr}	Calor transferido por el fluido de servicio en la zona de regeneración.	kW
q_{p_szp}	Calor transferido por el producto en la subzona de preenfriamiento.	kW
q_{s_szp}	Calor transferido por el fluido de servicio en la subzona de preenfriamiento.	kW
q_{p_sze}	Calor transferido por el producto en la subzona de enfriamiento.	kW
q_{s_sze}	Calor transferido por el fluido de servicio en la subzona de enfriamiento.	kW
Q	Caudal volumétrico.	$\frac{m^3}{s}$
Q_p	Caudal volumétrico del producto.	$\frac{m^3}{s}$
Q_s	Caudal volumétrico de servicio.	$\frac{m^3}{s}$
$\dot{Q}_{cond}$	Flujo de calor por conducción.	W
$\dot{Q}_{conv}$	Flujo de calor por convección.	W
$\dot{Q}_{rad}$	Flujo de calor por radiación.	W

Re_D	Número de Reynolds.	-
R_i	Resistencia interna.	$\frac{^{\circ}C}{W}$
R_o	Resistencia externa.	$\frac{^{\circ}C}{W}$
R_{tot}	Resistencia térmica total.	$\frac{^{\circ}C}{W}$
$R_{f,i}$	Factor de incrustación superficie interna.	$\frac{^{\circ}C}{W}$
$R_{f,o}$	Factor de incrustación superficie externa.	$\frac{^{\circ}C}{W}$
S_D	Paso diagonal.	mm
S_L	Paso longitudinal.	mm
S_T	Paso transversal.	mm
T_s	Temperatura de la superficie.	$^{\circ}C$
t_r	Tiempo de retención.	s
T_{∞}	Temperatura del fluido.	$^{\circ}C$
$T_{m,o}$	Temperatura media de salida.	$^{\circ}C$
$T_{m,i}$	Temperatura media de entrada.	$^{\circ}C$
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada del fluido caliente.	$^{\circ}C$
$T_{h,o}$	Temperatura de salida del fluido caliente.	$^{\circ}C$

$T_{c,i}$	Temperatura de entrada del fluido frío.	°C
$T_{c,o}$	Temperatura de salida del fluido frío.	°C
$T_{m,s,zp}$	Temperatura media del fluido de servicio en la zona de pasteurización.	°C
$T_{m,s,zr}$	Temperatura media del fluido de servicio en la zona de regeneración.	°C
$T_{m,s,szp}$	Temperatura media del fluido de servicio en la subzona de preenfriamiento.	°C
$T_{p,ent,zp}$	Temperatura del producto a la entrada de la zona de pasteurización.	°C
$T_{p,sal,zp}$	Temperatura del producto a la salida de la zona de pasteurización.	°C
$T_{s,ent,zp}$	Temperatura del servicio a la entrada de la zona de pasteurización.	°C
$T_{s,sal,zp}$	Temperatura del servicio a la salida de la zona de pasteurización.	°C
$T_{p,ent,zr}$	Temperatura del producto a la entrada de la zona de regeneración.	°C
$T_{p,sal,zr}$	Temperatura del producto a la salida de la zona de regeneración.	°C
$T_{s,ent,zr}$	Temperatura de servicio a la entrada de la zona de regeneración.	°C
$T_{s,sal,zr}$	Temperatura de servicio a la salida de la zona de regeneración.	°C

$T_{p_ent_szp}$	Temperatura del producto a la entrada de la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{p_sal_szp}$	Temperatura del producto a la salida de la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{s_ent_szp}$	Temperatura de servicio a la entrada de la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{s_sal_szp}$	Temperatura de servicio a la salida de la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{p_ent_sze}$	Temperatura del producto a la entrada de la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{p_sal_sze}$	Temperatura del producto a la salida de la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{s_ent_sze}$	Temperatura de servicio a la entrada de la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$T_{s_sal_sze}$	Temperatura de servicio a la salida de la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
U	Coeficiente global de transferencia de calor.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
U_i	Coeficiente de transferencia de calor de la superficie interna.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
U_o	Coeficiente de transferencia de calor de la superficie externa.	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
μ	Viscosidad dinámica.	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
μ_p	Viscosidad dinámica del producto.	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
μ_s	Viscosidad dinámica del fluido de servicio.	$\text{Pa} \cdot \text{s}$

V	Velocidad promedio del fluido.	$\frac{m}{s}$
V_p	Velocidad promedio del flujo del producto.	$\frac{m}{s}$
V_s	Velocidad promedio del fluido de servicio.	$\frac{m}{s}$
V_{max}	Velocidad máxima.	$\frac{m}{s}$
W	Vatio.	W
W_{bomba}	Potencia de bombeo.	W
X	Factor de corrección.	-
ΔP	Caída de presión.	Pa
ΔT_1	Variación de temperaturas a la entrada.	°C
ΔT_2	Variación de temperaturas a la salida.	°C
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica.	K
$\Delta T_{lm_{zp}}$	Variación de temperatura media logarítmica en la zona de pasteurización.	K
$\Delta T_{lm_{zr}}$	Variación de temperatura media logarítmica en la zona de regeneración.	K
$\Delta T_{lm_{szp}}$	Variación de temperatura media logarítmica en la subzona de preenfriamiento.	K
$\Delta T_{lm_{sze}}$	Variación de temperatura media logarítmica en la subzona de enfriamiento.	K

ΔT_{p_zp}	Variación de temperatura del producto en la zona de pasteurización.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{s_zp}	Variación de temperatura del fluido de servicio en la zona de pasteurización.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{p_zr}	Variación de temperatura del producto en la zona de regeneración.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{s_zr}	Variación de temperatura del fluido de servicio en la zona de regeneración.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{p_szp}	Variación de temperatura del producto en la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{s_szp}	Variación de temperatura del fluido de servicio en la subzona de preenfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{p_sze}	Variación de temperatura del producto en la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{s_sze}	Variación de temperatura del fluido de servicio en la subzona de enfriamiento.	$^{\circ}\text{C}$
$\frac{dT}{dx}$	Gradiente de temperatura.	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}}$
δ	Densidad del fluido.	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
δ_p	Densidad del producto.	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
δ_s	Densidad del fluido de servicio.	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ε	Emisividad de la superficie.	-
σ	Constante de Stefan-Boltzmann.	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$

INTRODUCCIÓN

El crecimiento del sector agropecuario se considera cada vez más como una de las principales vías sostenibles en la reducción de la pobreza, la desnutrición y el hambre. Siendo primordial para la economía de las sociedades, ya que su importancia radica en la generación de alimentos básicos, materias primas y fuentes de empleo. Sin embargo, cuando existe una gran oferta por parte de los agricultores no siempre pueden comercializar su producto en su totalidad, obteniendo pérdidas considerables. Lo que permite que este sector a pesar de ser clave para el desarrollo de los demás sectores es el menos pagado.

En Ecuador uno de los sectores agropecuarios más importantes es la agricultura, habiendo 5,29 millones de hectáreas destinadas para el cultivo de productos permanentes y transitorios. En cuanto al uso del suelo destinado para la producción de naranjas se tienen 19 622 hectáreas de plantaciones, de las cuales se cosechan 17 032 hectáreas, resultando una producción nacional de 117 382 toneladas métricas de naranja según el INEC.

La provincia del Bolívar tiene una superficie de plantaciones de naranja de 8 324 hectáreas, de los cuales se cosechan 7 377 hectáreas, teniendo una producción anual de 75 946 toneladas métricas, esto representa el 64,70% de la producción nacional de este cultivo, llegando a ser la provincia de mayor producción de naranjas en el Ecuador. Sin embargo, las dificultades que enfrentan los campesinos dedicados a este cultivo es el bajo costo de compra, la falta de procesamiento de su materia prima en un producto elaborado y la comercialización a granel ya que existe un porcentaje de producción que no es aprovechada debido al poco consumo de la fruta.

En la presente investigación se realizó el diseño y simulación de un sistema de pasteurización tubular para el procesamiento de zumo de naranja, que servirá para la transformación de la materia prima (naranja) en un producto elaborado (jugo de naranja), generando un valor agregado y diversificando su presentación para facilitar la comercialización del lote sobrante que no es aprovechado. De esta manera se ofertará a los productores una mayor ganancia de sus cultivos y se garantizará a los clientes un producto de calidad.

Entre los parámetros más importantes para el dimensionamiento de los sistemas termofluidos involucrados en el pasteurizador tubular están las temperaturas de entrada y salida de los

fluidos, los flujos másicos de ambos fluidos y las velocidades de entrada de los fluidos. Este proceso se realiza por cálculo según la normativa vigente y guías de referencia de equipos de pasteurización. También se analizaron los diversos equipos existentes en el mercado con la finalidad de seleccionar los materiales óptimos para cada uno de los componentes del sistema pasteurizador.

El programa de SolidWorks se utilizó para el diseño 3D de los equipos involucrados en el sistema, además permite realizar simulaciones computacionales del comportamiento de los fluidos en condiciones de operación de los intercambiadores de calor. Mediante los análisis realizados por el programa se pueden corroborar los cálculos de dimensionamiento con los resultados obtenidos por el software, garantizando un diseño viable y eficiente, ofertando una buena alternativa a los productores de naranja.

CAPÍTULO I

CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de investigación.

1.1.1. Planteamiento del problema.

La provincia de Bolívar cuenta con 10 639 hectáreas de cultivo de naranja, en el Cantón Caluma se cultivan 2 650 hectáreas. Su comercialización se realiza a granel (vender un producto sin empaquetar) y a bajo costo; puesto que en esta zona no cuentan con plantas de procesamiento de naranja, la cual al transformar la materia prima se obtiene un valor agregado para el producto [1].

La naranja es el producto estrella de la provincia de Bolívar, donde el 60% del cultivo nacional de la fruta pertenece a este lugar, con un promedio anual estimado de producción de 3 000 toneladas. Por esta razón, el Ministerio de Industrias y Productividad (MIPRO) ha planificado instalar en el cantón una planta de procesamiento de naranja [2].

La provincia del Bolívar cultiva naranjas en 8 324 hectáreas, de las cuales se cosechan 7 377 hectáreas, con una producción anual de 75 946 toneladas métricas, equivalente al 64,70% de la producción nacional de este cultivo. Llegando a ser la provincia con mayor producción de naranjas del Ecuador [3].

El Cantón Caluma considerado una zona potencialmente apta para el cultivo de la naranja, cuenta con una gran producción de naranjas, así mismo existe un porcentaje de producción que no es aprovechada, inclusive se pierde en las propias plantaciones, debido al poco consumo de la fruta y a los bajos precios que se pagan en los mercados del país; a su vez los agricultores de este producto desconocen el proceso de transformación de este cítrico, por lo cual necesariamente se debe plantear alternativas de solución a esta problemática, debiendo considerar la posibilidad de un proceso de industrialización de la naranja, sin que pierda sus componentes nutricionales [2].

1.1.1.1. Diagnóstico.

No existen equipos de tipo artesanal en el Cantón de Caluma que cumplan con la función de pasteurizar el zumo de naranja de forma eficiente controlando las variables principales que intervienen en el proceso y sin quitarle las vitaminas al zumo, entonces se desaprovecha la

sobreproducción, por lo que el diseño de una pasteurizadora tubular semiindustrial le agregará valor a esta fruta y se aprovechará el exceso de producción de la misma, de esta manera se va a impulsar su comercialización en otra presentación (zumo de fruta) y con un mayor precio que será beneficioso para los agricultores de esta fruta y la sociedad.

1.1.1.2. Pronóstico.

La falta de plantas, equipos o maquinarias de procesamiento de zumo de naranja en la provincia de Bolívar propiciará un mayor desperdicio de la fruta y afectará directamente a la economía de sus productores. Con el diseño de una pasteurizadora tubular para el procesamiento de zumo de naranja se aporta un nuevo cambio para los productores de esta fruta en la provincia de Bolívar, incentivando el desarrollo agroindustrial de su producto estrella.

1.1.2. Formulación del problema.

¿Cuál es la capacidad del pasteurizador tubular que se requiere diseñar para cumplir con las expectativas de producción de naranjas del cantón de Caluma, en función de su producción promedio anual?

1.1.3. Sistematización del problema.

¿Cuáles son los tipos de pasteurizadores empleados en el procesamiento de zumo de naranja?

¿Cuál es la disposición más eficiente para un pasteurizador tubular?

¿Cuáles son los parámetros de entrada y salida del sistema pasteurizador a considerar para su diseño?

¿Cómo ayudaría este proyecto a una asociación de campesinos dedicados al cultivo de naranjas?

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo general.

- Diseñar una pasteurizadora tubular para el procesamiento de zumo de naranja.

1.2.2. Objetivos específicos.

- Identificar los componentes de un pasteurizador tubular de 1000 litros de zumo de naranja por hora.
- Realizar cálculos de los sistemas termofluidos involucrados en el pasteurizador tubular.
- Realizar una simulación computacional del comportamiento de los fluidos en condiciones de operación del pasteurizador tubular.

1.3. Justificación.

El Cantón Caluma posee una zona potencialmente apta para el cultivo de la naranja, por las características propias del suelo, clima y por su ubicación geográfica. No se aprovecha toda la producción porque normalmente el precio de esta fruta es bajo, tanto que los agricultores prefieren dejarla en la planta ya que al considerar el jornal de los obreros que recogen la fruta más el transporte, no les resulta rentable su cosecha. Entonces los agricultores de este cultivo necesitan transformar su materia prima para generar mayor rentabilidad y mejores ganancias con su producto, por ende, se requiere equipos de pasteurización para el procesamiento del zumo de naranja y así aprovechar la sobreproducción de esta fruta.

Por consiguiente, se determinó que el equipo más adecuado que se requiere para esta necesidad tiene que ser una pasteurizadora tubular, la cual se encargará de pasteurizar el zumo de naranja, conservando sus características organolépticas y nutritivas. Una vez que el producto cumple con el proceso, éste se puede envasar y guardar por un tiempo más prolongado para luego ser comercializado, generando un valor extra de la sobreproducción.

El proceso de pasteurización recibe el nombre en honor a su descubridor, el científico-químico francés Louis Pasteur (1822-1895). El sistema de pasteurización posee como componente principal un intercambiador de calor, el proceso consiste en elevar la temperatura del zumo de naranja con la finalidad de eliminar los agentes patógenos (bacterias, protozoos, mohos, levaduras, etc.) [4].

Los propósitos de este trabajo de investigación son varios, entre ellos se tiene:

- Contribuir con los pobladores del Cantón Caluma, Provincia Bolívar dedicados al cultivo de naranjas, de manera que se cuente con un diseño especializado de una pasteurizadora tubular para posteriormente ponerlo en marcha.
- Garantizar un producto bueno y de calidad al final del proceso de pasteurización, evitando su contaminación y manteniendo sus características organolépticas.
- Fomentar la industrialización de la naranja con la finalidad de obtener una mayor rentabilidad al agregarle valor a la materia prima (naranja).

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Generalidades de la naranja.

2.1.1. Origen.

Los cítricos se originaron hace unos 20 millones de años en el sudeste asiático (India, Vietnam, sureste de China). Desde entonces hasta ahora han sufrido numerosas modificaciones debidas a la selección natural y a hibridaciones tanto naturales como producidas por el hombre. La dispersión de los cítricos desde sus lugares de origen se debió funda mentalmente a los grandes movimientos migratorios: conquistas de Alejandro Magno, expansión del Islam, cruzadas, descubrimiento de América [5].

2.1.2. Definición.

La naranja es un fruto cítrico comestible que tiene por nombre científico “*Citrus sinensis*”, es una de las frutas más populares y saludables del mundo. La conforman varios carpelos o gajos fácil de separar, cada uno de los cuales contiene una pulpa de color variable entre el anaranjado y el rojo, jugosa y nutritiva. Se consume como fruta fresca, en jugos, y enlatados; igualmente se utiliza para elaborar mermeladas [6].

2.1.3. Zumo de naranja.

El zumo es 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. El contenido mínimo de sólidos solubles se mide en grados Brix (°Bx) presentes en el zumo debe corresponder al mínimo de aporte de jugo o pulpa [7].

El zumo de naranja es una de las bebidas más populares del mundo, posee buen sabor y alto valor nutritivo, la demanda del zumo de naranja natural cada vez va en aumento a nivel mundial debido a que hay mayor aceptación de los productos frescos refrigerados frente a los productos concentrados [8].

2.1.4. Valor nutritivo de la naranja.

El zumo de naranja natural contiene vitamina C, caroteno, ácido cítrico, celulosa, pectina y varios minerales. Beber zumo de naranja con frecuencia reduce el riesgo de cáncer, la vitamina C y el caroteno ayudan a prevenir enfermedades cardiovasculares; la celulosa y la pectina ayudan a mejorar el tránsito intestinal, en la Tabla 1 se muestran los valores nutritivos de la naranja [8].

Tabla 1. Valor nutritivo de la naranja.

Naranja (100 g de sustancia comestible)	Cantidad
Agua	87,1 g
Proteínas	1 g
Lípidos	0,2 g
Carbohidratos	12,2 g
Calorías	49 kcal
Vitamina A	200 UI
Vitamina B1	0,1 mg
Vitamina B6	0,03 mg
Ácido nicotínico	0,2 mg
Vitamina C	50 mg
Ácido cítrico	980 mg
Ácido oxálico	24 mg
Sodio	0,3 mg
Potasio	170 mg
Calcio	41 mg
Magnesio	10 mg
Manganeso	0,02 mg
Hierro	0,4 mg
Cobre	0,07 mg
Fósforo	8 mg
Cloro	4 mg

FUENTE: MARCELA LICATA, 2015 [9].

2.1.5. Composición química.

Los componentes de la naranja expresada en $\frac{g}{100 g}$ de porción comestible: agua 88,5 g, proteína 0,6 g, grasa 0,2 g, carbohidratos 10,1 g, fibra 0,4 g, ceniza 0,6 g, calcio 23 mg, fósforo 51 mg, hierro 0,2 mg, retinol 7 mg, tiamina 0,09 mg, riboflavina 0,04 mg, niacina 0,36 mg, ácido ascórbico reducido 92,3 mg y aporta 40 kcal; según Ribera se muestran la

Tabla 2 y Tabla 13 de la composición química y contenido de vitaminas del zumo de naranja respectivamente [10].

Las características fisicoquímicas de la naranja valencia en 3 estados de madurez:

- Verde (5,81 °Bx, 0,95 % acidez titulable en ácido cítrico, índice de madurez 5,89).
- Pintón (8,1 °Bx; 0,66 % acidez titulable en ácido cítrico, índice de madurez 13,51).
- Madura (8,51 °Bx, 0,46 % acidez titulable en ácido cítrico, índice de madurez 18,92) [11].

Tabla 2. Composición de la naranja, en $\frac{g}{100 g}$ de naranja.

Componentes	Piel	Gajos	Zumo
Agua	72,5	85,2	87,1
Azúcares	76	9,1	9,7
Ácidos	0,29	0,75	1,02
Sustancias nitrogenadas	1,5	1,1	1,0
Lípidos	0,28	0,3	0,29
Cenizas	0,78	0,48	0,34
Sólidos totales disueltos	15,7	13,1	12,6

FUENTE: NARANJAS RIBERA DEL JÚCAR, 2015 [12]

Tabla 3. Contenido de vitaminas del zumo de naranja (100 ml).

Componentes	Cantidad	Unidad
Vitamina A	190 – 400	UI
Vitamina C	35 – 56	mg
Vitamina B6	25 – 80	mcg
Vitamina B1	60 – 145	mcg
Vitamina B2	11 – 90	mcg
Ácido pantoténico	130 – 210	mcg
Ácido fólico	200 -300	mcg
Niacina	0,1 – 2	mcg
Biotina	1,2 – 2,3	mcg
Inositol	90 - 210	mg

FUENTE: NARANJAS RIBERA DEL JÚCAR, 2015 [12]

2.1.6. Sólidos solubles: azúcares y ácidos.

2.1.6.1. Azúcares en la naranja.

El azúcar principal en el jugo de naranja es: sacarosa, la glucosa y la fructosa; representan aproximadamente el 75% de los sólidos solubles totales, los agentes reductores y la sacarosa a menudo están en equilibrio. También hay una pequeña cantidad de galactosa [13].

2.1.6.2. Ácidos en la naranja.

El pH del zumo aumenta a medida que el fruto madura; sin embargo, por efecto del tampón cítrico-citrato, las variaciones de ácidos libres sólo dan lugar a cambios relativamente pequeños del valor del pH (de 2,5 a 3,8 aproximadamente) [13].

2.1.7. Grados Brix e índice de madurez de la naranja.

La concentración de sólidos solubles del jugo de naranja se expresa en términos de °Bx, fue originalmente una medida de densidad. Donde °Bx representa la densidad de una solución de sacarosa al 1% a 20 °C. Por calidad, es ventajoso dejar el fruto en el árbol el mayor tiempo posible para liberar completamente el aroma, la proporción de sólidos disueltos y el índice de madurez, asegurando así la desaparición del amargor. Se debe considerar que cuando el °Bx aumenta de 10° a 11°, el rendimiento industrial después de la concentración aumenta en un 10% [14].

2.1.8. Microorganismos frecuentes en el zumo de naranja.

Según Pelayo [15], la presencia de los microorganismos depende de su origen y es importante reducir la concentración total de este mediante un proceso de pasteurización. “En cuanto al zumo de naranja es habitual encontrar *Bacillus cereus*, *Salmonella typhi* y *Salmonella hartford*”.

2.2. Temperatura de pasteurización del zumo de naranja.

La pasteurización puede eliminar las bacterias dañinas en el jugo de naranja e inactivar las enzimas que pueden causar cambios químicos. Pero el calentamiento dañará la calidad del jugo de naranja. Por lo tanto, para lograr el efecto de esterilización y reducir su impacto en la calidad del jugo, se necesita controlar la temperatura y el tiempo de calentamiento. Por lo general, al usar esterilización HTST, $93\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante 15 a 30 s, o más de $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante 3 a 10 s [8].

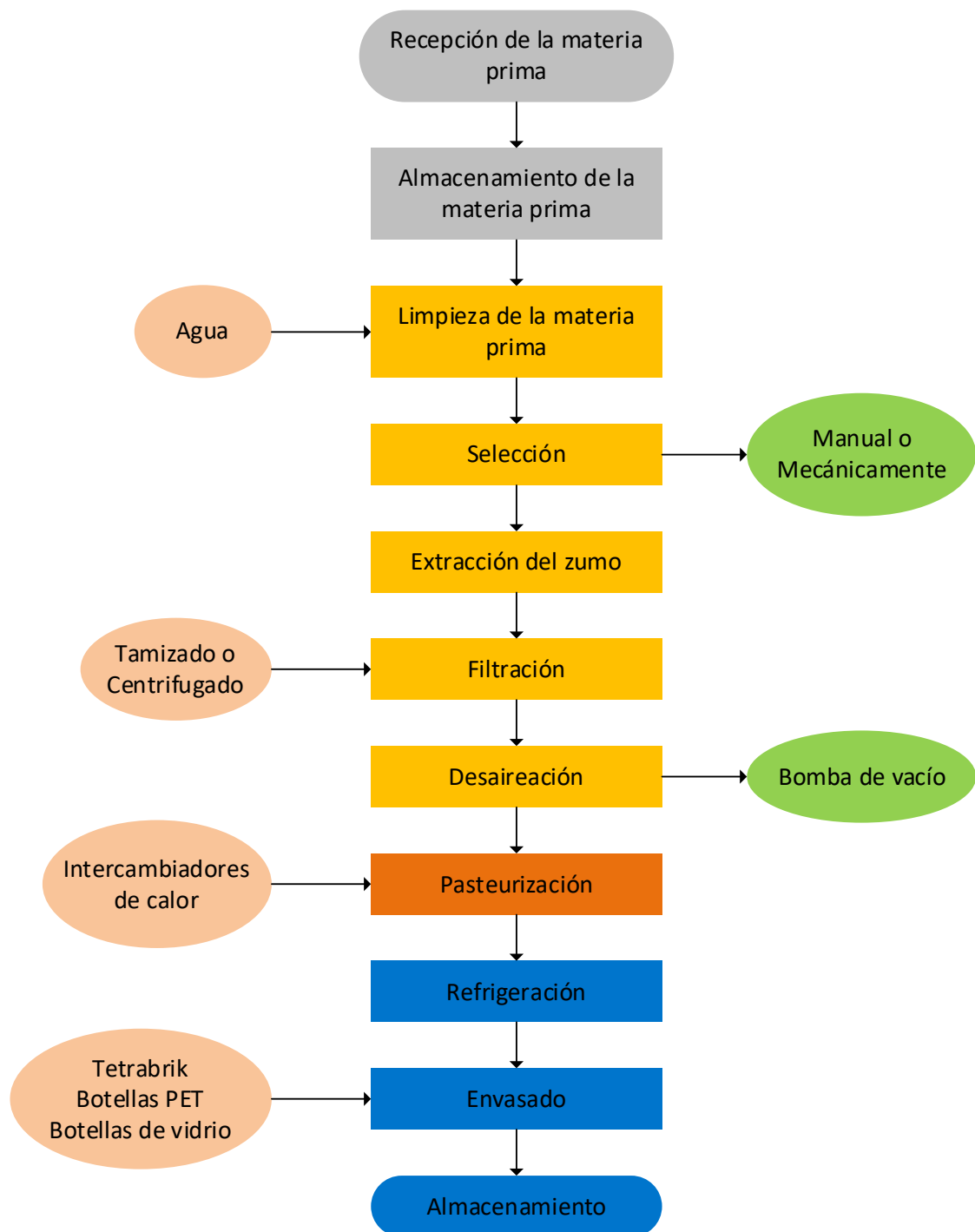
2.3. Efectos de pasteurización en el zumo de naranja.

Los zumos en general pueden llegar a sufrir alteraciones en el color de la bebida, tendiendo a marrón debido al deterioro enzimático del polifenol oxidasa. Esto resulta por la presencia de oxígeno en el zumo; por ello antes de realizar el proceso de pasteurización se somete el zumo a un tratamiento de desaireación (eliminación del aire) y así reducir la oxidación de la vitamina C, del caroteno y prevenir el deterioro de las características organolépticas del zumo [16].

2.4. Proceso productivo.

A continuación, en la Figura 1 se presenta de forma general un diagrama de flujo de las principales actividades que se realizan para el procesamiento de zumo de naranja.

Figura 1. Diagrama de flujo del proceso productivo del zumo de naranja.



FUENTE: MARIO ZAPATERO, 2019 [17].

2.5. Pasteurización.

El término "pasteurización" se emplea en homenaje a Louis Pasteur, quien a mediados del siglo XIX realizó estudios referentes al efecto letal del calor sobre los microorganismos, y a su uso como sistema de conservación. Al hablar de pasteurización se entiende como un tratamiento a baja temperatura (inferior a los 100°) y baja intensidad [18].

En el año 2004, el National Advisory Committee on Microbiological Criteria for Foods (NACMCF) en EE.UU. definió la pasteurización como “cualquier proceso, tratamiento o combinación de ambos que, aplicado a un alimento, reduce los microorganismos más resistentes, relevantes para la Salud Pública, a un nivel en el que no es probable que supongan un riesgo para ésta bajo condiciones normales de distribución y almacenaje [19].

La pasteurización es un proceso térmico en el cual se incrementa una determinada temperatura suficiente para que cualquier microorganismo patógeno existente en el producto se elimine. El pasteurizador elegido va a ser un intercambiador multitubular a contracorriente, el proceso consiste en introducir el zumo de naranja en dicho intercambiador para conseguir elevar la temperatura a 90 °C y asegurar el tratamiento térmico [17].

El zumo de naranja debe someterse a dos fases en el sistema de pasteurización tubular, la pasteurización y el enfriamiento:

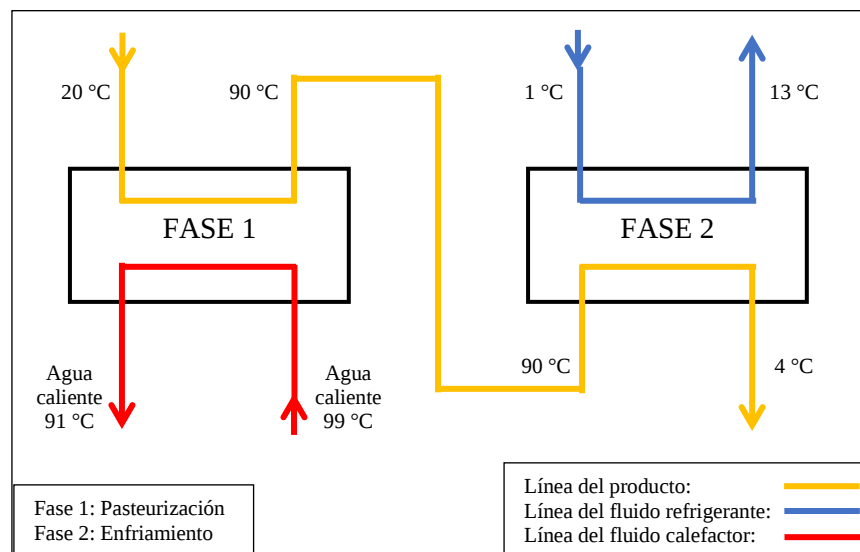
2.5.1. Fase 1: Pasteurización.

Esta primera fase da lugar a la pasteurización a altas temperaturas (HTST), el zumo de naranja entrará en el pasteurizador a una temperatura de 20 °C desde el tanque de almacenamiento, y a contracorriente ingresará el agua caliente a una temperatura aproximada de 99 °C. El zumo de naranja estará en contacto con el agua caliente (fluido calefactor) para luego permanecer durante un tiempo de 15 s en un tubo de retención, que asegura la pasteurización completa del zumo. Luego de haber finalizado esta fase el zumo pasteurizado saldrá a una temperatura aproximada de 90 °C, mientras que el agua caliente saldrá a una temperatura inferior [20].

2.5.2. Fase 2: Enfriamiento.

En esta fase el zumo de naranja se debe enfriar para evitar la degradación de los componentes volátiles, el fluido refrigerante utilizado será el agua fría a 1 °C, que al estar en contacto con el zumo incita a que este disminuya su temperatura desde los 90 °C hasta los 4 °C. en la Figura 2 se representa de forma general el circuito del sistema de pasteurización [20].

Figura 2. Representación del sistema pasteurizador.



FUENTE: DANIEL FERNÁNDEZ, 2017 [20].

2.5.3. Tipos de pasteurización.

Existen tres tipos de pasteurización:

- Pasteurización discontinua o VAT (lenta).
- Pasteurización a altas temperaturas durante un corto tiempo (HTST - High Temperature/Short Time).
- Proceso a temperaturas ultra altas (UHT, Ultra-High Temperature) [21].

2.5.3.1. Pasteurización discontinua o VAT (LTLT - Low temperature long time).

La pasteurización discontinua consiste en calentar grandes volúmenes de producto en un recipiente hermético a 63 °C durante un tiempo de 30 minutos, para posteriormente dejar enfriar lentamente hasta obtener una temperatura deseada, en este proceso oscila entre 4 °C

y 10 °C. Luego de este proceso se debe dejar transcurrir generalmente más de 24 horas para continuar con el siguiente proceso que es el de envasado del producto [15].

El jugo de fruta se ha pasteurizado tradicionalmente mediante calentamiento por lotes desde 63 °C a 65 °C durante un período de tiempo relativamente largo. Este método ha sido reemplazado por corto tiempo de alta temperatura, tratamiento debido a los cambios de calidad indeseables durante este proceso. En la Figura 3 se ilustra un pasteurizador tipo VAT [22].

2.5.3.1.1. Ventajas de la pasteurización LTLT.

- Elimina los patógenos contaminantes.
- Evita la proliferación de los organismos.
- Proporciona la utilización del producto por un periodo máximo de una semana [21].
- Conserva mejor el valor nutritivo del alimento.

2.5.3.1.2. Desventajas de la pasteurización LTLT.

- Tiempo de pasteurización muy prolongado.
- Procesamiento de pequeñas cantidades (2000 litros diarios).
- Enfriamiento lento del producto.
- Baja eficacia en la eliminación de microorganismos [23].

Figura 3. Pasteurizadora tipo VAT.



FUENTE: DirectINDUSTRY,2021 [24].

2.5.3.2. Pasteurización a altas temperaturas durante un corto tiempo (HTST - High Temperature/Short Time).

El proceso de pasteurización HTST es el más conveniente ya que expone al producto a elevadas temperaturas durante un corto tiempo, además que el equipamiento industrial que se necesita es reducido. Este proceso es el más empleado al tratarse de líquidos a granel, como la cerveza, la leche, los zumos de fruta, entre otros. En la Figura 4 se ilustra un pasteurizador del tipo HTST [21].

El tratamiento HTST podría minimizar los cambios de calidad indeseables realizados por el calentamiento por lotes debido a la duración mucho menor del tratamiento térmico. Actualmente, la pasteurización HTST es el método más utilizado para el tratamiento térmico de zumos de frutas. Por ejemplo, el jugo de naranja es procesado por HTST a una temperatura de 90 a 95 °C durante 15 a 30 s [22].

Existen dos métodos distintos en el proceso de pasteurización HTST, el de Bach y el de flujo continuo.

2.5.3.2.1. Proceso batch.

Hoy en día este método es aplicado generalmente por los pequeños productores debido a que es un proceso sencillo, consiste en calentar una gran cantidad del producto en una autoclave, también es llamado proceso por lotes [15].

2.5.3.2.2. Proceso de flujo continuo.

En este proceso se utilizan los intercambiadores de calor por los cuales va a circular el producto o alimento, se puede utilizar intercambiadores de placas o tubulares. Este método es el más aprovechado por las industrias alimenticias, debido a que permite la pasteurización de grandes cantidades de alimento en poco tiempo [15].

2.5.3.2.3. Ventajas de la pasteurización HTST.

- Se pueden procesar grandes cantidades de alimento de forma continua (1000 a 10000 L).

- Se somete el alimento a altas temperaturas durante un corto tiempo.
- Se necesita poco equipamiento industrial para realizar el proceso, por lo que requiere de menor costo en mantenimiento de equipos.
- Al ser un sistema cerrado se evita la contaminación del alimento [23].

2.5.3.2.4. Desventajas de la pasteurización HTST.

- El proceso no es adaptable para el procesamiento de pequeñas cantidades de alimento.
- Necesita controles precisos durante todo el proceso.
- Se requiere personal calificado para operar este proceso.
- Presenta un difícil drenaje o desfogue completo [15].

Figura 4. Pasteurizadora tipo HTST.



FUENTE: DirectINDUSTRY, 2021 [25].

2.5.3.3. Proceso a temperaturas ultra altas (UHT, Ultra-High Temperature).

El proceso de ultra pasteurización es un procedimiento térmico utilizado para la conservación de diversos productos o alimentos líquidos tales como jugos, leches, yogurt, vinos, cremas, sopas, aderezos, alimentos para bebés, jugos de frutas, verduras, derivados del tomate. Es un proceso de flujo continuo que se fundamenta en la esterilización del alimento antes de ser empacado, por lo que dicha conservación se realiza mediante la

exposición de los productos a un intervalo de temperaturas que van desde los 135 °C hasta los 150 °C por periodos de tiempo breves de al menos 2 a 5 s; en la Figura 5 se presenta un pasteurizador tipo UHT [26].

2.5.3.3.1. Ventajas de la pasteurización UHT.

- Producto de buena calidad.
- Proceso de pasteurización de alta eficiencia.
- Recuperación del calor de hasta 90%.
- Mayor vida útil del producto pasteurizado, superior a los 6 meses y sin refrigeración.
- Los costos de almacenamiento y transporte del producto son más baratos ya que no se requiere refrigeración [15].

2.5.3.3.2. Desventajas de la pasteurización UHT.

- Se pierde parte de las características organolépticas del producto [27].
- Se trabaja con temperaturas muy elevadas.
- Se necesitan equipos y dispositivos complejos para implementar una planta industrial y realizar el procesamiento.
- Se requiere de operarios más experimentados y gran conocimiento técnico.
- El mantenimiento de la planta es mucho más exigente [15].

Figura 5. Pasteurizador tipo UHT.



FUENTE: DELTA INDUSTRIAS, 2019 [28].

2.5.4. Tipos de pasteurizadores.

2.5.4.1. Pasteurizadores tubulares.

Son modelos constituidos fundamentalmente por un haz de tubos cuyos elementos se unen boca a boca por medio de codos. La mezcla circula por los tubos donde es calentada desde una o dos superficies, por vapor de agua que discurre en contracorriente [29].

En equipos tradicionales la limpieza es una operación prolongada e incómoda y, en algunos modelos, es preciso efectuar desmontando diariamente. Por el contrario, los equipos actuales, de acero inoxidable, permiten una limpieza en circuito, haciendo circular por ellos soluciones detergentes y antisépticas. Los pasteurizadores tubulares son más caros, pero su rendimiento calórico es excelente, en la Figura 6 se ilustra un modelo de pasteurizador tubular [29].

Figura 6. Pasteurizador tubular.



FUENTE: PROCESOS ALIMENTARIOS, S.L., 2021 [30].

2.5.4.1.1. Ventajas de los pasteurizadores tubulares.

- Tiene holguras más amplias que los intercambiadores de placas por lo que hace frente con facilidad a alimentos viscosos.

- Resiste presiones y temperaturas elevadas.
- Es poco sensible a las incrustaciones.
- Proceso de pasteurización rápida.
- Recuperación de energía de hasta el 80 %.
- Tiene gran rendimiento térmico: Un solo tubo permite grandes superficies [30].

2.5.4.1.2. Desventajas de los pasteurizadores tubulares.

- Transferencia de calor menos efectiva que el de placas.
- Usado generalmente para el procesamiento de grandes volúmenes de producto.
- Permiten su limpieza en circuito, mediante la circulación de soluciones detergente y antisépticas [29].

2.5.4.2. Pasteurizadores de placas.

Están constituidos por intercambiadores por placas los cuales consisten en un paquete de placas de metal corrugadas, para aportar turbulencia al fluido, con escotillas para el paso de dos fluidos y el intercambio térmico entre ambos. Ocupan un espacio comparativamente reducido pueden tratar hasta 20 000 litros por hora; en la Figura 7 se ilustra un pasteurizador de placas [30].

2.5.4.2.1. Ventajas de los pasteurizadores de placas.

- Son más económicos en comparación que los tubulares.
- Tienen buen coeficiente de transferencia térmica.
- Poseen gran rendimiento energético.
- Recuperación de energía de hasta el 90%.
- Versatilidad: posibilidad de acoplamiento de varios cuerpos.
- Se utilizan para variados productos [31].

2.5.4.2.2. Desventajas de los pasteurizadores de placas.

- Se producen roturas en las placas debido al ligero espesor de las placas.

- No es resistente a presiones altas. Por lo que siempre se necesitará de una bomba para elevar la presión.
- Pueden llegar a tener hasta un 20% de diferencia de distribución del flujo dentro de las placas.
- No ofrece ninguna ventaja para la zona de mantenimiento a esta temperatura en comparación de un intercambiador tubular [31].

Figura 7. Pasteurizador de placas.



FUENTE: PROCESOS ALIMENTARIOS, S.L., 2021 [32].

