



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**AUTORES: CRESPO SÁENZ, PATRICIO XAVIER
MANCHENO AYALA, ESTEBAN SEBASTIÁN**

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN
SISTEMA AUTOMATIZADO PARA CALENTAMIENTO DE AGUA
MEDIANTE ACEITE TÉRMICO PARA LA EMPRESA CHOVA DEL
ECUADOR S.A**

**DIRECTOR: ING. FERNÁNDEZ, EDGARDO
CODIRECTOR: ING. POZO, JAVIER**

SANGOLQUÍ, ENERO 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA CALENTAMIENTO DE AGUA MEDIANTE ACEITE TÉRMICO PARA LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR S.A.**” fue realizado en su totalidad por los señores Patricio Xavier Crespo Sáenz y Esteban Sebastián Mancheno Ayala, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniera Mecánica.

Ing. Edgardo Fernández

DIRECTOR

Ing. Javier Pozo

CODIRECTOR

Sangolquí, 2014-01-21

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

**Nosotros, PATRICIO XAVIER CRESPO SÁENZ Y
ESTEBAN SEBASTIÁN MANCHENO AYALA**

DECLARAMOS QUE:

La tesis / proyecto de grado titulado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA CALENTAMIENTO DE AGUA MEDIANTE ACEITE TÉRMICO PARA LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR S.A.**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas y notas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis/proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 21 de enero de 2014

Patricio Xavier Crespo Sáenz

1717419368

Esteban Sebastián Mancheno Ayala

1718557307

AUTORIZACIÓN

**Nosotros, PATRICIO XAVIER CRESPO SÁENZ Y
ESTEBAN SEBASTIÁN MANCHENO AYALA**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA CALENTAMIENTO DE AGUA MEDIANTE ACEITE TÉRMICO PARA LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR S.A.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 21 de enero de 2014.

Patricio Xavier Crespo Sáenz

1717419368

Esteban Sebastián Mancheno Ayala

1718557307

DEDICATORIA

Dedico este esfuerzo a mi amada familia,

A mi padre Roberto y mi madre Fabiola, que han sido mi principal motivación y quienes han hecho de mí la persona que soy ahora, este proyecto es el fruto de su esfuerzo, son mi razón de seguir adelante.

A mi hermano Roberto, mi mejor amigo, mi compañero y mi guía, a quien siempre ha sido mi ejemplo a seguir.

A todos quienes contribuyeron en esta etapa llena de gratas experiencias...

Patricio Xavier Crespo Sáenz

DEDICATORIA

A Dios, verdadera fuente de amor y sabiduría.

A mis padres, que con su amor y cariño hicieron todo en la vida para que yo pudiera lograr mis sueños. Ellos han sido pilares fundamentales en mi formación y educación como persona.

A mi hermano, el incondicional abrazo que me motiva y recuerda que detrás de cada detalle existe el suficiente alivio para empezar nuevas búsquedas.

A mis maestros que en este andar por la vida, influyeron con sus lecciones y experiencias en formarme como una persona de bien y preparado para los retos que pone la vida.

A mis familiares y amigos quienes se sumaron a mi vida para hacerme compañía con su sonrisa de ánimo, me brindaron su ayuda, su atención y lo más importante su amistad.

Esteban Sebastián Mancheno Ayala

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, su amor incondicional y su sabiduría me han acompañado durante toda la carrera y durante mi vida, gracias por tantas bendiciones.

Agradezco a mi familia por su apoyo y su paciencia, por su guía y motivación, sin ustedes nada me sería posible.

A mi enamorada y amigos que me han acompañado en esta etapa, me han brindado su amor y amistad, y han alegrado mi vida, dándome fuerza para seguir adelante.

Gracias a los directores de tesis, Ingenieros Edgardo Fernández y Javier Pozo, por compartir su conocimiento y experiencia, por su apoyo y dirección en este proyecto. Han hecho de mí una mejor persona y un mejor profesional.

Un agradecimiento especial a Chova del Ecuador S.A. por el auspicio y facilidades brindadas para la realización del proyecto, al personal que nos ha brindado su ayuda, haciendo del mismo una experiencia interesante y satisfactoria. Gracias por abrirme sus puertas.

A Esteban Mancheno, mi compañero y amigo, gracias por tu esfuerzo y dedicación, hicimos un gran equipo y supimos vencer cualquier dificultad aunando esfuerzos desde el inicio de la carrera.

A la Escuela Politécnica del Ejército y sus docentes, por formarnos para nuestra vida profesional, abriéndonos sus puertas y compartiendo sus conocimientos.

Patricio Xavier Crespo Sáenz

AGRADECIMIENTO

Son muchas las personas especiales a las que me gustaría agradecer por su apoyo, ánimo, amistad y compañía en las diferentes etapas de mi vida. Algunas están aquí conmigo y otras en mis recuerdos y en mi corazón.

Agradecer a mi familia de manera especial a mis padres, Francisco y Ximena, mi hermano Diego y mi abuelita Beatriz por estar pendientes de mí a cada momento, por dedicarme tiempo y esfuerzo y darme excelentes consejos en mi diario caminar. Su ejemplo, dedicación, apoyo, confianza y cariño me han instruido para seguir adelante. Gracias por haberme dado toda la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida.

Gracias a mis maestros no solo de la carrera sino de toda la vida, mil gracias porque de alguna manera forman parte de lo que ahora soy. Especialmente quiero agradecer al Ing. Edgardo Fernández, Director de Tesis, Ing. Javier Pozo, Codirector de Tesis y Gerente General de Chova del Ecuador S.A. por su esfuerzo y dedicación, sus conocimientos, sus orientaciones, su manera de trabajar, su persistencia, su paciencia y su motivación han sido fundamentales en mi formación. Han inculcado en mí un sentido de seriedad, responsabilidad y rigor académico.

Además mis sinceros agradecimientos a Chova del Ecuador S.A. por el auspicio y facilidades brindadas para la realización de este proyecto.

A todos mis amigos sin excluir a ninguno, mil gracias por todos los momentos que hemos pasado juntos, han sido una energía positiva en todo momento.

A Patricio Crespo mi amigo y compañero de Tesis. Pato te diste cuenta el trabajo que costo esta Tesis. Gracias por compartir tus conocimientos y tantas cosas más.

A la Escuela Politécnica del Ejército, a sus autoridades y profesores por abrirme sus puertas y darme la confianza necesaria para triunfar en la vida y transmitir sabiduría para mi formación profesional.

Esteban Sebastián Mancheno Ayala

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
ÍNDICE DE TABLAS	xxv
LISTA DE ANEXOS	xxix
NOMENCLATURA.....	xxx
RESUMEN	xxxiii
ABSTRACT.....	xxxiv
1 GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 ANTECEDENTES	2
1.3 MARCO INSTITUCIONAL.....	4
1.3.1 ANTECEDENTES DE CHOVA DEL ECUADOR S.A	4
1.3.2 MISIÓN, VISIÓN Y PRINCIPIOS	5

1.4 PLANTA EL INGA	7
1.4.1 LAYOUT DE LA PLANTA “EL INGA”	7
1.4.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO PRODUCTIVO	9
1.4.3 ELEMENTOS Y EQUIPOS DEL PROCESO	15
1.5 ANALISIS DEL PROBLEMA.....	25
1.6 OBJETIVOS	26
1.6.1 GENERAL	26
1.6.2 ESPECIFICOS	26
1.7 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	27
1.7.1 ECONÓMICA Y AMBIENTAL.....	27
1.8 ALCANCE.....	28
2 MARCO TEÓRICO	30
2.1 EMULSIONES ASFÁLTICAS	30
2.1.1 LAS EMULSIONES	30
2.1.2 ESTABILIDAD DE LAS EMULSIONES	31
2.1.3 LAS EMULSIONES ASFÁLTICAS	32
2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR	39
2.2.1 CONDUCCIÓN.....	40