2.5.5. Descripción del proceso de pasteurización.

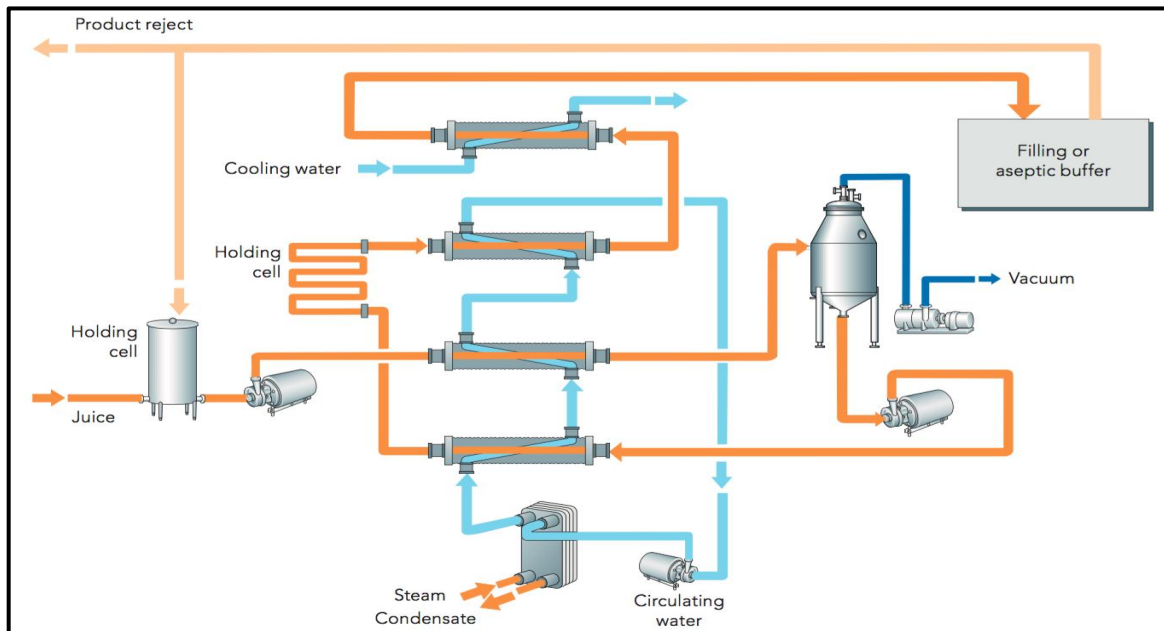
El proceso de pasteurización que se ha escogido es la pasteurización flash que consiste en una pasteurización de un breve periodo de tiempo a alta temperatura. A continuación, se explicará el proceso de pasteurización en referencia al zumo de naranja:

Una vez obtenido el zumo de naranja este tiene que ser desaireado, es decir el producto se somete a un proceso de desaireación en el cual se evita que el oxígeno produzca la oxidación de la vitamina C presente en el zumo de naranja [17].

El producto ingresará por los tubos interiores del intercambiador de calor multitubular a temperatura ambiente (20 °C). Por la otra parte del intercambiador de calor que viene a ser la carcasa ingresará agua caliente a una temperatura de 99 °C y en contracorriente con respecto al producto. El zumo de naranja pasará durante 15 s por el tubo de retención, de esta manera se mantendrá el zumo de naranja a la temperatura deseada durante el tiempo requerido (temperatura de pasteurización de la naranja igual a 90 °C) para realizar el adecuado tratamiento térmico del producto [17].

Luego de la obtención del producto pasteurizado se realiza la fase de enfriamiento, el cual consiste en hacer circular el zumo de naranja por otro intercambiador de calor multitubular que se encargará de enfriar el producto hasta una temperatura aproximada de 4 °C. Para el enfriamiento del producto se va a utilizar agua fría que circulará en contra flujo por la carcasa de este otro intercambiador, es necesaria esta bajada de temperatura del zumo para estabilizarlo y evitar pérdidas de aromas volátiles. En la Figura 8 se representa un diagrama general de flujo de un proceso de pasteurización de zumo de naranja [17].

Figura 8. Diagrama de flujo de un proceso de pasteurización para zumo de naranja.



FUENTE: TETRA PAK INTERNATIONAL S.A., 2017 [33].

2.6. Equipos empleados en la pasteurización de líquidos

En referencia únicamente a los equipos empleados en la pasteurización HTST, que son los adecuados para el tratamiento en continuo. La instalación completa de pasteurización constará de tres zonas: calentamiento, mantenimiento de la temperatura y de enfriamiento; también se dispondrá de bombas, sistemas de medida y de control y demás accesorios necesarios para conseguir un proceso preciso y eficiente [18].

Se utilizarán intercambiadores de calor tubulares para las zonas en las que se realiza el intercambio térmico. El calor necesario para el proceso vendrá suministrado por agua caliente, ya que a temperaturas de trabajo tan reducidas no será necesario, ni conveniente, el uso directo de vapor de agua. El enfriamiento final se realizará también con agua, esta vez fría o helada, dependiendo de la temperatura a la que se desea que quede el producto al concluir el proceso. Luego de que el producto haya terminado su proceso de pasteurización y enfriamiento será llevado en las condiciones de asepsia, a un tanque de almacenamiento frigorífico o a un equipo de llenado de los envases en que se vaya a comercializar.

A continuación, se mencionan los equipos principales que se requiere para el procesamiento de líquidos [18].

- Intercambiadores de calor.
- Tubo de retención.
- Tanque de almacenamiento.
- Depósito refrigerado.
- Bomba centrífuga.

2.7. Norma general del códex para zumos (jugos) y néctares de frutas (CODEX STAN 247-2005).

La presente norma se aplica para todos los productos de zumo de fruta en sus diferentes definiciones. Dentro de ellos están: solo de fruta, de fruta a partir de concentrados, de concentrado de fruta, de fruta extraído con agua, puré de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas, puré concentrado de fruta utilizado en la elaboración de zumos y néctares de frutas y néctar de fruta [34].

2.8. Norma técnica ecuatoriana (NTE INEN 2 337:2008).

Es la primera edición de la norma ecuatoriana, establece todos los requisitos que deben cumplir los jugos, pulpas, concentrados, néctares, bebidas de frutas y vegetales. El alcance de esta norma aplica a los productos procesados para consumo directo, no es aplicable a productos concentrados que son utilizados como materia prima en las industrias [7].

2.9. Materiales.

2.9.1. Acero inoxidable AISI 316L.

El acero inoxidable de grado 316 L es de bajo contenido de carbono, es a base de cromo, níquel y molibdeno. Su característica principal se debe a la adición de un 2 a 3 % de molibdeno para aumentar la resistencia a la corrosión. En las siguientes tablas (Tabla 4, Tabla 5 y Tabla 6) se presentan la composición química, propiedades mecánicas y propiedades físicas del tubo corrugado de acero inoxidable AISI 316L respectivamente [35].

Tabla 4. Composición química de tubo corrugado AISI 316L.

Elemento	%
Níquel	10 - 14
Nitrógeno	0,10 máx.
Cromo	16 - 18
Carbono	0,08 máx.
Silicio	0,75 máx.
Manganeso	2 máx.
Fósforo	0,045 máx.
Azufre	0,03 máx.
Molibdeno	2,00 – 3,00

FUENTE: MBM TUBES PVT. LTD., 2012 [36].

Tabla 5. Propiedades mecánicas de tubo corrugado AISI 316L.

Parámetro	Medida
Grado	316L
Resistencia a la tracción (MPa) mín.	485
Límite elástico 0,2% (MPa) mín.	170
Alargamiento (% en 50 mm) mín.	40
Dureza Rockwell B (HRB) máx.	95
Dureza Brinell B (HB) máx.	217

FUENTE: MBM TUBES PVT. LTD., 2012 [36].

Tabla 6. Propiedades físicas de tubo corrugado AISI 316L.

Parámetro	Medida
Grado	316L
Densidad $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	8 000
Módulo elástico (GPa)	193
Conductividad térmica a 100 °C $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}\right)$	16,3
Calor específico 0-1000 °C $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)$	500
Resistividad eléctrica ($\Omega \cdot \text{m}$)	740

FUENTE: MBM TUBES PVT. LTD., 2012 [36].

2.9.2. Acero inoxidable AISI 304.

El grado 304 es el más utilizado de los aceros inoxidables, es un acero austenítico 18/8 (18% de cromo, 8% de níquel). Es una aleación dúctil y presenta buena soldabilidad; en las tablas (Tabla 7, Tabla 8 y Tabla 9) se presentan la composición química, propiedades mecánicas y propiedades físicas del tubo corrugado de acero inoxidable AISI 304 respectivamente [37].

Tabla 7. Composición química de tubo corrugado AISI 304.

Elemento	%
Níquel	8 – 11
Hierro	Equilibrar
Cromo	18 - 20
Carbono	0,08 máx.
Silicio	0,75 máx.
Manganeso	2 máx.
Fósforo	0,040 máx.
Azufre	0,03 máx.
Nitrógeno	-

FUENTE: JAYHIND METAL & TUBES, 2022 [38].**Tabla 8.** Propiedades mecánicas de tubo corrugado AISI 304.

Parámetro	Medida
Grado	304
Resistencia a la tracción (MPa) mín.	515
Límite elástico 0,2% (MPa) mín.	205
Alargamiento (% en 50 mm) mín.	40
Dureza Rockwell B (HRB) máx.	92
Dureza Brinell B (HB) máx.	201

FUENTE: JAYHIND METAL & TUBES, 2022 [38].**Tabla 9.** Propiedades físicas de tubo corrugado AISI 304.

Parámetro	Medida
Grado	304

Densidad $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	8 000
Módulo elástico (GPa)	193
Conductividad térmica a 100 °C $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}\right)$	16,3
Calor específico 0-1000 °C $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right)$	500
Resistividad eléctrica ($\Omega \cdot \text{m}$)	720

FUENTE: MBM TUBES PVT.LTD., 2012 [39]

2.10. Clasificación de los intercambiadores de calor.

Primero será necesario dar una clasificación de los tipos de intercambiadores de calor con sus características constructivas y su funcionalidad, antes de realizar la elección. A continuación, se presenta la Tabla 10 que resume la clasificación de los intercambiadores de calor.

Tabla 10. Clasificación de los intercambiadores de calor.

Según el proceso de transferencia de calor	• Recuperadores o de transferencia directa. • Regeneradores o de almacenamiento. • Lecho fluidizado • Contacto directo. • Con combustión o generadores de calor (hornos y calderas).
Según las características constructivas	• Tubular: doble tubo, carcasa y tubos. • Placas: paralela, espiral. • Compactos: tubos-aletas, placas-aletas.
Según la disposición de los flujos	• Paralelo. • Contracorriente. • Cruzado.

Según su función

- Intercambiador.
 - Calentador y Enfriador.
 - Refrigerador.
 - Evaporador y condensador.
 - Generador de vapor.
-

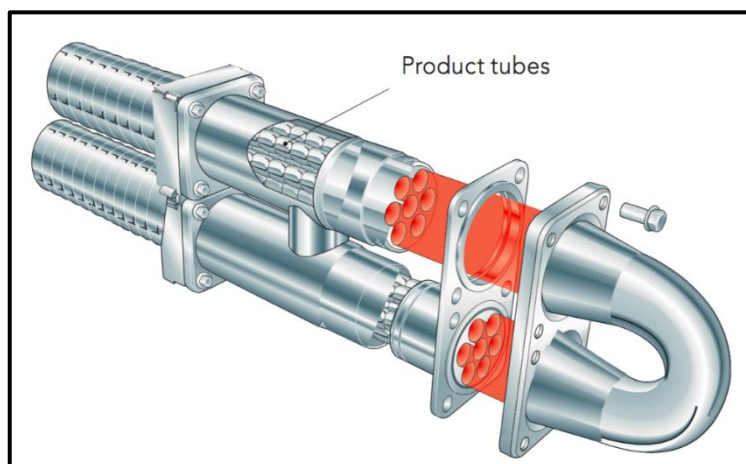
FUENTE: CARLOS BECERRA, 2018 [40].

2.10.1. Intercambiador de calor tubular.

Dentro de la clasificación de los intercambiadores de calor tubulares aún se pueden subclasificar, mencionando alguno de ellos se tiene los de doble tubo, y de carcasa y tubos. Sin embargo, los intercambiadores de calor tubulares del tipo multitubo se basan en el principio tradicional de carcasa y tubo. El producto fluye a través de un conjunto de tubos internos que tienen una disposición paralela, mientras que el fluido calefactor o refrigerante (calentamiento o enfriamiento) fluye en dirección contraria entre los tubos internos y alrededor de ellos, es decir por la camisa de la carcasa del intercambiador de calor. Los extremos de los tubos internos del intercambiador van soldados a placas circulares que se sellan en la carcasa exterior [33].

La Figura 9 muestra un ejemplo de un intercambiador de calor tubular multitubo con un “diseño de extremos flotantes” que permiten una leve movilidad del haz de tubos internos dentro de la carcasa externa, dado que estos están expuestos al constante cambio de temperaturas y por ende a sufrir expansión térmica. Se visualiza que los tubos internos son corrugados con el propósito de aumentar la velocidad de transferencia de calor. Para los cabezales de los intercambiadores de calor tubular del tipo multitubo se utilizan codos que cumplen la función de dirigir el flujo del producto al siguiente paso del proceso [33].

Figura 9. Intercambiador de calor tubular multitubo.



FUENTE: TETRA PAK INTERNATIONAL S.A., 2017 [33].

La cantidad de corrugación de los tubos varía de acuerdo con el producto que va a circular por ellos, siendo así que una corrugación más angulada puede producir una mayor turbulencia en fluidos de baja viscosidad tales como agua, zumos y productos lácteos; sin la necesidad de una velocidad alta. No obstante, al tener corrugaciones más anguladas se corre riesgo de que estas se llenen con los productos y reduzcan la eficiencia del intercambiador [29].

Figura 10. Intercambiador de calor tubular de la Serie HRS – MI.



FUENTE: HRS HEAT EXCHANGERS, 2021 [41].

Los intercambiadores de calor tubulares son comúnmente diseñados para la regeneración indirecta de calor en el cual se utiliza un bucle de agua circulante para transferir el calor del producto caliente al frío, en la Figura 10 se ilustra un ejemplo de otro modelo de intercambiador de calor de tipo tubular [33].

2.10.2. Intercambiador de calor de placas.

Son intercambiadores de calor que están construidas con placas corrugadas, delgadas e independientes de acero inoxidable y empaquetadas dentro de un bastidor; de esta manera llevan una disposición de pares adyacentes formando canales, por medio de los cuales van a circular los fluidos en contracorriente; tanto el producto o alimento a tratar como el fluido intercambiador de calor. De igual manera que en los intercambiadores de calor tubulares sus superficies son corrugadas con el objetivo de tener mayores turbulencias en el flujo y conseguir una mayor tasa de penetración de calor [42].

Son utilizados en productos de baja viscosidad sin partículas en suspensión, esto los hace ideales para el tratamiento de lácteos, no obstante, igual se pasteuriza zumo de frutas, jugos vegetales, batidos, bebestibles y aceites vegetales. Estos equipos son recomendables cuando la temperatura de salida del producto y la de servicio no tienen mucha diferencia, se muestra un intercambiador de calor de placas en la Figura 11 [29].

Figura 11. Intercambiador de calor de placas.



FUENTE: ALFA LAVAL, 2021 [43].

Las principales características que presentan los intercambiadores de calor de placas son: de diseño compacto, tienen un alto grado de recuperación de calor, los volúmenes de retención son bajos y tienen elevadas tasas de transferencia de calor [33].

2.11. Tipos de calentamiento.

Existen dos tipos de calentamiento siempre y cuando se considere un proceso térmico continuo, entonces se tiene el método indirecto y el método directo.

2.11.1. Calentamiento indirecto.

Este tipo de calentamiento indirecto se basa en la implicación de una superficie de transmisión de calor entre el producto y el medio de calentamiento. Dentro de los tipos de calentamiento indirecto existen tres clases principales que son los: intercambiadores de calor de placas, intercambiadores de calor tubular e intercambiadores de calor de superficie rascada [29].

2.11.2. Calentamiento directo.

El calentamiento directo se basa en que el vapor entra en contacto con el producto que calentará y cederá su calor latente provocando que el producto se caliente muy rápidamente. Dentro de los tipos de calentamiento directo existen dos técnicas principales que son: mediante la inyección con vapor presurizado dentro del producto y mediante inyección del producto en el vapor [29].

2.12. Transferencia de calor.

La transferencia de calor es una ciencia que está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos. También se denomina como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Existen tres mecanismos diferentes de transferencia de calor: conducción, convección y radiación [44], [45].

2.12.1. Transferencia de calor por conducción.

Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de sus interacciones. La conducción puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases. Para este mecanismo de transferencia de calor se hace referencia a la ecuación de Fourier [46].

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -k * A * \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. 1}$$

2.12.2. Transferencia de calor por convección.

La convección es un mecanismo de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido que se encuentra en movimiento, teniendo en cuenta los efectos combinados de la conducción y el movimiento de los fluidos. Se hace referencia a la ley de enfriamiento de Newton [46].

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = -h * A_s (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ec. 2}$$

2.12.3. Transferencia de calor por radiación.

Es la transferencia de energía debida a la emisión de ondas electromagnéticas de una materia, como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Este mecanismo de transferencia de energía no requiere de un medio, por lo que es la más rápida a diferencia de la conducción y a la convección [46].

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon * \sigma * A_s (T_s^4 - T_{\infty}^4) \quad \text{Ec. 3}$$

2.13. Número de Reynolds.

El número de Reynolds es la razón existente que tienen los fluidos entre la fuerza de inercia a fuerzas viscosas, es una cantidad adimensional y un parámetro que indica si el flujo de un fluido en particular será laminar o turbulento; el número de Reynolds para el flujo en una tubería circular se define con las siguientes ecuaciones [47].

$$Re_D = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad \text{Ec. 4}$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi * D * \mu} \quad \text{Ec. 5}$$

2.14. Flujo laminar y turbulento.

El flujo laminar se caracteriza por corrientes suaves y un movimiento altamente ordenado, mientras que el flujo turbulento es caracterizado por fluctuaciones en su velocidad y un movimiento altamente desordenado. También existe una zona de transición, la cual es una región donde el flujo del fluido fluctúa entre las zonas de laminar y turbulento antes de volverse completamente turbulento [46].

- Flujo laminar $Re_D < 2300$.
- Zona de transición $2300 \leq Re_D \leq 10000$.
- Flujo turbulento $Re_D > 10000$.

2.15. Factor de fricción.

Es un parámetro adimensional utilizado en el cálculo de la caída de presión para el bombeo de los fluidos. Se emplea el factor de fricción de Moody para calcular su valor siempre y cuando el fluido sea turbulento, mientras que para un fluido laminar se utiliza la Ecuación Ec. 6.

2.15.1.1. Factor de fricción para flujo laminar.

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad \text{Ec. 6}$$

2.15.1.2. Factor de fricción para flujo turbulento.

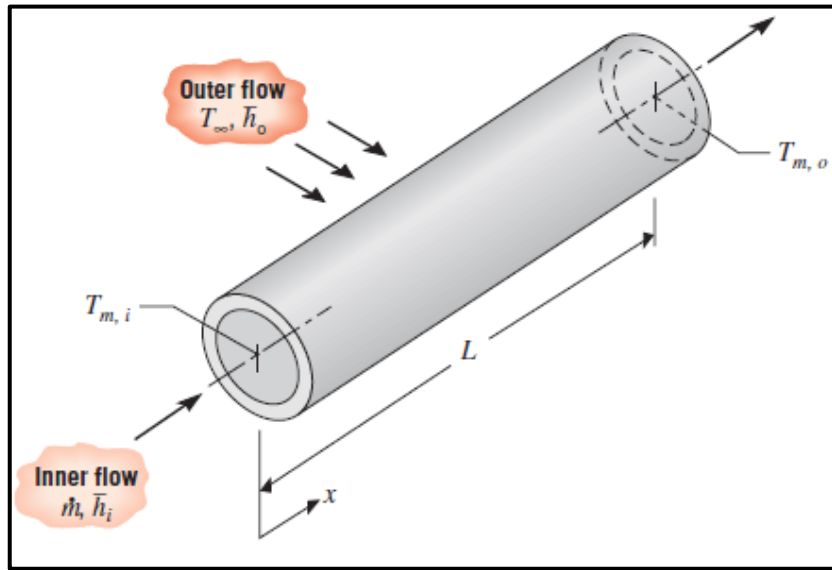
En cuanto al factor de fricción para un flujo turbulento el análisis es más complejo, se trabajan con resultados experimentales ya que se utiliza el Diagrama de Moody (Anexo 1). Pero para cálculos más precisos se puede emplear la ecuación de Colebrook [45].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f}} \right] \quad \text{Ec. 7}$$

2.16. Balance de energía.

Se aplica el balance de energía debido a que el fluido está completamente encerrado dentro de las tuberías. Dado que el fluido presenta flujo constante se puede determinar la variación de temperatura, tanto en la entrada y salida de la tubería. La transferencia de calor por convección se da en la superficie interna de las tuberías; por lo general los cambios de energía potencial y cinética del fluido, como también la transferencia de calor por conducción son insignificantes, en la Figura 12 se ilustra de forma representativa la transferencia de calor por convección [45].

Figura 12. Transferencia de calor entre el fluido que fluye por un tubo y el fluido que pasa a través del tubo.



FUENTE: FRANK INCROPERA, 2011 [45].

$$q = \dot{m} * C_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad \text{Ec. 8}$$

$$q = U * A_s * \Delta T_{lm} \quad \text{Ec. 9}$$

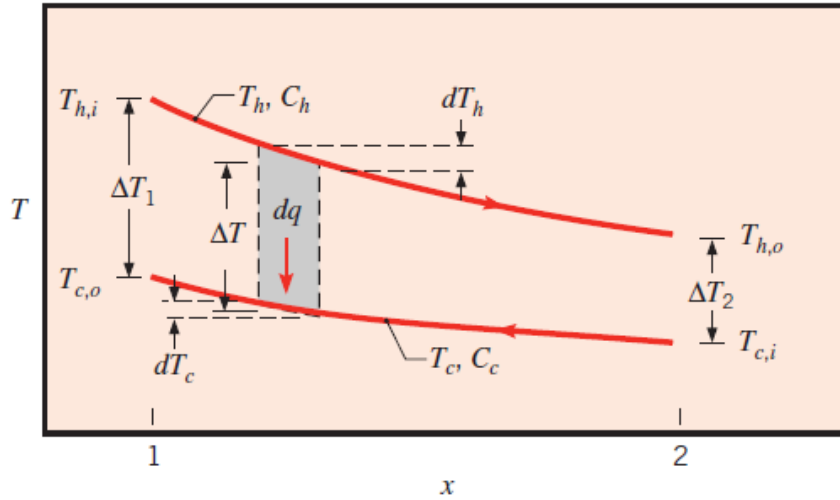
$$q = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}} \quad \text{Ec. 10}$$

2.17. Análisis de intercambiadores de calor mediante: Método de la temperatura media logarítmica.

2.17.1. Diferencia de temperaturas media logarítmica.

Como en este proyecto se trabajará con un intercambiador en contraflujo, en la Figura 13 se muestran las distribuciones de temperaturas fría y caliente para dicho intercambiador; así mismo se anotarán las fórmulas correspondientes a un intercambiador en contraflujo [45].

Figura 13. Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor en contraflujo.



FUENTE: FRANK INCROPERA, 2011 [45].

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \text{Ec. 11}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \text{Ec. 12}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad \text{Ec. 13}$$

2.17.2. Número de Nusselt.

El número de Nusselt indica el aumento de la transferencia de calor desde una superficie por la que circula un fluido, es decir es el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección, cuanto mayor sea este número mejor será la convección [46].

2.17.2.1. Número de Nusselt para flujo laminar en tubos circulares.

Considerando un tubo circular que tiene un flujo laminar completamente desarrollado, por el cual presenta un flujo de calor constante en la superficie, el número de Nusselt es constante

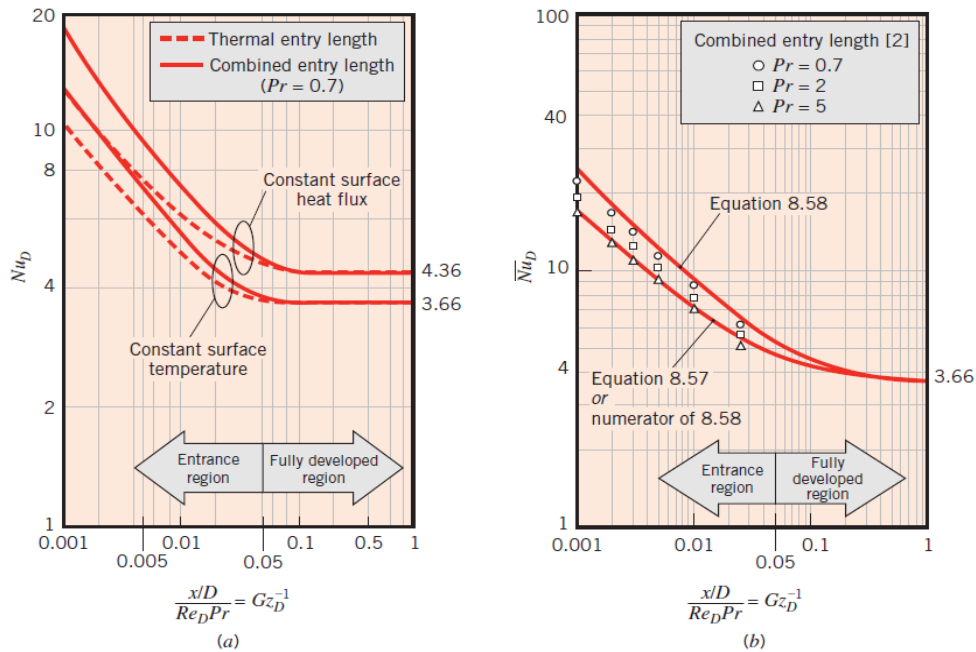
muy independiente del número de Reynolds y del número de Prandtl. En la Figura 14 se muestra el número de Nusselt para un comportamiento de flujo laminar [45], [46].

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36; q_s'' = \text{constante} \quad \text{Ec. 14}$$

De manera semejante realizado un análisis para flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular cuando presenta una temperatura de superficie constante, se tiene que el número de Nusselt es constante [46].

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66; T_s = \text{constante} \quad \text{Ec. 15}$$

Figura 14. Número de Nusselt para flujo laminar en tubo circular: (a) Local, (b) Promedio.



FUENTE: FRANK INCROPERA, 2011 [45].

2.17.2.2. Número de Nusselt para flujo turbulento en tubos circulares.

Se representa mediante la Ecuación Ec. 16 que es la ecuación de Dittus Boelter, pero esta deriva de la ecuación de Colburn que a su vez se basa en la analogía de Chilton-Colburn; no obstante, debido a los errores tan grandes de esta ecuación en un 25% y pudiendo reducirse

al 10% usando ecuaciones más recientes se dispone de la correlación de Gnielinski que se representa en la Ecuación Ec. 17 [48].

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} * Pr^n \quad \text{Ec. 16}$$

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad \text{Ec. 17}$$

Específicamente cuando se trata de calcular el número de Nusselt en un banco de tubos se utiliza la siguiente ecuación.

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad \text{Ec. 18}$$

También se tiene que considerar que la Ec. 18 se usa principalmente para un número de filas (N_L) menores de 16, sin embargo, también se puede utilizar para $N_L < 16$, siempre y cuando se modifique con la siguiente ecuación.

$$Nu_{D,nl} = F * Nu_D \quad \text{Ec. 19}$$

2.17.3. Número de Prandtl.

El número Prandtl es la representación del espesor relativo de la capa límite de velocidad y térmica. Denominado en honor a Ludwig Prandtl, quien realizó grandes aportes a la teoría de capa límite, es un número adimensional [46].

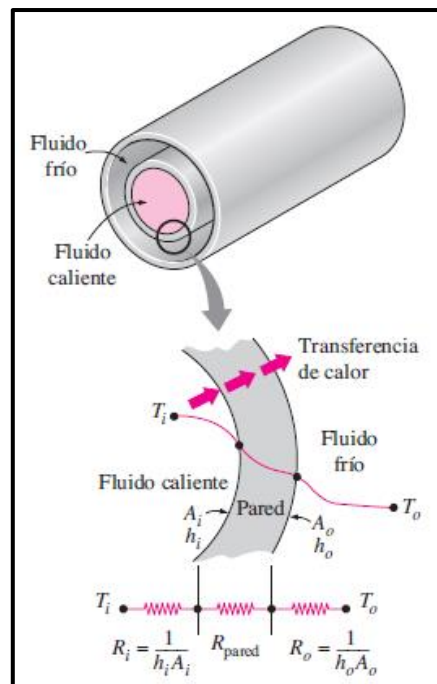
$$Pr = \frac{\mu * C_p}{k}$$

Ec. 20

2.17.4. Coeficiente global de transferencia de calor.

En un intercambiador de calor se relacionan dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida es decir la pared del tubo interno. El coeficiente global de transferencia de calor es la cantidad de calor total transferido por unidad de superficie ante la variación de 1° Celsius. En un principio, el calor es transferido del fluido caliente hacia la pared del tubo interno por convección, luego el calor se transfiere a través de la pared por conducción, y finalmente el calor es transferido desde la pared del tubo interno hacia el fluido frío, nuevamente por convección [45], [46].

Figura 15. Resistencias térmicas en un intercambiador de calor de doble tubo.



FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2011 [46].

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se debe considerar las resistencias térmicas, estas comprenden una resistencia por conducción y dos resistencias por convección como se muestra en la Figura 15. Haciendo mención de un intercambiador de doble tubo, la resistencia térmica de la pared del tubo interno es [46]:

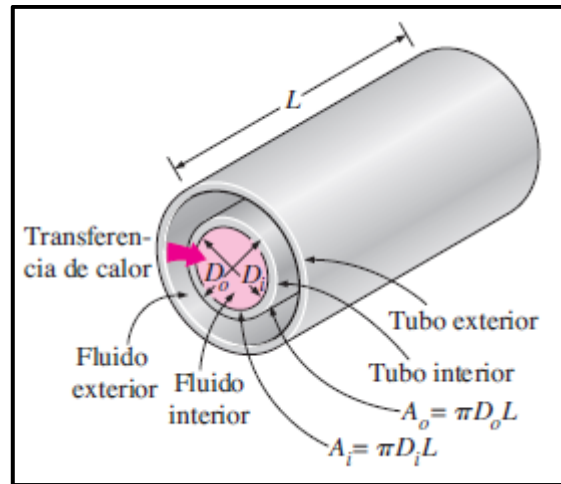
$$R_{\text{pared}} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi * k * L} \quad \text{Ec. 21}$$

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{pared}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ec. 22}$$

$$A_i = \pi * d_i * L \quad \text{Ec. 23}$$

$$A_o = \pi * d_o * L \quad \text{Ec. 24}$$

Figura 16. Áreas superficiales asociadas a un intercambiador de calor de doble tubo.



FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2011 [46].

Para los intercambiadores de calor tubulares, al considerar la resistencia térmica de la pared y el factor de incrustación; la ecuación de coeficiente global de transferencia de calor se representa conforme a la Ecuación Ec. 25:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} + \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ec. 25}$$

Al despreciar la resistencia de la pared, debido a que el espesor de la pared es muy bajo pero así mismo la conductividad térmica del material es alta; y por consiguiente asumiendo una semejanza entre las superficies interior y exterior de la pared, la ecuación se reduce a [46]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{Ec. 26}$$

Ecuación del coeficiente global de transferencia de calor en función de la resistencia térmica total.

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}} * A} \quad \text{Ec. 27}$$

2.17.5. Coeficientes de convección.

Siendo conocidos los números de Nusselt se pueden calcular los coeficientes de convección tanto de las superficies internas y externas con las siguientes ecuaciones:

$$h_i = Nu_D * \frac{k}{d_i} \quad \text{Ec. 28}$$

$$h_o = Nu_D * \frac{k}{d_o} \quad \text{Ec. 29}$$

2.17.6. Caída de presión.

Es la diferencia de presiones entre las presiones de entrada y salida de una tubería, teniendo la Ecuación Ec. 30 y la Ecuación Ec. 31 para los tubos internos y para un banco de tubos respectivamente.

$$\Delta P = f * \frac{L}{d_i} * \frac{\delta * (V)^2}{2} \quad \text{Ec. 30}$$

$$\Delta P = N_L * f * X * \frac{\delta * (V_{\max})^2}{2} \quad \text{Ec. 31}$$

2.17.7. Potencia de bombeo.

Es la potencia requerida para mover un fluido a través de un tubo o un banco de tubos. En este caso se utiliza la misma ecuación tanto para un tubo como para un banco de tubos.

$$W_{\text{bomba}} = Q * \Delta P \quad \text{Ec. 32}$$

2.17.8. Velocidad de los fluidos.

2.17.8.1. Velocidad del fluido a través de un tubo.

Cuando se trata de la velocidad de un fluido solamente por una tubería se emplea la Ecuación Ec. 33 que relaciona al caudal volumétrico y el área transversal de la tubería.

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. 33}$$

2.17.8.2. Velocidad del fluido a través de un banco de tubos.

Pero como en un intercambiador tubular existen más de una tubería interna, la ecuación anterior varía ya que se le multiplica el número de pasos que tendrá el banco de tubos y se divide para el número de tubos; así resultando la Ecuación Ec. 34.

$$V = \frac{N_p}{N_t} * \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. 34}$$

2.17.8.2.1. Velocidad del fluido de acuerdo con el tipo de arreglo del banco de tubos.

En este tipo de intercambiadores de calor tubulares, dado que el banco de tubos tendrá ya sea un arreglo triangular o cuadrado, la velocidad representativa para el fluido será la velocidad máxima, misma que se utilizará para determinar el número de Reynolds.

2.17.8.2.1.1. Para un arreglo cuadrado.

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} * V \quad \text{Ec. 35}$$

2.17.8.2.1.2. Para un arreglo triangular:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2 (S_T - d_o)} * V \quad \text{Ec. 36}$$

De la Figura 20, para un arreglo triangular se debe de analizar las siguientes condiciones. Si $2A_D > A_T$, se dice que la velocidad máxima aún ocurre en A_T (entre los tubos), y por consiguiente la Ecuación Ec. 35 todavía se puede usar para un banco de tubos con arreglo triángulo. Pero si $2A_D < A_T$, la velocidad máxima se desarrollará en las secciones diagonales, y en este caso se debería de utilizar la Ecuación Ec. 36 [49].

2.18. Partes mecánicas de un intercambiador de calor tubular.

2.18.1. Coraza.

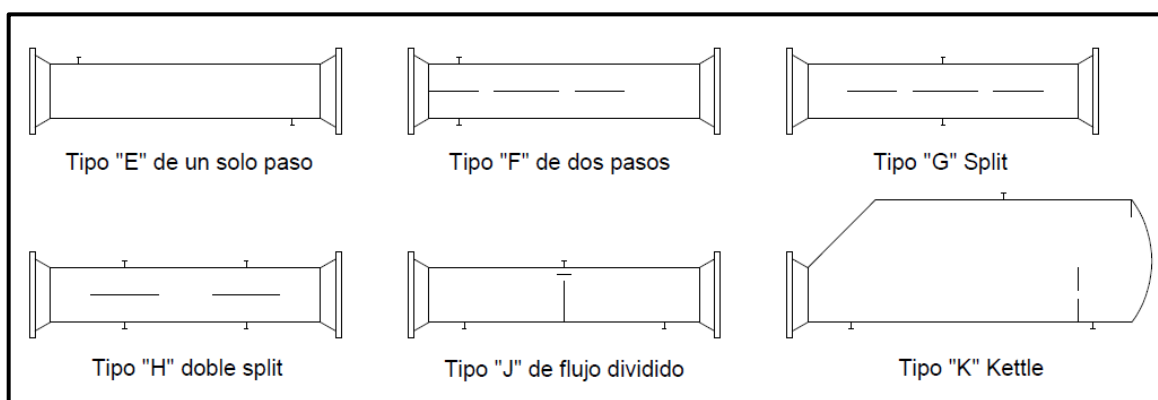
Estos elementos al ser parte de los intercambiadores de calor se fabrican de tubo de acero, los espesores y diámetros están normalizados por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) y se determinan en función de la presión de trabajo [50].

Cuando se trata de corazas inferiores a las 12 pulgadas de diámetro se fabrican de tubo de acero, para corazas mayores de 24 pulgadas de diámetro se fabrican mediante el rolado de placas de acero, siendo el acero al carbono el material más usado para la fabricación de corazas [44].

2.18.1.1. Tipos de coraza

Según la norma TEMA que hace referencia a los parámetros de diseño y construcción de los intercambiadores de calor, se tiene varios tipos de corazas cuando se trata de intercambiadores de calor de casco y tubos o tubulares. En la Figura 17 se presentan los principales tipos de corazas.

Figura 17. Tipos de corazas.



FUENTE: KARINA CUADRADO, 2010 [50]

2.18.2. Tubos interiores.

Los tubos utilizados en los intercambiadores de calor pueden ser de diferentes materiales, tales como: acero, acero inoxidable, cobre, cobre-níquel, aluminio, aluminio-bronce, latón, etc. El diámetro característico de los tubos es el diámetro exterior, tanto los diversos materiales como los diámetros más utilizados para intercambiadores de calor se encuentran en la norma TEMA. Los espesores de tubos se determinan por la presión de trabajo y la corrosión, y están dados según BWG (Birmingham Wire Gauge) [50], [51], [52].

Los tubos que se utilizarán en el diseño de los intercambiadores de calor serán corrugados, estos se caracterizan por tener una hendidura helicoidal. La cantidad de entradas de hélice,

y ángulo de estas podrían diseñarse para optimizar la transferencia térmica y su rendimiento [53].

Los tubos corrugados se fabrican a partir de tubos lisos por deformación en frío. Además, no se reducen las propiedades mecánicas del tubo liso; lo cual es reconocido por el TÜV (Technischer Überwachungs-Verein) “empresa certificadora de origen alemán reconocida a nivel mundial” [53].