2.2.2 CONVECCIÓN	49
2.2.3 RADIACIÓN	53
2.3 CALDERAS	57
2.3.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS	58
2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR	63
2.4.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	63
2.4.2 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS.....	69
2.5 PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS	80
2.5.1 PÉRDIDAS LINEALES	80
2.5.2 PÉRDIDAS SINGULARES	85
2.6 NORMATIVA Y REGULACIONES	86
2.6.1 NORMATIVA PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR	86
2.6.2 NORMATIVA PARA TUBERÍA DE PRESIÓN ASME B31	90
2.7 AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL	95
2.7.1 INSTRUMENTACIÓN.....	95
2.7.2 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑAL	98
2.7.3 ADQUISICIÓN DE DATOS	98

2.7.4 PLC	99
2.7.5 HMI.....	99
2.8 AISLANTES TÉRMICOS	100
2.8.1 CAÑUELAS DE FIBRA DE VIDRIO (FIBERGLASS)	101
2.8.2 CAÑUELAS Y RECUBRIMIENTOS MECÁNICOS CON LANA DE ROCA	102
2.8.3 ESPUMA DE POLIURETANO.....	102
2.9 ACEITE TÉRMICO TEXATHERM 46	103
2.9.1 RECOMENDACIONES PARA LOS SISTEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	104
2.9.2 IMPACTO AMBIENTAL DEL USO DE ACEITES EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	105
3 DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA	108
3.1 CONDICIONES Y PARÁMETROS PARA EL DISEÑO	108
3.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y MATRICES DE PONDERACIÓN.....	114
3.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	116
3.3.1 DISEÑO TÉRMICO	116
3.3.2 DISEÑO MECÁNICO	127
3.3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR....	132

3.4 SIMULACIÓN	133
3.4.1 SOPORTE DE TUBERÍA	133
3.4.2 SIMULACIÓN TÉRMICA	137
3.5 CAIDA DE PRESIÓN	142
3.6 CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE TÉRMICO.....	151
3.7 CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA.....	154
3.7.1 PROCESO DE CONTROL.....	155
3.7.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS	156
3.7.3 INTERFAZ GRÁFICA.....	159
4 CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA ...	163
4.1 DOCUMENTACIÓN PARA LA MANUFACTURA Y MONTAJE.....	163
4.1.1 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.....	163
4.1.2 HOJAS DE PROCESO.....	163
4.1.3 P&ID TUBERÍAS	163
4.1.4 PLANOS ELÉCTRICOS.....	163
4.2 CONSTRUCCIÓN	164
4.2.1 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	164

4.2.2 CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	165
4.2.3 COSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN LINEAS DE ALIMENTACIÓN ...	167
4.2.4 MONTAJE DE LA INSTRUMENTACIÓN	169
4.3 PRUEBAS DE OPERACIÓN	171
4.3.1 PRUEBA NEUMÁTICA.....	171
4.3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS	173
4.4 MANUAL DE OPERACIÓN	180
5 ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	181
5.1 ANÁLISIS FINANCIERO	181
5.1.1 COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS	181
5.1.2 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA	186
5.1.3 COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN.....	186
5.1.4 COSTO TOTAL DEL PROYECTO	187
5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO	188
5.2.1 CAPACIDAD DE LA PLANTA	188
5.2.2 INDICADORES ECONÓMICOS.....	189
6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	197

6.1 CONCLUSIONES.....	197
6.2 RECOMENDACIONES	200
BIBLIOGRAFÍA.....	201
ANEXOS.....	205

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Disposición actual de la planta de emulsiones asfálticas el Inga.....	9
Figura 2 Circuito actual de calentamiento de aceite térmico.....	13
Figura 3 Tanque de almacenamiento de agua	15
Figura 4 Tanques de solución jabonosa	16
Figura 5 Intercambiador de calor de tipo serpentín y hélice	16
Figura 6 Esquema del intercambiador de calor de tipo serpentín.....	17
Figura 7 Hélice para homogeneizar la mezcla.....	17
Figura 8 Esquema del sistema de aspas en forma de hélice.....	17
Figura 9 Tanque para almacenamiento de emulsiones asfálticas	18
Figura 10 Tanques de Almacenamiento de Asfalto	19
Figura 11 Tanque de reproceso.....	19
Figura 12 Tanque de almacenamiento de diésel	20
Figura 13 Tanque de alimentación de diésel	21
Figura 14 Caldero de fluido térmico	21
Figura 15 Esquema y partes del caldero de fluido térmico	22
Figura 16 Tanque de almacenamiento de aceite térmico	24

Figura 17 Tanque de expansión de aceite térmico	25
Figura 18 Fases de una emulsión.....	30
Figura 19 Emulsiones normalizadas de acuerdo a la ASTM y AASHTO	34
Figura 20 Diagrama de una planta de elaboración de emulsión asfáltica.....	38
Figura 21 Usos generales de las emulsiones asfálticas	39
Figura 22 Transferencia da calor por conducción	42
Figura 23 Transferencia de calor a través de una pared plana.....	43
Figura 24 Circuito térmico equivalente para pared plana.....	44
Figura 25 Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie	45
Figura 26 Pared compuesta en serie - paralelo	46
Figura 27 Circuito térmico equivalente donde las superficies normales a la dirección x son isotérmicas	46
Figura 28 Circuito térmico equivalente donde las superficies paralelas en la dirección x son adiabáticas	47
Figura 29 Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.....	47
Figura 30 Distribución de temperaturas para una pared cilíndrica compuesta	48

Figura 31 Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por convección	49
Figura 32 Procesos de transferencia de calor por convección.....	50
Figura 33 Transferencia de calor por convección	51
Figura 34 Transferencia de radiación en la superficie	55
Figura 35 Transferencia de radiación entre una superficie y sus alrededores.....	56
Figura 36 Partes de una caldera.....	58
Figura 37 Caldera acuotubular.....	58
Figura 38 Caldera pirotubular en disposición horizontal	59
Figura 39 Caldera pirotubular en disposición vertical	59
Figura 40 Detalle de una caldera pirotubular de 2 pasos de gases	60
Figura 41 Detalle de una caldera pirotubular de 3 pasos de gases	61
Figura 42 Caldera pirotubular de agua caliente	62
Figura 43 Caldera pirotubular de agua sobrecalentada	62
Figura 44 Caldera pirotubular de vapor con economizador incorporado	62
Figura 45 Caldera acuotubular de fluido térmico	63
Figura 46 Intercambiador de calor de flujo paralelo	64

Figura 47 Intercambiador de calor de contraflujo.....	64
Figura 48 Intercambiador de calor de flujo cruzado	64
Figura 49 Intercambiador de calor de tubos concéntricos. (a) Flujo paralelo. (b) Contraflujo.	65
Figura 50 (a) Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores. (b) Disposición de los deflectores.....	66
Figura 51 Intercambiadores de calor de tubo y coraza. (a) cabezal fijo. (b) cabezal flotante	67
Figura 52 Intercambiadores de calor, un paso por la coraza y dos por los tubos	67
Figura 53 Intercambiadores de calor, dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos	67
Figura 54 Cubiertas de intercambiadores de calor de placas.	68
Figura 55 Intercambiador de calor de paso simple	69
Figura 56 Intercambiador de calor de múltiples pasos.....	69
Figura 57 Partes de un intercambiador de tubos concéntricos	70
Figura 58 Conexiones para intercambiadores de tubos concéntricos.....	70
Figura 59 (a) Flujo paralelo. (b) Flujo en contracorriente (contraflujo)	72
Figura 60 Diámetros de los ánuos y localización de coeficientes de transferencia de calor	75