2.18.2.1. Tipos de corrugación.

2.18.2.1.1. Corrugación HARD.

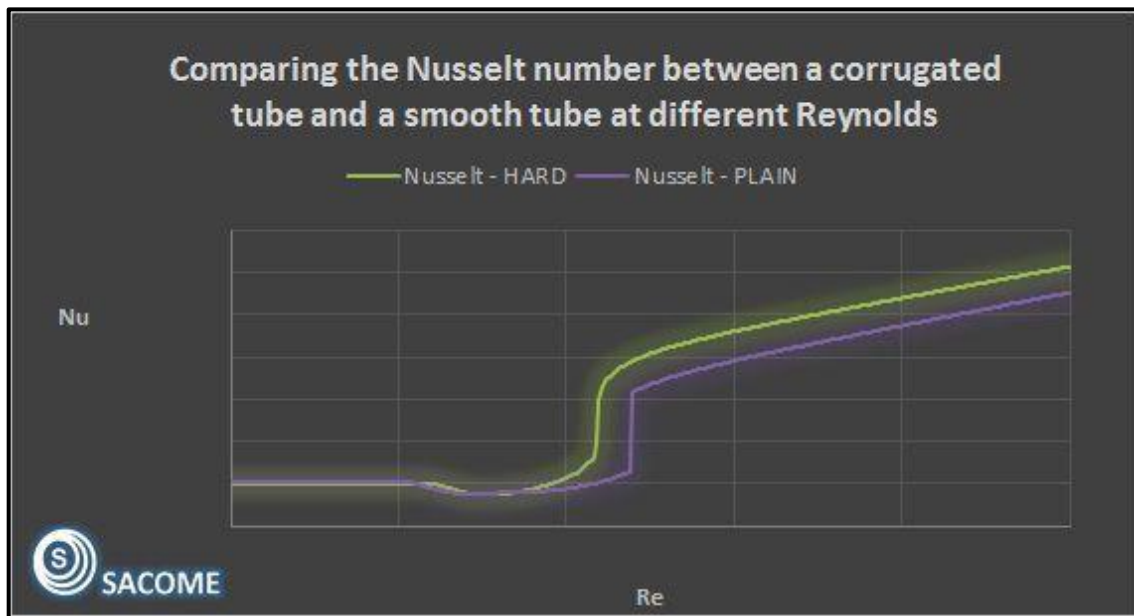
Brinda una alta mejora del coeficiente de transferencia de calor que ayuda a compensar la pérdida de presión.

2.18.2.1.2. Corrugación SOFT.

Mejora la transferencia térmica y la pérdida de presión, pero en menor grado, ya que es un diseño intermedio entre tubo liso y tubo con corrugación HARD.

La principal ventaja de la corrugación de tubos es el incremento de la turbulencia del fluido, esto quiere decir que se puede trabajar en un flujo turbulento incluso con un bajo número de Reynolds, de manera que se sabe que el régimen de transición entre flujo laminar y flujo turbulento para un tubo liso está entre los 2 000 – 3 000, mientras que para un tubo corrugado la transición puede estar cercano a los 500 Reynolds, esto se muestra en la Figura 18 [53].

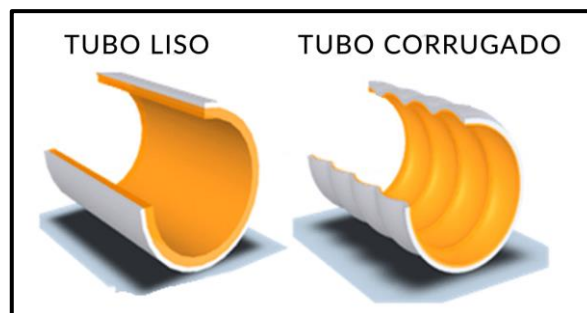
Figura 18. Número de Nusselt para tubo corrugado y tubo liso.



FUENTE: SACOME, 2017 [53].

El “Fouling” o ensuciamiento en los intercambiadores de calor con tubo corrugado es menor gracias al efecto auto limpiante producido por los mayores niveles de turbulencia del fluido, en la Figura 19 se ilustra de forma gráfica un tubo corrugado comparado con un tubo liso.

Figura 19. Vista gráfica de tubo liso y tubo corrugado del mismo diámetro.



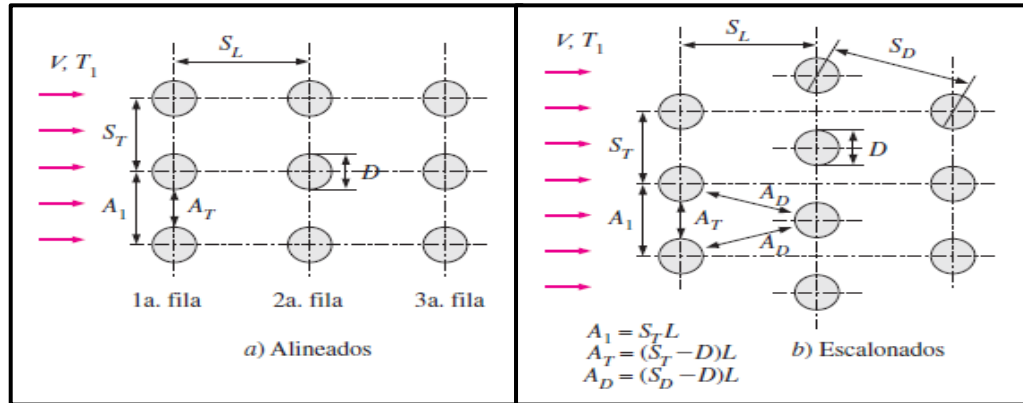
FUENTE: SACOME, 2017 [53].

2.18.2.2. Disposición de los tubos internos.

Los tubos internos al formar un banco o haz de tubos puede ser de forma escalonada o alineada con respecto al flujo. Los parámetros característicos de la disposición de tubos en un banco son, el paso transversal (S_T), el paso longitudinal (S_L) y el paso diagonal (S_D). todos estos parámetros se pueden contemplar en la Figura 20 [49], [44], [50].

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad \text{Ec. 37}$$

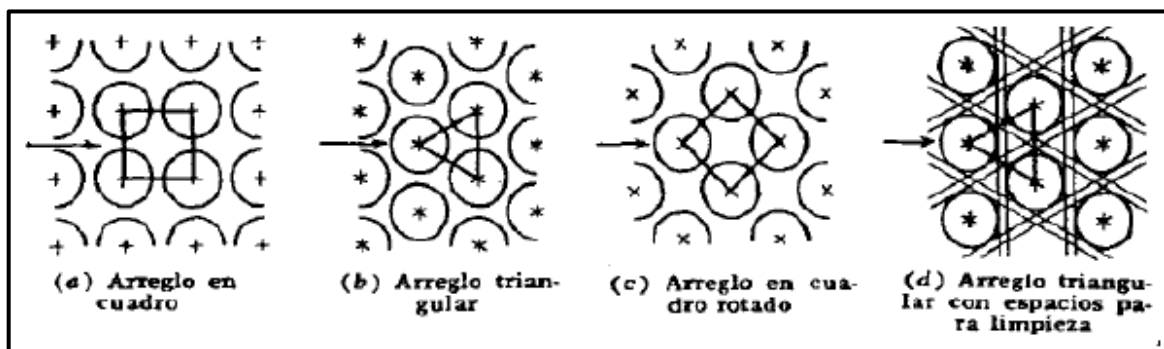
Figura 20. Disposición de los tubos en un banco de forma alineada y escalonada.



FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49]

Para la disposición de los tubos ya sea en arreglo cuadrado o triangular como se muestra en la Figura 21, los orificios de los tubos no pueden tener una separación muy pequeña o estar demasiado estrecho entre ellas, ya que estructuralmente se debilitan los espejos. A esta distancia corta entre dos orificios adyacentes se le da el nombre de claro, y a la distancia entre centros de los orificios adyacentes se le llama espaciado [50].

Figura 21. Arreglos para los tubos de intercambiadores de calor.

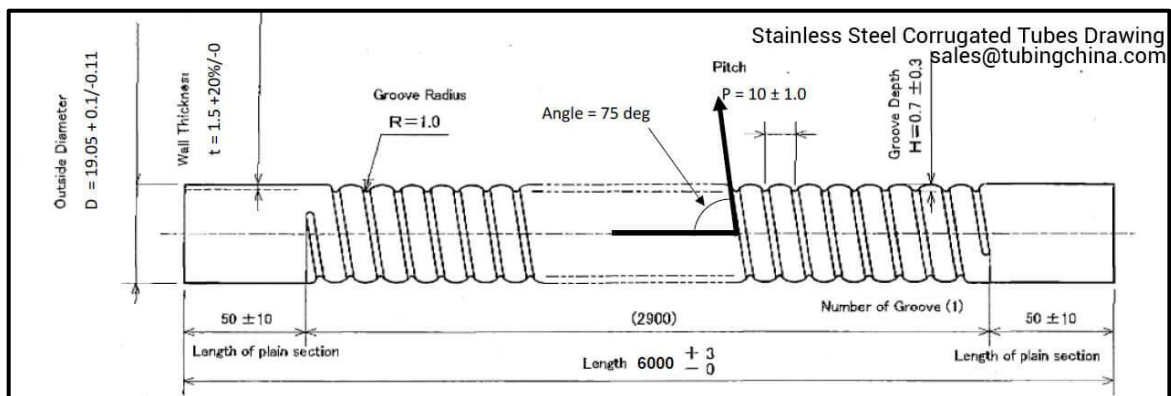


FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44]

2.18.2.3. Mercado de tubería de acero inoxidable corrugado.

Los tubos de acero inoxidable corrugado deben estar estampados con la marca del Molino, ésta debe incluir: marca del fabricante, número de especificación y grado, la condición, tipo de acabado (en frío o caliente), designación de la pared, número de calor e identificación del lote de tratamiento térmico. A continuación, en la Figura 22 se representa de forma gráfica la fabricación de un tubo corrugado a partir de un tubo liso [54].

Figura 22. Detalles de dibujo para tubería corrugada de acero inoxidable.

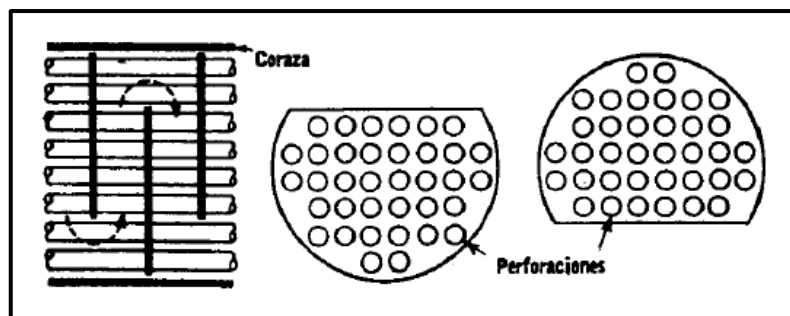


FUENTE: GUANYU TUBE, 2021 [54].

2.18.3. Deflectores.

Existe una gran variedad de deflectores que se utilizan en los intercambiadores de calor, siendo los más comunes los deflectores segmentados, que también será el utilizado en este proyecto. Los deflectores segmentados consisten en hojas de metal perforadas con una altura generalmente de 75% del diámetro interno de la carcasa, esto se ilustra en la Figura 23 [44].

Figura 23. Detalle de deflector segmentado.

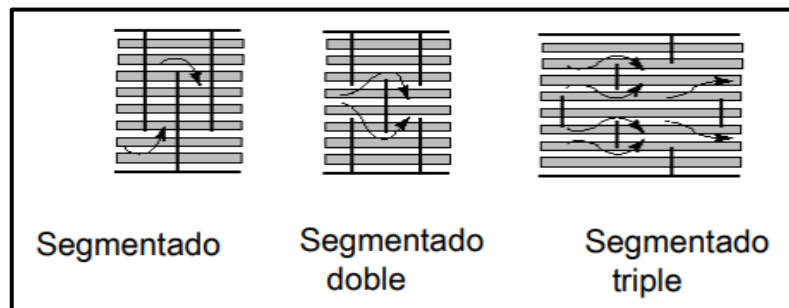


FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44].

Los deflectores presentan las siguientes funciones:

- Soportar el haz de tubos.
- Disminuir la vibración de los tubos internos originado por los choques con el fluido.
- Canalizar el flujo del fluido por la carcasa originando mayor turbulencia y por consiguiente se logran coeficientes de transferencia de calor más altos.

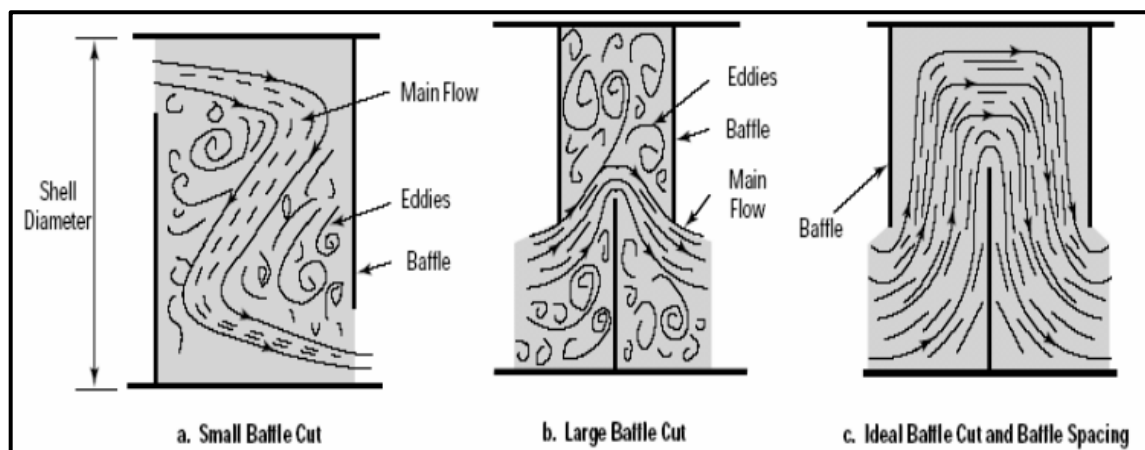
Figura 24. Tipos de segmentación.



FUENTE: INGENIERÍA, 2018 [55].

Por medio de espaciadores se mantienen firmes los deflectores, a su vez, el espaciado mínimo entre deflectores de centro a centro suele ser el 20% o $\frac{1}{5}$ del diámetro interno de la carcasa, y el máximo no debe sobrepasar el diámetro interno de la carcasa, siendo esto un parámetro vital para el diseño, en la Figura 25 se muestra los diferentes espaciados entre deflectores y sus efectos [55].

Figura 25. Comportamiento del fluido según el espaciado entre deflectores.



FUENTE: INGENIERÍA, 2018 [55].

2.18.4. Espejos.

Los espejos de un intercambiador de calor son placas circulares con orificios en los que se sujetan los tubos internos, generalmente suelen ir soldados y se colocan en los extremos de la coraza, al igual que con los deflectores, los orificios para los tubos no deben estar muy cerca entre ellos [50].

Los requerimientos mecánicos del espejo son: deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y a su vez estar fabricado de un material electroquímicamente compatible con el material de la coraza y los tubos [50].

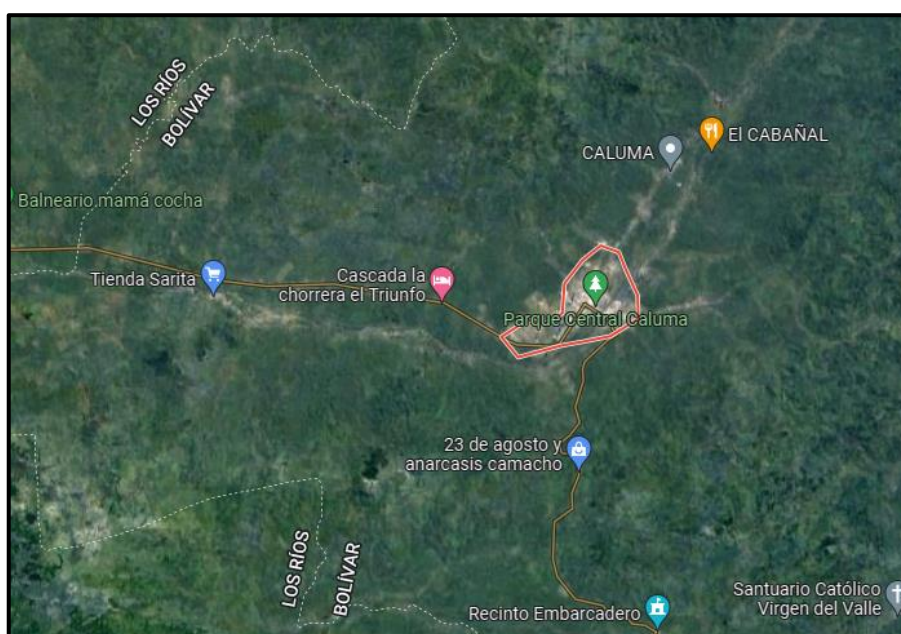
CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.

El presente proyecto de investigación se realiza en el cantón Caluma ubicado en la parte meridional y al occidente de la provincia Bolívar, limita al norte con el cantón Echeandía y las parroquias Salinas, Julio Moreno y la Asunción, al sur con la parroquia de Telimbela-cantón Chimbo, al este con el cantón Chimbo y al oeste con la provincia de los Ríos. Se localiza a los 1° 38' 0" de latitud sur y a 79° 15' 0" de longitud oeste, y se encuentra a una altura promedio de 486 m.s.n.m. [56]. En la Figura 26 se muestra la localización geográfica del municipio de Caluma.

Figura 26. Localización geográfica del Cantón Caluma.



FUENTE: GOOGLE MAPS, 2022.

3.1.1. Descripción del lugar.

El cantón Caluma tiene una extensión territorial de 174,7 km² aproximadamente, ubicada al occidente de Guaranda. Su economía está basada en el sector primario, dedicado a la ganadería y también a los cultivos. Presenta un clima subtropical, muy amigable y apto para cultivos principales como cacao, mandarina y naranjas, producto que es considerado como el mejor del Ecuador debido a esto es conocida como la capital cítrica del Ecuador. Sin embargo, también cultivan en menores cantidades la papa, el fréjol, las habas, la yuca, el maíz, el arroz, la naranjilla, el aguacate, entre otros [56], [57].

3.2. Tipo de investigación.

3.2.1. Investigación bibliográfica.

Las diferentes fuentes de información como libros, artículos científicos, folletos, fichas técnicas, proyecto de investigación y diversas tesis que proporcionan información sobre procesamiento del zumo de naranja, sistemas de pasteurización de zumos, diseño de intercambiadores tubulares para la industria alimentaria, son de suma importancia para profundizar el conocimiento y definir los aspectos principales del diseño. Por lo que gracias a la búsqueda de información se respalda el tema de investigación abordado.

3.2.2. Investigación exploratoria.

Se utiliza este tipo de investigación, dado que los intercambiadores de calor tubulares de tubería corrugada es un tema con poco auge y también debido al poco uso del tipo de pasteurización HTST, siendo materias de estudio e investigación. Sin embargo, se puede hacer analogía con sistemas de pasteurización de leche u otros alimentos, bebidas, refinamiento de combustibles e incluso con proyectos de otra industria, por lo que se debe revisar cuidadosamente esta información para adecuarlo a la documentación y exista relación con el sistema de pasteurización planteado.

3.2.3. Investigación experimental.

El tema de investigación plantea una propuesta de diseño y simulación de un sistema de pasteurización, en base a análisis de los equipos empleados en la industria alimentaria, donde se determinará el rendimiento de los equipos intercambiadores de calor tubulares, asegurando la calidad e higiene del producto.

3.3. Métodos de investigación.

En esta sección se detallan los métodos de investigación aplicados en el desarrollo de este proyecto de investigación.

3.3.1. Método de observación.

Mediante el método de observación se identificó la problemática que tienen los agricultores del cantón Caluma dedicados al cultivo de naranja, por lo que el diseño de este sistema de pasteurización sería beneficioso ya sea para los agricultores, una asociación de agricultores dedicados al cultivo de la naranja o para el municipio del cantón. Este método también ayudó en lo que respecta a la investigación para la selección de los componentes más adecuados para el sistema, de esta manera se garantiza el correcto diseño de los equipos intercambiadores de calor.

3.3.2. Método deductivo.

Gracias a la investigación bibliográfica se profundizó el conocimiento del proceso de pasteurización del zumo de naranja, el funcionamiento de los equipos y componentes que involucran el sistema y los parámetros primordiales que se necesitan para el dimensionamiento de este tipo de instalaciones. El enfoque en la investigación de los equipos que implican el sistema de pasteurización tubular se basa en conocer el funcionamiento de todo el sistema para realizar el diseño; comprendiendo las características que presenta el sistema completo y los requerimientos necesarios para el proceso de diseño.

El método inductivo sirvió para identificar cada parte o elementos que componen el sistema, como son: intercambiadores de calor, tubo de retención, tanques asépticos de almacenamiento, bombas centrífugas, válvulas de control, entre otros.

3.3.3. Método inductivo.

El método inductivo se utilizó para comprender las particularidades de cada elemento que compone el sistema pasteurizador, así como los criterios principales para dimensionar cada una de estas partes y se pueda crear un diseño óptimo del sistema, que cumpla con características determinadas y con los estándares de calidad que exigen las normas para los zumos de frutas.

3.3.4. Método experimental.

Este método experimental se utilizó para verificar la información obtenida de la teoría, desarrollar de forma iterativa los cálculos analíticos y los resultados de análisis que brinda el software con respecto a las simulaciones del comportamiento del fluido.

3.4. Fuentes de recopilación de información.

Las fuentes de las cuales se recopiló la información que apoyaron al desarrollo de esta investigación se presentan en la Tabla 11.

Tabla 11. Fuentes de recopilación de información.

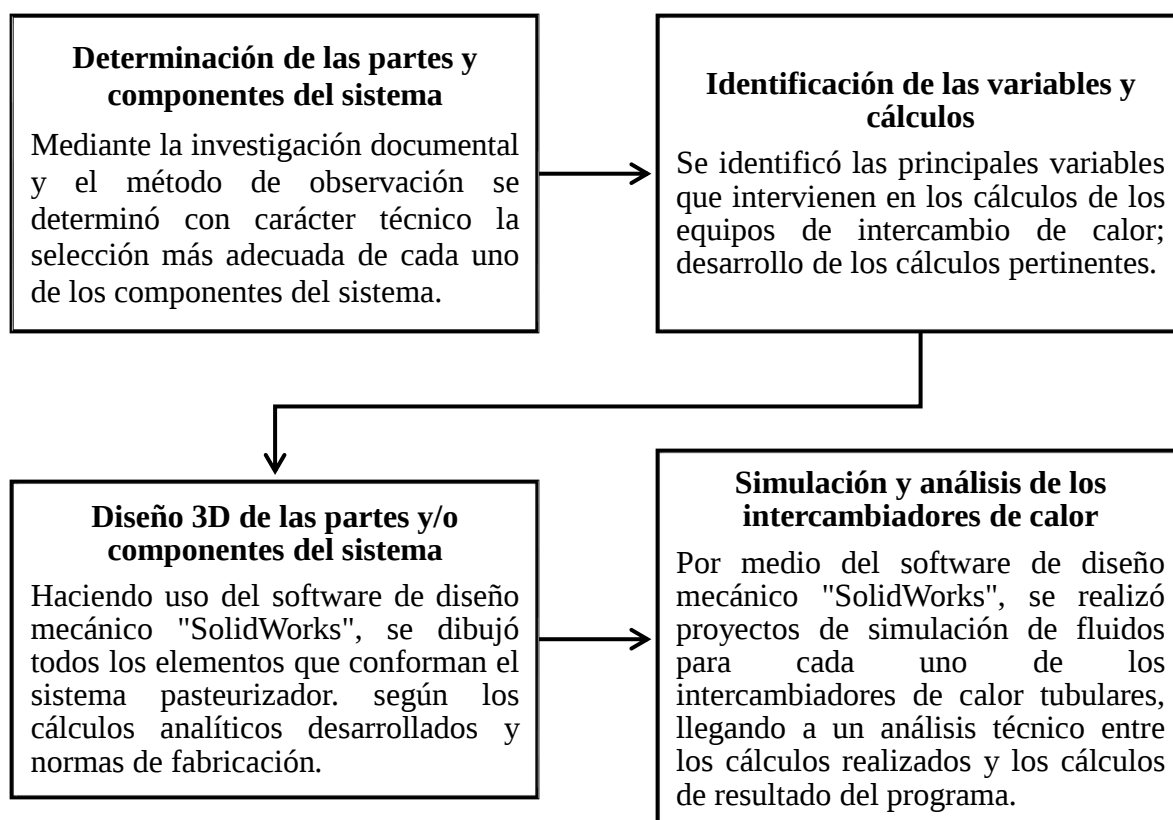
Fuente primaria	Mediante la observación directa, entrevistas y conversaciones con los agricultores de naranja. También se obtuvo información de diseño de máquinas con profesionales del área.
Fuente secundaria	A través de diversas fuentes de información como libros, revistas, artículos científicos, libros electrónicos, folletos, fichas técnicas, proyecto de investigación, tesis de pregrado y páginas web confiables.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

3.5. Diseño de la investigación.

La presente investigación que consiste en el diseño de una propuesta de solución al problema que tienen los agricultores del cantón Caluma dedicados al cultivo y comercialización de naranjas es de carácter proyectivo. A su vez para el desarrollo de esta investigación en la Figura 27 se describe el procedimiento de diseño que se siguió; que va desde la determinación de las partes y componentes del pasteurizador tubular, identificación de variables fundamentales, hasta el diseño, simulación y análisis de los elementos que componen el sistema de pasteurización.

Figura 27. Plan metodológico de diseño del sistema de pasteurización.



3.6. Instrumentos de investigación.

Dentro de los instrumentos de investigación empleados en el proyecto están los siguientes, la revisión bibliográfica y la observación directa se aplicó para conocer la necesidad desde una perspectiva real, el estudio exploratorio y análisis de documentos se emplearon para determinar las variables principales y los requerimientos característicos que deben de poseer en especial los equipos intercambiadores de calor. También se utilizaron procedimientos experimentales tanto a la hora del dimensionamiento de las variables de balance de energía como en el dimensionamiento de los parámetros característicos de transferencia de calor, para la obtención del tamaño de los intercambiadores de calor.

Se dispuso de profesionales en el tema de investigación, que sirvieron como guía para el refinamiento de las variables, también para corroborar los datos obtenidos a través de los cálculos realizados, y los análisis de resultados. El programa de SolidWorks ayudó a efectuar las simulaciones de flujo en los intercambiadores de calor para verificar el comportamiento

de los fluidos en los equipos; llegando a proponer un modelo innovador, confiable y eficiente de los pasteurizadores tubulares de tubo corrugado para la industria alimentaria.

3.7. Tratamiento de los datos.

Para el tratamiento de los datos obtenidos de los cálculos y resultados en general, se utilizaron los siguientes software.

- Word 2019.
- Excel 2019.
- Mathcad Prime 7.0.
- SolidWorks 2018.
- AutoCAD 2019.

3.8. Recursos humanos y materiales.

A lo largo del desarrollo de la presente investigación se tuvo el apoyo de colaboradores y expertos en el área. Los recursos materiales que se utilizaron en la investigación se enlistan a continuación.

3.8.1. Recursos materiales.

- Laptop.
- Memoria USB.
- Disco duro externo.
- Calculadora.
- Folletos, catálogos, libros, etc. digitales.
- Cuadernos de apuntes.
- Libros.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Balance de materia.

En esta sección se van a calcular las proporciones que se van a introducir en el proceso y la cantidad de producto final que se va a obtener al acabar el proceso productivo. El diseño del proceso es el que se muestra en la Figura 28.

Figura 28. Diagrama de flujo para la obtención del producto final.



Elaborado por: Meléndez Arista.

Para el procesado de la naranja se deben seguir una serie de etapas, a continuación, se explicará brevemente:

- Se adquiere la materia prima (naranjas enteras), posteriormente “se realiza un tratamiento de limpieza en el cual se eliminan todas las partículas sólidas adheridas en la parte exterior de la naranja” [17].
- Después se realiza un proceso de selección de las naranjas, para exprimirlas y obtener el zumo de naranja sin pasteurizar que seguirá con el proceso térmico adecuado, mientras que se desecha la cáscara, semillas y la pulpa gruesa [17].
- El zumo de naranja sin pasteurizar continúa por el proceso, el cual debe ser sometido a un proceso de desaireación que puede hacerse antes o durante el tratamiento térmico. Desde entonces se obtiene el zumo de naranja pasteurizado, que debe pasar a la fase de enfriamiento para bajar su temperatura y poder ser almacenado en tanques de refrigeración a los 4 °C. De esta manera se obtiene el producto final que es el zumo de naranja pasteurizado, listo para ser envasado asépticamente y almacenado en una cámara frigorífica a 2 °C hasta que sea comercializada [17].
- Como base de cálculo se ha tomado un litro de zumo de naranja, para lo cual se necesitan aproximadamente entre 12 y 15 naranjas; por lo tanto, se toma una media de 13 naranjas. El peso medio de una naranja oscila entre los 150 y 200 gramos, por lo que se va a tomar un valor medio de 175 g por cada naranja. Por lo tanto:

$$m_1 = 13 \text{ naranjas} * 175 \text{ g} = 2\,275 \text{ g de naranja}$$

- Por consiguiente, se necesitarán 2 275 g de naranja considerando que la naranja está compuesta en un 47% por el zumo de la naranja, y el restante que equivale a 53% está compuesto por cáscara y sólidos. Por lo tanto:

$$m_2 = m_1 * XS_1$$

$$m_2 = 2\,275 \text{ g} * 0,53$$

$$m_2 = 1\,205,75 \text{ g de cáscara y sólidos.}$$

$$m_3 = m_1 * XL_1$$

$$m_3 = 2\,275 \text{ g} * 0,47$$

$$m_3 = 1\,069,25 \text{ g de zumo de naranja.}$$

- En consecuencia, al introducir la cantidad de 2 275 g de naranja entera se va a obtener 1 069,25 g de zumo de naranja y 1 205,75 g de residuos (cáscara y sólidos). Es decir, por cada 100 g de naranja que se introduzca en el proceso se va a obtener 47 g de producto de zumo de naranja y 53 g de residuos.
- “Los °Bx que va a tener el zumo final van a ser los mismos que los de la naranja inicial, esto se debe a que únicamente se van a utilizar los azúcares presentes en la naranja. Se ha estimado que el valor de °Bx va a estar entre 10 y 13 °Bx” [17].

4.2. Cálculo de producción.

El cálculo se realizará para una producción estimada de 1 000 litros de zumo de naranja por hora. Para la producción se considera una jornada de trabajo de 8 horas diarias, 5 días a la semana, durante 50 semanas por año, el cual la máquina va a operar. Este cálculo se resume en la Tabla 12.

Tabla 12. Producción de zumo de naranja.

	Cantidad diaria (L)	Cantidad semanal (L)	Cantidad anual (L)
Zumo de naranja	8 000	40 000	2 000 000

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.3. Cálculo de la materia prima.

Para la realización del cálculo de materias primas se debe tomar en consideración el cálculo realizado en el apartado anterior donde se comprobó la efectividad de las naranjas, que por cada naranja un 47% corresponde a zumo de naranja.

Se sabe que se pretende procesar 1 000 litros de zumo de naranja por hora, 8 000 litros diarios, 40 000 litros semanales y 2 000 000 litros al año. Es preciso contemplar que para hacer un litro de zumo de naranja se necesitan 2,275 kg de naranjas; por consiguiente, para producir la cantidad que se aspira producir por hora, se necesita:

$$\text{Naranja requerida por hora (kg)} = \frac{1\,000\text{ L}}{1\text{ hr}} * \frac{2,275\text{ kg}}{1\text{ L}} = 2\,275\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\text{Naranja requerida al día (kg)} = \frac{8\,000\text{ L}}{1\text{ día}} * \frac{2,275\text{ kg}}{1\text{ L}} = 18\,200\frac{\text{kg}}{\text{día}}$$

$$\text{Naranja requerida a la semana (kg)} = \frac{40\,000\text{ L}}{1\text{ semana}} * \frac{2,275\text{ kg}}{1\text{ L}} = 91\,000\frac{\text{kg}}{\text{semana}}$$

$$\text{Naranja requerida al año (kg)} = \frac{2\,000\,000\text{ L}}{1\text{ año}} * \frac{2,275\text{ kg}}{1\text{ L}} = 4\,550\,000\frac{\text{kg}}{\text{año}}$$

Los resultados anteriores indican las cantidades aproximadas que el proveedor tendrá que proporcionar las naranjas para que se pueda cumplir con cada una de las producciones establecidas. A continuación, en la Tabla 13 se detalla las cantidades de materia prima requerida:

Tabla 13. Cálculo de la materia prima.

Materia prima	Cantidad por hora (kg)	Cantidad por día (kg)	Cantidad por semana (kg)	Cantidad por año (kg)
Naranja	2 275	18 200	91 000	4 550 000

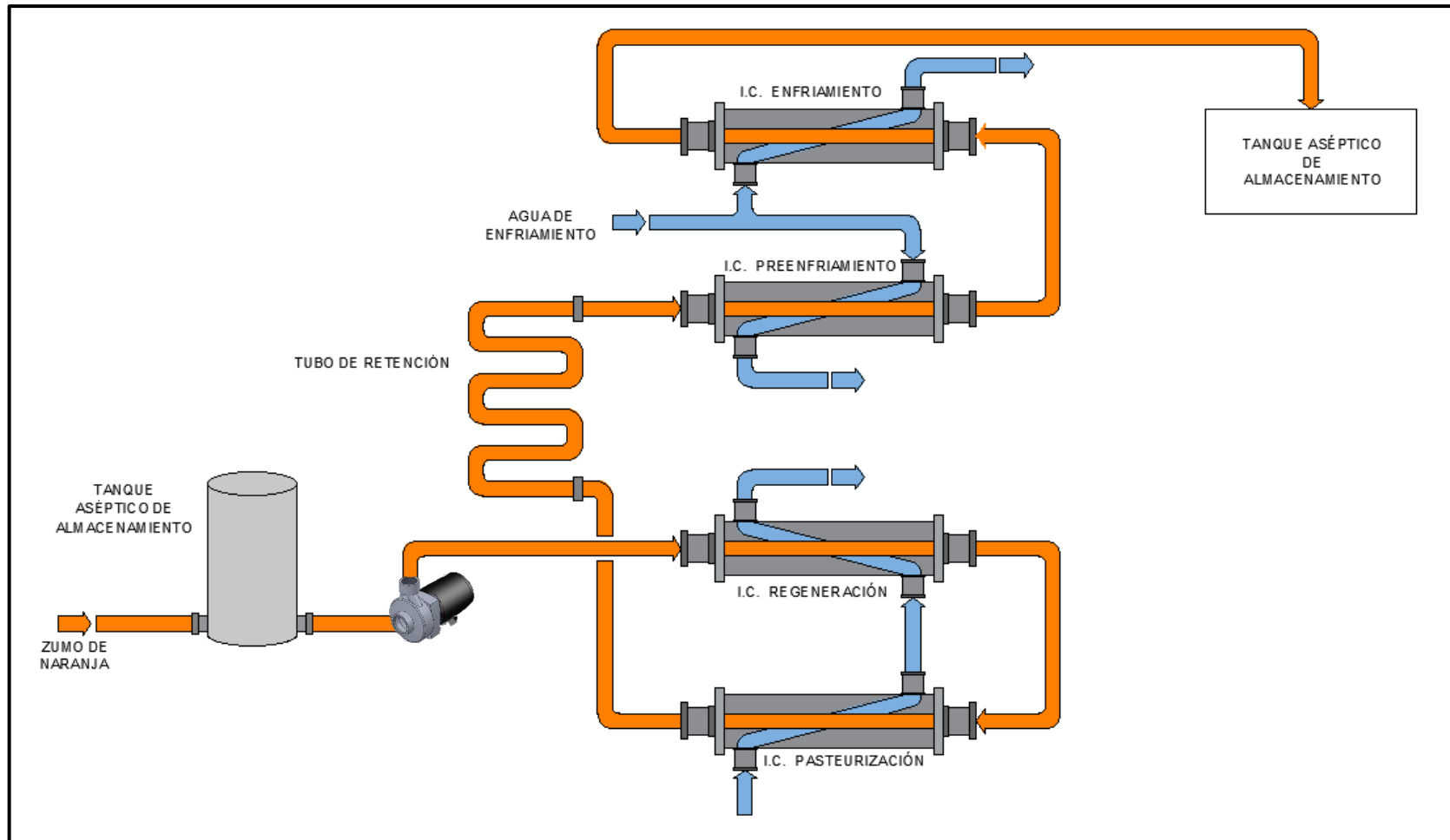
Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.4. Diseño de las zonas de pasteurización, regeneración, enfriamiento y retención.

En este punto se diseñarán las cuatro secciones fundamentales que conforman el sistema de pasteurización HTST. Se empezará diseñando los intercambiadores de calor tubulares del tipo multitubo, por lo tanto, el sistema completo de pasteurización consta de cuatro intercambiadores de calor y de un tubo de retención, siendo dos intercambiadores para la sección de enfriamiento, en la Figura 29 se representa el diagrama de flujo del sistema [58].

El diseño de los intercambiadores de calor consiste en identificar las propiedades de los fluidos, realizar el balance energético, efectuar los cálculos térmicos, cálculos hidráulicos y cálculos mecánicos. Dentro de los cálculos térmicos se tiene: las áreas de transferencia de calor, calor total transferido, coeficiente de intercambio térmico, diferencia de temperatura media logarítmica, entre otros; referente a los cálculos mecánicos se tiene: cálculo del espesor de la pared de la camisa, cálculo del espesor de la pared de los tubos interiores, cálculo del espesor de las conexiones en el lado del tubo y camisa, cálculo de las dimensiones de las juntas de expansión y cálculo de las presiones de operación [59].

Figura 29. Diagrama de flujo del sistema de pasteurización de zumo de naranja.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.4.1. Propiedades de los fluidos.

El fluido que circulará por los tubos internos del intercambiador de calor será el producto (zumo de naranja). Los fluidos de calefacción y de refrigeración circularán por la camisa del intercambiador de calor; siendo estos, agua caliente a 99 °C y agua fría a 1 °C.

Tabla 14. Propiedades de los fluidos utilizados en el sistema.

Propiedades	Zumo de naranja a 20 °C	Agua caliente a 99 °C	Agua fría a 1 °C
Densidad ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	1 040	957,9	1 035,2
Calor específico ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$)	3,822	4,217	3,729
Conductividad térmica ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,58	0,679	0,49
Viscosidad dinámica (Pa · s)	$1,78 \times 10^{-3}$	$0,282 \times 10^{-3}$	$1,864 \times 10^{-3}$
Número Prandtl	11,73	1,75	11,66

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Las propiedades físicas del zumo de naranja con respecto a la variación de temperatura serán despreciables para todos los cálculos dado que es difícil conocer cada una de sus propiedades al variar su temperatura, por lo tanto, se utilizarán los valores de la Tabla 14 que se especifica para una temperatura de 20 °C lo que conlleva a obtener resultados bastante aproximados a la realidad.

4.5. Balance de energía.

Como anteriormente ya se mencionó que en el sistema pasteurizador se va a utilizar cuatro intercambiadores de calor, uno para cada zona del sistema de pasteurización, a continuación, se definirá para cada zona las principales consideraciones de operación para el desarrollo del balance de energía de los intercambiadores de calor.

4.5.1. Zona de pasteurización.

En la Tabla 15 se presentan las propiedades conocidas de los fluidos que se requieren para el cálculo del balance de energía en la zona de pasteurización con sus respectivos valores, a su vez todas las variables que intervendrán, teniendo como objeto calcular el flujo másico del fluido de servicio. En la Figura 30 se muestra el diagrama para la zona de pasteurización.

Tabla 15. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de pasteurización.

Denominación	Valor	Parámetro
$T_{p_ent_zp}$	65 °C	Temperatura del producto a la entrada de la zona de pasteurización.
$T_{p_sal_zp}$	90 °C	Temperatura del producto a la salida de la zona de pasteurización.
$T_{s_ent_zp}$	99 °C	Temperatura de servicio a la entrada de la zona de pasteurización.
$T_{s_sal_zp}$	91 °C	Temperatura de servicio a la salida de la zona de pasteurización.
$\dot{m}_p$	$0,2889 \frac{kg}{s}$	Flujo másico del producto.
$\dot{m}_s$	-	Flujo másico del fluido de servicio.
δ_p	$1\,040 \frac{kg}{m^3}$	Densidad del producto.
C_{p-p}	$3\,822 \frac{J}{kg \cdot K}$	Calor específico del producto.

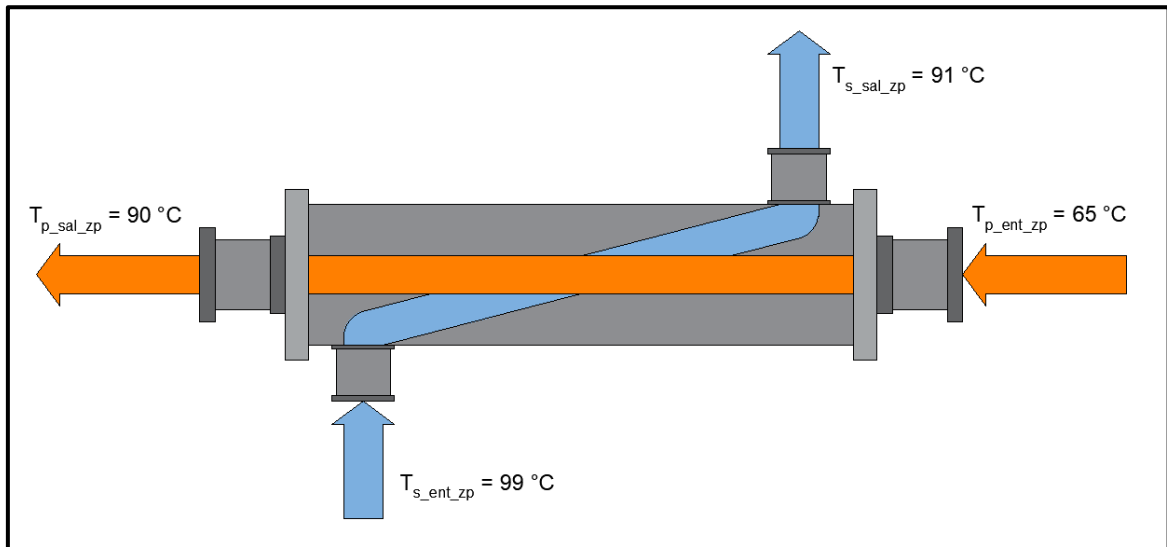
Elaborado por: Meléndez Jadner.

Se inicia evaluando la temperatura media del fluido de servicio, ya que a temperatura media se tomará sus propiedades físicas. Como se explicó anteriormente para el zumo de naranja esto será despreciable.

$$T_{m_s_zp} = \frac{T_{s_ent_zp} + T_{s_sal_zp}}{2}$$

$$T_{m_s_zp} = \frac{99\,^{\circ}C + 91\,^{\circ}C}{2} = 95\,^{\circ}C$$

Figura 30. Diagrama del intercambiador de calor de pasteurización.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Tabla 16. Propiedades del agua saturada a 95 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
C_{p_s}	$4,212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del fluido de servicio.
δ_s	$961,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Utilizando la Ecuación Ec. 8 de balance de energía se calcula el calor transferido entre ambos fluidos en la zona de pasteurización:

$$q_{p_zp} = \dot{m}_p * C_{p_p} * \Delta T_{p_zp}$$

$$q_{p_zp} = \dot{m}_p * C_{p_p} (T_{p_sal_zp} - T_{p_ent_zp})$$

$$q_{p_zp} = 0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3\,822 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (90\,^{\circ}\text{C} - 65\,^{\circ}\text{C})$$

$$q_{p_zp} = 27,60 \text{ kW}$$

Dentro del balance de energía al ser el mismo el calor transferido en ambos fluidos se tiene que $q_{p_zp} = q_{s_zp}$ por lo tanto usando la ecuación anterior se calcula el caudal másico del fluido de servicio.

$$\dot{m}_s = \frac{q_{s_zp}}{C_{p_s} * \Delta T_{s_zp}}$$

$$\dot{m}_s = \frac{q_{s_zp}}{C_{p_s} (T_{s_ent_zp} - T_{s_sal_zp})}$$

$$\dot{m}_s = \frac{27,60 \text{ kW}}{4,212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (99^\circ\text{C} - 91^\circ\text{C})}$$

$$\dot{m}_s = 0,8192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Conversión de caudales másicos a caudales volumétricos:

$$Q_p = \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = \frac{0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 16,67 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$Q_s = \frac{\dot{m}_s}{\delta_s} = \frac{0,8192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{961,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 51,12 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

4.5.2. Zona de regeneración.

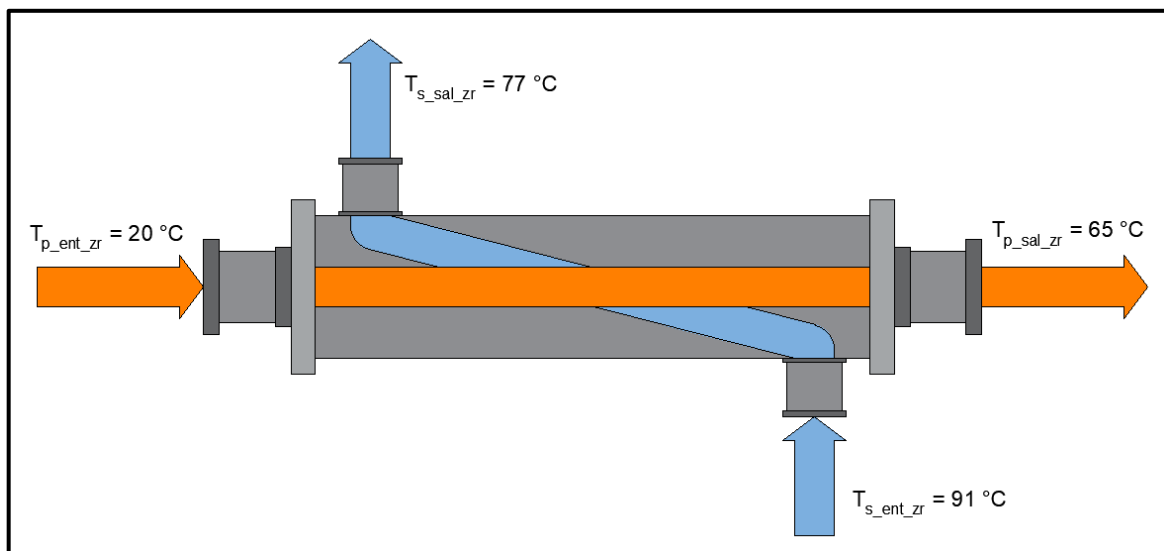
En la Tabla 17 se presentan las propiedades conocidas de los fluidos que se requieren para el cálculo del balance de energía en la zona de regeneración con sus respectivos valores, a su vez todas las variables que intervendrán, teniendo como objetivo calcular la temperatura de servicio a la salida.

Tabla 17. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de regeneración.

Denominación	Valor	Parámetro
$T_{p_ent_zr}$	20 °C	Temperatura del producto a la entrada de la zona de regeneración.
$T_{p_sal_zr}$	65 °C	Temperatura del producto a la salida de la zona de regeneración.
$T_{s_ent_zr}$	91 °C	Temperatura de servicio a la entrada de la zona de regeneración.
$T_{s_sal_zr}$	-	Temperatura de servicio a la salida de la zona de regeneración.
$\dot{m}_p$	$0,2889 \frac{kg}{s}$	Flujo másico del producto.
$\dot{m}_s$	$0,8192 \frac{kg}{s}$	Flujo másico del fluido de servicio.
δ_p	$1\,040 \frac{kg}{m^3}$	Densidad del producto.
$C_{p,p}$	$3,822 \frac{kJ}{kg \cdot K}$	Calor específico del producto.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Figura 31. Diagrama del intercambiador de calor de regeneración.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para el fluido de servicio, asumiendo que $T_{s_sal_zr} = 77\text{ }^{\circ}\text{C}$, se evalúa la temperatura media del fluido de servicio en la zona de regeneración.

$$T_{m_s_zr} = \frac{T_{s_ent_zr} + T_{s_sal_zr}}{2}$$

$$T_{m_s_zr} = \frac{91\text{ }^{\circ}\text{C} + 77\text{ }^{\circ}\text{C}}{2} = 84\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tabla 18. Propiedades del agua saturada a $84\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Denominación	Valor	Parámetro
C_{p_s}	$4,201 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del fluido de servicio.
δ_s	$968,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Utilizando la Ecuación Ec. 8 de balance de energía se calcula el calor transferido entre ambos fluidos en la zona de regeneración:

$$q_{p_zr} = \dot{m}_p * C_{p_p} * \Delta T_{p_zr}$$

$$q_{p_zr} = \dot{m}_p * C_{p_p} (T_{p_sal_zr} - T_{p_ent_zr})$$

$$q_{p_zr} = 0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3,822 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * (65\text{ }^{\circ}\text{C} - 20\text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$q_{p_zr} = 49,69\text{ kW}$$

Dentro del balance de energía al ser el mismo el calor transferido en ambos fluidos se tiene que $q_{p_zr} = q_{s_zr}$ por lo tanto usando la ecuación anterior se calcula la temperatura de servicio a la salida de la zona de regeneración.

$$q_{s_zr} = \dot{m}_s * C_{p_s} * \Delta T_{s_zr}$$

$$q_{s_zr} = \dot{m}_s * C_{p_s} (T_{s_sal_zr} - T_{s_ent_zr})$$

$$T_{s_sal_zr} = T_{s_ent_zr} - \frac{q_{s_zr}}{\dot{m}_s * C_{p_s}}$$

$$T_{s_sal_zr} = 91\text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{49,69\text{ kW}}{0,8192\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,201\text{ }\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}$$

$$T_{s_sal_zr} = 76,56\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con anterioridad al haber asumido $T_{s_sal_zr} = 77\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el cálculo realizado dio un resultado de $T_{s_sal_zr} = 76,56\text{ }^{\circ}\text{C}$ siendo muy semejantes, por lo tanto, se puede decir que el cálculo está correctamente realizado.

4.5.3. Zona de enfriamiento.

Esta zona se va a subdividir en dos, subzona de preenfriamiento y subzona enfriamiento; por lo que se va a diseñar dos intercambiadores de calor tubulares uno para cada subzona.

4.5.3.1. Subzona de preenfriamiento.

En la Tabla 19 se presentan las propiedades conocidas de los fluidos que se requieren para el cálculo del balance de energía en la subzona de preenfriamiento con sus respectivos valores, a su vez todas las variables que intervendrán, teniendo como objetivo calcular la temperatura de servicio a la salida de esta subzona, ya que de acuerdo con el diagrama del sistema de pasteurización esta línea de servicio tiene que ser independiente de la anterior.

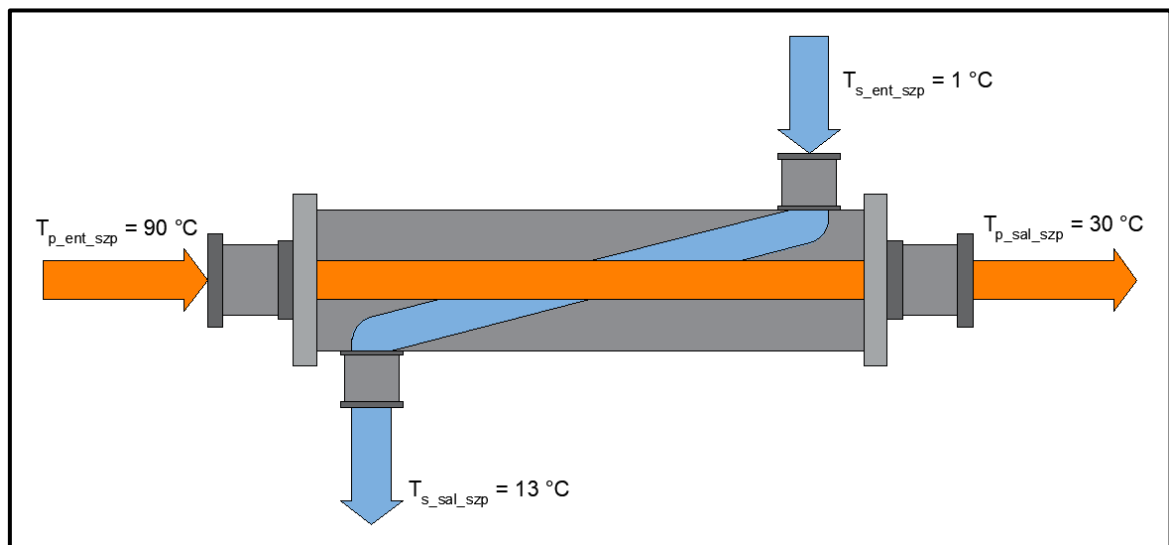
Tabla 19. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de preenfriamiento.

Denominación	Valor	Parámetro
$T_{p_ent_szp}$	90 °C	Temperatura del producto a la entrada de la subzona de preenfriamiento.
$T_{p_sal_szp}$	30 °C	Temperatura del producto a la salida de la subzona de preenfriamiento.

$T_{s_ent_szp}$	1 °C	Temperatura de servicio a la entrada de la subzona de preenfriamiento.
$T_{s_sal_szp}$	-	Temperatura de servicio a la salida de la subzona de preenfriamiento.
$\dot{m}_p$	$0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Flujo másico del producto.
$\dot{m}_s$	$1,3317 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Flujo másico del fluido de servicio.
Q_s	$80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$	Caudal volumétrico del fluido de servicio.
δ_p	$1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del producto.
C_{p_p}	$3,822 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del producto.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Figura 32. Diagrama del intercambiador de calor de preenfriamiento.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para el fluido de servicio se asume un caudal volumétrico de $80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ por lo mismo que será parte de un circuito aparte, así mismo asumiendo que $T_{s_sal_szp} = 13 \text{ °C}$, se evalúa la temperatura media del fluido de servicio en la subzona de preenfriamiento.

$$T_{m_s_szp} = \frac{T_{s_ent_szp} + T_{s_sal_szp}}{2}$$

$$T_{m_s_szp} = \frac{1\text{ °C} + 13\text{ °C}}{2}$$

$$T_{m_s_szp} = 7\text{ °C}$$

Tabla 20. Propiedades del agua saturada a 7 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
C_{p_s}	$4,201 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del fluido de servicio.
δ_s	$998,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Utilizando la Ecuación Ec. 8 de balance de energía se calcula el calor transferido entre ambos fluidos en la subzona de preenfriamiento:

$$q_{p_szp} = \dot{m}_p * C_{p_p} * \Delta T_{p_szp}$$

$$q_{p_szp} = 0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3,822 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (90\text{ °C} - 30\text{ °C})$$

$$q_{p_szp} = 66,25\text{ kW}$$

Dentro del balance de energía al ser el mismo el calor transferido en ambos fluidos se tiene que $q_{p_szp} = q_{s_szp}$ por lo tanto usando la ecuación anterior se calcula la temperatura de servicio a la salida de la zona de preenfriamiento.

$$q_{s_szp} = \dot{m}_s * C_{p_s} * \Delta T_{s_szp}$$

$$q_{s_szp} = \dot{m}_s * C_{p_s} (T_{s_sal_szp} - T_{s_ent_szp})$$

$$T_{s_sal_szp} = T_{s_ent_szp} + \frac{q_{s_szp}}{\dot{m}_s * C_{p_s}}$$

$$T_{s_sal_szp} = 1\text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{66,25\text{ kW}}{1,3317\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,201\text{ }\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}$$

$$T_{s_sal_ze_1} = 12,84\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con anterioridad al haber asumido $T_{s_sal_szp} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el cálculo realizado dio un resultado de $T_{s_sal_szp} = 12,84\text{ }^{\circ}\text{C}$ siendo muy semejantes, por lo tanto, se puede decir que el cálculo está correctamente realizado y no se necesita hacer más iteraciones.

4.5.3.2. Subzona de enfriamiento.

En la Tabla 21 se presentan las propiedades conocidas de los fluidos que se requieren para el cálculo del balance de energía en la subzona de enfriamiento con sus respectivos valores, a su vez todas las variables que intervendrán, teniendo como objetivo calcular el caudal de servicio a la salida de esta subzona; ya que de acuerdo con el diagrama del sistema de pasteurización esta línea de servicio tiene que ser independiente de la anterior.

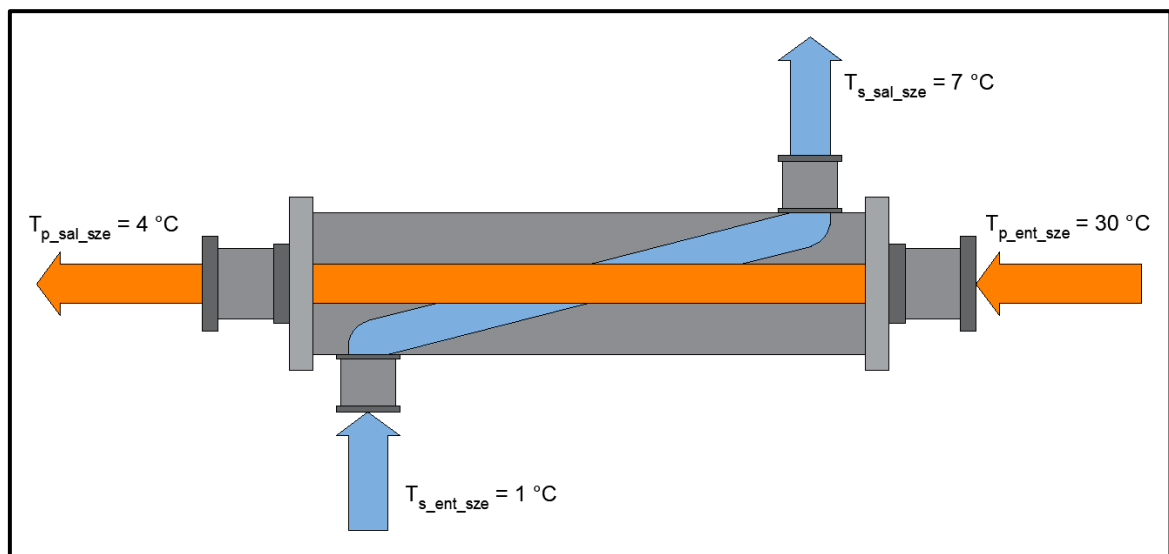
Tabla 21. Propiedades de los fluidos utilizados en la zona de enfriamiento.

Denominación	Valor	Parámetro
$T_{p_ent_sze}$	30 °C	Temperatura del producto a la entrada de la subzona de enfriamiento.
$T_{p_sal_sze}$	4 °C	Temperatura del producto a la salida de la subzona de enfriamiento.
$T_{s_ent_sze}$	1 °C	Temperatura de servicio a la entrada de la subzona de enfriamiento.
$T_{s_sal_sze}$	7 °C	Temperatura de servicio a la salida de la subzona de enfriamiento.
$\dot{m}_p$	0,2889 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Flujo másico del producto.
$\dot{m}_s$	1,3332 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Flujo másico del fluido de servicio.

Q_s	$80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$	Caudal volumétrico del fluido de servicio.
δ_p	$1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del producto.
$C_{p.p}$	$3,822 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del producto.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Figura 33. Diagrama del intercambiador de calor de enfriamiento.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para el fluido de servicio también se asume un caudal volumétrico de $80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ por lo mismo que será parte de un circuito aparte, pero se utilizará una misma bomba para ambas subzonas de la zona de enfriamiento, así mismo asumiendo que $T_{s_sal_sze} = 7 \text{ °C}$, se evalúa la temperatura media del fluido de servicio en la subzona de enfriamiento.

$$T_{m_s_sze} = \frac{T_{s_ent_sze} + T_{s_sal_sze}}{2}$$

$$T_{m_s_sze} = \frac{1 \text{ °C} + 7 \text{ °C}}{2}$$

$$T_{m_s_sze} = 4 \text{ °C}$$

Tabla 22. Propiedades del agua saturada a 4 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
C_{p_s}	$4,207 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del fluido de servicio.
δ_s	$999,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Utilizando la Ecuación Ec. 8 de balance de energía se calcula el calor transferido entre ambos fluidos en la subzona de enfriamiento:

$$q_{p_sze} = \dot{m}_p * C_{p_p} * \Delta T_{p_sze}$$

$$q_{p_sze} = 0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3,822 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (30 \text{ °C} - 4 \text{ °C})$$

$$q_{p_sze} = 28,71 \text{ kW}$$

Dentro del balance de energía al ser el mismo el calor transferido en ambos fluidos se tiene que $q_{p_sze} = q_{s_sze}$ por lo tanto usando la ecuación anterior se calcula la temperatura de servicio a la salida de la zona de preenfriamiento.

$$q_{s_sze} = \dot{m}_s * C_{p_s} * \Delta T_{s_sze}$$

$$q_{s_sze} = \dot{m}_s * C_{p_s} (T_{s_sal_sze} - T_{s_ent_sze})$$

$$T_{s_sal_sze} = T_{s_ent_sze} + \frac{q_{s_sze}}{\dot{m}_s * C_{p_s}}$$

$$T_{s_sal_szp} = 1 \text{ °C} + \frac{28,71 \text{ kW}}{1,3317 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,207 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$T_{s_sal_ze_1} = 6,12 \text{ °C}$$

Con anterioridad al haber asumido $T_{s_sal_sze} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el cálculo realizado dio un resultado de $T_{s_sal_sze} = 6,12\text{ }^{\circ}\text{C}$ siendo muy semejantes, por lo tanto, se puede decir que el cálculo está correctamente realizado y no se necesita hacer más iteraciones.

4.6. Diseño térmico.

Puesto que en el sistema pasteurizador se van a utilizar cuatro intercambiadores de calor, a continuación, se definirá para cada zona las principales consideraciones de operación a considerar para el desarrollo del diseño térmico de los intercambiadores de calor.

En base con los cálculos realizados de manera iterativa mediante el programa de Mathcad se concluyó que los cuatro intercambiadores de calor serán diseñados utilizando las mismas dimensiones de tuberías, con excepción de la coraza del intercambiador de calor de la subzona de enfriamiento. En la Tabla 23 y Tabla 24 se establecen los valores de las tuberías seleccionadas para los intercambiadores de calor que se diseñarán en este proyecto, teniendo las tuberías interior y exterior respectivamente [44].

Tabla 23. Tubería interna para el intercambiador de pasteurización.

Denominación	Valor		Nombre
d_i	0,37 in	9,4 mm	Diámetro interno
d_o	0,5 in	12,7 mm	Diámetro externo
e_t	0,065 in	1,65 mm	Espesor

FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44].

Tabla 24. Tubería para la coraza del intercambiador de pasteurización.

Denominación	Valor		Nombre
D_i	2,469 in	62,71 mm	Diámetro interno
D_o	2,87 in	72,90 mm	Diámetro externo
e_c	0,2005 in	5,09 mm	Espesor

FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44].

4.6.1. Intercambiador de calor para la zona de pasteurización.

Este intercambiador de calor será diseñado de un paso por los tubos y un paso por la coraza, el haz de tubos estará conformado por siete tubos de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro; y la coraza tendrá un diámetro de 2,5 pulgadas IPS, ambos de acero inoxidable AISI 316L.

Se calcula la diferencia de temperaturas media logarítmica usando la Ecuación 11. Para ello primero se debe obtener las variaciones de temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor según las ecuaciones 12 y 13.

$$\Delta T_1 = T_{s_ent_zp} - T_{p_sal_zp} = 99\text{ }^{\circ}\text{C} - 90\text{ }^{\circ}\text{C} = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{s_sal_zp} - T_{p_ent_zp} = 91\text{ }^{\circ}\text{C} - 65\text{ }^{\circ}\text{C} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{lm_zp} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{9\text{ K} - 26\text{ K}}{\ln\left(\frac{9\text{ K}}{26\text{ K}}\right)} = 16,02\text{ K}$$

4.6.1.1. Cálculo para el flujo del zumo.

4.6.1.1.1. Número Prandtl del zumo de naranja.

En base al calor específico, su viscosidad dinámica y conductividad térmica del zumo de naranja se obtiene su número Prandtl mediante la Ecuación 20 este cálculo no se volverá a realizar, pero el resultado se lo utilizará para los posteriores cálculos.

$$Pr = \frac{\mu_p * C_{p_p}}{k_p}$$

$$Pr = \frac{1,78 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} * 3\,822 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,58 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$Pr = 11,73$$

Para calcular el número de Reynolds, antes se tiene que calcular la velocidad con la que fluye el producto, para ello primero se calcula el área interna del tubo.

4.6.1.1.2. Área interna del tubo.

$$A_{d_i} = \frac{\pi (d_i)^2}{4}$$

$$A_{d_i} = \frac{\pi (9,4 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_{d_i} = 69,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

4.6.1.1.3. Velocidad del zumo de naranja.

Se realiza el cálculo de la velocidad del zumo de naranja haciendo uso de la Ecuación 34.

$$V_p = \frac{N_p}{N_t} * \frac{Q_p}{A_{d_i}}$$

$$V_p = \frac{1}{7} * \frac{0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{69,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$V_p = 0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.6.1.1.4. Número de Reynolds.

Se realiza el cálculo del número de Reynolds haciendo uso de la Ecuación 4.

$$Re_D = \frac{\delta_p * V_p * d_i}{\mu_p}$$

$$Re_D = \frac{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 9,4 \text{ mm}}{1,78 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 3\,141,26$$

4.6.1.1.5. Factor de fricción en la superficie interna de los tubos internos.

Dado que el flujo para el zumo de naranja es turbulento se utilizará la Ecuación 7:

$$f_t = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_i}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_t}} \right)} \right]^2$$

$$f_t = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{0,002 \text{ mm}}{9,4 \text{ mm}}}{3,7} + \frac{2,51}{3\,141,26 \sqrt{f_t}} \right)} \right]^2$$

$$f_t = 0,043$$

Se considera un valor de $e = 0,002 \text{ mm}$ para la rugosidad del acero inoxidable AISI 316L.

4.6.1.1.6. Número de Nusselt.

Se realiza el cálculo del número de Nusselt haciendo uso de la Ecuación 17.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) (Re_D - 1\,000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_t}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{0,043}{8}\right) (3\,141,26 - 1\,000) 11,73}{1 + 12,7 \left(\frac{0,043}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(11,73^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu_D = 27,74$$

4.6.1.1.7. Coeficiente de convección interna.

Se realiza el cálculo del coeficiente de convección interna haciendo uso de la Ecuación 28.

$$h_i = Nu_D * \frac{k_p}{d_i}$$

$$h_i = 27,74 * \frac{0,58 \frac{W}{m \cdot K}}{9.4 \text{ mm}}$$

$$h_i = 1\,711,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.1.2. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.

En esta sección se define un diámetro para la tobera por la cual ingresará el fluido de servicio, esta será una tubería de acero y tendrá una dimensión de 1 pulgada IPS ($d_i = 1,049$ in y $d_o = 1,32$ in).

Tabla 25. Propiedades del agua saturada a 95 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
δ_s	$961,5 \frac{kg}{m^3}$	Densidad del fluido de servicio.
k_s	$0,677 \frac{W}{m \cdot K}$	Conductividad térmica del fluido de servicio.
μ_s	$0,297 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot s$	Viscosidad dinámica del fluido de servicio.
Pr	1,85	Número de Prandtl del fluido de servicio.
Pr_s	2,99	Número de Prandtl del fluido de servicio a temperatura de la superficie.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para calcular el número de Reynolds, antes se tiene que calcular la velocidad con la que fluye el producto, para ello primero se calcula el área interna del tubo de boquilla.

4.6.1.2.1. Área interna de la boquilla.

$$A_b = \frac{\pi (d_i)^2}{4}$$

$$A_b = \frac{\pi (26,64 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_b = 557,58 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

4.6.1.2.2. Velocidad del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la velocidad del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 33.

$$V_s = \frac{Q_s}{A_b}$$

$$V_s = \frac{0,000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{557,58 \times 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$V_s = 1,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dentro de un haz de tubos, las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima $V_{\max}$ y no la velocidad promedio V_s .

4.6.1.2.3. Velocidad máxima del fluido de servicio.

Para calcular la velocidad máxima del fluido de servicio se utiliza los parámetros de diseño que se definió para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88 \text{ mm}$ que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 35.

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} * V_s$$

$$V_{\max} = \frac{15,88 \text{ mm}}{15,88 \text{ mm} - 12,7 \text{ mm}} * 1,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\max} = 7,63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.6.1.2.4. Número de Reynolds.

Se realiza el cálculo del número de Reynolds haciendo uso de la Ecuación 4.

$$Re_D = \frac{\delta_s * V_{\max} * d_o}{\mu_s}$$

$$Re_D = \frac{961,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 7,63 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 12,7 \text{ mm}}{0,297 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 313\,734,47$$

4.6.1.2.5. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.

Dado que el flujo para el zumo de naranja es turbulento se utilizará la Ecuación 7:

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{e}{\frac{d_o}{3,7}} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{0,002 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}}}{3,7} + \frac{2,51}{314\,129,61 \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = 0,016$$

Tomando un valor de $e = 0,002$ mm para la rugosidad del acero inoxidable AISI 316L.

4.6.1.2.6. Número de Nusselt.

Para calcular el número de Nusselt, se utilizan los parámetros de diseño que se definió para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88$ mm y $S_L = 13,75$ mm que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 18.

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{15,88 \text{ mm}}{13,75 \text{ mm}} \right)^{0,2} * 313\,734,47^{0,6} * 1,85^{0,36} \left(\frac{1,85}{2,99} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 791,72$$

4.6.1.2.7. Corrección del número de Nusselt.

Se realiza el cálculo de corrección del número de Nusselt haciendo uso de la Ecuación 19.

$$Nu_{D,nl} = F * Nu_D$$

$$Nu_{D,nl} = 0,84 * 791,72$$

$$Nu_{D,nl} = 665,05$$

Donde F es un factor de corrección para $Re_D > 1\,000$, que se selecciona en función del número de filas que presenta el arreglo de tubos internos, cuyos valores se encuentran en el Anexo 7.

4.6.1.2.8. Coeficiente de convección externa.

Se realiza el cálculo del coeficiente de convección externa haciendo uso de la Ecuación 29.

$$h_o = Nu_{D,nl} * \frac{k_s}{d_o}$$

$$h_o = 665,05 * \frac{0,677 \frac{W}{m \cdot K}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$h_o = 35\,451,62 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.1.3. Coeficiente global de transferencia de calor.

Considerando la resistencia térmica de la pared del tubo interno y factores de incrustación insignificantes se utiliza la Ecuación 26 para este cálculo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1\,711,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{35\,451,62 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 1\,632,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.1.4. Cálculo del área superficial.

Se realiza el cálculo del área superficial haciendo uso de la Ecuación 9.

$$A_s = \frac{q_{p_zp}}{U * \Delta T_{lm_zp}}$$

$$A_s = \frac{27,6 \text{ kW}}{1\,632,94 \frac{W}{m^2 \cdot K} * 16,02 \text{ K}}$$

$$A_s = 1,05 \text{ m}^2$$

4.6.1.5. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.

Mediante la combinación de la Ecuación 9 y Ecuación 23 se despeja L que es la longitud del intercambiador de calor.

$$L = \frac{A_s}{N_t * \pi * d_o}$$

$$L = \frac{1,05 \text{ m}^2}{7 * \pi * 12,7 \text{ mm}}$$

$$L = 3,78 \text{ m}$$

Con la finalidad de asegurar la función del intercambiador, es necesario realizar una aproximación de la longitud de los tubos internos de 3,78 m a 4,00 m.

4.6.2. Zona de retención.

En esta sección se diseñará el cálculo térmico para el tubo de retención, teniendo como objetivo calcular la longitud del tubo de retención en función de la temperatura y tiempo de pasteurización, así como también de asignar un diámetro de tubería. Dado que este elemento estará en contacto directo con el zumo de naranja, el material seleccionado para la tubería IPS será de acero inoxidable AISI 316L y tendrá un diámetro nominal de 1,5 pulgadas.

Tabla 26. Datos utilizados para el cálculo del tubo de retención.

Denominación	Valor	Parámetro
T_{p_ent}	90 °C	Temperatura del producto a la entrada de la zona de retención.
T_{p_sal}	90 °C	Temperatura del producto a la salida de la zona de pasteurización.
d_i	40,89 mm	Diámetro interno del tubo de retención.
d_o	48,26 mm	Diámetro externo del tubo de retención.
t_r	15 s	Tiempo de retención.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.2.1. Área interna del tubo.

$$A_{d_i} = \frac{\pi (d_i)^2}{4}$$

$$A_{d_i} = \frac{\pi (40,89 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_{d_i} = 1,31 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

4.6.2.2. Cálculo de la longitud del tubo de retención.

En base a la Ecuación 33, se despeja la distancia o longitud quedando lo siguiente.

$$L_t = \frac{t_r * Q_p}{A_{d_i}}$$

$$L_t = \frac{15 \text{ s} * 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,31 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$L_t = 3,17 \text{ m}$$

Con la finalidad de asegurar la función del tubo retenedor, es necesario realizar una aproximación de la longitud del tubo, de 3,17 m a 3,50 m.

4.6.3. Intercambiador de calor para la zona de regeneración.

Este intercambiador de calor será diseñado de un paso por los tubos y un paso por la coraza, el haz de tubos estará conformado por siete tubos de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro; y la coraza tendrá un diámetro de 2,5 pulgadas IPS, ambos de acero inoxidable AISI 316L.

Se calcula la diferencia de temperaturas media logarítmica usando la Ecuación 11. Para ello primero se debe obtener las variaciones de temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor según las ecuaciones 12 y 13.

$$\Delta T_1 = T_{s_ent_zr} - T_{p_sal_zr} = 91\text{ }^{\circ}\text{C} - 65\text{ }^{\circ}\text{C} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{s_sal_zr} - T_{p_ent_zr} = 77\text{ }^{\circ}\text{C} - 20\text{ }^{\circ}\text{C} = 57\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{lm_zr} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{26\text{ K} - 57\text{ K}}{\ln\left(\frac{26\text{ K}}{57\text{ K}}\right)} = 39,49\text{ K}$$

Dado que los procedimientos de cálculo se repiten para las condiciones de operación, y muchos de ellos se evaluarán con los mismos valores; se elaboró una tabla resumen con los datos calculados para el intercambiador de calor de la zona de pasteurización, ver Tabla 27.

Tabla 27. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de regeneración.

	Denominación	Valor	Parámetro
Cálculo para el flujo del zumo	Pr	11,73	Número Prandtl del zumo de naranja.
	A_{di}	$69,39 \times 10^{-6}\text{ m}^2$	Área interna del tubo.
	V_p	$0,57\text{ }\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del zumo de naranja.
	Re_D	3 141,26	Número de Reynolds.
	f_t	0,043	Factor de fricción de los tubos internos.
	Nu_D	27,74	Número de Nusselt.
	h_i	$1\,711,79\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Coeficiente de convección interna.
Cálculo para el flujo del fluido de servicio	A_b	$557,58 \times 10^{-6}\text{ m}^2$	Área interna de la boquilla.
	V_s	$1,53\text{ }\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del fluido de servicio.
	V_{max}	$7,63\text{ }\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad máxima del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.3.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.

Tabla 28. Propiedades del agua saturada a 84 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
δ_s	$968,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.
k_s	$0,673 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Conductividad térmica del fluido de servicio.
μ_s	$0,333 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosidad dinámica del fluido de servicio.
Pr	2,08	Número de Prandtl del fluido de servicio.
Pr_s	1,96	Número de Prandtl del fluido de servicio a temperatura de la superficie.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.3.1.1. Número de Reynolds.

Se realiza el cálculo del número de Reynolds haciendo uso de la Ecuación 4.

$$\text{Re}_D = \frac{\delta_s * V_{\max} * d_o}{\mu_s}$$

$$\text{Re}_D = \frac{968,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 7,63 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 12,7 \text{ mm}}{0,333 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$\text{Re}_D = 281\,730,84$$

4.6.3.1.2. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.

Dado que el flujo para el zumo de naranja es turbulento se utilizará la Ecuación 7:

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_o}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{0,002 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}}}{3,7} + \frac{2,51}{281\,730,84 \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = 0,016$$

Se considera un valor de $e = 0,002 \text{ mm}$ para la rugosidad del acero inoxidable 316L.

4.6.3.1.3. Número de Nusselt.

Para calcular el número de Nusselt, se utiliza los parámetros de diseño que se definió para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88 \text{ mm}$ y $S_L = 13,75 \text{ mm}$ que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 18.

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{15,88 \text{ mm}}{13,75 \text{ mm}} \right)^{0,2} * 281\,730,84^{0,6} * 2,08^{0,36} \left(\frac{2,08}{1,96} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 886$$

4.6.3.1.4. Corrección del número de Nusselt.

Se realiza el cálculo de corrección del número de Nusselt haciendo uso de la Ecuación 19.

$$Nu_{D,ni} = F * Nu_D$$

$$Nu_{D,ni} = 0,84 * 886$$

$$Nu_{D,ni} = 744,24$$

Donde F es un factor de corrección para $Re_D > 1\,000$, que se selecciona en función del número de filas que presenta el arreglo de tubos internos, cuyos valores se encuentran en el Anexo 7.

4.6.3.1.5. Coeficiente de convección externa.

Se realiza el cálculo del coeficiente de convección externa haciendo uso de la Ecuación 29.

$$h_o = Nu_{D,ni} * \frac{k_s}{d_o}$$

$$h_o = 744,24 * \frac{0,673 \frac{W}{m \cdot K}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$h_o = 39\,438,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.3.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

Considerando la resistencia térmica de la pared del tubo interno y factores de incrustación insignificantes se utiliza la Ecuación 26 para este cálculo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1\,711,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{39\,438,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 1\,640,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.3.3. Cálculo del área superficial.

Se realiza el cálculo del área superficial haciendo uso de la Ecuación 9.

$$A_s = \frac{q_{p_zr}}{U * \Delta T_{lm_zr}}$$

$$A_s = \frac{49,69 \text{ kW}}{1\,640,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} * 39,49 \text{ K}}$$

$$A_s = 0,77 \text{ m}^2$$

4.6.3.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.

Mediante la combinación de la Ecuación 9 y Ecuación 23 se despeja L que es la longitud del intercambiador de calor.

$$L = \frac{A_s}{N_t * \pi * d_o}$$

$$L = \frac{0,77 \text{ m}^2}{7 * \pi * 12,7 \text{ mm}}$$

$$L = 2,75 \text{ m}$$

Con la finalidad de asegurar la función del intercambiador, es necesario realizar una aproximación de la longitud de los tubos internos de 2,75 m a 3,50 m.

4.6.4. Intercambiadores de calor para la zona de enfriamiento.

4.6.4.1. Subzona de preenfriamiento.

Este intercambiador de calor será diseñado de un paso por los tubos y un paso por la coraza, el haz de tubos estará conformado por siete tubos de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro; y la coraza tendrá un diámetro de 2,5 pulgadas IPS, ambos de acero inoxidable AISI 316L.