Figura 61 Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor	78
Figura 62 Balance de fuerzas en un tramo de tubería	81
Figura 63 Rugosidad superficial de diferentes materiales	84
Figura 64 Diagrama de Moody.....	85
Figura 65 Coeficiente de resistencia K y longitud equivalente de accesorios.....	86
Figura 66 Tipos de Termistor.....	96
Figura 67 RTD con conexión NPT ½”	97
Figura 68 Termocupla tipo J	97
Figura 69 Convertidor de Señal	98
Figura 70 Tarjeta de Adquisición de Datos	98
Figura 71 PLC marca Mitsubishi	99
Figura 72 Touch Panel con HMI	100
Figura 73 Cañuela FIBERGLASS.....	101
Figura 74 Revestimiento mecánico para un tanque.....	102
Figura 75 Bloque de poliuretano solidificado	102
Figura 76 Características típicas del Texatherm 46.....	105

Figura 77 Matriz combinex.....	115
Figura 78 Matriz de decisión	115
Figura 79 a) Disposición horizontal b) Disposición vertical	132
Figura 80 Intercambiador 3D	133
Figura 81 Soporte para Intercambiador	134
Figura 82 Cargas puntuales en soporte.....	135
Figura 83 Diseño estructural.....	136
Figura 84 Intercambiador 3D	137
Figura 85 Modelo 3d de la mitad de una horquilla	139
Figura 86 Distribución de temperaturas.....	139
Figura 87 Esfuerzos de Von Mises	140
Figura 88 Esfuerzo en anillo soldado.....	141
Figura 89 Desplazamientos Lineales.....	141
Figura 90 Tramos de tubería por sección	142
Figura 91 Línea de aceite térmico.....	145
Figura 92 Curva de servicio bombas Allweiler	147
Figura 93 Línea de agua.....	148
Figura 94 Curva de servicio bombas Goulds 3656	150

Figura 95 Curva de Servicio específica	150
Figura 96 Resistencias térmicas en tubería	152
Figura 97 PLC WAGO	156
Figura 98 RTD PT100.....	157
Figura 99 Cable de Mando PVC Chainflex	158
Figura 100 Modulo convertidor de señal.....	158
Figura 101 Módulo de entradas analógicas	159
Figura 102 Ventana intercambiador inactiva.....	160
Figura 103 Ventana principal programa.....	161
Figura 104 HMI Intercambiador de calor.....	162
Figura 105 Construcción estructura soporte	164
Figura 106 Materiales y accesorios para el intercambiador de calor	166
Figura 107 Intercambiador de calor en construcción	166
Figura 108 Construcción de líneas de alimentación	169
Figura 109 Modelo 3D Termopozo	170
Figura 110 Tablero de equipos para la automatización	170
Figura 111 Presión manométrica de aire	172
Figura 112 Proceso de prueba neumática	172

Figura 113 Fluctuación de Error porcentual	177
Figura 114 Comparación de calentamiento	180

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Diagrama de flujo para la producción de emulsiones asfálticas.....	14
Tabla 2 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de agua.....	15
Tabla 3 Datos técnicos del tanque de solución jabonosa	17
Tabla 4 Datos técnicos de los tanques para emulsiones asfálticas	18
Tabla 5 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de asfalto	19
Tabla 6 Datos técnicos del tanque de reproceso	20
Tabla 7 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de diésel	20
Tabla 8 Datos técnicos del tanque de alimentación de diésel	21
Tabla 9 Datos técnicos del caldero de fluido térmico	24
Tabla 10 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de aceite térmico	24
Tabla 11 Datos técnicos del tanque de expansión de aceite térmico	25
Tabla 12 Costos de consumo de combustible del caldero.....	27
Tabla 13 Costos de operador.....	27
Tabla 14 Tiempos obtenidos de calentamiento de agua con el serpentín ..	108
Tabla 15 Temperaturas obtenidas de aceite térmico	109
Tabla 16 Temperaturas obtenidas de agua	110

Tabla 17 Parámetros de diseño	111
Tabla 18 Comparación de espesores mínimos.....	130
Tabla 19 Caída de presión tramo 1.....	143
Tabla 20 Caída de presión tramo 2.....	144
Tabla 21 Caída de presión tramo 3.....	146
Tabla 22 Caída de presión aceite térmico	147
Tabla 23 Caída de presión en la línea de agua	149
Tabla 24 Ficha técnica fibra de vidrio	152
Tabla 25 Datos para cálculo de aislante	153
Tabla 26 Resultados de aislante con Solver.....	154
Tabla 27 Listado de materiales y herramientas para la estructura.....	164
Tabla 28 Listado de materiales y herramientas utilizadas para la construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos	165
Tabla 29 Listado de materiales utilizados en la construcción de la línea de agua del sistema.....	167
Tabla 30 Listado de materiales utilizados en la construcción de la línea de aceite térmico del sistema.....	168
Tabla 31 Listado de herramientas para líneas de tubería.....	168

Tabla 32 Listado de equipos y herramientas utilizados para el montaje del sistema de medición de temperaturas	169
Tabla 33 Datos tomados de aceite térmico con el software Intouch	173
Tabla 34 Datos tomados de agua con el software Intouch	174
Tabla 35 Datos de aceite térmico tomados en el HMI	174
Tabla 36 Datos de agua tomados en el HMI.....	175
Tabla 37 Datos tomados de tiempo y temperatura en el tanque.....	175
Tabla 38 Error porcentual calculado VS real	176
Tabla 39 Error porcentual en tiempo de llenado	178
Tabla 40 Datos de tiempo de calentamiento.....	179
Tabla 41 Costos de materiales para la estructura.....	181
Tabla 42 Costos de materiales para el intercambiador de calor	182
Tabla 43 Costos de materiales para la línea de agua.....	182
Tabla 44 Costos de materiales para la línea de aceite	183
Tabla 45 Costos de materiales para la automatización	184
Tabla 46 Costos de materiales para el aislamiento térmico.....	184
Tabla 47 Costos de materiales consumibles	185
Tabla 48 Costos totales de materiales directos	185

Tabla 49 Costos de mano de obra directa	186
Tabla 50 Costos totales del proyecto.....	188
Tabla 51 Capacidad de la planta mediante el uso del serpentín	188
Tabla 52 Capacidad de la planta mediante el intercambiador de calor.....	189
Tabla 53 Producciones en el año 2012.....	190
Tabla 54 Ahorro por combustible del quemador y tiempo del operador.....	191
Tabla 55 Variables para el cálculo del TMAR	192
Tabla 56 Determinación de los indicadores económicos	192
Tabla 57 Mejora en costo de hora hombre	194
Tabla 58 Mejora en consumo de combustible	195
Tabla 59 Consumo de kW-h de diésel vs energía eléctrica	196
Tabla 60 Resumen Financiero	199

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: Propiedades termofísicas del agua y del aceite térmico

ANEXO B: Factores de obstrucción para intercambiadores de calor de tubos concéntricos

ANEXO C: Algoritmo para diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos

ANEXO D: Resumen de requisitos de la norma ASME b31

ANEXO E: Planos de construcción

ANEXO F: Hojas de proceso

ANEXO G: P&ID tuberías

ANEXO H: Planos eléctricos

ANEXO I: Diagramas de flujo

ANEXO J: Manual de operación

ANEXO K: Fichas técnicas de equipos electrónicos

ANEXO L: Informe de viabilidad gases de escape

NOMENCLATURA

T_{oat}	= Temperatura inicial del aceite térmico en °C
T_{fat}	= Temperatura final del aceite térmico en °C
T_{pat}	= Temperatura promedio del aceite térmico °C
t_{at1}	= Temperatura inferior de aceite térmico para la interpolación
t_{at2}	= Temperatura superior de aceite térmico para la interpolación
ρ_{at}	= Densidad del aceite térmico a temperatura promedio
Cp_{at}	= Calor específico del aceite térmico a temperatura promedio
C_{at}	= Caudal volumétrico de aceite térmico del sistema
m_{at}	= Caudal másico de aceite térmico del sistema
Q_d	= Calor disponible de aceite térmico
T_{oag}	= Temperatura inicial del agua °C
T_{fag}	= Temperatura final del agua en °C
T_{pag}	= Temperatura promedio del agua °K
t_{ag1}	= Temperatura inferior de agua para la interpolación
t_{ag2}	= Temperatura superior de agua para la interpolación
ρ_{ag}	= Densidad del agua a condiciones normales
Cp_{ag}	= Calor específico del agua a temperatura promedio*
V_{ag}	= Volumen de agua en los tanques de solución jabonosa
tiempo	= Tiempo de llenado de los tanques de solución jabonosa
C_{ag}	= Caudal volumétrico de agua en m ³ /h
m_{ag}	= Caudal másico de agua
Q_r	= Calor requerido para el calentamiento de agua
FS	= Factor de seguridad
$Q_r FS$	= Calor requerido con factor de seguridad
m_{atop}	= Caudal másico óptimo de aceite térmico para el calentamiento de agua en el IC
C_{atop}	= Caudal volumétrico óptimo de aceite térmico para el calentamiento de agua en el IC
D_{ex}	= Diámetro exterior de una tubería de 3plg
D_{in}	= Diámetro interior de una tubería de 3plg
D_{ext}	= Diámetro exterior de una tubería de 2plg
D_{int}	= Diámetro interior de una tubería de 2plg
$\Delta T1$	= Diferencia de temperaturas ($T_{oat} - T_{fag}$) en sistemas en contraflujo
$\Delta T2$	= Diferencia de temperaturas ($T_{fat} - T_{oag}$) en sistemas en contraflujo
ΔT_{ml}	= Diferencia de temperaturas media logarítmica
A_{int}	= Área del tubo interior de 2plg
v_{at}	= Velocidad de flujo del aceite térmico en el IC
ν_{at}	= Viscosidad cinemática del aceite térmico a temperatura promedio
Re_{at}	= Número del Reynolds del aceite térmico para el IC
k_{at}	= Conductividad térmica del aceite térmico a temperatura promedio
μ_{at}	= Viscosidad dinámica del aceite térmico

Pr_{at}	= Número del Prandtl del aceite térmico para el IC
hi	= Coeficiente de convección interior para el IC
hio	= Coeficiente de convección por corrección para el IC
μ_{ag}	= Viscosidad dinámica del agua a temperatura promedio *
ν_{ag}	= Viscosidad cinemática del agua
A_{anu}	= Área del espacio anular
C_{ag1}	= Caudal volumétrico de agua en m ³ /s
ν_{ag}	= Velocidad de flujo del agua en el IC
D_e	= Diámetro equivalente para el espacio anular en transferencia de calor
Re_{ag}	= Número del Reynolds del agua para el IC
k_{ag}	= Conductividad térmica del agua a temperatura promedio *
Pr_{ag}	= Número del Prandtl del agua a temperatura promedio *
ho	= Coeficiente de convección exterior o en el anulo para el IC
Uc	= Coeficiente total de transferencia de calor limpio
Rdi	= Factor de obstrucción interno por el aceite térmico en unidades inglesas
$Rdi1$	= Factor de obstrucción interno por el aceite térmico en unidades del SI
Rdo	= Factor de obstrucción externo debido al agua en unidades inglesas
$Rdo1$	= Factor de obstrucción externo debido al agua en unidades del SI
Rd	= Factor de obstrucción total
Ud	= Coeficiente total de transferencia de calor sucio
A_r	= Superficie requerida de transferencia de calor
L_r	= Longitud requerida calculada
L_{req}	= Longitud requerida aproximada al inmediato superior
A_{real}	= Superficie real de transferencia de calor
Ud_{real}	= Coeficiente total de transferencia de calor real sucio
Rd_{real}	= Factor de obstrucción total real
fi	= Factor de fricción de Fanning en el tubo interior
gr	= Aceleración de la gravedad
ΔPi	= Caída de presión en el tubo interior del IC en mH ₂ O
$\Delta Pi1$	= Caída de presión en el tubo interior del IC en PSI
$D_e\Delta P$	= Diámetro equivalente para el espacio anular para caídas de presión
$R_e\Delta P$	= Número de Reynolds en el espacio anular para caídas de presión
f_{anulo}	= Factor de fricción de Fanning en el anulo
ΔPo	= Caída de presión en el anulo del IC en mH ₂ O
ΔF	= Caída de presión a la entrada y salida del anulo por cada horquilla
ΔP_{anulo}	= Caída de presión total en el anulo del IC en mH ₂ O
ΔP_{anulo1}	= Caída de presión total en el anulo del IC en PSI
F_1	= Factor de conversión de galones a metros cúbicos
F_2	= Factor de conversión de $\frac{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}{BTU}$ a $\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}$
F_3	= Factor de superficie por pie lineal exterior para tubo de 2plg

F_4	= Factor de conversión de mH ₂ O a PSI
P_{ag}	= Presión de agua
T_{oag}^F	= Temperatura inicial de agua en °F
P_{at}	= Presión de aceite térmico en bares
P_{at1}	= Presión de aceite térmico en PSI
T_{oat}^F	= Temperatura inicial de aceite térmico en °F
CA	= Corrosión admisible
E_{ag}	= Factor de eficiencia del punto de soldadura en la tubería de agua
S_{ag}	= Resistencia del material A53 (tubería de agua)
Y	= Coeficiente tabulado en el código de tuberías
t_{ag3}	= Espesor mínimo de la tubería de agua de 3plg
t_{ag2}	= Espesor mínimo de la tubería de agua de 2plg
t_{at2}	= Espesor mínimo de la tubería de aceite térmico de 2plg
t_{at1}	= Espesor mínimo de la tubería de aceite térmico de 1plg
E_{at}	= Factor de eficiencia del punto de soldadura en la tubería de aceite térmico
S_{at}	= Resistencia del material A106 (tubería de aceite térmico)
D_e	= Diámetro exterior de una tubería de 1plg
D_i	= Diámetro interior de una tubería de 1plg
$T_{sup,ext}$	= Temperatura de superficie exterior
T_{ext}	= Temperatura ambiente
h_{ext}	= Coeficiente de convección ambiente
h_{int}	= Coeficiente de convección de aceite térmico
k_{ac}	= Conductividad térmica del acero
k_{al}	= Conductividad térmica del aluminio
k_{fb}	= Conductividad térmica de la fibra de vidrio
r_{int}	= Radio interno tubería de 2plg
r_{ext}	= Radio externo tubería de 2plg
r_{al}	= Radio del aluminio
r_{aisl}	= Radio del aislante térmico
e_{al}	= Espesor lámina de aluminio
R_1	= Resistencia por convección (aceite térmico)
R_2	= Resistencia por conducción (tubería de acero)
R_3	= Resistencia por conducción (fibra de vidrio)
R_4	= Resistencia por conducción (lámina de aluminio)
R_5	= Resistencia por convección (ambiente)

RESUMEN

La planta de emulsiones de Chova del Ecuador S.A. ubicada en el sector del Inga, es la encargada de fabricar emulsiones asfálticas; que es una combinación de tres elementos como son: el asfalto, agua y el agente emulsificante. En el proceso productivo para la elaboración de este producto, existe un cuello de botella en el calentamiento de agua, que tarda aproximadamente 2 horas 43 minutos, para un volumen de 1000 galones, ya que se utiliza un serpentín como dispositivo de transferencia de calor, este calentamiento es ineficiente. Por tal motivo la empresa se vio en la necesidad de optimizar los tiempos de calentamiento de agua, por lo cual se ha diseñado y construido un intercambiador de calor de tubos concéntricos en contraflujo (aceite térmico – agua) con el fin de calentar el agua en un tiempo estimado de 40 minutos. Además el equipo debe ser controlado con un sistema automático de medición de temperaturas, con el objetivo de verificar el funcionamiento del dispositivo. Con esta disminución de tiempos la empresa genera un ahorro en consumo de combustible del caldero y en costos de mano de obra, además el objetivo es incrementar la capacidad de producción de planta.