Se calcula la diferencia de temperaturas media logarítmica usando la Ecuación 11. Para ello primero se debe obtener las variaciones de temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor según las ecuaciones 12 y 13.

$$\Delta T_1 = T_{p_ent_szp} - T_{s_sal_szp} = 90\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C} = 77\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{p_sal_szp} - T_{s_ent_szp} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} - 1\text{ }^{\circ}\text{C} = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{lm_szp} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{77\text{ K} - 29\text{ K}}{\ln\left(\frac{77\text{ K}}{29\text{ K}}\right)} = 49,15\text{ K}$$

Dado que los procedimientos de cálculo se repiten para las condiciones de operación, y muchos de ellos se evaluarán con los mismos valores; se elaboró una tabla resumen con los datos calculados para el intercambiador de calor de la zona de pasteurización, ver Tabla 29.

Tabla 29. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de preenfriamiento.

	Denominación	Valor	Parámetro
	Pr	11,73	Número Prandtl del zumo de naranja.
	A_{di}	$69,39 \times 10^{-6}\text{ m}^2$	Área interna del tubo.
	V_p	$0,57\text{ }\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del zumo de naranja.
Cálculo para el flujo del zumo	Re_D	3 141,26	Número de Reynolds.
	f_t	0,043	Factor de fricción en la superficie interna de los tubos internos.
	Nu_D	27,74	Número de Nusselt.
	h_i	$1\,711,79\text{ }\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Coeficiente de convección interna.

Cálculo para el flujo del fluido de servicio	A_b	$557,58 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	Área interna de la boquilla.
--	-------	-------------------------------------	---------------------------------

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.4.1.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.

Tabla 30. Propiedades del agua saturada a 7 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
δ_s	$998,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.
k_s	$0,575 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Conductividad térmica del fluido de servicio.
μ_s	$1,434 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosidad dinámica del fluido de servicio.
Pr	10,50	Número de Prandtl del fluido de servicio.
Pr_s	13,04	Número de Prandtl del fluido de servicio a temperatura de la superficie.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.4.1.1.1. Velocidad del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la velocidad del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 33.

$$V_s = \frac{Q_s}{A_b}$$

$$V_s = \frac{0,001333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{557,58 \times 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$V_s = 2,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dentro de un haz de tubos, las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima $V_{\max}$ y no la velocidad promedio V_s .

4.6.4.1.1.2. Velocidad máxima del zumo de naranja.

Para calcular la velocidad máxima del fluido de servicio se utilizan los parámetros de diseño que se definieron para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88 \text{ mm}$ que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 35.

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} * V_s$$

$$V_{\max} = \frac{15,88 \text{ mm}}{15,88 \text{ mm} - 12,7 \text{ mm}} * 2,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\max} = 11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.6.4.1.1.3. Número de Reynolds.

Se realiza el cálculo del número de Reynolds haciendo uso de la Ecuación 4.

$$Re_D = \frac{\delta_s * V_{\max} * d_o}{\mu_s}$$

$$Re_D = \frac{998,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 12,7 \text{ mm}}{1,434 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 105\,629,91$$

4.6.4.1.1.4. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.

Dado que el flujo para el zumo de naranja es turbulento se utilizará la Ecuación 7:

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_o}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{0,002 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}}}{3,7} + \frac{2,51}{105\,629,91 \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = 0,019$$

Se considera un valor de $e = 0,002 \text{ mm}$ para la rugosidad del acero inoxidable AISI 316L.

4.6.4.1.1.5. Número de Nusselt.

Para calcular el número de Nusselt, se utilizan los parámetros de diseño que se definió para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88 \text{ mm}$ y $S_L = 13,75 \text{ mm}$ que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 18.

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{15,88 \text{ mm}}{13,75 \text{ mm}} \right)^{0,2} * 105\,629,91^{0,6} * 10,50^{0,36} \left(\frac{10,50}{13,04} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 822,16$$

4.6.4.1.1.6. Corrección del número de Nusselt.

Se realiza el cálculo de corrección del número de Nusselt haciendo uso de la Ecuación 19.

$$Nu_{D,ni} = F * Nu_D$$

$$Nu_{D,ni} = 0,84 * 822,16$$

$$Nu_{D,ni} = 690,61$$

Donde F es un factor de corrección para $Re_D > 1\,000$, que se selecciona en función del número de filas que presenta el arreglo de tubos internos, cuyos valores se encuentran en el Anexo 7.

4.6.4.1.1.7. Coeficiente de convección externa.

Se realiza el cálculo del coeficiente de convección externa haciendo uso de la Ecuación 29.

$$h_o = Nu_{D,ni} * \frac{k_s}{d_o}$$

$$h_o = 690,61 * \frac{0,575 \frac{W}{m \cdot K}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$h_o = 31\,267,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.4.1.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

Considerando la resistencia térmica de la pared del tubo interno y factores de incrustación insignificantes se utiliza la Ecuación 26 para este cálculo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1\,711,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{31\,267,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 1\,622,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.4.1.3. Cálculo del área superficial.

Se realiza el cálculo del área superficial haciendo uso de la Ecuación 9.

$$A_s = \frac{q_{p_szp}}{U * \Delta T_{lm_szp}}$$

$$A_s = \frac{66.25 \text{ kW}}{1\,622.94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} * 49.15 \text{ K}}$$

$$A_s = 0.83 \text{ m}^2$$

4.6.4.1.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.

Mediante la combinación de la Ecuación 9 y Ecuación 23 se despeja L que es la longitud del intercambiador de calor.

$$L = \frac{A_s}{N_t * \pi * d_o}$$

$$L = \frac{0.83 \text{ m}^2}{7 * \pi * 12.7 \text{ mm}}$$

$$L = 2.97 \text{ m}$$

Con la finalidad de asegurar la función del intercambiador, es necesario realizar una aproximación de la longitud de los tubos internos de 2,97 m a 3,50 m.

4.6.4.2. Subzona de enfriamiento.

Este intercambiador de calor será diseñado de un paso por los tubos y un paso por la coraza, el haz de tubos estará conformado por siete tubos de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro; y la coraza tendrá un diámetro de 2,5 pulgadas IPS, ambos de acero inoxidable AISI 316L.

Se calcula la diferencia de temperaturas media logarítmica usando la Ecuación 11. Para ello primero se debe obtener las variaciones de temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor según las ecuaciones 12 y 13.

$$\Delta T_1 = T_{p_ent_szp} - T_{s_sal_szp} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} - 7\text{ }^{\circ}\text{C} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{p_sal_szp} - T_{s_ent_szp} = 4\text{ }^{\circ}\text{C} - 1\text{ }^{\circ}\text{C} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{lm_sze} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{23\text{ K} - 3\text{ K}}{\ln\left(\frac{23\text{ K}}{3\text{ K}}\right)} = 9,82\text{ K}$$

Dado que los procedimientos de cálculo se repiten para las condiciones de operación, y muchos de ellos se evaluarán con los mismos valores; se elaboró una tabla resumen con los datos calculados para el intercambiador de calor de la zona de pasteurización, ver Tabla 31.

Tabla 31. Datos a utilizar en el cálculo del intercambiador de preenfriamiento.

	Denominación	Valor	Parámetro
	Pr	11,73	Número Prandtl del zumo de naranja.
	A _{di}	69,39 × 10 ⁻⁶ m ²	Área interna del tubo.
	V _p	0,57 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del zumo de naranja.
Cálculo para el flujo del zumo	Re _D	3 141,26	Número de Reynolds.
	f _t	0,043	Factor de fricción en la superficie interna de los tubos internos.
	Nu _D	27,74	Número de Nusselt.
	h _i	1 711,79 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Coeficiente de convección interna.

Cálculo para el flujo del fluido de servicio	A_b	$557,58 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	Área interna de la boquilla.
	V_s	$2,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del fluido de servicio.
	$V_{\max}$	$11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad máxima del fluido de servicio.

Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.6.4.2.1. Cálculo para el flujo del fluido de servicio.

Tabla 32. Propiedades del agua saturada a 4 °C.

Denominación	Valor	Parámetro
δ_s	$999,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Densidad del fluido de servicio.
k_s	$0,569 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Conductividad térmica del fluido de servicio.
μ_s	$1,575 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosidad dinámica del fluido de servicio.
Pr	11,66	Número de Prandtl del fluido de servicio.
Pr_s	13,04	Número de Prandtl del fluido de servicio a temperatura de la superficie.

Elaborado por: Meléndez Jadner

4.6.4.2.1.1. Número de Reynolds.

Se realiza el cálculo del número de Reynolds haciendo uso de la Ecuación 4.

$$Re_D = \frac{\delta_s * V_{\max} * d_o}{\mu_s}$$

$$Re_D = \frac{999,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 12,7 \text{ mm}}{1,575 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 96\,279,44$$

4.6.4.2.1.2. Factor de fricción en la superficie externa de los tubos internos.

Dado que el flujo para el zumo de naranja es turbulento se utilizará la Ecuación 7:

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_o}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{0,002 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}}}{3,7} + \frac{2,51}{96\,279,44 \sqrt{f_c}} \right)} \right]^2$$

$$f_c = 0,019$$

Tomando un valor de $e = 0,002 \text{ mm}$ para la rugosidad del acero inoxidable AISI 316L.

4.6.4.2.1.3. Número de Nusselt.

Para calcular el número de Nusselt, se utilizan los parámetros de diseño que se definió para el arreglo de tubos. Teniendo $S_T = 15,88 \text{ mm}$ y $S_L = 13,75 \text{ mm}$ que se utilizará para este cálculo mediante la Ecuación 18.

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} * Re_D^{0,6} * Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 0,35 \left(\frac{15,88 \text{ mm}}{13,75 \text{ mm}} \right)^{0,2} * 96\,279,44^{0,6} * 11,66^{0,36} \left(\frac{11,66}{13,04} \right)^{0,25}$$

$$Nu_D = 829,02$$

4.6.4.2.1.4. Corrección del número de Nusselt.

Se realiza el cálculo de corrección del número de Nusselt haciendo uso de la Ecuación 19.

$$Nu_{D,nl} = F * Nu_D$$

$$Nu_{D,nl} = 0,84 * 829,02$$

$$Nu_{D,nl} = 696,38$$

Donde F es un factor de corrección para $Re_D > 1\,000$, que se selecciona en función del número de filas que presenta el arreglo de tubos internos, cuyos valores se encuentran en el Anexo 7.

4.6.4.2.1.5. Coeficiente de convección externa.

Se realiza el cálculo del coeficiente de convección externa haciendo uso de la Ecuación 29.

$$h_o = Nu_{D,nl} * \frac{k_s}{d_o}$$

$$h_o = 696,38 * \frac{0,569 \frac{W}{m \cdot K}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$h_o = 31\,199,83 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.4.2.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

Considerando la resistencia térmica de la pared del tubo interno y factores de incrustación insignificantes se utiliza la Ecuación 26 para este cálculo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1\,711,79 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{31\,199,83 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 1\,622,76 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.6.4.2.3. Cálculo del área superficial.

Se realiza el cálculo del área superficial haciendo uso de la Ecuación 9.

$$A_s = \frac{q_{p_szp}}{U * \Delta T_{lm_sze}}$$

$$A_s = \frac{28,71 \text{ kW}}{1\,622,76 \frac{W}{m^2 \cdot K} * 9,82 \text{ K}}$$

$$A_s = 1,8 \text{ m}^2$$

4.6.4.2.4. Cálculo de la longitud del intercambiador de calor.

Mediante la combinación de la Ecuación 9 y Ecuación 23 se despeja L que es la longitud del intercambiador de calor.

$$L = \frac{A_s}{N_t * \pi * d_o}$$

$$L = \frac{1,8 \text{ m}^2}{7 * \pi * 12,7 \text{ mm}}$$

$$L = 6,45 \text{ m}$$

Con la finalidad de asegurar la función del intercambiador, es necesario realizar una aproximación de la longitud de los tubos internos de 6,45 m a 7,00 m.

4.7. Diseño hidráulico.

4.7.1. Intercambiador de calor de pasteurización.

4.7.1.1. Caída de presión en los tubos.

Se realiza el cálculo de la caída de presión en los tubos haciendo uso de la Ecuación 30.

$$\Delta P = f_t * \frac{L}{d_i} * \frac{\delta_p * (V_p)^2}{2}$$
$$\Delta P = 0,043 * \frac{3,78 \text{ m}}{9,4 \text{ mm}} * \frac{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 2\,949,67 \text{ Pa}$$

4.7.1.2. Caída de presión en la coraza.

En base a que el factor de corrección $X = 1$ para un arreglo de triángulo equilátero. Y el número de filas del arreglo es $N_L = 3$; se calcula la caída de presión en la coraza empleando la Ecuación 31.

$$\Delta P = N_L * f_c * X * \frac{\delta_s * (V_{\max})^2}{2}$$
$$\Delta P = 3 * 0,016 * 1 * \frac{961,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(7,64 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 1\,328,42 \text{ Pa}$$

4.7.1.3. Potencia de bombeo del producto.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del producto empleando la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_p * \Delta P$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 2\,949,67 \text{ Pa}$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,82 \text{ W}$$

4.7.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_s * \Delta P$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1\,328,42 \text{ Pa}$$

$$W_{\text{bomba}} = 1,13 \text{ W}$$

4.7.2. Intercambiador de calor de regeneración.

4.7.2.1. Caída de presión en los tubos.

Se realiza el cálculo de la caída de presión en los tubos haciendo uso de la Ecuación 30.

$$\Delta P = f_t * \frac{L}{d_i} * \frac{\delta_p * (V_p)^2}{2}$$

$$\Delta P = 0,043 * \frac{2,75 \text{ m}}{9,4 \text{ mm}} * \frac{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$

$$\Delta P = 2\,144,31 \text{ Pa}$$

4.7.2.2. Caída de presión en la coraza.

Teniendo en cuenta que el factor de corrección $X = 1$ para un arreglo de triángulo equilátero. Y el número de filas del arreglo $N_L = 3$; se calcula la caída de presión en la coraza empleando la Ecuación 31.

$$\Delta P = N_L * f_c * X * \frac{\delta_s * (V_{\max})^2}{2}$$
$$\Delta P = 3 * 0,016 * 1 * \frac{968,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(7,64 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 1\,356,88 \text{ Pa}$$

4.7.2.3. Potencia de bombeo del producto.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del producto empleando la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_p * \Delta P$$
$$W_{\text{bomba}} = 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 2\,144,31 \text{ Pa}$$
$$W_{\text{bomba}} = 0,60 \text{ W}$$

4.7.2.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_s * \Delta P$$
$$W_{\text{bomba}} = 0,000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1\,356,88 \text{ Pa}$$
$$W_{\text{bomba}} = 1,16 \text{ W}$$

4.7.3. Intercambiador de calor de preenfriamiento.

4.7.3.1.1. Caída de presión en los tubos.

Se realiza el cálculo de la caída de presión en los tubos haciendo uso de la Ecuación 30.

$$\Delta P = f_t * \frac{L}{d_i} * \frac{\delta_p * (V_p)^2}{2}$$
$$\Delta P = 0,043 * \frac{2,97 \text{ m}}{9,4 \text{ mm}} * \frac{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 2\,322,06 \text{ Pa}$$

4.7.3.1.2. Caída de presión en la coraza.

En base a que el factor de corrección $X = 1$ para un arreglo de triángulo equilátero. Y el número de filas del arreglo $N_L = 3$; se calcula la caída de presión en la coraza empleando la Ecuación 31.

$$\Delta P = N_L * f_c * X * \frac{\delta_s * (V_{\max})^2}{2}$$
$$\Delta P = 3 * 0,019 * 1 * \frac{998,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 3\,970,45 \text{ Pa}$$

4.7.3.1.3. Potencia de bombeo del producto.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del producto empleando la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_p * \Delta P$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 2\,322,06 \text{ Pa}$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,65 \text{ W}$$

4.7.3.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_s * \Delta P$$

$$W_{\text{bomba}} = 0,001333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 3\,970,45 \text{ Pa}$$

$$W_{\text{bomba}} = 5,29 \text{ W}$$

4.7.4. Intercambiador de calor de enfriamiento.

4.7.4.1.1. Caída de presión en los tubos.

Se realiza el cálculo de la caída de presión en los tubos haciendo uso de la Ecuación 30.

$$\Delta P = f_t * \frac{L}{d_i} * \frac{\delta_p * (V_p)^2}{2}$$

$$\Delta P = 0,043 * \frac{6,45 \text{ m}}{9,4 \text{ mm}} * \frac{1\,040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(0,57 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$

$$\Delta P = 5\,037,85 \text{ Pa}$$

4.7.4.1.2. Caída de presión en la coraza.

En base a que el factor de corrección $X = 1$ para un arreglo de triángulo equilátero. Y el número de filas del arreglo $N_L = 3$; se calcula la caída de presión en la coraza empleando la Ecuación 31.

$$\Delta P = N_L * f_c * X * \frac{\delta_s * (V_{\max})^2}{2}$$
$$\Delta P = 3 * 0,019 * 1 * \frac{999,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(11,94 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2}$$
$$\Delta P = 4\,046,37 \text{ Pa}$$

4.7.4.1.3. Potencia de bombeo del producto.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del producto empleando la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_p * \Delta P$$
$$W_{\text{bomba}} = 0,000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 5\,037,85 \text{ Pa}$$
$$W_{\text{bomba}} = 1,4 \text{ W}$$

4.7.4.1.4. Potencia de bombeo del fluido de servicio.

Se realiza el cálculo de la potencia de bombeo del fluido de servicio haciendo uso de la Ecuación 32.

$$W_{\text{bomba}} = Q_s * \Delta P$$
$$W_{\text{bomba}} = 0,001333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4\,046,37 \text{ Pa}$$
$$W_{\text{bomba}} = 5,4 \text{ W}$$

4.8. Diseño mecánico.

En el diseño de un intercambiador tubular es necesario considerar todas las partes y elementos que lo componen, entre ellas se tiene: la carcasa o coraza, el haz de tubos internos, los deflectores, entre otros. Cada componente se debe analizar de forma individual en función de las cargas a las que esté sometido.

Dado que en este proyecto se van a utilizar cuatro intercambiadores de calor, los cuales serán de dimensiones similares, solamente se van a realizar los cálculos una sola vez. Se deben calcular y verificar los espesores de cada uno de los componentes, ya sean de los seleccionados o los calculados.

El diseño mecánico se lo realizó de acuerdo al código ASME, sección VIII, división I (Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión).

Las propiedades mecánicas de los materiales seleccionados se obtuvieron del código ASME, sección II, parte D (Materiales, en unidades métricas).

4.8.1. Condiciones de diseño mecánico.

Para el diseño se consideró las condiciones más severas de operación con lo que se garantiza seguridad para la operación de la caldera evitando de esta manera posibles malos funcionamientos y evitando cualquier tipo de peligro que se pueda presentar.

4.8.2. Diseño de la coraza.

La coraza al ser un cuerpo cilíndrico será construida de una tubería de acero inoxidable AISI 304 que en su interior alojará el haz de tubos interiores. La tubería seleccionada corresponde a una tubería de acero IPS de 2,5 pulgadas. A continuación, se detallan las dimensiones de la carcasa para cada intercambiador del sistema, de acuerdo con los parámetros asumidos y calculados anteriormente:

Tabla 33. Dimensiones de la coraza.

	Zona de pasteurización	Zona de regeneración	Zona de enfriamiento	
			Preenfriamiento	Enfriamiento
Longitud de la coraza (m)	4,00	3,50	3,50	7,00
Diámetro externo de la coraza (mm)	72,90	72,90	72,90	72,90
Diámetro interno de la coraza (mm)	62,71	62,71	62,71	62,71
Espesor de la coraza (mm)	5,09	5,09	5,09	5,09

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Tabla 34. Parámetros para el cálculo mecánico de la coraza.

Datos de entrada	Símbolo	Valor	Unidad
Radio interior	R	0,0314	m
Presión interna de diseño	P	10	bar
Temperatura de diseño	T	200	°C
Esfuerzo de trabajo (a temp. De diseño)	S	126	Mpa
Eficiencia de la junta	E	0,85	-
Espesor de la coraza	t	5,09	mm

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para el diseño de la coraza se ha utilizado las ecuaciones del código ASME, sección VIII, división I, UG-27 .1(espesor de corazas bajo presión interna).

4.8.2.1. Cálculo del espesor de la coraza.

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{1 \text{ MPa} * 0,0314 \text{ m}}{126 \text{ MPa} * 0,85 - (0,6 * 1 \text{ MPa})}$$

$$t = 2,95 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,29 \text{ mm}$$

Dado que se obtiene un espesor pequeño para la coraza, se eligió un espesor de 5,09 mm correspondiente al de la tubería IPS seleccionada.

4.8.2.2. Cálculo de la presión interna de la coraza.

$$P = \frac{S * E * t}{R + (0,6 * t)}$$

$$P = \frac{126 \text{ MPa} * 0,85 * 5,09 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,0314 \text{ m} + (0,6 * 5,09 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$P = 15,82 \text{ Mpa}$$

Dado que se obtiene una presión de funcionamiento superior a la presión de diseño, quiere decir que el espesor de la tubería IPS seleccionada es el correcto.

4.8.3. Diseño de los tubos interiores.

Como se mencionó en el Capítulo II, los tubos interiores que se utilizarán para los intercambiadores de calor serán de tubo corrugado de acero inoxidable AISI 316L, por lo que estos brindan un mejor coeficiente de transferencia de calor gracias a la turbulencia extra que genera.

Tabla 35. Dimensiones de los tubos internos.

	Zona de pasteurización	Zona de regeneración	Zona de enfriamiento	
			Preenfriamiento	Enfriamiento
Longitud (m)	4,00	3,50	3,50	7,00

Diámetro externo (mm)	12,7	12,7	12,7	12,7
Diámetro interno (mm)	9,4	9,4	9,4	9,4
Espesor (mm)	1,65	1,65	1,65	1,65

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Tabla 36. Parámetros para el cálculo mecánico de los tubos internos.

Datos de entrada	Símbolo	Valor	Unidad
Radio interior	R	0,0047	m
Presión interna de diseño	P	10	bar
Temperatura de diseño	T	200	°C
Esfuerzo de trabajo (a temp. De diseño)	S	109	Mpa
Eficiencia de la junta	E	0,85	-
Espesor de la coraza	t	1,65	mm

Elaborado por: Meléndez Jadner.

Para el diseño de los tubos internos se ha utilizado las ecuaciones del código ASME, sección VIII, división I, UG-27 .1(espesor de corazas bajo presión interna).

4.8.3.1. Cálculo del espesor de los tubos internos.

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{1 \text{ MPa} * 0,0047 \text{ m}}{109 \text{ MPa} * 0,85 - (0,6 * 1 \text{ MPa})}$$

$$t = 5,10 \times 10^{-5} \text{ m} = 0,05 \text{ mm}$$

Dado que se obtiene un espesor pequeño para los tubos internos, se eligió un espesor de 1,65 mm para la dimensión de la tubería seleccionada, ya que es el más adecuado tomando como referencia la velocidad y caudal que tendrá el producto.

4.8.3.2. Cálculo de la presión interna de los tubos internos.

$$P = \frac{S * E * t}{R + (0,6 * t)}$$

$$P = \frac{109 \text{ MPa} * 0,85 * 1,65 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,0047 \text{ m} + (0,6 * 1,65 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$P = 26,87 \text{ Mpa}$$

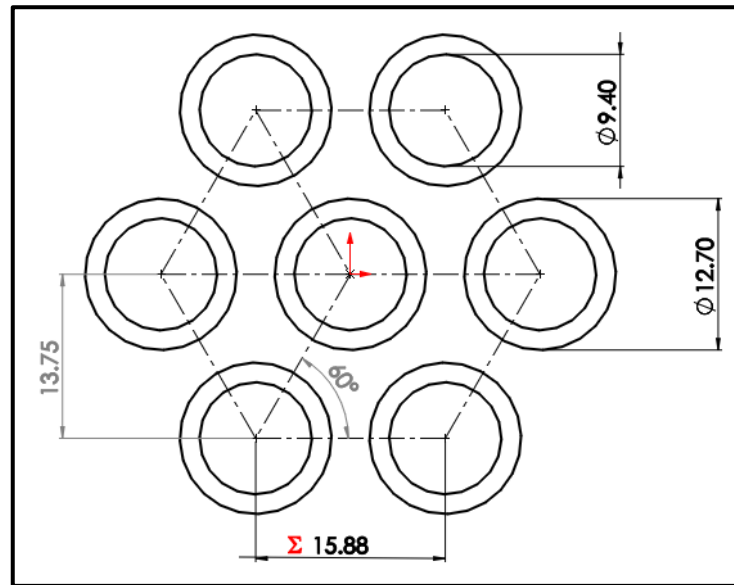
Dado que se obtiene una presión de funcionamiento superior a la presión de diseño, quiere decir que el espesor de la tubería IPS seleccionada es el correcto.

4.8.3.3. Arreglo del haz de tubos.

Para este proyecto se seleccionó un arreglo triangular equilátero para el banco de tubos, la ventaja de este arreglo es que permite una mayor turbulencia del fluido y por consecuencia una mejor transferencia de calor, logrando alcanzar valores altos del coeficiente de transmisión de calor fuera del banco de tubos (lado de la coraza) [50].

Generalmente una buena opción para el arreglo triangular del haz de tubos es considerar un espaciado del 25% más del diámetro externo del tubo y/o una mínima separación de 3.2 mm, comúnmente un arreglo triangular pequeño es recomendable para flujos turbulentos y limpios. Claro que existen excepciones cuando se requiere regular la caída de presión o la velocidad de flujo del intercambiador de calor [50].

Figura 34. Croquis del arreglo seleccionado para el haz de tubos.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

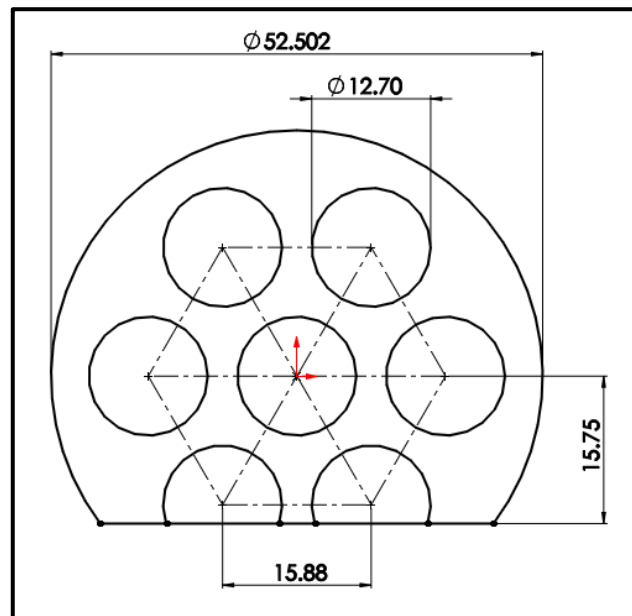
4.8.4. Diseño de los deflectores.

Los deflectores se diseñan con la finalidad de lograr que el fluido se mantenga en estado de turbulencia, para alcanzar altos coeficientes de transferencia de calor. Aunque por la coraza fluya un caudal pequeño, se obtiene considerable turbulencia cuando el fluido fluye en ángulos rectos con las corrugaciones o los ejes de los tubos [50].

Como se mencionó en el Capítulo II, el deflector que se seleccionó para los intercambiadores de calor tubulares de este proyecto serán deflectores segmentados; el espaciado entre deflectores es la distancia de centro a centro entre dos deflectores consecutivos, teniendo un espaciado mínimo de 20% del diámetro interno de la coraza, y un espaciado máximo del diámetro interno de la coraza. Así mismo intervienen variables como la masa del fluido, velocidad del fluido y el diámetro de la coraza para determinar esta magnitud.

Según la norma TEMA, generalmente los deflectores son diseñados con una altura del 75% del diámetro interno de la coraza, teniendo un corte del deflector de 25%; sin embargo, el corte de deflector puede variar entre el 15% y 45% del diámetro interno de la coraza, pero se recomienda usar entre 20% y 35%, para los intercambiadores de calor tubulares se vio conveniente optar por un corte del deflector de 20%, quedando una altura del deflector de 80%.

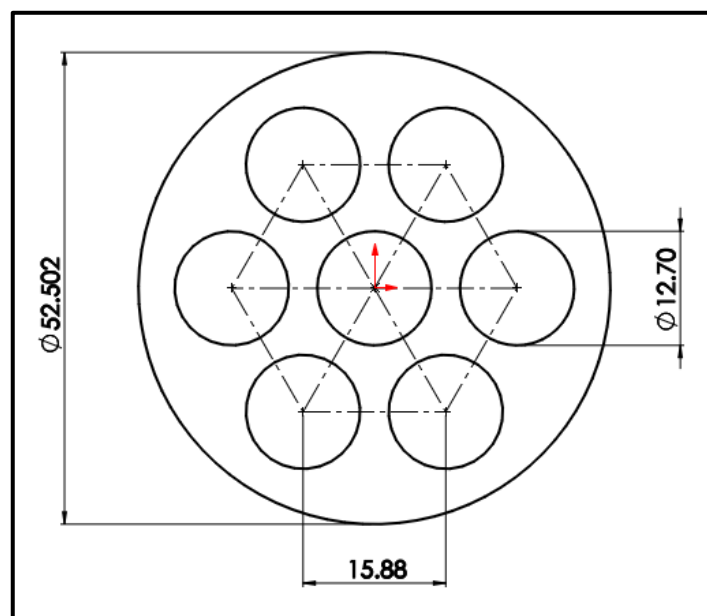
Figura 35. Croquis del deflector segmentado.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.8.5. Diseño de los espejos.

Figura 36. Croquis del espejo.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.9. Cálculo y selección de componentes.

4.9.1. Tanque de almacenamiento.

Es un depósito aséptico que sirve para almacenar el zumo de naranja luego de su extracción, para posteriormente ser pasteurizado. Tiene la forma de cilindro vertical con base cónica y está fabricado de acero inoxidable AISI 304L y AISI 316L. En la Tabla 37 se presentan sus características.

Tabla 37. Características del tanque de almacenamiento.

Parámetro	Especificación
Diámetro (mm)	1000
Espesor (mm)	4
Altura del cuerpo del tanque (mm)	1400
Altura del cónico (mm)	400
Altura desde el suelo (mm)	200
Altura total (mm)	2000
Capacidad (L)	1000

FUENTE: GUANGZHOU YUHANG, 2022 [60].

Figura 37. Tanque de almacenamiento.



FUENTE: GUANGZHOU YUHANG, 2022 [60]

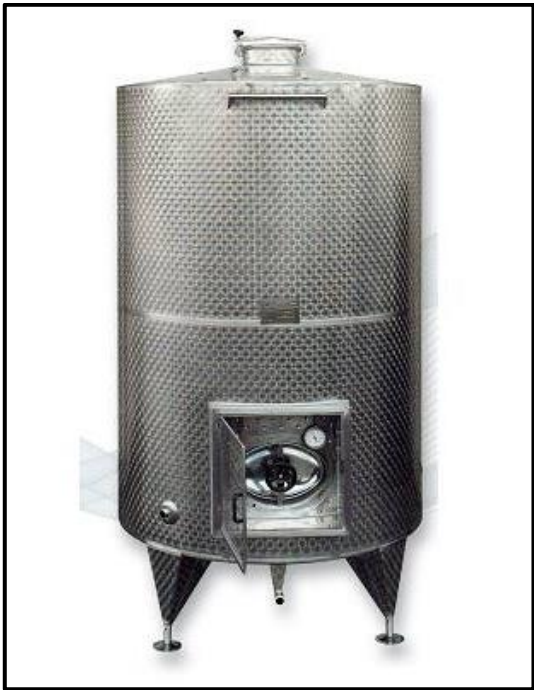
4.9.2. Depósito refrigerado.

También se le conoce con el nombre de autoestabilizador, es un recipiente aséptico que almacena un producto ya sea líquido, sólido o gaseoso a temperaturas por debajo de la temperatura ambiente. Este tipo de depósitos son ampliamente empleados en la industria alimentaria para estabilizar la temperatura de las materias primas.

Tabla 38. Características del depósito refrigerado.

Parámetro	Especificación
Material	Acero inoxidable AISI 304 y AISI 316
Diámetro (mm)	1000
Espesor (mm)	4
Capacidad (L)	1000
Aislamiento térmico (mm)	120
Camisa de refrigeración	Agua refrigerada, agua glicolada.

FUENTE: INTRANOX, 2022 [61].



FUENTE: MAGUSA MAQUINARIA VINÍCOLA, 2019 [62].

4.9.3. Bomba centrífuga.

Se seleccionó este tipo de bomba por sus características constructivas y versatilidad, son muy empleadas en la industria alimentaria para el bombeo de líquidos que no deterioren el material de fabricación. Para el sistema de pasteurización se necesitan tres bombas, para el bombeo del producto, para el bombeo del agua caliente y para el bombeo del agua helada. Las bombas se seleccionaron en función del caudal calculado y de una altura dinámica aproximada del sistema de pasteurización.

La capacidad requerida para el bombeo del producto es $20 \frac{L}{min}$, y dado que esta bomba será la encargada de hacer fluir el zumo de naranja a través del sistema, se seleccionó una bomba PEDROLLO del tipo AL-RED-6 que corresponde a una bomba centrífuga de acero inoxidable AISI 316L. Mientras que para el bombeo del agua caliente y el agua fría se necesitan bombas con capacidad de $80 \frac{L}{min}$, se seleccionó una bomba PEDROLLO del tipo AL-RED-4 que corresponde a una bomba centrífuga de acero inoxidable AISI 304. En el Anexo 8 se encuentra la ficha técnica de bomba centrífuga seleccionada.

Figura 38. Bomba centrífuga.



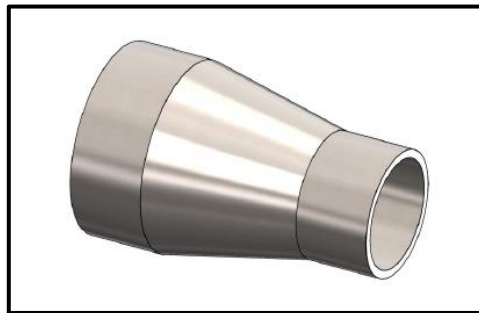
FUENTE: PEDROLLO, 2021 [63].

4.9.4. Bridas.

Para la conexión de los intercambiadores de calor con sus entradas y salidas se seleccionó bridas según las normas DIN/ISO/ASME, ya que estas propician la flexibilidad para la instalación, limpieza e inspección de las unidades. Las bridas seleccionadas según estándares son DIN 11853-2/ISO 2037/ASME BPE 2002 correspondiente a bridas atornilladas, macho en blanco y hembra en blanco. Su ficha técnica se presenta en el Anexo 9.

4.9.5. Reductor concéntrico.

Es un accesorio que también es conocido como junta de expansión cónica, sirve para conectar dos tubos de diferente diámetro. Este elemento se utilizará en las conexiones de entrada y salida de los intercambiadores de calor para el paso del haz de tubos, es decir la entrada y salida del producto, por lo que será de acero inoxidable AISI 316L. En el Anexo 10 se muestra su ficha técnica.



FUENTE: FLOWSOURCE PROCESS FITTINGS [64].

4.10. Simulación y análisis.

4.10.1. Intercambiador de calor para la zona de pasteurización.

Para la simulación del comportamiento de los fluidos en el intercambiador de pasteurización se utilizará el software de SolidWorks, versión 2018. A continuación, se detallan los procedimientos empleados.

4.10.1.1. Creación de proyecto de simulación de flujo.

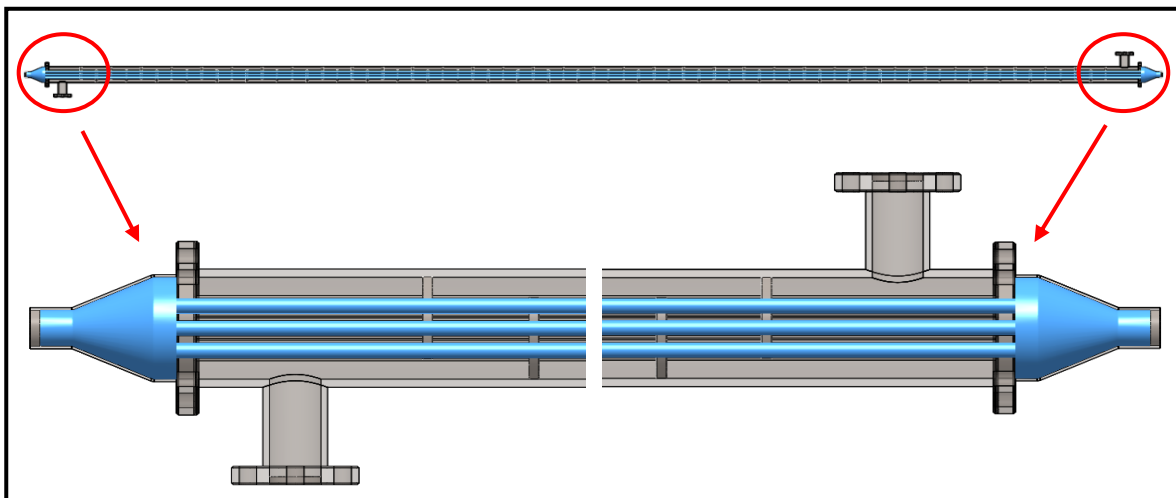
Se comienza creando un nuevo proyecto de simulación de flujo usando el asistente (Wizard) de Flow Simulation. Dentro del asistente se designa un nombre del proyecto “Comportamiento del fluido”, se selecciona el sistema de unidades que con el que se desee trabajar (Sistema Internacional de Unidades), se escoge el tipo de análisis a realizar (análisis interno), se elige los fluidos a utilizar (agua y zumo de naranja); en el caso del zumo de naranja al no ser un fluido que esté predefinido en la biblioteca de SolidWorks se tuvo que definir sus parámetros físicos, determinar las características del fluido (laminar, turbulento), definir los materiales para los sólidos y generación del proyecto de simulación de flujo.

Luego de haber creado el proyecto de simulación de flujo, se procede a definir y establecer los diferentes parámetros y variables que este requiere en cada una de sus etapas.

4.10.1.2. Volumen de control para los fluidos.

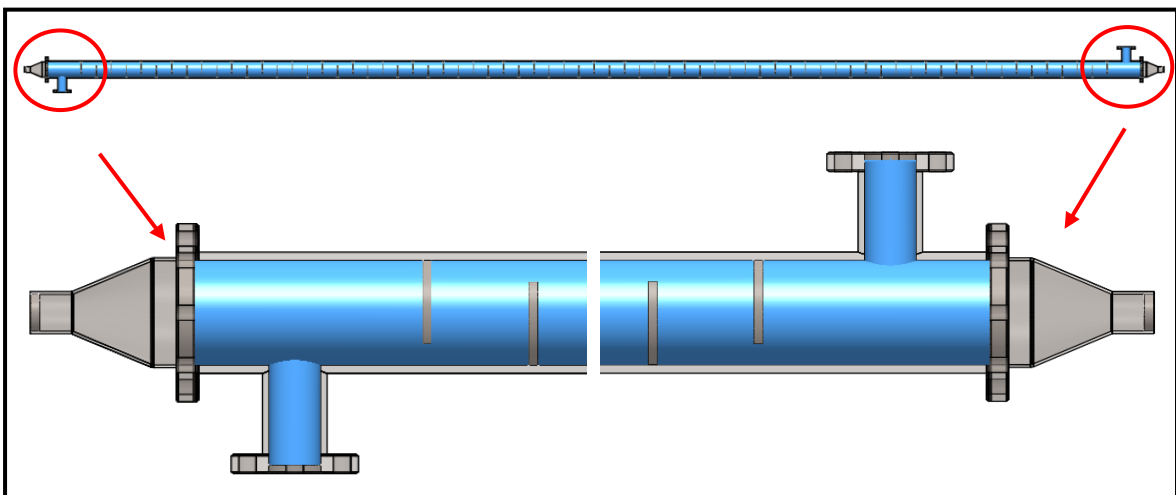
Se define el volumen de control para cada fluido, es decir se selecciona la trayectoria por donde los fluidos deben fluir dentro del intercambiador de calor.