Palabras claves

- Intercambiador de calor de tubos concéntricos
- Producción de solución jabonosa
- Tiempos de calentamiento
- Aceite térmico
- Automatización

ABSTRACT

Chova Del Ecuador S.A. asphalt emulsions plant is located at Inga sector, this plant produce asphalt emulsion which is a combination of three main elements: asphalt, water and emulsifying agent. There is a production bottleneck in this process, water heating takes too long, approximately 2 hours and 43 minutes to heat 1000 gallons, this is due to the heating method employed, which is a heating oil coil located at the base of the tank that operates without a mixing device. In this project this bottleneck is attempted to be solved with a double tube heat exchanger, employing heating oil to heat water in counter flow, achieving heating times of approximately 40 minutes. This equipment must be controlled and automatically monitored by an automated temperature check system, verifying correct functioning of the heat exchanger. With this time reduction, plant capacity is augmented and improved, reducing gasoil consumption and optimizing manpower costs.

Keywords

- Double tube heat exchanger
- Soap solution production
- Heating times
- Heating oil
- Automation

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor han ayudado en la industria a través de los años en diversos procesos productivos, implementándose éstos en diferentes geometrías para satisfacer los requerimientos térmicos y cumplir con las condiciones necesarias para el proceso productivo.

En Chova del Ecuador S.A., se ha estado ocupando intercambiadores de calor tipo serpentín para calentar agua utilizada en el proceso productivo, el calentamiento es lento y poco eficiente, por lo que, luego de una evaluación de la situación térmica de la planta se implementará un intercambiador de calor agua-aceite, con el fin de disminuir el tiempo de calentamiento y mejorar el proceso productivo de emulsiones asfálticas.

Los intercambiadores de calor para este tipo de procesos que involucran agua – aceite, han demostrado un excelente comportamiento, y logran cumplir las condiciones de manera precisa.

El proyecto además de implementar un intercambiador de calor eficaz, utilizará tecnologías actuales de instrumentación y automatización para monitorear y controlar visualmente las variables del proceso de calentamiento.

Este proyecto además de implementar un nuevo sistema que mejora considerablemente los tiempos de producción y reduce las emisiones, tiene

como objetivo principal innovar en los sistemas de aprovechamiento de calor utilizando simulación computarizada en los pre-diseños, instrumentación y automatización industrial para el control del sistema.

De manera académica, el proyecto abarca diversas áreas del conocimiento de ingeniería mecánica, principalmente se ubica en el área del diseño térmico, y se aplicará conocimientos de transferencia de calor en el análisis de coeficientes globales, así como conductividades térmicas y propiedades de los materiales, análisis de aislamientos y selección apropiada de los mismos. Dentro del área del diseño mecánico, se considera el cálculo del espesor del sistema de tuberías y la selección del tipo de bridas, así como las estructuras metálicas para sostener las tuberías del sistema. Una área de actualidad es el campo de la instrumentación y automatización mecánica, donde se aplicará conocimientos de electrónica y programación, para implementar un sistema automático que permita controlar y monitorear sus parámetros, además la facilidad de uso, encendido y puesta en marcha del mismo. Hoy en día la simulación computarizada es un método de comprobación de un diseño sin necesidad de construirlo o realizar un prototipo, las simulaciones son tan avanzadas que se acercan a la realidad cuando se especifican los parámetros adecuados.

1.2 ANTECEDENTES

El calentamiento de agua se lo realiza a través de un serpentín ubicado dentro de los tanques de solución jabonosa, el proceso demora cerca de 2.5

a 3 horas para llegar a la temperatura requerida en 1000 galones de agua, volumen que es utilizado en la elaboración de emulsiones asfálticas.

Al inicio de este proyecto la planta contaba con un caldero de 30 años de antigüedad, con una capacidad calórica de 480000 Kcal/h para la demanda térmica de los procesos de calentamiento tanto de asfalto como de agua, este caldero no contaba con ningún tipo de regeneración y tenía un gran desperdicio de energía en los gases de escape. Dicho caldero empezó a tener problemas de funcionalidad, por lo que la empresa decidió adquirir un nuevo caldero acorde a las necesidades de la planta.

Originalmente, se pensó aprovechar la energía desperdiciada en los gases de escape para calentar el agua, pero con la llegada del nuevo caldero, se debía realizar un estudio adecuado de energía disponible tanto en el aceite térmico, como en los gases de escape del nuevo caldero.

En el último trimestre del año 2012, la empresa reemplazó el caldero antiguo con uno de nueva generación de 850000 Kcal/h, por lo cual se analizó el desperdicio de energía en los gases de escape en un caldero que cuenta con sistemas de regeneración y mejoras de eficiencia térmica, la eficiencia del caldero es de 91% aproximadamente.

En vista de que los gases no fueron una fuente apropiada de energía, se puede ocupar el aceite térmico como medio calefactor, dado que el nuevo caldero es de mayor capacidad que el anterior, por lo que, se cuenta con un remanente de energía, que puede ser utilizado en el nuevo equipo de calentamiento.

Se propuso conjuntamente con los encargados del proyecto en Chova del Ecuador S.A., y a través de la orientación de los directores de este proyecto de grado, construir e implementar un intercambiador de calor que aproveche esta mayor capacidad del caldero para reducir sustancialmente el tiempo de calentamiento del agua.

1.3 MARCO INSTITUCIONAL

1.3.1 ANTECEDENTES DE CHOVA DEL ECUADOR S.A

Chova del Ecuador es una empresa que produce y comercializa productos asfálticos para la impermeabilización.

Esta empresa está ubicada en el Cantón Rumiñahui de la Provincia de Pichincha, cuenta con dos plantas de producción, las mismas que están ubicadas en Cashapamba y en Pintag.

La iniciativa de emprender en una actividad de esta naturaleza se originó en la interacción de dos factores:

- El inicio de un importante crecimiento del sector de la construcción con la aplicación de nuevos y modernos modelos arquitectónicos y urbanísticos, que, a su vez, demandaban de innovadores productos;
- El arranque de la producción de derivados del petróleo en la refinería de Esmeraldas.

A lo largo del tiempo, el tema de la innovación ha sido fundamental, se ha mejorado el producto, se ha creado una red de distribuidores y pronto fue

creciendo. Luego se introdujo nuevos productos, por ejemplo, las emulsiones asfálticas para la vialidad.

El uso del asfalto, como material para la construcción de pavimentos y para la impermeabilización de edificios y otras estructuras, estuvo ampliamente difundido en los países desarrollados durante la década de los 60. Esta moderna tecnología incorporaba, el uso de polímeros en el asfalto para darle mayor durabilidad.

En la primera década del siglo XXI, nuevos e innovadores productos están disponibles en el mercado de la impermeabilización de los países desarrollados, como son productos cuya materia prima no es el asfalto sino poliuretanos, acrílicos, plásticos, etc.

Es importante señalar que dentro de los grupos de productos que Chova del Ecuador S.A ofrece son los siguientes:

- Láminas impermeabilizantes para cubiertas
- Láminas para cubiertas ecológicas (terrazas ajardinadas)
- Revestimientos líquidos para impermeabilización
- Tejas para cubiertas
- Canales metálicos y bajantes de agua
- Paneles aislantes prefabricados para la construcción
- Emulsiones y productos asfálticos para aplicaciones viales

1.3.2 MISIÓN, VISIÓN Y PRINCIPIOS

El direccionamiento estratégico de la empresa se ha desarrollado bajo el sistema integrado de gestión estratégica “Cuadro de Mando Integral” mismo

que se alinea a la razón de ser de la empresa, a la visión futura, y a los elementos de valor que rigen las operaciones generales y de procesos estratégicos. Determinados los lineamientos de la organización, se considerarán los objetivos de los accionistas, el entorno del mercado, y el nivel de competitividad, para determinar las correspondientes acciones que gestionarán de manera oportuna los objetivos organizacionales.