Figura 39. Volumen de control para el zumo de naranja.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Figura 40. Volumen de control para el fluido de servicio.



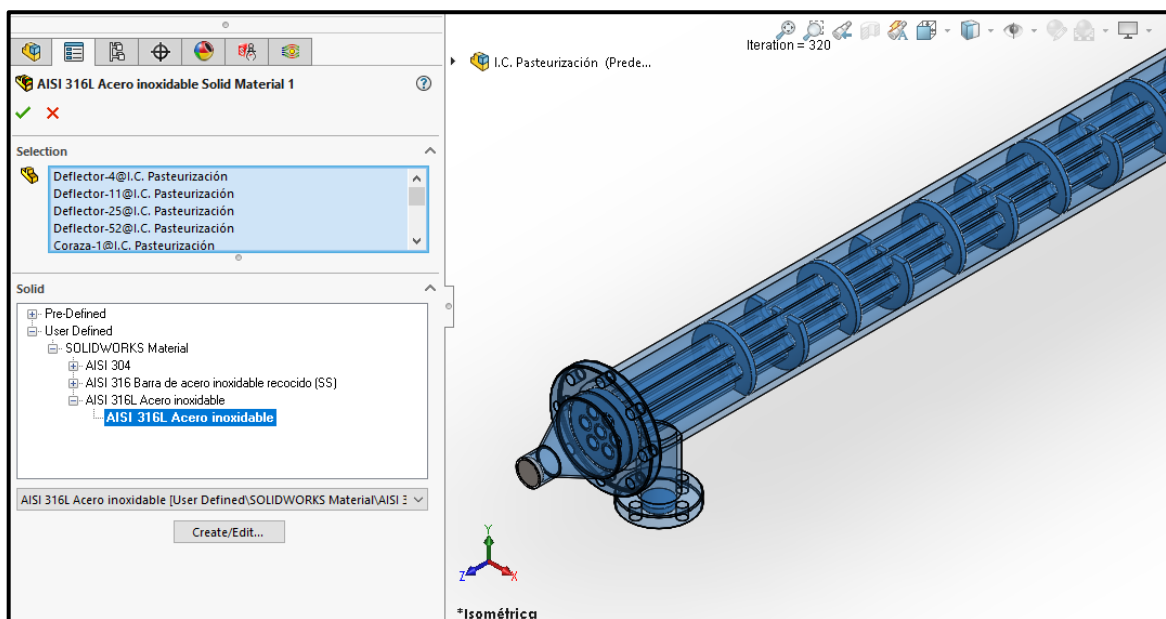
Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 39 se puede ver que el zumo de naranja fluirá a través del paso por el banco de tubos, mientras que el fluido de servicio (agua caliente) fluirá a través del paso por la coraza que se puede apreciar en la Figura 40.

4.10.1.3. Materiales para los sólidos.

Se selecciona las diferentes partes del intercambiador de calor (coraza, haz de tubos, espejos, deflectores, reductores concéntricos) y luego se asigna el material del que serán construidos, en este caso se definió un acero inoxidable AISI 316L para todos los componentes que estarán en contacto con el producto, mientras que se utilizará acero inoxidable AISI 304 para las partes restantes del intercambiador de calor.

Figura 41. Selección de los materiales para los sólidos.

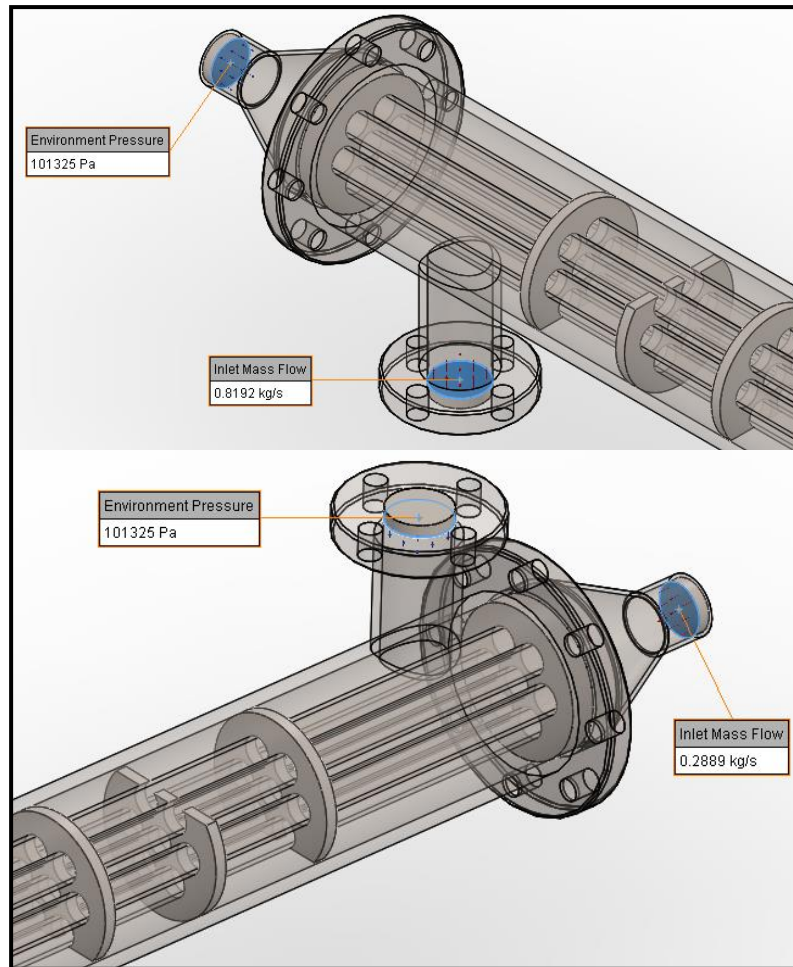


Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.10.1.4. Condiciones de frontera.

Se crean condiciones de frontera o de borde para las entradas y salidas de ambos fluidos. En la Figura 42 se muestran las cuatro condiciones creadas, como entradas se consideró el flujo másico y para las salidas la presión atmosférica. Cabe recalcar que el intercambiador presenta una configuración de flujo cruzado.

Figura 42. Condiciones de frontera del intercambiador de pasteurización.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

El flujo másico del zumo de naranja a la entrada es de $0,2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, el flujo másico del agua caliente a la entrada es de $0,8192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$; datos que se obtuvieron de los cálculos del balance de energía para el intercambiador de pasteurización.

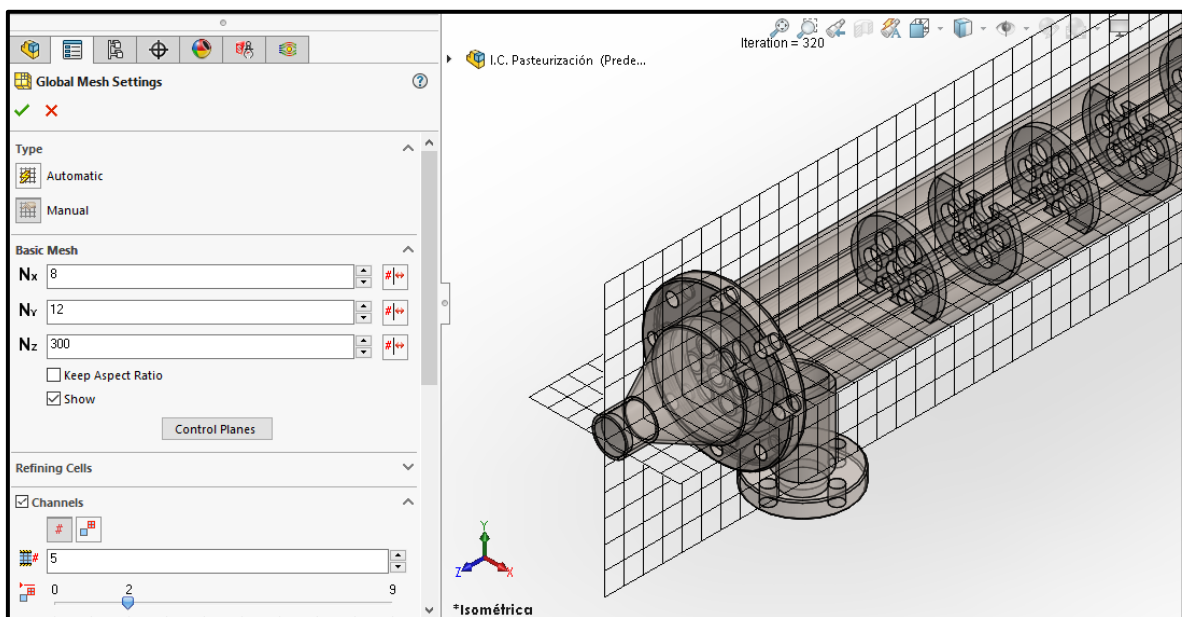
4.10.1.5. Metas a calcular.

En esta parte se tiene que crear los objetivos que se desea lograr con la simulación, para su posterior análisis, teniendo que compararlos con los cálculos realizados previamente. Entonces se crearon tres objetivos principales: temperatura mínima, promedio y máxima de los fluidos a la salida del intercambiador de calor.

4.10.1.6. Parámetros del proceso de refinamiento.

El mallado es un punto esencial en lo que refiere el análisis de un diseño mecánico, SolidWorks brinda dos tipos, el automático que es generado por el mismo software, pero no siempre es el recomendable; el otro tipo es el manual, justamente es el que se utilizó para esta simulación, para un mallado básico se definió un número de celdas para cada eje de coordenadas (X, Y, Z) y también se ajustó su refinamiento. Este procedimiento se puede visualizar en la Figura 43.

Figura 43. Mallado del intercambiador de pasteurización.

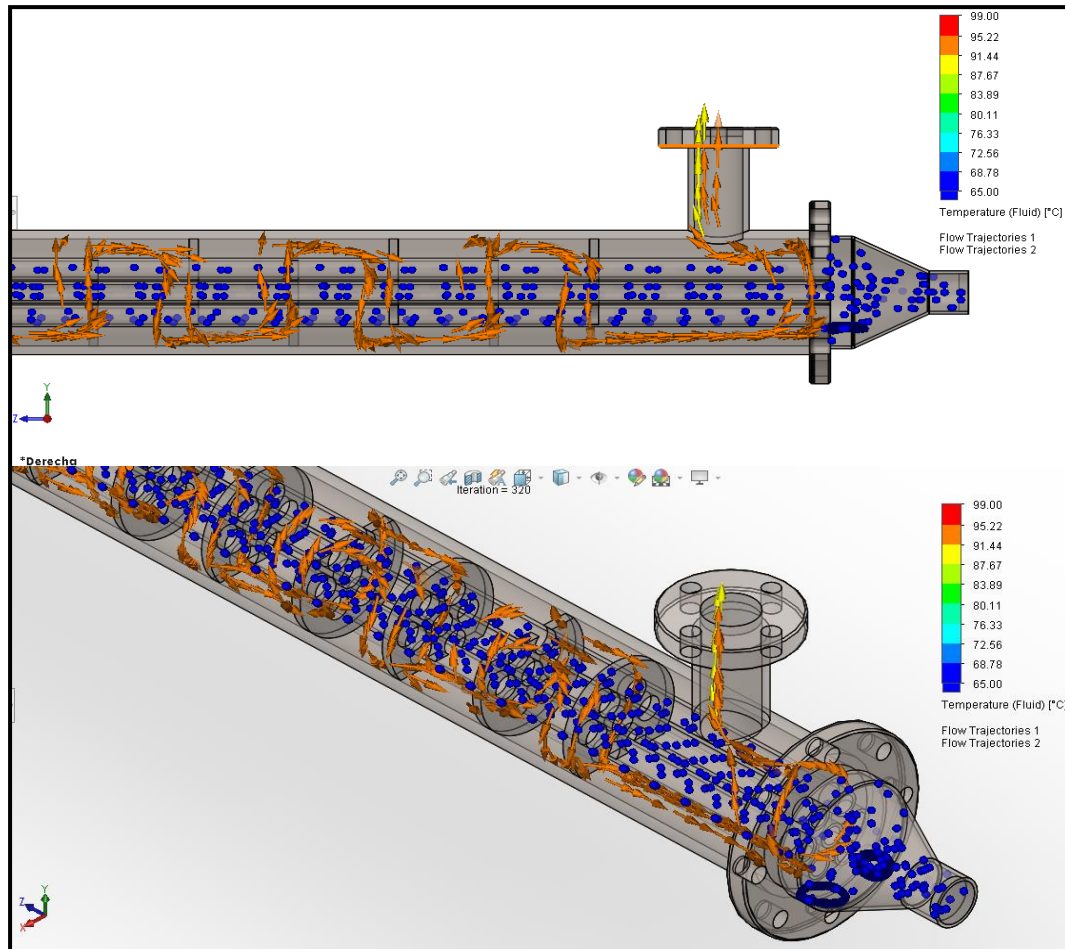


Elaborado por: Meléndez Jadner.

4.10.1.7. Resultados del análisis.

Para tener una mejor visualización del comportamiento de los fluidos se crearon dos trayectorias de flujo, una para cada fluido. También se crearon dos parámetros de superficie que brindarán los valores de los objetivos definidos para la simulación.

Figura 44. Entrada del zumo de naranja y salida del fluido calefactor en el intercambiador de pasteurización.



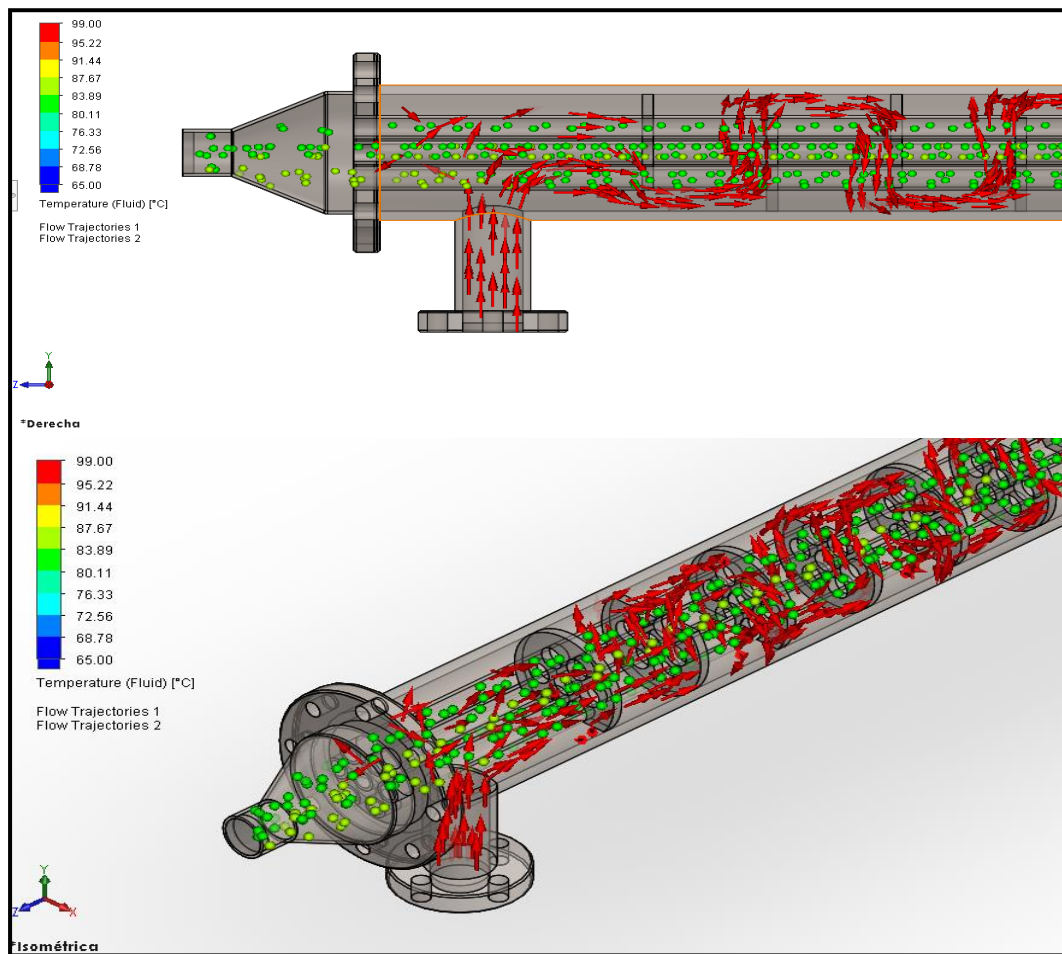
Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 44 se visualiza la entrada del fluido a calentar (zumو de naranja), está representada por las esferas de color azul, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 65 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del zumo de naranja.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 44 también se muestra la salida del fluido calefactor (agua caliente), está representada por las flechas de color naranja y amarillo, como se puede contemplar predomina el color amarillo a la salida del intercambiador de calor, dicho color indica que el fluido calefactor está saliendo a una temperatura aproximada de 91,44 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de pasteurización, se especificó una temperatura de salida del fluido calefactor de 91 °C, y el resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación fue de 91,44 °C; siendo valores muy idénticos, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de pasteurización son los correctos.

Figura 45. Entrada del fluido calefactor y salida del zumo de naranja en el intercambiador de pasteurización.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 45 se visualiza la entrada del fluido calefactor (agua caliente), está representada por las flechas de color rojo, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 99 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del agua caliente.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 45 también se muestra la salida del zumo de naranja, está representada por las esferas de color verde claro y amarillo, como se puede contemplar predominan ambos colores a la salida del intercambiador de calor, lo cual indica que el zumo de naranja está saliendo a una temperatura aproximada de 90 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de pasteurización, se especificó una temperatura de salida del zumo de naranja de 90 °C, temperatura a la cual se eliminan las bacterias del zumo y a su vez se mantiene sus vitaminas, propiedades organolépticas y se garantiza su calidad. El resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación es de aproximadamente 90 °C, resultado que es idéntico, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de pasteurización son los correctos.

Con la finalidad de tener resultados más precisos se crearon parámetros de superficie a las salidas del intercambiador de calor. Con ello se obtendrá las temperaturas de salida de los fluidos.

Tabla 39. Parámetros en el intercambiador de pasteurización a la salida del producto.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	1 040	1 040	1 040
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	0,67	0,86	0,79
Temperatura del fluido (°C)	82,78	84,03	83,58
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,58	0,58	0,58
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 39 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 82.78 °C, un valor promedio de 83.58 °C y un valor máximo de 84.03 °C para la temperatura de salida del zumo de naranja;

con respecto a los 90 °C que debería de tener, hay un error del 7,13 % que equivalen a 6,42 °C, el cual es un margen aceptable.

Tabla 40. Parámetros en el intercambiador de pasteurización a la salida del agua caliente.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	964,83	964,88	964,85
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	0,65	2,24	1,61
Temperatura del fluido (°C)	91,40	91,48	91,44
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,67	0,67	0,67
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 40 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor un valor mínimo de 91,40 °C, un valor promedio de 91,44 °C y un valor máximo de 91,48 °C para la temperatura de salida del agua caliente; con respecto a los 91 °C que debería de tener, hay un error del 0,48 % que equivalen a 0,44 °C, el cual es un margen aceptable.

Estos porcentajes de error se obtuvieron a partir de los siguientes parámetros: propiedades físicas del zumo de naranja ya que tiende a variar con respecto a la temperatura y esto no se consideró por la escasa información, la resistencia térmica de la pared y el factor de incrustación en las tuberías.

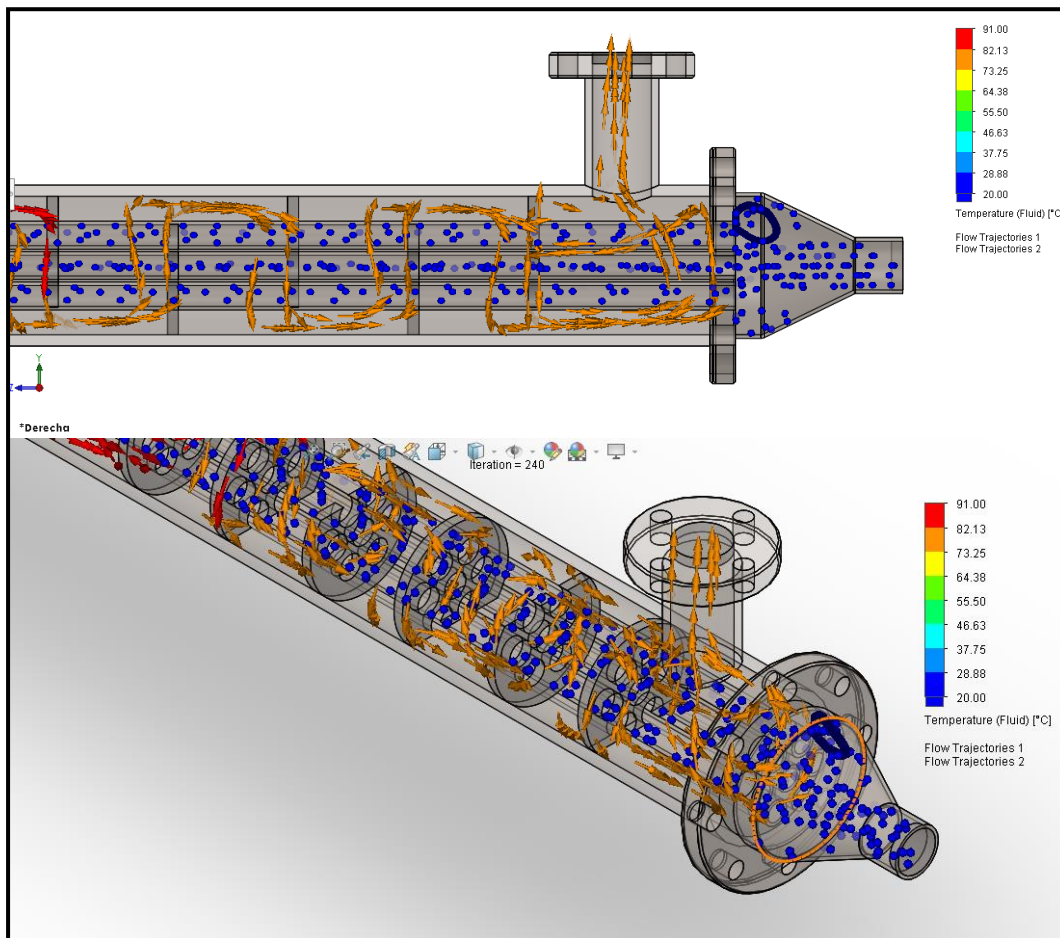
4.10.2. Intercambiador de calor para la zona de regeneración.

Puesto que este intercambiador de calor es idéntico al intercambiador de calor de pasteurización, se omitirán los pasos del proceso de simulación de fluidos y se pasará directamente a los resultados del análisis.

4.10.2.1. Resultados del análisis.

Para tener una mejor visualización del comportamiento de los fluidos se crearon dos trayectorias de flujo, una para cada fluido. También se crearon dos parámetros de superficie que brindarán los valores de los objetivos definidos para la simulación.

Figura 46. Entrada del zumo de naranja y salida del fluido calefactor en el intercambiador de regeneración.

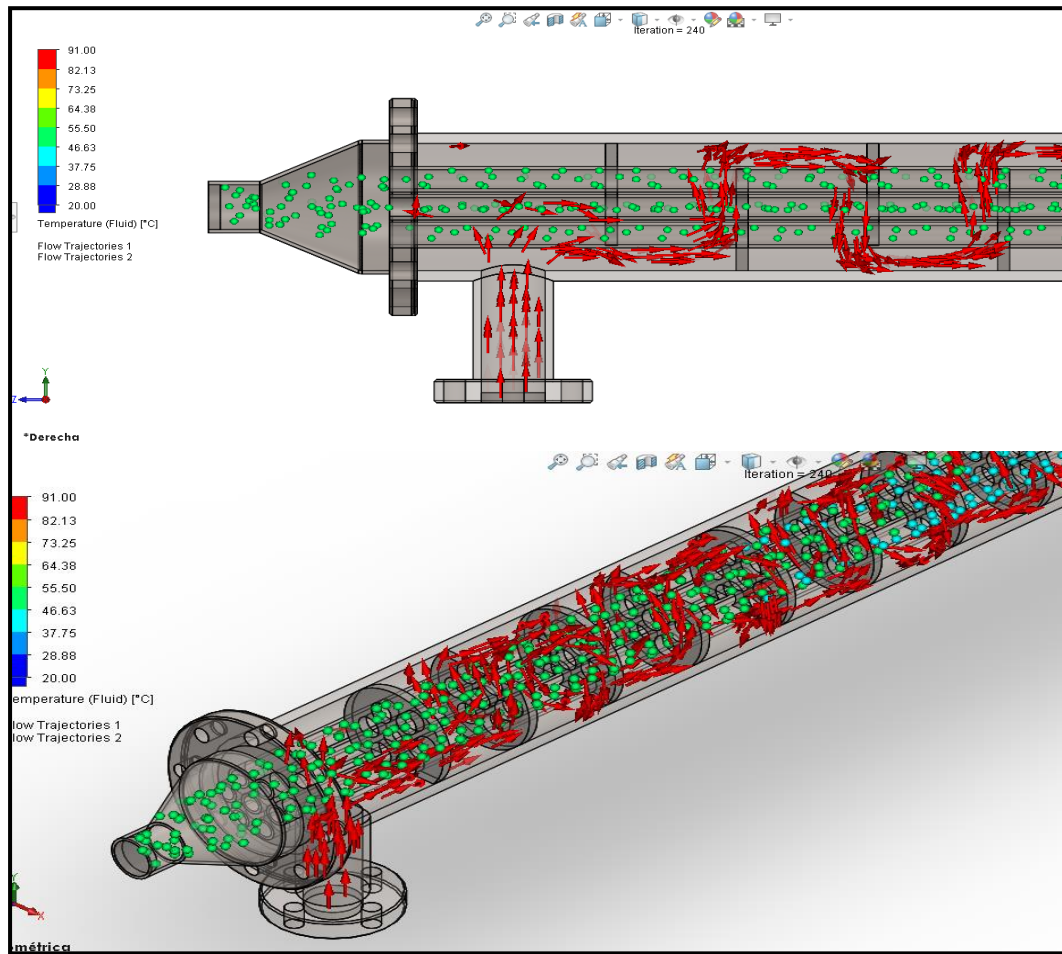


Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 46 se visualiza la entrada del fluido a calentar (zum de naranja), está representada por las esferas de color azul, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 20 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del zumo de naranja.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 46 también se muestra la salida del fluido calefactor (agua caliente), está representada por las flechas de color naranja, dicho color indica que el fluido calefactor está saliendo a una temperatura aproximada de 77 °C.

Figura 47. Entrada del fluido calefactor y salida del zumo de naranja en el intercambiador de regeneración.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de regeneración, se especificó una temperatura de salida del fluido calefactor de 77 °C, y el resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación fue de 77,02 °C; siendo valores muy idénticos, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de regeneración son los correctos.

En la Figura 47 se visualiza la entrada del fluido calefactor (agua caliente), está representada por las flechas de color rojo, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 91 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del agua caliente.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 47 también se muestra la salida del zumo de naranja, está representada por las esferas de color verde claro, lo cual indica que el zumo de naranja está saliendo a una temperatura aproximada de 65 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de regeneración, se especificó una temperatura de salida del zumo de naranja de 65 °C. El resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación es de aproximadamente 65 °C, resultado que es idéntico, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de regeneración son los correctos.

Con la finalidad de tener resultados más precisos se crearon parámetros de superficie a las salidas del intercambiador de calor. Con ello se obtendrá las temperaturas de salida de los fluidos.

Tabla 41. Parámetros en el intercambiador de regeneración a la salida del producto.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	1 040	1 040	1 040
Velocidad $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$	0,57	1,02	0,88
Temperatura del fluido (°C)	57,78	59,10	58,51
Conductividad térmica del fluido $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}\right)$	0,58	0,58	0,58
Densidad del sólido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 41 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 57,78 °C, un valor promedio de 58,51 °C y un valor máximo de 59,10 °C para la temperatura de salida del zumo de naranja; con respecto a los 65 °C que debería de tener, hay un error del 9,08 % que equivalen a 5,90 °C, el cual es un margen aceptable.

Tabla 42. Parámetros en el intercambiador de regeneración a la salida del agua caliente.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	973,75	973,91	973,82
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	1,02	1,98	1,59
Temperatura del fluido (°C)	76,86	77,15	77,02
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,67	0,67	0,67
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 42 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 76,86 °C, un valor promedio de 77,15 °C y un valor máximo de 77,02 °C para la temperatura de salida del agua caliente; con respecto a los 77 °C que debería de tener, hay un error del 0,03 % que equivalen a 0,02 °C, el cual es un margen aceptable.

Estos porcentajes de error se obtuvieron a partir de los siguientes parámetros: propiedades físicas del zumo de naranja ya que tiende a variar con respecto a la temperatura y esto no se consideró por la escasa información, la resistencia térmica de la pared y el factor de incrustación en las tuberías.

4.10.3. Intercambiadores de calor para la zona de enfriamiento.

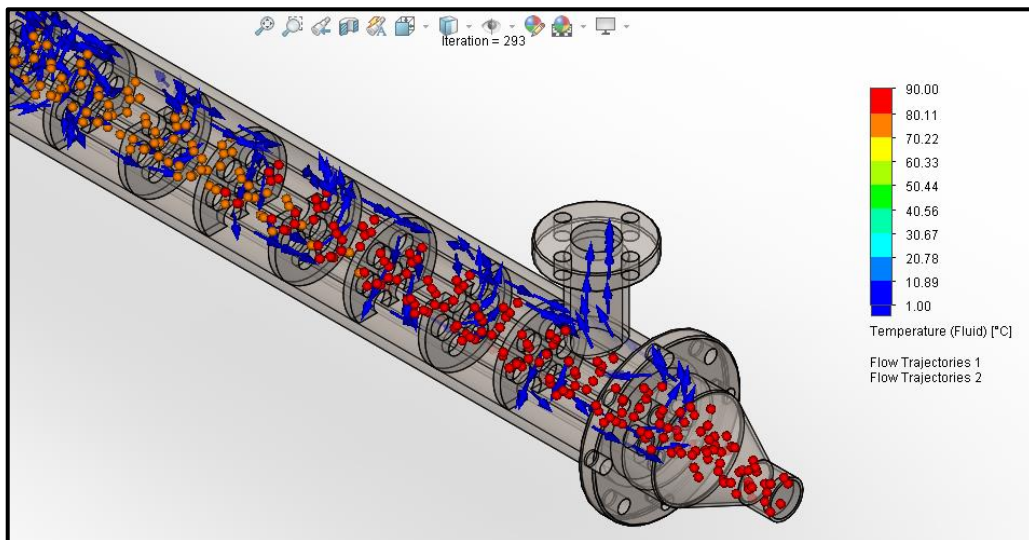
4.10.3.1. Intercambiador de calor para la subzona de preenfriamiento.

Puesto que este intercambiador de calor es idéntico al intercambiador de calor de pasteurización, con la diferencia que el caudal volumétrico del fluido de servicio será de $1,3317 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, se omitirán los pasos del proceso de simulación de fluidos y se pasará directamente a los resultados del análisis.

4.10.3.1.1. Resultados del análisis.

Para tener una mejor visualización del comportamiento de los fluidos se crearon dos trayectorias de flujo, una para cada fluido. También se crearon dos parámetros de superficie que brindarán los valores de los objetivos definidos para la simulación.

Figura 48. Entrada del zumo de naranja pasteurizado y salida del fluido refrigerante en el intercambiador de preenfriamiento.



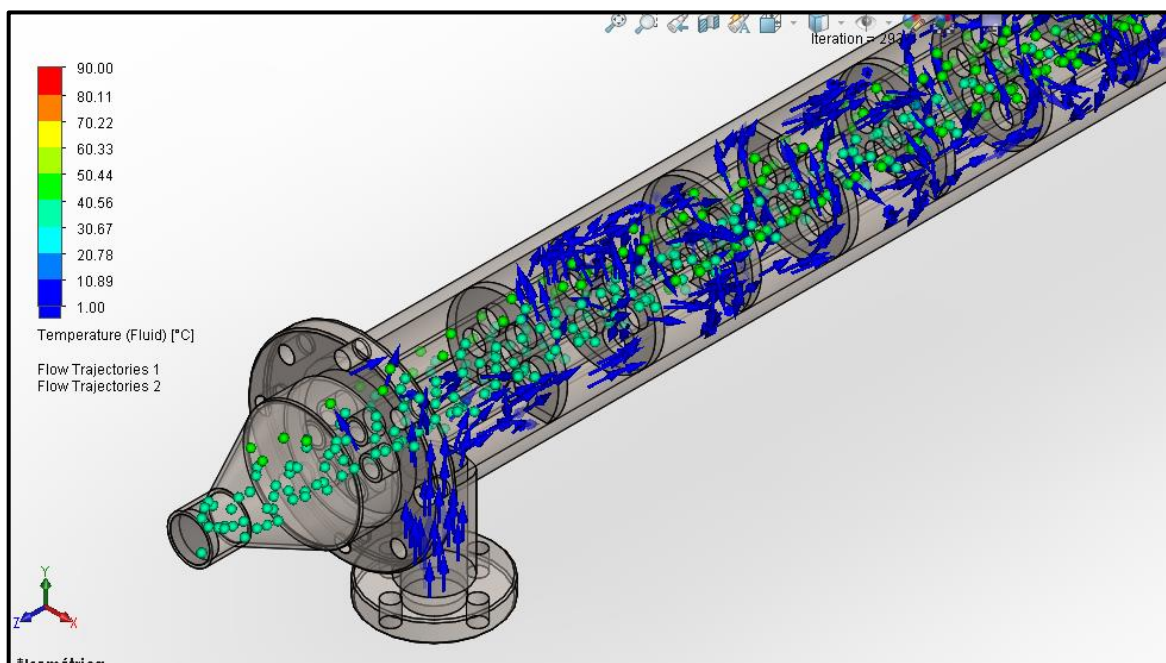
Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 48 se visualiza la entrada del fluido a enfriar (zumó de naranja pasteurizado), está representada por las esferas de color rojo, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 90 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del zumo de naranja.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 48 también se muestra la salida del fluido refrigerante (agua fría), está representada por las flechas de color azul claro, dicho color indica que el fluido refrigerante está saliendo a una temperatura aproximada de 13 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de regeneración, se calculó una temperatura de salida del fluido refrigerante de 12,84 °C, y el resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación fue de 13 °C; siendo valores muy idénticos, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de regeneración son los correctos.

Figura 49. Entrada del fluido refrigerante y salida del zumo de naranja en el intercambiador de preenfriamiento.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 49 se visualiza la entrada del fluido refrigerante, está representada por las flechas de color azul, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 1 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del agua fría.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 49 también se muestra la salida del zumo de naranja, está representada por las esferas de color cian y verde claro, lo cual indica que el zumo de naranja está saliendo a una temperatura aproximada de 30 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de regeneración, se especificó una temperatura de salida del zumo de naranja de 30 °C. El resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación es de aproximadamente 30 °C, resultado que es idéntico, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de regeneración son los correctos.

Con la finalidad de tener resultados más precisos se crearon parámetros de superficie a las salidas del intercambiador de calor. Con ello se obtendrá las temperaturas de salida de los fluidos.

Tabla 43. Parámetros en el intercambiador de preenfriamiento a la salida del producto.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	1 040	1 040	1 040
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	0,67	0,86	0,79
Temperatura del fluido (°C)	37,80	40,47	38,78
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,58	0,58	0,58
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 43 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 37,80 °C, un valor promedio de 38,78 °C y un valor máximo de 40,47 °C para la temperatura de salida del zumo de naranja; con respecto a los 30 °C que debería de tener, hay un error del 26 % que equivalen a 7,80 °C, el cual es un margen aceptable.

Tabla 44. Parámetros en el intercambiador de preenfriamiento a la salida del agua caliente.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	999,63	999,65	999,65
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	1,19	3,45	2,52
Temperatura del fluido (°C)	10,46	10,58	10,51
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,58	0,58	0,58
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 44 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 10,46 °C, un valor promedio de 10,51 °C y un valor máximo de 10,58 °C para la temperatura de salida del agua fría; con respecto a los 12,84 °C que debería de tener, hay un error del 17,60 % que equivalen a 2,26 °C, el cual es un margen aceptable.

Para tener dichos porcentajes de error influyeron parámetros como: las propiedades físicas del zumo de naranja ya que tiende a variar con respecto a la temperatura y esto no se consideró por la escasa información, también debido a que no se analizó la resistencia térmica de la pared y el factor de incrustación en las tuberías.

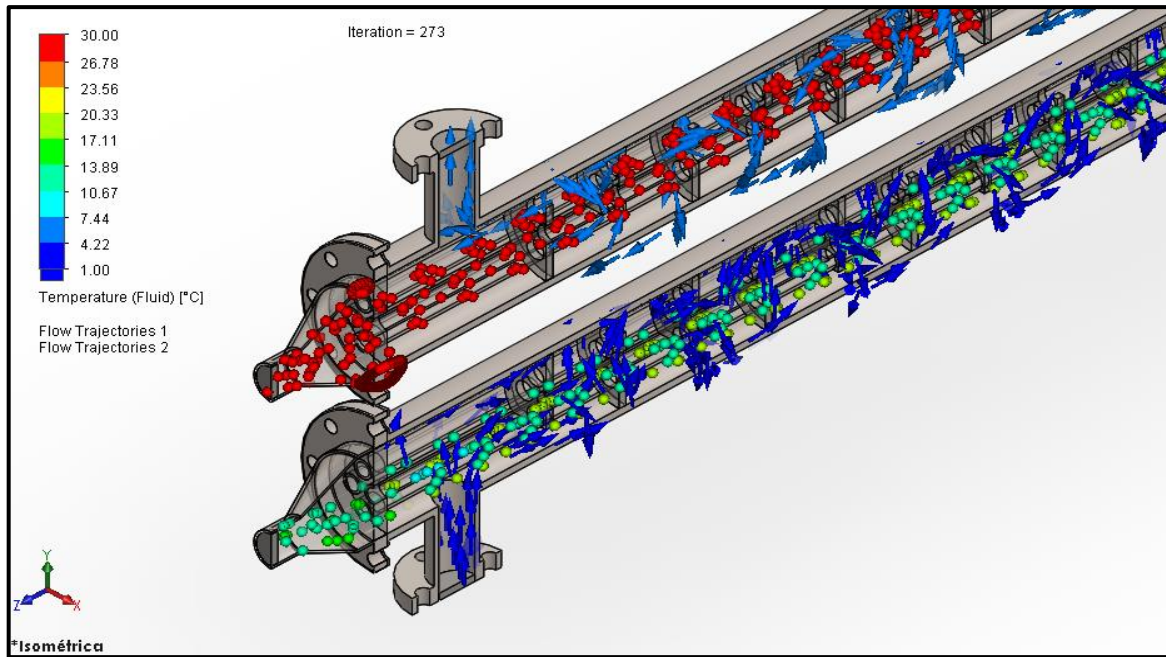
4.10.3.2. Intercambiador de calor para la subzona de enfriamiento.

Puesto que este intercambiador de calor es idéntico al intercambiador de calor de pasteurización, con la diferencia que el caudal volumétrico del fluido de servicio será de $1,3332 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, se omitirán los pasos del proceso de simulación de fluidos y se pasará directamente a los resultados del análisis.

4.10.3.2.1. Resultados del análisis.

Para tener una mejor visualización del comportamiento de los fluidos se crearon dos trayectorias de flujo, una para cada fluido. También se crearon dos parámetros de superficie que brindarán los valores de los objetivos definidos para la simulación.

Figura 50. Entradas y salidas de los fluidos en el intercambiador de enfriamiento.



Elaborado por: Meléndez Jadner.

En la Figura 50 se visualiza la entrada del fluido a enfriar (zumo de naranja pasteurizado), está representada por las esferas de color rojo, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 30 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del zumo de naranja.

En la Figura 50 también se visualiza la entrada del fluido refrigerante, está representada por las flechas de color azul, que según la barra de color del software indica que tiene una temperatura de 1 °C, variable que se ingresó al sistema al momento de crear las condiciones de frontera, en este caso hace referencia a la temperatura de entrada que tendría el flujo másico del agua fría.

Como el intercambiador de calor es de flujo cruzado, en la Figura 50 también se muestra la salida del zumo de naranja, está representada por las esferas de color cian y verde claro, lo cual indica que el zumo de naranja está saliendo a una temperatura aproximada de 10 °C. asimismo se muestra la salida del fluido refrigerante (agua fría), está representada por las flechas de color azul claro, dicho color indica que el fluido refrigerante está saliendo a una temperatura aproximada de 7 °C.

Según los cálculos realizados para el balance de energía del intercambiador de regeneración, se especificó una temperatura de salida del zumo de naranja de 4 °C. El resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación es de aproximadamente 10 °C, resultado que presenta una ligera variación. También se calculó una temperatura de salida del fluido refrigerante de 6,12 °C, y el resultado que se obtuvo mediante el análisis de simulación fue de 7 °C; siendo valores muy idénticos, por lo que se concluye que los cálculos de balance de energía, térmicos y de diseño mecánico con respecto al intercambiador de calor de regeneración son los correctos.

Con la finalidad de tener resultados más precisos se crearon parámetros de superficie a las salidas del intercambiador de calor. Con ello se obtendrá las temperaturas de salida de los fluidos.

Tabla 45. Parámetros en el intercambiador de enfriamiento a la salida del producto.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	1 040	1 040	1 040
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	0,65	0,93	0,84
Temperatura del fluido (°C)	12,65	14,74	13,61
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,58	0,58	0,58
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 45 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 12,65 °C, un valor promedio de 13,61 °C y un valor máximo de 14,74 °C para la temperatura de salida del zumo de naranja; con respecto a los 4 °C que debería de tener, hay un error del 216,25 % que equivalen a 8,65 °C, el cual es un margen aceptable.

Tabla 46. Parámetros en el intercambiador de enfriamiento a la salida del agua fría.

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio
Presión (Pa)	101 325	101 325	101 325
Densidad del fluido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	1 000,41	1 000,43	1 000,42
Velocidad ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)	2,34	3,33	2,96
Temperatura del fluido (°C)	6,03	6,18	6,09
Conductividad térmica del fluido ($\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$)	0,57	0,57	0,57
Densidad del sólido ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	8 027	8 027	8 027

Elaborado por: Meléndez Jadner.

En base a la Tabla 46 que se obtuvo de SolidWorks, se puede ver los valores de los resultados del análisis de simulación. Se tiene un valor mínimo de 6,03 °C, un valor promedio de 6,09 °C y un valor máximo de 6,18 °C para la temperatura de salida del agua fría; con respecto a los 6,12 °C que debería de tener, hay un error del 0,98 % que equivalen a 0,06 °C, el cual es un margen aceptable.

Estos porcentajes de error se obtuvieron a partir de los siguientes parámetros: propiedades físicas del zumo de naranja ya que tiende a variar con respecto a la temperatura y esto no se consideró por la escasa información, la resistencia térmica de la pared y el factor de incrustación en las tuberías.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- Se identificaron los principales componentes que conforman un sistema de pasteurización tubular, teniendo especialmente intercambiadores de calor, un tubo de retención, un tanque de almacenamiento, un depósito refrigerado, tres bombas centrífugas, bridas, reductores concéntricos y válvulas de control.
- Se dimensionó un sistema pasteurizador tubular, en el que se diseñaron cuatro intercambiadores de calor tubulares de tubo corrugado de un paso por la coraza y uno por los tubos, para la zona de pasteurización, zona de regeneración, subzona de preenfriamiento y subzona de enfriamiento; conjuntamente se diseñó un tubo de retención que sirve para asegurar la correcta pasteurización del producto. Así mismo se determinó que se requiere de tres bombas centrífugas, una bomba de $20 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ para el bombeo del zumo de naranja a través del sistema y dos bombas de $80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ para el bombeo de los fluidos de servicio, una para el fluido calefactor y otra para el fluido refrigerante.
- Se realizó simulaciones computacionales haciendo uso del software de SolidWorks, se simplificó el modelo de simulación donde se utilizó tubería lisa debido a complejidades de los recursos computacionales, para observar el comportamiento de los fluidos en los intercambiadores de calor; a su vez mediante análisis se corroboró los resultados obtenidos por el programa con los cálculos de dimensionamiento de estos equipos, en los cuales existe un margen de error de aproximadamente 10%, a causa de parámetros como las propiedades físicas del zumo de naranja ya que tiende a variar con respecto a la temperatura y esto no se consideró por la escasa información, la resistencias térmicas de la paredes y el factor de incrustación en las tuberías, por lo que se concluye que los cálculos son los apropiados.

5.2. Recomendaciones.

- En cuanto al diseño de un sistema de pasteurización tubular, en primer lugar, se debe de identificar los componentes principales que se requieren, a su vez ver qué tipo de ese elemento es el que mejor trabaje en el sistema, también se debe tener en cuenta los materiales de fabricación de cada uno de los componentes ya que esto es muy indispensable para garantizar el correcto funcionamiento del sistema y de esta manera lograr elaborar un producto libre de bacterias y rica en nutrientes.
- Para el dimensionamiento de los sistemas termofluidos implicados en el pasteurizador tubular es importante definir la capacidad del sistema, los fluidos de servicio (fluido calefactor y fluido refrigerante), los parámetros de entrada y salida del sistema pasteurizador (temperaturas y caudales), los circuitos de recorrido de los fluidos, el tipo de tubería a utilizar y los materiales de fabricación; cada uno de estas consideraciones es de suma importancia, ya que de obviar alguna de ellas se corre el riesgo de obtener un producto pasteurizado con déficit vitamínico y con las propiedades organolépticas alteradas.
- Se recomienda para futuros estudios utilizar la tubería corrugada en las simulaciones computacionales para determinar con mayor exactitud si las temperaturas de transferencia de calor son las adecuadas para la pasteurización HTST del zumo de naranja, validando el rendimiento térmico que tienen este tipo de tuberías que son las más adecuadas para los intercambiadores de calor.

CAPÍTULO VI

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Armas, Diseño de una Planta Modular para la Elaboración de Licor de Naranja en el Cantón Caluma. Guayaquil, Ecuador: Escuela Politécnica del Litoral, 2012.
- [2] MIPRO, Proyecto para la Industrialización de la naranja. 2013.
- [3] ESPAC, "Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua," Ecuador 2021, Available: <https://bit.ly/3OoFRAC>.
- [4] L. Villalva and E. Echevaría, Diseño e implementación de máquina automática multifunciones para obtener mermeladas, jugos de fruta y pulpa de fruta pasteurizada. Guayaquil: Universidad Politécnica Salesiana, 2012.
- [5] COVECA, "Monografía de la Naranja," Comisión Veracruzana de Comercialización Agropecuaria, 2011.
- [6] T. H. Spreen, "Proyecciones De La Producción Y Consumo Mundial De Los Cítricos," FAO, 2010.
- [7] INEN, Norma Técnica Ecuatoriana 2 337: Jugos, pulpas, concentrados néctares, bebidas de frutas y vegetales., Primera ed. Quito, Ecuador, 2008.
- [8] AdFrucosol, "Pasteurización del zumo de naranja," vol. 2021, ed. España: Frucosol Industrial, 2020.
- [9] M. Licata. (2021, 09 de agosto). Características nutricionales de las frutos cítricos. Available: <https://bit.ly/3zIQRVb>
- [10] C. Collazos, La Composición de alimentos de Mayor consumo en el Perú. Ministerio de Salud. Instituto Nacional de Nutrición. Lima, Perú, 1996.
- [11] H. Aquino, Determinación de un embalaje óptimo de madera para naranjas en sus variedades washington, criolla, valencia y tangelo. [tesis] Facultad de Industrias Alimentarias. Universidad Nacional del Centro del Perú. Huancayo, Perú, 1995.

- [12] N. R. d. Júcar, "Composición de la naranja," *Naranja y Salud*, vol. 2022, no. 07 de Enero, 2015.
- [13] Y. Primo, *Productos para el campo y propiedades de los alimentos*. Alambra, España, 1981.
- [14] S. Reyes, *Determinación del Índice de Aceptabilidad de Zumo de Naranja Orgánica (Citrus Sinensis) Endulzada con Azúcar Morena Comparándola con Cuatro Productos Nacionales*. Manabí, Ecuador, 2007.
- [15] A. Pelayo. (2010). *Tratamientos térmicos*. Available: <https://bit.ly/3iuPbp0>
- [16] Libbys, "Zumo de naranja," in *¿Qué es la pasteurización y para qué sirve?* vol. 2021, ed. España, 2021.
- [17] M. Zapatero, "Proyecto de una industria de extracción, procesado y envasado de zumo de naranja en el municipio de Paiporta, Valencia," *Universidad de Valladolid, Valencia*, 2019.
- [18] A. Requena, *Procesos de conservación de alimentos: Ediciones Mundi-Prensa*, 2003. [Online]. Available: <https://bit.ly/382rJtt>.
- [19] M. Patterson and M. Linton, "Pasteurización de alimentos," in *Nuevas tecnologías en conservación y transformación de los alimentos*, Madrid: IM&C, 2009.
- [20] D. Fernández, "Proyecto de una fábrica de elaboración de zumo de naranja y melocotón a base de concentrado y con leche desnatada en polvo en el municipio de Villamuriel de Cerrato (Palencia)," *Universidad de Valladolid, Palencia*, 2017.
- [21] M. Tipán and D. Andrés, "Diseño y construcción de un prototipo de pasteurizadora para el procesamiento de 50 litros de leche/hora," *Quito*, 2018.
- [22] H. R. y. L. Yu, "Emerging Preservation Methods for Fruit Juices and Beverages," in *Food Additive*, Y. El-Samragy, Ed. Segunda ed. Cairo, Egypt, 2016.

- [23] j. Moreno, "Modelamiento y control de planta pasteurizadora," Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá D.C.2013.
- [24] DirectINDUSTRY. (2021, Agosto). Pasteurizador para productos lácteos, VAT. Available: <https://bit.ly/3AiVqlX>
- [25] DirectINDUSTRY. (2021, Agosto). Pasteurizador para zumo de frutas, FX Series. Available: <https://bit.ly/2VuYrAB>
- [26] A. El Haddad, "Diseño y dimensionamiento de una planta elaboradora de 90 000 Litros/Día de leche UHT en Freijeiro (A Coruña)," Departamento de química y tecnología de alimentos, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2019.
- [27] T. Mora, "Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de pasteurización," ed, 2020.
- [28] D. INDUSTRIAS. (2019, 10 de Agosto). Pasteurizador UHT – HTST en Perú. Available: <https://bit.ly/37tEP2q>
- [29] M. Gonzales, "Diseño de un pasteurizador para helados," Universidad de Cádiz, Cádiz, 2007.
- [30] S. L. Procesos alimentarios, "Pasteurizadores Tubulares," Gémina, 2021.
- [31] R. Kalinowski, "Equipos de pasteurización," Berlín, 2006, Available: <https://bit.ly/3AWhzXH>.
- [32] S. L. Procesos Alimentarios, "Pasteurizadores de placas," Gémina, 2021.
- [33] T. P. I. S.A., "Processing at the juice packer," The orange book, T. Pak, Ed., 2017, p. 198. [Online]. Available: <https://bit.ly/3FZPG4O>.
- [34] CÓDEX, Norma general del códex para zumos (jugos) y néctares de frutas (CÓDEX STAN 247-2005). 2005.
- [35] T. Mexinox, "Acero Inoxidable 316L," ed. México, 2019.

- [36] M. T. PVT.LTD. (2012, 12 de febrero). SS 316L Corrugated Tubes Manufacturer. Available: <https://bit.ly/3MHV3Yo>
- [37] U. S. S. S. Metals. (2022, 12 de febrero). 304 Stainless Steel. Available: <https://bit.ly/3LSnKlA>
- [38] J. M. TUBES. (2022). Tubos corrugados de acero inoxidable 304. Available: <https://bit.ly/39uflGs>
- [39] M. T. PVT.LTD. (2012, 12 de febrero). SS 304 Corrugated Tubes Manufacturer. Available: <https://bit.ly/38Tub9c>
- [40] C. Becerra, "Intercambiador de calor," 2018.
- [41] H. H. Exchangers. (2021). Intercambiador de calor multitubo higiénico – HRS MI Series. Available: <https://bit.ly/3zobxyy>
- [42] M. Jurado, Tratamientos finales de conservación. INAV0109, Primera ed. Málaga: Innovación y Cualificación S.L. Editorial, 2013. [Online]. Available: <https://bit.ly/2WpcHeE>.
- [43] A. Laval. (2021, 10 de Agosto). Intercambiadores de calor de placas y bastidor con juntas. Available: <https://bit.ly/2URHSie>
- [44] D. Kern, Procesos de transferencia de calor, Trigésima primera reimpresión ed. México: McGraw Hill Book Company, Inc., 1999.
- [45] F. Incropera, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Séptima ed. United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [46] Y. Çengel and A. Ghajar, Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, Cuarta ed. México, D.F.: McGraw-Hill, 2011.
- [47] N. Connor. (2020). ¿Qué es el número de Reynolds? Available: <https://bit.ly/3me8wM3>

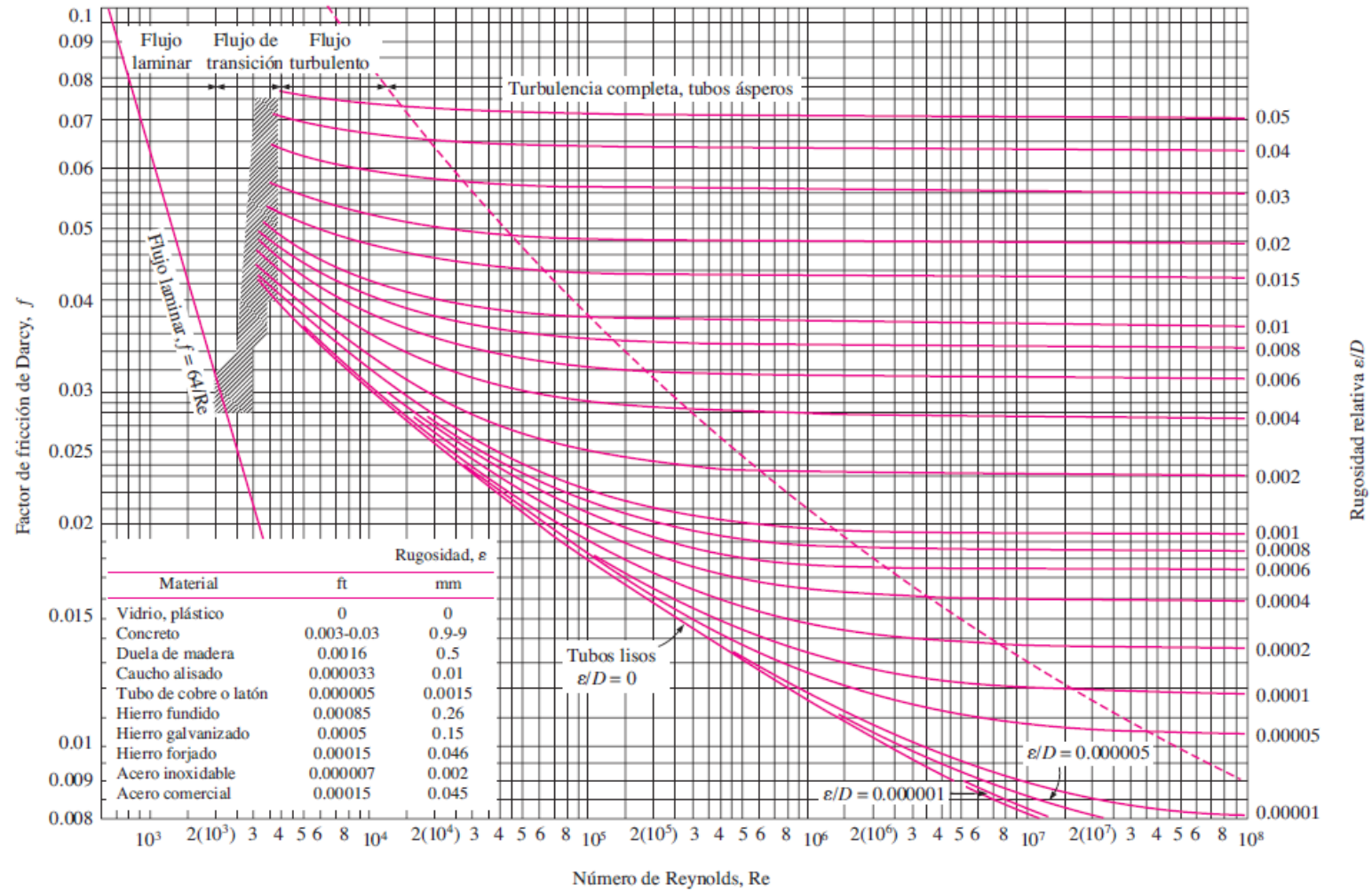
- [48] F. Incropera and D. De Witt, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta ed. México, 1996.
- [49] Y. Çengel, Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico, Tercera ed. México, 2007.
- [50] K. Cuadrado, "Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica," Escuela de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba-Ecuador, 2010.
- [51] Tubular exchanger manufacturers association, 2019.
- [52] D. Moya and A. M., "Intercambiadores de calor," Diseño de equipos e instalaciones, U. d. Salamanca, Ed., 2018. [Online]. Available: <https://bit.ly/36GXb35>.
- [53] SACOME. (2017). Intercambiadores de Calor de Tubo Corrugado. Available: <https://bit.ly/34FslGV>
- [54] G. Tube. (2021). Tubería de acero inoxidable corrugado. Available: <https://bit.ly/3GDZsbv>
- [55] Ingeniería. Intercambiadores de tubo y carcasa [Online]. Available: <https://bit.ly/331gGSq>
- [56] M. d. Caluma. (2022). Caluma. Available: <https://bit.ly/3JtBsZP>
- [57] EcuRed. (2019, 09 de abril). Cantón Caluma (Ecuador). Available: <https://bit.ly/3uYjgCA>
- [58] D. Mendieta, "Diseño de una Línea Piloto HTST para el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Carrera de Ingeniería en Alimentos (ESPOL)," Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica Del Litoral, Guayaquil-Ecuador, 2018.

- [59] SACOME. (2019, 06 de Mayo). Cómo diseñar un intercambiador de calor tubular. Available: <https://bit.ly/3NrA0tG>
- [60] G. Yuhang. (2022, 09 de febrero). Tanque de almacenamiento de jugo de naranja. Available: <https://bit.ly/3v49no8>
- [61] INTRANOX. (2022, 09 de febrero). Depósitos refrigerados. Available: <https://bit.ly/3F4gKiW>
- [62] M. M. Vinícola. (2019, 09 de febrero). Depósitos isotérmicos. Available: <https://bit.ly/38yv6M7>
- [63] PEDROLLO, "Bombas centrífugas," ed. Perú, 2021.
- [64] F. Processfittings, "Concentric Reducer, Weld Ended," ed. Reino Unido, 2022.
- [65] A. P. LTD, "Brida aséptica Unión DIN 11864-2 ASME BPE-BS 4825," ed. Reino Unido, 2018.
- [66] H. H. Exchangers, "Hygienic multitube heat exchangers," ed. España, 2022.
- [67] M. Prime, "Cálculos del proyecto de investigación," ed, 2021.

CAPÍTULO VII

ANEXOS

Anexo 1. Diagrama de Moody.



FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49].

Anexo 2. Propiedades del agua saturada.

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49].

Anexo 3. Tubería para banco de tubos de intercambiadores de calor.

**TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
$\frac{1}{2}$	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
$\frac{3}{4}$	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
1 $\frac{1}{4}$	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
1 $\frac{1}{2}$	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44].

Anexo 4. Tubería para corazas de intercambiadores de calor.

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40* 80†	0.269 0.215	0.058 0.036	0.106	0.070 0.056	0.25 0.32
1/4	0.540	40* 80†	0.364 0.302	0.104 0.072	0.141	0.095 0.079	0.43 0.54
3/8	0.675	40* 80†	0.493 0.423	0.192 0.141	0.177	0.129 0.111	0.57 0.74
1/2	0.840	40* 80†	0.622 0.546	0.304 0.235	0.220	0.163 0.143	0.85 1.09
3/4	1.05	40* 80†	0.824 0.742	0.534 0.432	0.275	0.216 0.194	1.13 1.48
1	1.32	40* 80†	1.049 0.957	0.864 0.718	0.344	0.274 0.250	1.68 2.17
1 1/4	1.66	40* 80†	1.380 1.278	1.50 1.28	0.435	0.362 0.335	2.28 3.00
1 1/2	1.90	40* 80†	1.610 1.500	2.04 1.76	0.498	0.422 0.393	2.72 3.64
2	2.38	40* 80†	2.067 1.939	3.35 2.95	0.622	0.542 0.508	3.66 5.03
2 1/2	2.38	40* 80†	2.469 2.323	4.79 4.23	0.753	0.647 0.609	5.80 7.67
3	3.50	40* 80†	3.068 2.900	7.38 6.61	0.917	0.804 0.760	7.58 10.3
4	4.50	40* 80†	4.026 3.826	12.7 11.5	1.178	1.055 1.002	10.8 15.0
6	6.625	40* 80†	6.065 5.761	28.9 26.1	1.734	1.590 1.510	19.0 28.6
8	8.625	40* 80†	7.981 7.625	50.0 45.7	2.258	2.090 2.000	28.6 43.4
10	10.75	40* 60	10.02 9.75	78.8 74.6	2.814	2.62 2.55	40.5 54.8
12	12.75	30	12.00	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

FUENTE: DONALD KERN, 1999 [44].

Anexo 5. Aspereza de tuberías comerciales.

TABLA 8-3

Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos*

Material	Aspereza, ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial (liso)	0.00015	0.045

*La incertidumbre en estos valores puede ser tan grande como $\pm 60\%$.

FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49].

Anexo 6. Analogías del número de Nusselt para flujo cruzado sobre un banco de tubos.

TABLA 7-2

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ (tomado de Zukauskas, 1987)*

Disposición	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s , se deben evaluar en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar en T_s).

FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49].

Anexo 7. Factor de corrección para el número de Nusselt.

TABLA 7-3

Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D, N_L} = F Nu_D$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1\,000$ (tomado de Zukauskas, 1987)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

FUENTE: YUNUS ÇENGEL, 2007 [49].

Anexo 8. Ficha técnica de bomba centrífuga.

AL-RED

Electrobombas centrífugas en acero inoxidable

AL-RED -4

Cuerpo bomba: **acero inoxidable AISI 304**
Rodete: **acero inoxidable AISI 304**
Eje: **acero inoxidable AISI 431**

AL-RED -6

Cuerpo bomba: **acero inoxidable AISI 316L**
Rodete: **acero inoxidable AISI 316L**
Albero: **acero inoxidable AISI 316L**



-  Agua limpia
-  Utilizo doméstico
-  Utilizo agrícola
-  Utilizo industrial

CAMPO DE PRESTACIONES

- Caudal máximo **180 l/min** (10.8 m³)
- Máxima altura manométrica **60 m**

LIMITES DE UTILIZO

- Altura de aspiración manométrica hasta **7 m**
- Temperatura del líquido de **-10 °C** hasta **+90 °C**
- Temperatura ambiente hasta **+40 °C**
- Presión máxima en el cuerpo de la bomba:
 - **6 bar** para AL-RED 600-610-620 -4
AL-RED 600-610-620 -6
 - **8 bar** para AL-RED 650-660-670-650M-660M-670M -4
AL-RED 650-660-670-650M-660M-670M -6
- Funcionamiento continuo **S1**

EJECUCION Y NORMAS DE SEGURIDAD

EN 60335-1 EN 60034-1
IEC 60335-1 IEC 60034-1
CEI 61-150 CEI 2-3



REGLAMENTO (UE) N. 547/2012

CERTIFICACIONES

Empresa con sistema de gestión certificado DNV
ISO 9001: CALIDAD

UTILIZOS E INSTALACIONES

Son recomendadas para bombear agua limpia y líquidos químicamente no agresivos con los materiales que constituyen la bomba. Por sus características constructivas, estas bombas centrífugas son aconsejadas para el uso en el sector doméstico, agrícola e industrial. Todos los componentes en contacto con el líquido bombeado son en acero inox AISI 304 o AISI 316L para garantizar una higiene total y una alta resistencia a la corrosión. La instalación se debe realizar en lugares cerrados o protegidos de la intemperie.

PATENTES - MARCAS - MODELOS

- AL-RED® Marca registrada n. 0001575587

EJECUCION BAJO PEDIDO

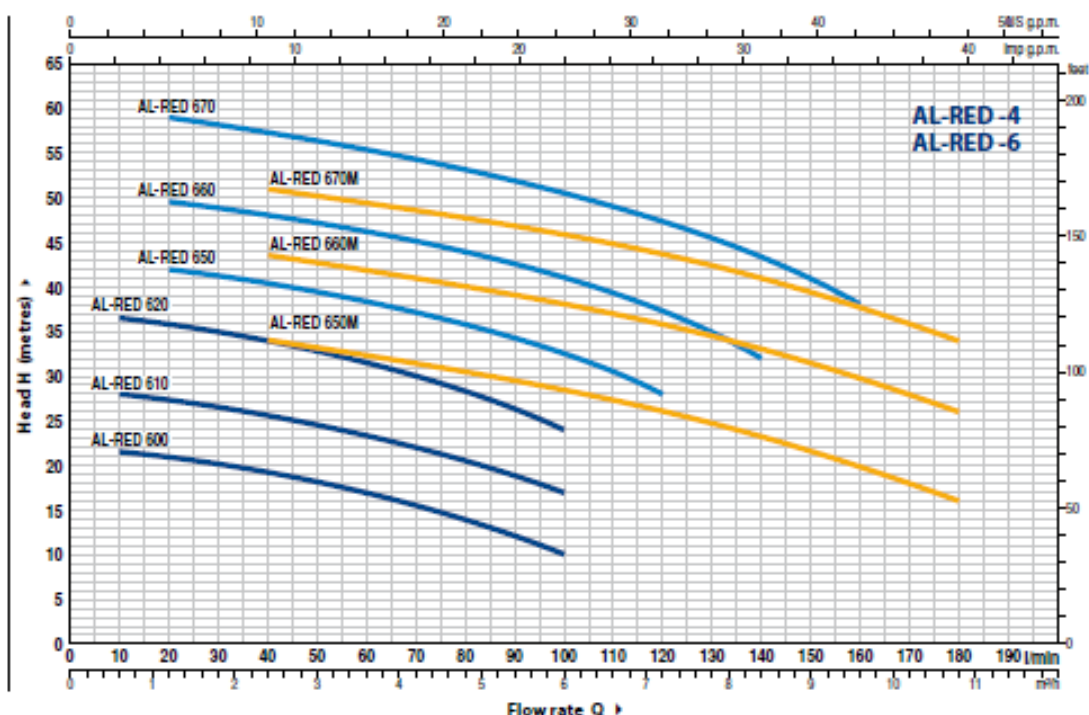
- Sello mecánico especial
- Otros voltajes o frecuencia 60 Hz
- Protección IP X5 para AL-RED 650-660-670-650M-660M-670M

GARANTIA

2 años según nuestras condiciones generales de venta

CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n= 3450 min⁻¹ HS= 0 m



MODELO		POTENCIA (P ₂)		Q	m ³ /h l/min	H metros										
Monofásica	Trifásica	kW	HP			▲	0	0.6	1.2	2.4	3.6	4.8	6	7.2	8.4	9.6
						0	10	20	40	60	80	100	120	140	160	180
AL-REDm 600-4	AL-RED 600-4	0.37	0.50	IE2	H metros	22	21.5	21	19.5	17	14	10				
AL-REDm 600-6	AL-RED 600-6					28.5	28	27.5	25.5	23.5	20.5	17				
AL-REDm 610-4	AL-RED 610-4	0.60	0.85	IE3		37	36.5	36	34	31.5	28.5	24				
AL-REDm 610-6	AL-RED 610-6					43.5	-	42	40.5	38.5	36	32.5	28			
AL-REDm 620-4	AL-RED 620-4	0.75	1	IE3		51	-	49.5	48	46	44	41	37	32		
AL-REDm 620-6	AL-RED 620-6					60	-	59	57	55.5	53	50.5	47	43.5	38	
AL-REDm 650-4	AL-RED 650-4	1.1	1.5	IE3		36	-	-	34	32.5	30.5	28.5	26	23	20	16
AL-REDm 650-6	AL-RED 650-6					46	-	-	43.5	42	40	38	36	33	30	26
AL-REDm 660-4	AL-RED 660-4	1.5	2	IE3		53	-	-	51	49.5	48	46	43.5	41	37.5	34
AL-REDm 660-6	AL-RED 660-6															
AL-REDm 670-4	AL-RED 670-4	2.2	3	IE3												
AL-REDm 670-6	AL-RED 670-6															
AL-REDm 650M-4	AL-RED 650M-4	1.1	1.5	IE3												
AL-REDm 650M-6	AL-RED 650M-6															
AL-REDm 660M-4	AL-RED 660M-4	1.5	2	IE3												
AL-REDm 660M-6	AL-RED 660M-6															
AL-REDm 670M-4	AL-RED 670M-4	2.2	3	IE3												
AL-REDm 670M-6	AL-RED 670M-6															

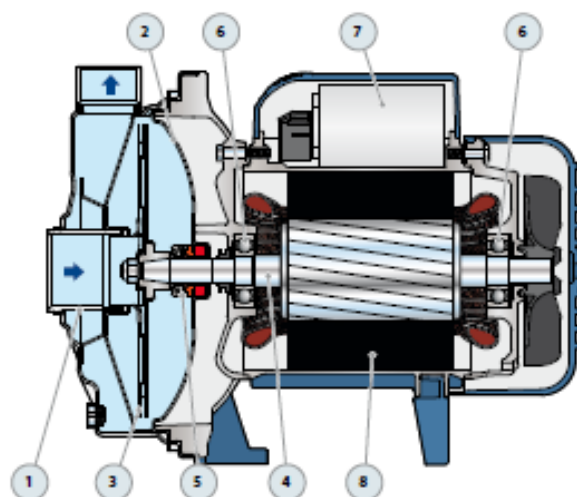
Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

▲ Clase de rendimiento del motor trifásico (IEC 60034-30-1)

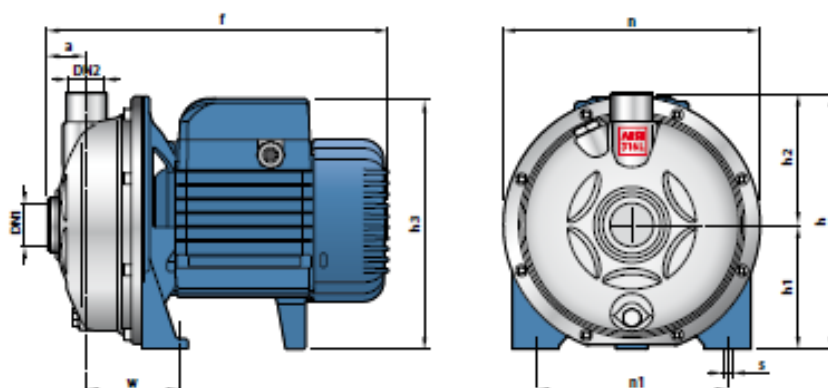
AL-RED -6

POS. COMPONENTE		CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS						
1	CUERPO BOMBA	Acero inoxidable AISI 316L						
2	TAPA	Acero inoxidable AISI 316L						
3	RODETE	Acero inoxidable AISI 316L						
4	EJE MOTOR	Acero inoxidable AISI 316L						
5	SELLO MECANICO	Electrobomba	Sello	Eje	Materiales			
		Modelo	Modelo	Diámetro	Anillo fijo	Anillo móvil	Elastómero	Resorte
		AL-RED 600-6, 610-6	AR-12ST6	Ø 12 mm	Cerámica	Grafito	NBR	AISI 304
		AL-RED 620-6	AR-14ST6	Ø 14 mm	Cerámica	Grafito	NBR	AISI 304
		AL-RED 650-6, 650M-6	FN-18ST6	Ø 18 mm	Grafito	Cerámica	NBR	AISI 316
		AL-RED 660-6, 660M-6 AL-RED 670-6, 670M-6						
6	RODAMIENTOS	Electrobomba	Modelo					
		AL-RED 600-4, 610-6	6201 ZZ / 6201 ZZ					
		AL-RED 620-6	6203 ZZ / 6203 ZZ					
		AL-RED 650-6, 650M-6	6204 ZZ / 6204 ZZ					
		AL-RED 660-6, 660M-6						
		AL-RED 670-6, 670M-6						
7	CONDENSATORE	Electrobomba	Capacidad					
		Modelo	(220 V)		(110 V or 127 V)			
		AL-REDm 600-6	10 µF - 450 VL	25 µF - 250 VL				
		AL-REDm 610-6	14 µF - 450 VL	25 µF - 250 VL				
		AL-REDm 620-6	20 µF - 450 VL	60 µF - 300 VL				
		AL-REDm 650-6, 650M-6	25 µF - 450 VL	60 µF - 250 VL				
		AL-REDm 660-6, 660M-6	31.5 µF - 450 VL	60 µF - 250 VL				
		AL-REDm 670-6, 670M-6	50 µF - 450 VL	80 µF - 250 VL				
8	MOTOR ELECTRICO	AL-RED m: monofásica 220 V - 60 Hz con protección térmica incorporada en el bobinado.						
		AL-RED: trifásica 220/380 V - 60 Hz o 220/440 V - 60 Hz.						
		→ Las electrobombas trifásicas están equipadas con motores de alto rendimiento en clase IE2 hasta P ₂ =0.60 kW y en clase IE3 desde P ₂ =0.75 kW (IEC 60034-30-1)						
		- Aislamiento: clase F - Protección: IP X4						



CATALOGO GENERAL 60 Hz

DIMENSIONES Y PESOS



MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm										kg	
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	n	n1	w	s	1~	3~
AL-REDm 600-6	AL-RED 600-6	1 1/4"	1"	31.5	260	185.5	92	93.5	183	182	120	68.5	9	5.6	6.4
AL-REDm 610-6	AL-RED 610-6													7.1	7.1
AL-REDm 620-6	AL-RED 620-6			33.5	295	219	107	112	218 *	221	165	80.5	9.5	9.8	9.8
AL-REDm 650-6	AL-RED 650-6			33.5	368	237.5	120	117.5	251	245	180	86.5	11	14.5	14.5
AL-REDm 660-6	AL-RED 660-6				368/388									15.7	15.7
AL-REDm 670-6	AL-RED 670-6				368									17.7	19.6
AL-REDm 650M-6	AL-RED 650M-6				368									15.8	14.4
AL-REDm 660M-6	AL-RED 660M-6				368/388									15.7	15.7
AL-REDm 670M-6	AL-RED 670M-6													17.5	19.4

(*) h3=237 mm for single phase versions at 110 V

CONSUMO EN AMPERIOS

MODELO	TENSION		
Monofásica	220 V	110 V	127 V
AL-REDm 600-6	2.7 A	-	-
AL-REDm 610-6	4.2 A	8.5 A	-
AL-REDm 620-6	5.5 A	-	-
AL-REDm 650-6	7.8 A	-	-
AL-REDm 660-6	9.4 A	-	-
AL-REDm 670-6	-	-	-
AL-REDm 650M-6	6.7 A	-	-
AL-REDm 660M-6	9.8 A	-	A
AL-REDm 670M-6	12.2 A	-	-

MODELO	TENSION			
Trifásica	220 V	380 V	220 V	440 V
AL-RED 600-6	2.4 A	1.4 A	-	-
AL-RED 610-6	2.8 A	1.6 A	-	-
AL-RED 620-6	4.2 A	2.4 A	3.5 A	1.9 A
AL-RED 650-6	6.6 A	3.8 A	-	-
AL-RED 660-6	7.5 A	4.3 A	6 A	3.5 A
AL-RED 670-6	8.8 A	5.1 A	7 A	4 A
AL-RED 650M-6	6.1 A	3.5 A	-	-
AL-RED 660M-6	7.8 A	4.5 A	6.1 A	3.5 A
AL-RED 670M-6	8.3 A	4.8 A	8.1 A	4.2 A

PALETIZADO

MODELO		PARA GRUPAJE	PARA CONTAINER
Monofásica	Trifásica	n° bombas	n° bombas
AL-REDm 600-6	AL-RED 600-6	96	144
AL-REDm 610-6	AL-RED 610-6	96	144
AL-REDm 620-6	AL-RED 620-6	50	80
AL-REDm 650-6, 650M-6	AL-RED 650-6, 650M-6	45	63
AL-REDm 660-6, 660M-6	AL-RED 660-6, 660M-6	45	63
AL-REDm 670-6, 670M-6	AL-RED 670-6, 670M-6	45	63

CATALOGO GENERAL 60 Hz

FUENTE: PEDROLLO, 2021 [63].

Anexo 9. Ficha técnica de las bridas seleccionadas.