1.3.2.1 Misión

“Misión es la función o tarea básica de una empresa, la misión de una empresa responde al ambiente y se convierte en participante activo para mejorar la calidad de la vida de la empresa y la comunidad.”(Konntz & Wehtich, 1996)

"La misión de Chova del Ecuador S.A es:

- Mantenernos firmes como líderes en el mercado de la impermeabilización en el Ecuador y crecer vigorosamente en las Exportaciones.
- Ampliar el portafolio de negocios a sectores relacionados con la construcción, la vialidad, la agroindustria y el ecoturismo.

Ser muy eficientes en productividad, calidad, seguridad, servicio al cliente, prácticas éticas de comercio, trato justo a todos y en todas las actividades y negocios." (Chova, Manual de Calidad de Chova del Ecuador S.A. Revisión 01, 2002)

1.3.2.2 Visión

Visión es el declarar en donde la empresa se mira en el largo plazo.

La visión de Chova del Ecuador S.A es:

"Ser una empresa líder en la región de la costa del pacifico sur, en el desarrollo, la fabricación y comercialización de productos y sistemas innovadores para la construcción." (Chova, Manual de Inducción de Chova del Ecuador S.A., 2011)

1.3.2.3 Principios

Los principios de gestión gerencial de Chova del Ecuador S.A están orientados en la calidad total, y son una guía para las acciones de los gestores y colaboradores empresariales durante el desarrollo de sus actividades, los mismos que se pueden enfocar de la siguiente manera:

- Integridad institucional para la entrega de productos y servicios de alto valor.
- Formación continua del capital humano.
- Orientación a los resultados empresariales y de negocio.
- Organización focalizada en el Cliente.

1.4 PLANTA EL INGA

1.4.1 LAYOUT DE LA PLANTA “EL INGA”

En la actualidad Chova del Ecuador S.A tiene su planta principal en el sector de Cashapamba (Sangolquí, Km 1 vía a Pifo - Ecuador), en donde

funciona la parte administrativa y produce paneles de poliuretano, canales, bajantes de agua lluvia, codos, pitones y demás accesorios. Además en estas instalaciones se producen 42 variedades de láminas asfálticas (algunas reforzadas con armadura) y revestimientos líquidos. Esta planta cuenta con equipos como: inyectora de poliuretano, laminadora, cortadora de flejes, rollformes, cortadora de Alumband.

La planta “El Inga” se encuentra en el sector de Pintag, es la instalación más reciente de Chova del Ecuador S.A, donde en la actualidad funciona en la producción de emulsiones asfálticas. En el transcurso de cinco años aproximadamente se va a convertir en la planta principal de esta empresa, debido a que se va a trasladar toda la infraestructura de la planta de Cashapamba.

En la figura 1 se muestra la disposición actual de las instalaciones de la planta “El Inga” donde se va a construir e implementar este proyecto, en la cual se puede observar la localización del área de calderos, área de control, área de tanques de solución jabonosa y ácido, área de tanques de asfalto, área de tanques de emulsión asfáltica y el tanque de almacenamiento de agua, donde se procederá a analizar para la determinar la factibilidad y ubicación de los diversos equipos a utilizar en el sistema.

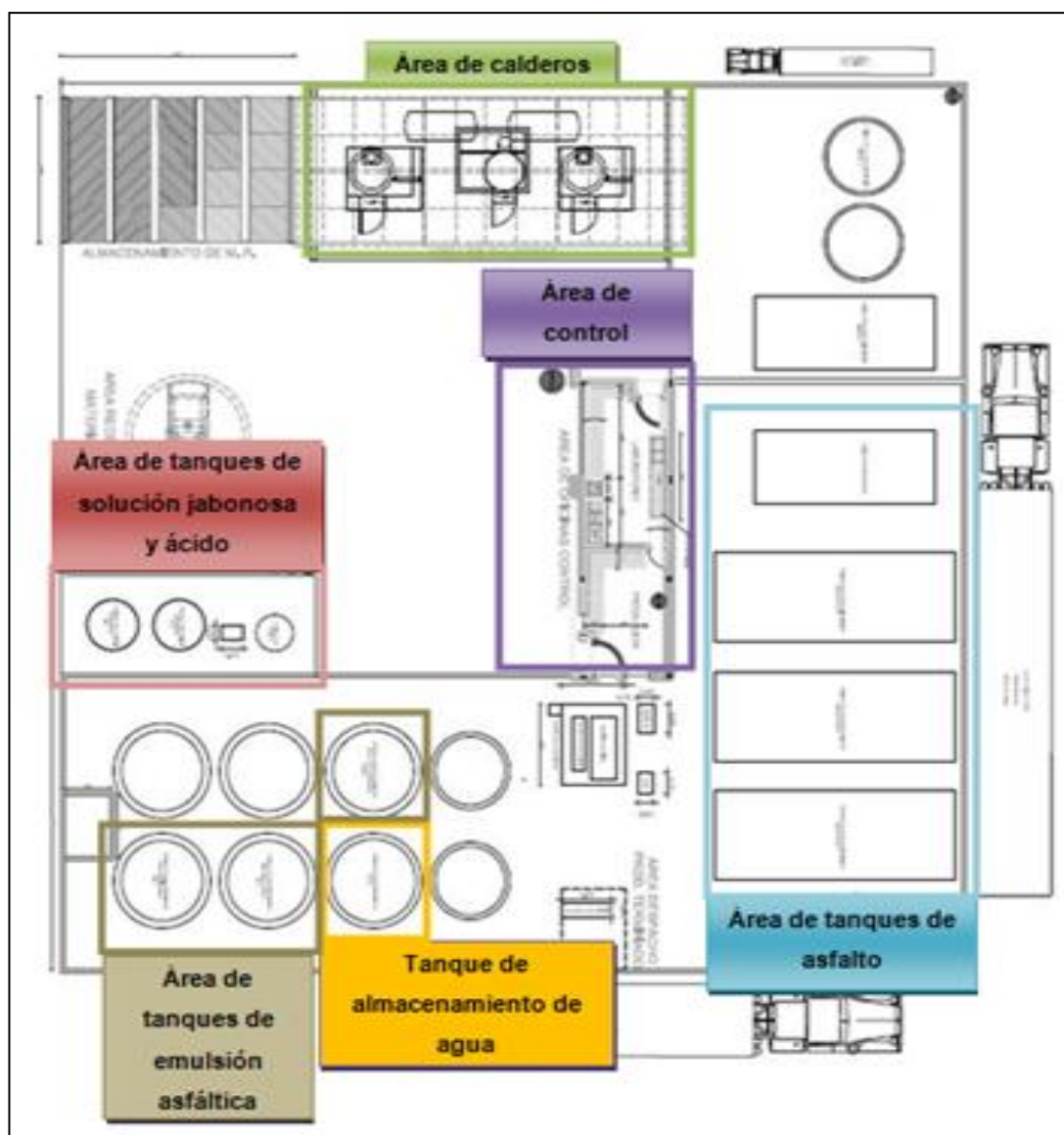


Figura 1 Disposición actual de la planta de emulsiones asfálticas el Inga

1.4.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO PRODUCTIVO

1.4.2.1 Sistemas para la producción de emulsiones asfálticas

Para el proceso de producción de emulsión asfáltica catiónica, intervienen los siguientes sistemas:

- **Sistema de asfalto:** consta de una bomba de desplazamiento positivo, con una potencia de motor de 3 HP, un flujo de asfalto de

0.008 galones por revolución, y una válvula de alivio calibrada a 65 psi.

El sistema alimenta asfalto desde los tanques de almacenamiento de asfalto al sistema de molino coloidal a la temperatura adecuada. Como seguridad este sistema contiene válvulas check para evitar el retorno de asfalto mezclado con solución jabonosa al sistema principal.

- **Sistema de solución jabonosa:** el sistema contiene una bomba de desplazamiento positivo, con una potencia de motor de 2 HP, con sistema de velocidad variable, un flujo de solución de 0.0057 galones por revolución y una válvula de alivio calibrada a 70 psi.

Este sistema alimenta solución jabonosa a la temperatura adecuada al sistema de molino coloidal para la producción de emulsiones asfálticas. Consta de igual forma con válvulas anti retorno para evitar contaminación del sistema.

- **Sistema de molino coloidal:** el sistema incluye un molido coloidal de apertura ajustable de 5 toneladas por hora, acoplado con un motor de 10 HP. Aquí el asfalto y la solución jabonosa ingresan directamente, donde la velocidad del rotor apegado a un estator, cizallan la materia prima que entra, produciendo la emulsión.
- **Sistema de Calentamiento por aceite térmico:** es un sistema de alta temperatura (150 a 230 °C), utilizado para el calentamiento de los diferentes fluidos que intervienen en la producción de emulsiones asfálticas.

Consta de tuberías de acero propiamente aisladas para evitar pérdidas de temperatura en el ambiente y serpentines montados al interior de los diferentes tanques usados en el proceso, así como válvulas especiales para alta temperatura, sistemas de alivio y expansión de fluido.

Se utiliza este sistema para calentar el asfalto a la temperatura descrita anteriormente y así disminuir su viscosidad, para esto los tanques de almacenamiento de asfalto, cuentan con un serpentín al interior, que mediante transferencia de calor del fluido térmico desempeñan el propósito indicado.

El tanque de reproceso cuenta con un sistema de tubos concéntricos que envuelven al tanque, que caliente la emulsión para evaporar el agua y obtener asfalto con las características iniciales.

Otra parte de este sistema, es una línea de tubería que envuelve en forma de tubos concéntricos a la línea de asfalto transfiriéndole calor por conducción, de esta manera el circuito asegura fluidez a lo largo de todas las tuberías de asfalto despreocupándose por enfriamientos a lo largo de la línea.

Circuito de Calentamiento por Aceite Térmico

El circuito inicia en el tanque de almacenamiento de aceite térmico, de este una bomba alimenta al caldero o directamente al circuito cerrado para compensar pérdidas de fluido, el caldero calentará el fluido a la temperatura requerida en el proceso, y

mediante un sistema de bombas impulsara el fluido por un sistema cerrado hacia los tanques de asfalto en primera instancia, cada tanque de asfalto y de reproceso cuenta con una válvula de paso a la entrada y salida del serpentín del mismo, de esta forma puede controlarse el tanque al que se desea calentar. En la segunda etapa luego de pasar por los tanque de asfalto, el fluido térmico llega a una mezcladora con 3 ramales controlados con una llave de paso manual cada uno, el primero de los ramales conduce el fluido hacia el molino coloidal para mantener caliente el proceso de mezcla de la emulsión asfáltica, el segundo de estos ramales lleva el fluido para el calentamiento de los tanques de solución jabonosa, y el tercero da paso a las líneas para el calentamiento de las tuberías de recepción y transporte de asfalto. En todo punto del sistema, se cuenta con un retorno de aceite de vuelta al caldero, marcando así la condición de circuito cerrado de calentamiento mediante fluido térmico.

Tanto a la salida como al retorno al caldero, se tienen filtros y desviaciones hacia un tanque de expansión, donde el fluido expandido por el calentamiento se descarga para evitar sobrepresiones en la línea, el tanque de expansión tiene comunicación directa con el tanque de almacenamiento, para enviar el aceite de vuelta al circuito siempre que sea necesario.

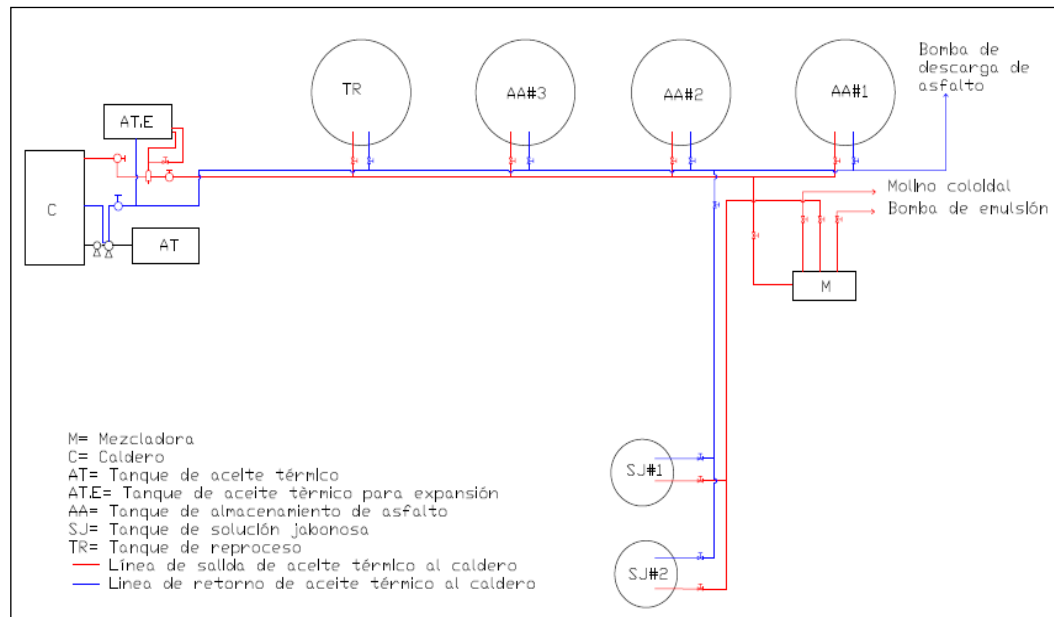


Figura 2 Circuito actual de calentamiento de aceite térmico

1.4.2.2 Preparación de cargas

- **Solución jabonosa:** esta solución se prepara mezclando agua, emulsificante y ácido hasta lograr la dispersión total del ácido, efectuándose un ajuste final del pH. La temperatura de la solución normalmente debe estar entre 28°C y 32°C.
- **Asfalto:** la temperatura del asfalto debe encontrarse normalmente entre 125°C y 143°C, dependiendo del tipo de asfalto, la temperatura puede elevarse aún más.

















La temperatura de ambos componentes es una condición fundamental para obtener la calidad deseada de emulsión fabricada, con la temperatura se controla el contenido de asfalto, temperatura final y el tamaño de partícula en la emulsión

- **Manufactura:** se bombea asfalto del tanque de almacenamiento al tanque de mezcla, y luego al molino coloidal. En el molino se

combinan el asfalto y la solución jabonosa bombeada desde los tanques de solución. Una vez efectuada la dispersión de partículas en la emulsión, esta es bombeada hacia los tanques de almacenamiento.

La temperatura de salida del molino coloidal no debe exceder los 85°C para evitar la ebullición del agua, ya que si se evapora el agua se tendrá mayor concentración de asfalto de lo requerido en la emulsión final, y esta se perderá por completo, y deberá regresar para un reproceso de la materia prima en los tanque de reproceso. Finalmente el producto es almacenado para su uso posterior.