A06G – DIN 11864-2/11853-2 "Form A" Male Nut Flange Blank - 316L SS BS 4825/ISO 2037/ASME BPE 2002				
Size	A	E Hole Detail	D	Part No
½"	54	37 PCD (4 x Ø 9)	11.5	A06G-A013
¾"	59	42 PCD (4 x Ø 9)	11.5	A06G-A019
1"	66	49 PCD (4 x Ø 9)	11.5	A06G-A026
1½"	79	62 PCD (4 x Ø 9)	11.5	A06G-A038
2"	92	75 PCD (4 x Ø 9)	11.5	A06G-A051
2½"	107	89 PCD (8 x Ø 9)	11.5	A06G-A064
3"	125	104 PCD (8 x Ø 11)	13.5	A06G-A076
4"	157	135 PCD (8 x Ø 11)	15.5	A06G-A102
Dimension "D" includes the sealing face raised spigot				

Dimensions are provided in good faith but may be subject to change, if dimensions are critical please call the office to confirm all sizes before placing an order.

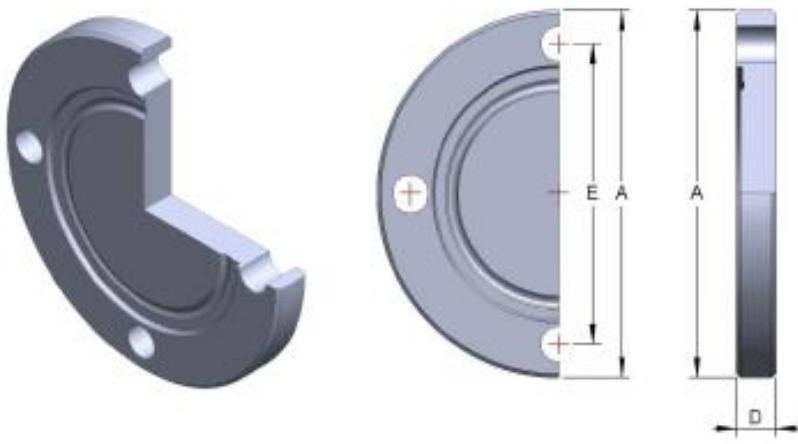
DG Male Nut Flange Blank DIN 11864-2 BS 4825 - ISO 2037 - ASME BPE 2002 V 1.1

Page No: 5

Alchem Process Ltd
Church Road Industrial Estate
Gorlas, Llanelli, Carmarthenshire
SA14 7NN, United Kingdom

Company Reg No. 6823807 VAT No. 20 028 5427 10

Tel: 00 44 (0) 1269 841 324
Fax: 00 44 (0) 1269 831 760
E: gwyb@alchemprocess.co.uk
www.alchemprocess.co.uk

A06H – DIN 11864-2/11853-2 "Form A" Female Liner Flange Blank - 316L SS BS 4825/ISO 2037/ASME BPE 2002				
				
Size	A	E Hole Detail	D	Part No
½"	54	37 PCD (4 x Ø 9)	10	A06H-A013
¾"	59	42 PCD (4 x Ø 9)	10	A06H-A019
1"	66	49 PCD (4 x Ø 9)	10	A06H-A026
1½"	79	62 PCD (4 x Ø 9)	10	A06H-A038
2"	92	75 PCD (4 x Ø 9)	10	A06H-A051
2½"	107	89 PCD (8 x Ø 9)	10	A06H-A064
3"	125	104 PCD (8 x Ø 11)	12	A06H-A076
4"	157	135 PCD (8 x Ø 11)	14	A06H-A102
Dimension "D" includes the sealing face raised spigot				

Dimensions are provided in good faith but may be subject to change, if dimensions are critical please call the office to confirm all sizes before placing an order.

D5 Aesthetic Flange Union, DIN 11864-2 BS 4825 – ISO 2037 – ASME BPE 2002 V.1.1

Page No: 6

Alchem Process Ltd
Church Road Industrial Estate
Gorslas, Llanelli, Carmarthenshire
SA14 7NN, United Kingdom

Company Reg No: 6853807 VAT No: 261026 5427 10

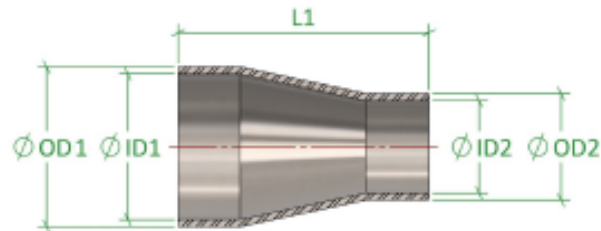
Tel: 00 44 (0) 1269 841 324
Fax: 00 44 (0) 1269 831 760
E: gwyb@alchemprocess.co.uk
www.alchemprocess.co.uk

FUENTE: ALCHEM PROCESS LTD, 2018 [65].

Anexo 10. Ficha técnica de reductor concéntrico.

ASME BPE Fittings

DT-4.1.3-1 (DT11C) Concentric Reducer, Weld Ended



Standard	ASME BPE 2016	Certification	EN10204 3.1
Connections	Weld Ended	Associated Parts	DT1 Tube, DT22 TC Ferrules
Material	316L Stainless Steel EN 1.4404	Associated Standards	ASME BPE 2009, 2012
Surface Finish	SF1—0.31Ra µm Max	Options	SF4—0.38Ra µm Max E/Polished On Request
Remarks	Overall lengths (Dim L1) were revised for ASME BPE 2016 Standard in comparison to the old ASME BPE 2009 & 2012 Standards		

ASME BPE Fittings, DT-4.1.3-1 (DT11C) Concentric Reducer, Weld Ended							
Size (inch) OD1 X OD2	OD1 (mm)	ID1 (mm)	OD2 (mm)	ID2 (mm)		L1 (mm)	Part Code
0.750" X 0.500"	19.05	15.75	12.70	9.40		53.98	BPE-DT11C.0075.0050.SF1
1.000" X 0.500"	25.40	22.10	12.70	9.40		63.50	BPE-DT11C.0100.0050.SF1
1.000" X 0.750"	25.40	22.10	19.05	15.75		53.98	BPE-DT11C.0100.0075.SF1
1.500" X 0.750"	38.10	34.80	19.05	15.75		76.20	BPE-DT11C.0150.0075.SF1
1.500" X 1.000"	38.10	34.80	25.40	22.10		63.50	BPE-DT11C.0150.0100.SF1
2.000" X 1.000"	50.80	47.50	25.40	22.10		85.73	BPE-DT11C.0200.0100.SF1
2.000" X 1.500"	50.80	47.50	38.10	34.80		63.50	BPE-DT11C.0200.0150.SF1
2.500" X 1.500"	63.50	60.20	38.10	34.80		85.73	BPE-DT11C.0250.0150.SF1
2.500" X 2.000"	63.50	60.20	50.80	47.50		63.50	BPE-DT11C.0250.0200.SF1
3.000" X 1.500"	76.20	72.90	38.10	34.80		107.95	BPE-DT11C.0300.0150.SF1
3.000" X 2.000"	76.20	72.90	50.80	47.50		85.73	BPE-DT11C.0300.0200.SF1
3.000" X 2.500"	76.20	72.90	63.50	60.20		66.68	BPE-DT11C.0300.0250.SF1
4.000" X 2.000"	101.60	97.38	50.80	47.50		130.18	BPE-DT11C.0400.0200.SF1
4.000" X 2.500"	101.60	97.38	63.50	60.20		107.95	BPE-DT11C.0400.0250.SF1
4.000" X 3.000"	101.60	97.38	76.20	72.90		98.43	BPE-DT11C.0400.0300.SF1

Published Data is Given in Good Faith. We Reserve the Right To, Without Warning Change the Dimensions When Not in Conflict With The Published Standard

Flowsource Process Fittings

Unit 2D Hockney Road Industrial Estate, West Yorkshire, BD8 9HQ, United Kingdom
[T] 01535 274 316 - [e] sales@flowsourcepf.com - [w] www.flowsourcepf.com

FLOWSOURCE
PROCESS FITTINGS

FUENTE: FLOWSOURCE PROCESS FITTINGS [64].

Anexo 11. Ficha técnica del acero inoxidable 316L.

Did you know?
Scribd is more than just documents. Our digital library gives you access to books, audiobooks, and more.
[Learn more >](#)

SCRIBD

ThyssenKrupp

Acero Inoxidable 316L

ficha técnica

DESCRIPCIÓN

El grado 316 L es un acero inoxidable cromo- níquel-molibdeno con bajos contenidos de carbono para minimizar la precipitación de carburos de cromo.

La adición de un 2 – 3 % de molibdeno a esta aleación, incrementa la resistencia a la corrosión general y mejora la resistencia a la corrosión por picaduras en soluciones cloradas. Los bajos contenidos de carbono presentes en el acero 316 L previenen la sensibilización (precipitación de carburos de cromo en los límites de grano) y por consiguiente, la corrosión intergranular. Es por esto, que el grado 316 L es ampliamente utilizado para soldar componentes de grueso espesor.

El acero 316 L es no magnético en condiciones de recocido. Sin embargo, puede llegar a adquirir un ligero magnetismo cuando es deformado en frío.

El tipo 316 L puede ser embutido, estampado y troquelado sin dificultad alguna. Como todos los inoxidables austeníticos, el tipo 316 L tiende a endurecerse por el trabajo en frío. Por tal motivo, cuando es severamente deformado, un tratamiento de recocido posterior puede ser necesario en algunas ocasiones. La microestructura austenítica proporciona a este acero una muy buena resistencia, incluso a temperaturas criogénicas.

En resumen, debido a sus excelentes características de resistencia a la corrosión y propiedades mecánicas, el tipo 316 L proporciona muy buenas características de formabilidad y fabricación, típicas de los aceros inoxidables austeníticos.

VENTAJAS DEL ACERO 316 L

- Superior a aleaciones austeníticas 301 y 304.
- Excelente resistencia a la corrosión general e intergranular.
- Muy buena soldabilidad.
- Buena resistencia a la corrosión por picaduras y hendiduras.
- Buena formabilidad.
- Facilidad de limpieza.
- Buena resistencia a temperaturas criogénicas.
- Buena resistencia a temperaturas elevadas.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (% en peso)

	AISI 316 L UNS S31603 ASTM A240	Típica 316 L ThyssenKrupp Mexinox
Carbono	0,030 max.	0,022
Manganeso	2,0 max.	0,86
Fósforo	0,045 max.	0,031
Azufre	0,030 max.	0,001
Silicio	0,75 max.	0,44
Cromo	16,0 - 18,0	16,75
Níquel	10,0 - 14,0	10,04
Molibdeno	2,00 - 3,00	2,03
Nitrógeno	0,10 max.	0,052
Cobre	---	0,32
Hierro	Balance	Balance

Did you know?

Scribd is more than just documents. Our digital library gives you access to books, audiobooks, and more.

[Learn more >](#)

SCRIBD



Acero Inoxidable 316L

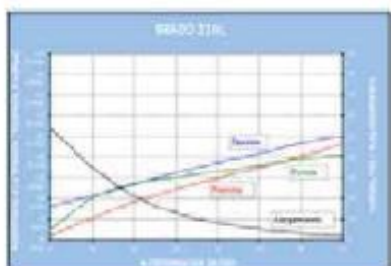
ficha técnica

PROPIEDADES MECANICAS (Condiciones de Recocido)

	AISI 316 L UNS S31603 ASTM A240	Tipicas 316 L ThyssenKrupp Mexinox
Resistencia Máxima a la Tensión, ksi (MPa)	70 (485) min	88 (605)
Limite Elástico o Esfuerzo de Cadencia al 0.2%, ksi (MPa)	25 (170) min	48 (331)
Alargamiento, % a 2" (50.8 mm)	40,0 min	56,0
Dureza, Rockwell	B95 max	B81

PROPIEDADES FISICAS, (Condiciones de recocido)

Property Unit	Value
Densidad g/cm ³ (lb/in ³)	8,0 (0,29)
Módulo elástico GPa (10 ⁶ Psi)	193 (28,0)
Resistencia eléctrica n m	740
Calor específico J/kg*°K (Btu/lb*°F)	500 (0,12)
Conductividad térmica a 100 °C (212 °F) W/m*°K (Btu/ft*h*°F)	16,2 (9,4)
Rango de fusión °C (°F)	1375-1400 (2500-2550)



Grado 316 L. Efectos de la deformación en frío en las propiedades mecánicas.

MICROESTRUCTURA

El tipo 316 L presenta una estructura de grano austenítico uniformemente equiaxiado.



Grado 316 L. Microestructura típica, 200X. Ataque químico con

RESISTENCIA A LA CORROSION.

El tipo 316 L proporciona una mayor resistencia a la corrosión general y por picaduras/hendiduras que el tipo 304. La adición de molibdeno a esta aleación, también proporciona una mejor resistencia en una gran variedad de ambientes. Su bajo contenido de carbono retarda notablemente la precipitación del carburo de cromo y, por lo tanto, muestra una menor vulnerabilidad al ataque intergranular en medios corrosivos. Este grado es recomendado para la fabricación de piezas soldadas que no pueden ser recocidas posteriormente.

RESISTENCIA A OXIDACION A ALTAS TEMPERATURA.

Para servicio continuo a temperaturas elevadas el acero 316 L exhibe una buena resistencia a la oxidación hasta cerca de los 927 °C (1700 °F). En servicio intermitente, la temperatura máxima de exposición es alrededor de los 870°C (1600 °F).

SOLDABILIDAD.

El acero inoxidable tipo 316 L es fácilmente soldable por todas las técnicas convencionales de soldadura por fusión y resistencia (GTAW, TIG, GMAW, MIG, SAW), excepto el gas oxiacetilénico. El grado 316 L generalmente es considerado a tener menor soldabilidad que los aceros 304 y 304 L. El elevado contenido de níquel de esta aleación requiere consideraciones especiales durante la soldadura con el fin de evitar el agrietamiento en caliente por la formación de ferrita en el depósito de soldadura. Cuando un material de aporte es requerido, los tipos 316 L y 317 L son satisfactorios, los cuales conservan la resistencia a la corrosión.

FUENTE: THYSSENKRUPP MEXINOX, 2019 [35].

Anexo 12. Catálogo de intercambiador de calor multitubo.



HYGIENIC MULTITUBE HEAT EXCHANGERS

HRS MI SERIES



The HRS MI Series is complete stainless steel shell and tube heat exchanger designed for hygienic applications. The product flows through the inner tubes and the service fluid flows through the surrounding shell.

The HRS MI Series is an ideal heat exchanger for pasteurisation applications. Using HRS corrugation technology, both heat transfer and efficiency are increased over standard smooth tube heat exchangers. In addition, potential fouling is minimised.



TECHNICAL DATA

APPLICATIONS

Low-Medium Viscosity Fluids
Food Industry Applications

SURFACE FINISH

External: Polished
Internal: <0.8µ
Other surface finishes available

STANDARD MATERIALS OF CONSTRUCTION

Service Side: AISI 304 Stainless Steel
Product Side: AISI 316L Stainless Steel
Other material options available

STANDARD DESIGN CONDITIONS

Service Side: 10 bar/185°C
Product Side: 10 bar/185°C

STANDARD CONNECTIONS

Service Side: Flange
Product Side: Clamp
All flange & clamp types available

FEATURES

- Corrugated tubes for increased heat transfer
- Bellows are fitted to absorb differential expansion between shell and inner tube
- Multiple units can be interconnected and have the option of frame mounting, insulation and cladding in stainless steel

RANGE

MODELS	LENGTHS (m)	SURFACE AREA (m²)	SERVICE SIDE CONNECTION	PRODUCT SIDE CONNECTION	MAX FLOW SERVICE (m³/hr)	MAX FLOW PRODUCT (m³/hr)	SERVICE SIDE VOLUME (l)	PRODUCT SIDE VOLUME (l)
MI 7 76/18	3 - 6	2.3	DN40	2.5"	16	13	14.4	8.3
MI 12 89/16	3 - 6	3.6	DN50	3"	27	17	19.2	10.9
MI 12 104/18	3 - 6	4.3	DN65	4"	39	25	27	15.4
MI 21 114/16	3 - 6	6.2	DN65	4"	39	31	31.6	19.1
MI 21 129/18	3 - 6	7	DN65	6"	39	39	41	25
MI 32 154/18	3 - 6	10.7	DN80	6"	76	62	56.7	38

The surface area and volumes shown are for 6m length models. Nozzle volumes are included.

DESIGN CODE AND COMPLIANCE

PD 5500, PED 2014/68/EU, ASME | FDA, 3A, TR CU 032, DOSH Compliant

HRS HEAT EXCHANGERS | hrs-heatexchangers.com | UK Office: +44 (0)1912 828225 | info@uk.hrs-hx.com

FUENTE: HRS HEAT EXCHANGERS, 2022 [66].

Anexo 13. Hojas de cálculo realizados en el programa Mathcad.

Balance de energía.

Zona de pasteurización.

$$T_{p_ent_zp} := 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s_ent_zp} := 99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{p_sal_zp} := 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s_sal_zp} := 91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{m_p_zp} := \frac{T_{p_ent_zp} + T_{p_sal_zp}}{2} = 77.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{m_s_zp} := \frac{T_{s_ent_zp} + T_{s_sal_zp}}{2} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta_p := 1040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

De la Tabla A-9: $T_m = 95^\circ\text{C}$

$$C_{p_p} := 3822 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$C_{p_s} := 4212 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\delta_s := 961.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_p := 0.2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 1.000038 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$Q_p = 16.67 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$\Delta T_{p_zp} := T_{p_sal_zp} - T_{p_ent_zp} = 25 \text{ K}$$

$$\Delta T_{s_zp} := T_{s_ent_zp} - T_{s_sal_zp} = 8 \text{ K}$$

$$q_{p_zp} := \dot{m}_p \cdot C_{p_p} \cdot \Delta T_{p_zp} = (2.76 \cdot 10^4) \text{ W}$$

$$q_{p_zp} = 27.6 \text{ kW}$$

$$q_{s_zp} := q_{p_zp}$$

$$\dot{m}_s := \frac{q_{s_zp}}{C_{p_s} \cdot \Delta T_{s_zp}} = 0.8192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_s = 2949.19 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$Q_s := \frac{\dot{m}_s}{\delta_s} = 0.000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_s = 3.07 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$Q_s = 51.12 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Cálculo térmico.

Zona de pasteurización.

$$\Delta T_1 = T_{s,ent,zp} - T_{p,sal,zp} = 9 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{s,sal,zp} - T_{p,ent,zp} = 26 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 16.02 \text{ K}$$

$$k_p := 0.58 \frac{W}{m \cdot K} \quad N_p := 1$$

$$\mu := 1.78 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot s$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$Pr := \frac{C_{p,p} \cdot \mu}{k_p} = 11.73$$

$$N_t := 7$$

Rugosidad relativa

$$\frac{e}{d_i} = 0.00021$$

Tubo interno: 1/2" 16 BWG

$$d_i := 0.37 \text{ in} \quad d_i = 9.4 \text{ mm}$$

$$d_o := 0.5 \text{ in} \quad d_o = 12.7 \text{ mm}$$

$$e_t := 0.065 \text{ in} \quad e_t = 1.65 \text{ mm}$$

Carcasa: 2" céd 40

$$D_i := 2.469 \text{ in} \quad D_i = 62.71 \text{ mm}$$

$$D_o := 2.87 \text{ in} \quad D_o = 72.9 \text{ mm}$$

$$e_c := 0.2005 \text{ in} \quad e_c = 5.09 \text{ mm}$$

$$A_{di} := \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4} = 69.37 \text{ mm}^2$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 0.000278 \frac{m^3}{s}$$

$$V_p := \frac{N_p}{N_t} \cdot \frac{Q_p}{A_{di}} = 0.57 \frac{m}{s}$$

Para el flujo del zumo:

$$Re_D := \frac{\delta_p \cdot V_p \cdot d_i}{\mu} = 3141.26$$

$$fe := 0.043$$

$$f_t := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_i}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.043$$

$$Nu_D := \frac{\left(\frac{f_t}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 27.74$$

$$h_i := Nu_D \cdot \frac{k_p}{d_i} = 1711.79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el flujo del agua:

$$DD_o := 1.32 \text{ in}$$

$$DD_o = 33.53 \text{ mm}$$

$$P_t := 15.88 \text{ mm}$$

$$DD_i := 1.049 \text{ in}$$

$$DD_i = 26.64 \text{ mm}$$

De la tabla A-9: $T_m = 95^\circ\text{C}$

$$k_s := 0.677 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$A_D := \frac{\pi \cdot (DD_i)^2}{4} = (557.58 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$\mu := 0.297 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$V_s := \frac{Q_s}{A_D} = 1.53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Pr := 1.85 \quad Pr_s := 2.99$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$S_T := P_t = 15.88 \text{ mm}$$

$$\frac{e}{d_o} = 0.000157$$

$$V_{max} := \frac{S_T}{S_T - d_o} \cdot V_s = 7.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_D := \frac{\delta_s \cdot V_{max} \cdot d_o}{\mu} = 313734.47$$

$$fe := 0.016$$

$$f_c := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{e}{d_o} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.016$$

$$S_L := 13.75 \text{ mm}$$

$$Nu_D := 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.2} \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} = 791.72$$

$$F := 0.84$$

$$Nu_{D,nl} := F \cdot Nu_D = 665.05$$

$$h_o := Nu_{D,nl} \cdot \frac{k_s}{d_o} = 35451.62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = 1632.94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$A_s := \frac{q_{p,sp}}{U \cdot \Delta T_{lm}} = 1.05 \text{ m}^2$$

$$L := \frac{A_s}{N_t \cdot \pi \cdot d_o} = 3.78 \text{ m}$$

$$L = 3777.2 \text{ mm}$$

Cálculo hidráulico.

Caída de presión en tubos

$$\Delta P := f_t \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\delta_p \cdot (V_p)^2}{2} = 2949.67 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_p \cdot \Delta P = 0.82 \text{ W}$$

Caída de presión en coraza

$$N_L := 3 \quad X := 1$$

$$\Delta P := N_L \cdot f_c \cdot X \cdot \frac{\delta_s \cdot (V_{max})^2}{2} = 1328.42 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_s \cdot \Delta P = 1.13 \text{ W}$$

Zona de retención.

$$T_{p_ent} := 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$d_o := 1.90 \text{ in}$$

$$d_o = 48.26 \text{ mm}$$

$$T_{p_sal} := 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_r := \frac{A_i \cdot L_t}{Q_p}$$

$$d_i := 1.61 \text{ in}$$

$$d_i = 40.89 \text{ mm}$$

$$t_r := 15 \text{ s}$$

$$A_t := \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4} = (1.31 \cdot 10^3) \text{ mm}^2 \quad A_t = (1.31 \cdot 10^{-3}) \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_p := 1040 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 0.000278 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_p = 16.67 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$L_t := \frac{t_r \cdot Q_p}{A_t} = 3.17 \text{ m}$$

$$Q_p = 0.28 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Balance de energía.

Zona de regeneración.

$$T_{p_ent_zr} := 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s_ent_zr} := 91 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{p_sal_zr} := 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s_sal_zr} := 77 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_p := 0.2889 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_s := 0.8192 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$C_{p-p} := 3822 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Para el fluido de servicio, asumiendo que, $T_{s_sal_zr} := 77 \text{ }^{\circ}\text{C}$
según Tabla A-9:

$$C_{p-s} := 4201 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\delta_s := 968.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$T_m := \frac{T_{s_ent_zr} + T_{s_sal_zr}}{2} = 84 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{p_zr} := T_{p_sal_zr} - T_{p_ent_zr} = -228.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q_{p_zr} := \dot{m}_p \cdot C_{p-p} \cdot \Delta T_{p_zr} = (4.97 \cdot 10^4) \text{ W}$$

$$q_{p_zr} = 49.69 \text{ kW}$$

$$q_{s_zr} := q_{p_zr}$$

$$T_{s_sal_zr} := T_{s_ent_zr} - \frac{q_{s_zr}}{\dot{m}_s \cdot C_{p-s}}$$

$$T_{s_sal_zr} = 349.71 \text{ K}$$

$$T_{s_sal_zr} = 76.56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{p_ent_zr} := 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s_ent_zr} := 91 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{p_sal_zr} := 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{s_sal_zr} := 77 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta_p := 1040 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_s := 0.000852 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Cálculo térmico.

Zona de regeneración.

$$\Delta T_1 := T_{s_ent_zr} - T_{p_sal_zr} = 26 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 := T_{s_sal_zr} - T_{p_ent_zr} = 57 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 39.49 \text{ K}$$

$$k_p := 0.58 \frac{W}{m \cdot K} \quad N_p := 1$$

$$N_t := 7$$

$$\mu := 1.78 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot s$$

Rugosidad relativa

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$Pr := \frac{C_{p,p} \cdot \mu}{k_p} = 11.73 \quad \frac{e}{d_i} = 0.00021$$

Tubo interno: 1/2" 16 BWG

$$d_i := 0.37 \text{ in} \quad d_i = 9.4 \text{ mm}$$

$$d_o := 0.5 \text{ in} \quad d_o = 12.7 \text{ mm}$$

$$e_t := 0.065 \text{ in} \quad e_t = 1.65 \text{ mm}$$

Carcasa: 2" céd 40

$$D_i := 2.469 \text{ in} \quad D_i = 62.71 \text{ mm}$$

$$D_o := 2.87 \text{ in} \quad D_o = 72.9 \text{ mm}$$

$$e_c := 0.2005 \text{ in} \quad e_c = 5.09 \text{ mm}$$

$$A_{di} := \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4} = (69.37 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 0.000278 \frac{\text{m}^3}{s}$$

$$V_p := \frac{N_p}{N_t} \cdot \frac{Q_p}{A_{di}} = 0.57 \frac{\text{m}}{s}$$

Para el flujo del zumo:

$$Re_D := \frac{\delta_p \cdot V_p \cdot d_i}{\mu} = 3141.26$$

$$fe := 0.043$$

$$f_t := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_i}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.043$$

$$Nu_D := \frac{\left(\frac{f_t}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 27.74$$

$$h_i := Nu_D \cdot \frac{k_p}{d_i} = 1711.79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el flujo del agua:

$$DD_o := 1.32 \text{ in}$$

$$DD_o = 33.53 \text{ mm}$$

$$P_t := 15.88 \text{ mm}$$

$$DD_i := 1.049 \text{ in}$$

$$DD_i = 26.64 \text{ mm}$$

De la tabla A-9: $T_m = 84^\circ\text{C}$

$$k_s := 0.673 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$A_D := \frac{\pi \cdot (DD_i)^2}{4} = (557.58 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$\mu := 0.333 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$V_s := \frac{Q_s}{A_D} = 1.53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Pr := 2.08 \quad Pr_s := 1.96$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$S_T := P_t = 0.63 \text{ in}$$

$$\frac{e}{d_o} = 0.000157$$

$$V_{max} := \frac{S_T}{S_T - d_o} \cdot V_s = 7.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_D := \frac{\delta_s \cdot V_{max} \cdot d_o}{\mu} = 281730.84$$

$$fe := 0.016$$

$$f_c := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{e}{d_o} \frac{1}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.016$$

$$S_L := 13.75 \text{ mm}$$

$$Nu_D := 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.2} \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr^{0.35} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} = 886$$

$$F := .84$$

$$Nu_{D,nl} := F \cdot Nu_D = 744.24$$

$$h_o := Nu_{D,nl} \cdot \frac{k_s}{d_o} = 39438.78 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = 1640.58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$A_s := \frac{q_{p,zr}}{U \cdot \Delta T_{lm}} = 0.77 \text{ m}^2$$

$$L := \frac{A_s}{N_t \cdot \pi \cdot d_o} = 2.75 \text{ m}$$

$$L = 2745.895 \text{ mm}$$

Cálculo hidráulico.

Caída de presión en tubos

$$\Delta P := f_t \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\delta_p \cdot (V_p)^2}{2} = 2144.31 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_p \cdot \Delta P = 0.6 \text{ W}$$

Caída de presión en coraza

$$N_L := 3 \quad X := 1$$

$$\Delta P := N_L \cdot f_c \cdot X \cdot \frac{\delta_s \cdot (V_{max})^2}{2} = 1356.88 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_s \cdot \Delta P = 1.16 \text{ W}$$

Balance de energía.

Subzona de preenfriamiento.

$$Q_s := 80 \frac{L}{min}$$

$$Q_s = 0.001333 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_p := 0.2889 \frac{kg}{s}$$

$$T_{p_ent_szp} := 90 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_ent_szp} := 1 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{p_sal_szp} := 30 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_sal_szp} := 8 \text{ } ^\circ C$$

$$C_{p_p} := 3822 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Para el fluido de servicio, asumiendo que, $T_{s_sal_szp_} := 13 \text{ } ^\circ C$
según Tabla A-9:

$$C_{p_s} := 4201 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$T_m := \frac{T_{s_ent_szp} + T_{s_sal_szp_}}{2} = 7 \text{ } ^\circ C$$

$$\delta_s := 998.8 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_s := Q_s \cdot \delta_s = 1.3317 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta T_{p_szp} := T_{p_ent_szp} - T_{p_sal_szp} = 60 \text{ } K$$

$$q_{p_szp} := \dot{m}_p \cdot C_{p_p} \cdot \Delta T_{p_szp} = 66250.55 \text{ } W$$

$$q_{p_szp} = 66.25 \text{ } kW$$

$$q_{s_szp} := q_{p_szp}$$

$$T_{s_sal_szp} := T_{s_ent_szp} + \frac{q_{s_szp}}{\dot{m}_s \cdot C_{p_s}}$$

$$T_{s_sal_szp} = 12.84 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_sal_szp} := T_{s_sal_szp_} = 13 \text{ } ^\circ C$$

$$\delta_p := 1040 \frac{kg}{m^3}$$

Cálculo térmico.

Subzona de preenfriamiento.

$$\Delta T_1 := T_{p_ent_szp} - T_{s_sal_szp} = 77 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 := T_{p_sal_szp} - T_{s_ent_szp} = 29 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = 49.15 \text{ K}$$

$$k_p := 0.58 \frac{W}{m \cdot K} \quad \begin{matrix} N_p := 1 \\ N_t := 7 \end{matrix}$$

$$\mu := 1.78 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot s$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$Pr := \frac{C_{p,p} \cdot \mu}{k_p} = 11.73$$

Rugosidad relativa

$$\frac{e}{d_i} = 0.00021$$

Para el flujo del zumo:

$$Re_D := \frac{\delta_p \cdot V_p \cdot d_i}{\mu} = 3141.26$$

$$fe = 0.043$$

$$f_t := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\frac{e}{d_i}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.043$$

$$Nu_D := \frac{\left(\frac{f_t}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8} \right)^2 (Pr^2 - 1)} = 27.74$$

$$h_i := Nu_D \cdot \frac{k_p}{d_i} = 1711.79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tubo interno: 1/2" 16 BWG

$$d_i := 0.37 \text{ in} \quad d_i = 9.4 \text{ mm}$$

$$d_o := 0.5 \text{ in} \quad d_o = 12.7 \text{ mm}$$

$$e_t := 0.065 \text{ in} \quad e_t = 1.65 \text{ mm}$$

Carcasa: 2" céd 40

$$D_i := 2.469 \text{ in} \quad D_i = 62.71 \text{ mm}$$

$$D_o := 2.87 \text{ in} \quad D_o = 72.9 \text{ mm}$$

$$e_c := 0.2005 \text{ in} \quad e_c = 5.09 \text{ mm}$$

$$A_{di} := \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4} = (69.37 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 0.000278 \frac{m^3}{s}$$

$$V_p := \frac{N_p}{N_t} \cdot \frac{Q_p}{A_{di}} = 0.57 \frac{m}{s}$$

Para el flujo del agua:

$$DD_o := 1.32 \text{ in}$$

$$DD_o = 33.53 \text{ mm}$$

$$P_t := 15.88 \text{ mm}$$

$$DD_i := 1.049 \text{ in}$$

$$DD_i = 26.64 \text{ mm}$$

De la tabla A-9: $T_m = 7^\circ\text{C}$

$$k_s := 0.575 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$A_D := \frac{\pi \cdot (DD_i)^2}{4} = (557.58 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$\mu := 1.434 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$V_s := \frac{Q_s}{A_D} = 2.39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Pr := 10.50 \quad Pr_s := 13.04$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$S_T := P_t = 0.63 \text{ in}$$

$$\frac{e}{d_o} = 0.000157$$

$$V_{max} := \frac{S_T}{S_T - d_o} \cdot V_s = 11.94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_D := \frac{\delta_s \cdot V_{max} \cdot d_o}{\mu} = 105629.91$$

$$fe := 0.019$$

$$f_c := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{e}{d_o} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.019$$

$$S_L := 13.75 \text{ mm}$$

$$Nu_D := 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.2} \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} = 822.16$$

$$F := 0.84$$

$$Nu_{D,nd} := F \cdot Nu_D = 690.61$$

$$h_o := Nu_{D,nd} \cdot \frac{k_s}{d_o} = 31267.94 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = 1622.94 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$$A_s := \frac{q_{p,asp}}{U \cdot \Delta T_{lm}} = 0.83 \text{ m}^2$$

$$L := \frac{A_s}{N_t \cdot \pi \cdot d_o} = 2.97 \text{ m}$$

$$L = 2973.52 \text{ mm}$$

Cálculo hidráulico.

Caída de presión en tubos

$$\Delta P := f_t \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\delta_p \cdot (V_p)^2}{2} = 2322.06 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_p \cdot \Delta P = 0.65 \text{ W}$$

Caída de presión en coraza

$$N_L := 3 \quad X := 1$$

$$\Delta P := N_L \cdot f_c \cdot X \cdot \frac{\delta_s \cdot (V_{max})^2}{2} = 3970.45 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_s \cdot \Delta P = 5.29 \text{ W}$$

Balance de energía.

$$Q_s := 80 \frac{L}{min}$$

Subzona de Enfriamiento.

Enfriamiento

$$\dot{m}_p := 0.2889 \frac{kg}{s}$$

$$T_{p_ent_sze} := 30 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_ent_sze} := 1 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{p_sal_sze} := 4 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_sal_sze} :=$$

$$C_{p,p} := 3822 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Para el fluido de servicio, asumiendo que, $T_{s_sal_sze} := 7 \text{ } ^\circ C$
según Tabla A-9:

$$C_{p,s} := 4207 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$T_m := \frac{T_{s_ent_sze} + T_{s_sal_sze}}{2} = 4 \text{ } ^\circ C$$

$$\delta_s := 999.9 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_s := Q_s \cdot \delta_s = 1.3332 \frac{kg}{s}$$

$$\Delta T_{p_sze} := T_{p_ent_sze} - T_{p_sal_sze} = 26 \text{ } K$$

$$q_{p_sze} := \dot{m}_p \cdot C_{p,p} \cdot \Delta T_{p_sze} = 28708.57 \text{ } W$$

$$q_{p_sze} = 28.71 \text{ } kW$$

$$q_{s_sze} := q_{p_sze}$$

$$T_{s_sal_sze} := T_{s_ent_sze} + \frac{q_{s_sze}}{\dot{m}_s \cdot C_{p,s}}$$

$$T_{s_sal_sze} = 6.12 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{s_sal_sze} := T_{s_sal_sze} = 7 \text{ } ^\circ C$$

$$\delta_p := 1040 \frac{kg}{m^3}$$

Cálculo térmico.

Zona de regeneración.

$$\Delta T_1 := T_{p_ent_sze} - T_{s_sal_sze} = 23 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 := T_{p_sal_sze} - T_{s_ent_sze} = 3 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 9.82 \text{ K}$$

$$k_p := 0.58 \frac{W}{m \cdot K} \quad \begin{matrix} N_p := 1 \\ N_t := 7 \end{matrix}$$

$$\mu := 1.78 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot s$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$Pr := \frac{C_{p,p} \cdot \mu}{k_p} = 11.73$$

Rugosidad relativa

$$\frac{e}{d_i} = 0.00021$$

Para el flujo del zumo:

$$Re_D := \frac{\delta_p \cdot V_p \cdot d_i}{\mu} = 3141.26$$

$$fe := 0.043$$

$$f_t := \left(\frac{1}{-2 \log\left(\frac{e}{d_i} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}}\right)} \right)^2 = 0.043$$

$$Nu_D := \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8}\right)^2 (Pr^2 - 1)} = 27.74$$

$$h_i := Nu_D \cdot \frac{k_p}{d_i} = 1711.79 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Tubo interno: 1/2" 16 BWG

$$d_i := 0.37 \text{ in} \quad d_i = 9.4 \text{ mm}$$

$$d_o := 0.5 \text{ in} \quad d_o = 12.7 \text{ mm}$$

$$e_t := 0.065 \text{ in} \quad e_t = 1.65 \text{ mm}$$

Carcasa: 2" céd 40

$$D_i := 2.469 \text{ in} \quad D_i = 62.713 \text{ mm}$$

$$D_o := 2.87 \text{ in} \quad D_o = 72.9 \text{ mm}$$

$$e_c := 0.2005 \text{ in} \quad e_c = 5.09 \text{ mm}$$

$$A_{di} := \frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4} = (69.37 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$Q_p := \frac{\dot{m}_p}{\delta_p} = 0.000278 \frac{m^3}{s}$$

$$V_p := \frac{N_p}{N_t} \cdot \frac{Q_p}{A_{di}} = 0.57 \frac{m}{s}$$

Para el flujo del agua:

$$DD_o := 1.32 \text{ in}$$

$$DD_o = 33.53 \text{ mm}$$

$$P_t := 15.88 \text{ mm}$$

$$DD_i := 1.049 \text{ in}$$

$$DD_i = 26.64 \text{ mm}$$

De la tabla A-9: $T_m = 4^\circ\text{C}$

$$k_s := 0.569 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$A_D := \frac{\pi \cdot (DD_i)^2}{4} = (557.58 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^2$$

$$\mu := 1.575 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$V_s := \frac{Q_s}{A_D} = 2.39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Pr := 11.66 \quad Pr_s := 13.04$$

$$e := 0.002 \text{ mm}$$

$$S_T := P_t = 0.63 \text{ in}$$

$$\frac{e}{d_o} = 0.000157$$

$$V_{max} := \frac{S_T}{S_T - d_o} \cdot V_s = 11.94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_D := \frac{\delta_s \cdot V_{max} \cdot d_o}{\mu} = 96279.44$$

$$fe := 0.019$$

$$f_c := \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{e}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot \sqrt{fe}} \right)} \right)^2 = 0.019$$

$$S_L := 13.75 \text{ mm}$$

$$Nu_D := 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.2} \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} = 829.02$$

$$F := 0.84$$

$$Nu_{D,nd} := F \cdot Nu_D = 696.38$$

$$h_o := Nu_{D,nd} \cdot \frac{k_s}{d_o} = 31199.83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} = 1622.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$A_s := \frac{q_{p, size}}{U \cdot \Delta T_{lm}} = 1.8 \text{ m}^2$$

$$L := \frac{A_s}{N_t \cdot \pi \cdot d_o} = 6.45 \text{ m}$$

$$L = 6451.23 \text{ mm}$$

Cálculo hidráulico.

Caída de presión en tubos

$$\Delta P := f_t \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\delta_p \cdot (V_p)^2}{2} = 5037.85 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_p \cdot \Delta P = 1.4 \text{ W}$$

Caída de presión en coraza

$$N_L := 3 \quad X := 1$$

$$\Delta P := N_L \cdot f_c \cdot X \cdot \frac{\delta_s \cdot (V_{max})^2}{2} = 4046.37 \text{ Pa}$$

$$W_{bomba} := Q_s \cdot \Delta P = 5.4 \text{ W}$$

PLANOS