Tabla 1 Diagrama de flujo para la producción de emulsiones asfálticas

No.	Símbolo	Descripción	Tiempo	Medición	Frecuencia	Observaciones
D10		Preparación de cargas	-	-	-	Requisición de Materiales MFG-03.01
D81		Carga de Agua	20 - 30 min.	-	15 - 25 kg/min	Llenado con abertura de válvula A tanques de Acero Inoxidable
D71/2		Calentamiento de agua y asfalto	10 horas	28° - 32° C	-	Calentamiento con aceite térmico
82		Adición de Emulsificante Asfier 211 / 100	10 - 20 min.-	-	5 - 10 kg/min	A tanques de Acero Inoxidable
D83		Adición de Ácido clorhídrico	5 - 10 min	-	15 - 25 kg/min	A tanques de Acero Inoxidable
D90		Inspección de la solución	-	PH=1.7 a 2.5	-	(*) De acuerdo a la LPA
D101		(*) Carga de Asfalto al Tanque de Mezcla de Asfalto No. 2	-	125 - 143 °C-	-	Encender Bomba de Asfalto.
D102		Recircular Asfalto con bomba.	-	125 - 143 °C-	-	(*) Asfalto del Tanque de Mezcla No.2
D110		Velocidad de Agitación con Aspa- No.2	-	300 - 350-rpm	-	Para mantener homogénea la temperatura
D121		Activación de bomba de Sol Jab	-	-	-	Recircular solución jabonosa
D122		Activación del molino coloidal	-	-	-	
D123		Abrir válvula de la Solución	-	-	-	
D124		Abrir válvula de Asfalto	-	-	-	
D140		Inspección y Ensayo	-	-	-	Tablas de inspección de % de Asfalto.
D150		Accionar bomba de emulsión.	-	-	-	
D160		Almacenamiento	-	-	-	Ver instructivo IT-BOD-09/10/11

1.4.3 ELEMENTOS Y EQUIPOS DEL PROCESO

1.4.3.1 Tanque de Almacenamiento de Agua



Figura 3 Tanque de almacenamiento de agua

La función principal de este tanque es la de almacenar agua que proviene de la planta de tratamiento de agua, necesario para llenar los tanques de solución jabonosa (lugar en donde se calienta el agua a una temperatura de entre 28 a 35 grados centígrados) y además se utiliza en la refrigeración de algunos componentes como: bomba de emulsión, bombas de descarga de asfalto, bomba de descarga del emulsificante y molino coloidal. Este tanque se encuentra junto a los tanques para almacenamiento de emulsiones asfálticas. En la tabla 2 se mencionan los datos técnicos del tanque.

Tabla 2 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de agua

Elaborado por:	Acindec	
Diámetro	2800 mm	
Altura	4560 mm	
Volumen	6000 galones	
Secciones	Espesor	Material
Techo	6.00 mm	A36
I - II - III Anillo	4.76 mm	A36
Fondo	6.00 mm	A36

1.4.3.2 Tanques de Solución Jabonosa



Figura 4 Tanques de solución jabonosa

Estos tanques son los encargados de recibir el agua del tanque de almacenamiento, son dos tanques y tienen como finalidad calentar el agua a una temperatura de hasta 35 grados centígrados, y preparar solución jabonosa, es decir, la mezcla de agua, emulsificante y ácido.

El tanque de solución jabonosa cuenta con un intercambiador de calor del tipo serpentín en la parte inferior del mismo como se muestra en la figura 5 y figura 6, y contiene un sistema de aspas en forma de hélice para homogeneizar la mezcla que se puede visualizar en la figura 7 y figura 8.



Figura 5 Intercambiador de calor de tipo serpentín y hélice

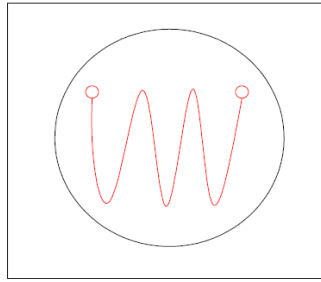


Figura 6 Esquema del intercambiador de calor de tipo serpentín



Figura 7 Hélice para homogeneizar la mezcla



Figura 8 Esquema del sistema de aspas en forma de hélice

Tabla 3 Datos técnicos del tanque de solución jabonosa

Diámetro del tanque	1,75 m
Altura del tanque	2m
Volumen	1000 galones
Diámetro del tubo del intercambiador de calor	1plg
Diámetro del tubo de agua	2 1/2 plg

1.4.3.3 Tanques para Emulsiones Asfálticas



Figura 9 Tanque para almacenamiento de emulsiones asfálticas

Existen tres tanques de almacenamiento de emulsiones asfálticas los cuales se encargan de almacenar el producto asfáltico terminado, es decir, la emulsión catiónica (agua, asfalto, emulsificante y ácido). El producto terminado llega a estos tanques después de haber pasado por un molino coloidal, donde la alta velocidad del rotor trabaja apegado a un estator fijo y continuamente cizalla los componentes o materiales que ingresan, produciendo la emulsión de la mezcla.

La temperatura a la que ingresan al molino coloidal tanto del asfalto como de la solución jabonosa es muy importante para obtener la calidad de la emulsión fabricada, ya que estas variables son importantes para controlar el contenido del asfalto, la temperatura final de la emulsión y el tamaño de partícula de la emulsión (dispersión).

Tabla 4 Datos técnicos de los tanques para emulsiones asfálticas

Elaborado por:	Acindec	
Diámetro	2800 mm	
Altura	4560 mm	
Volumen	6000 galones	
Secciones	Espesor	Material
Techo	6.00 mm	A36
I - II - III Anillo	4.76 mm	A36
Fondo	6.00 mm	A36

1.4.3.4 Tanques de Almacenamiento de Asfalto



Figura 10 Tanques de Almacenamiento de Asfalto

Estos tanques son los encargados de almacenar el asfalto que provienen de los tanqueros. Son tres tanques horizontales de almacenamiento de asfalto los cuales poseen en su interior un intercambiador de calor de tipo serpentín por donde circula aceite térmico con el propósito de calentar el asfalto a una temperatura de 125 a 143 grados centígrados y de esta manera disminuir su viscosidad, para luego bombear al molino coloidal. Además estos tanques se encuentran aislados térmicamente.

Tabla 5 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de asfalto

Diámetro del tanque (incluido aislante térmico)	3,16 m
Longitud del tanque (incluido aislante térmico)	8,30 m
Volumen	7000 galones

1.4.3.5 Tanque de Reproceso



Figura 11 Tanque de reproceso

Este tanque se utiliza cuando la emulsión asfáltica ha fallado en sus cantidades de mezcla, es decir, que hubo exceso de asfalto o de solución

jabonosa. Posee una envolvente tipo tubos concéntricos al interior del tanque con la finalidad de calentar la emulsión asfáltica mediante transferencia de calor y evaporar la solución jabonosa, para luego volver a utilizar el asfalto reprocesado en la fabricación de la emulsión.

Tabla 6 Datos técnicos del tanque de reproceso

Diámetro del tanque	2 m
Longitud del tanque	6,20 m
Volumen	3275 galones

1.4.3.6 Tanque de Almacenamiento de Diésel



Figura 12 Tanque de almacenamiento de diésel

El tanque de diésel es el encargado de almacenar el combustible que es utilizado para el funcionamiento del quemador del caldero. Es un solo tanque que se encuentra en la planta el cual bombea diésel al tanque de alimentación.

Tabla 7 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de diésel

Elaborado por:	Acindec	
Diámetro	2387 mm	
Altura	3533 mm	
Volumen	4000 galones	
Secciones	Espesor	Material
Techo	4,76 mm	A36
I - II Anillo	4.76 mm	A36
Fondo	6.00 mm	A36

1.4.3.7 Tanque de alimentación de diésel al quemador del caldero



Figura 13 Tanque de alimentación de diésel

Este tanque tiene como objetivo principal la alimentación de diésel al quemador del caldero mediante gravedad. A este tanque llega diésel, el cual se bombea del tanque de almacenamiento.

Tabla 8 Datos técnicos del tanque de alimentación de diésel

Diámetro del tanque	76 cm
Longitud del tanque	2,15 m
Volumen	250 galones

1.4.3.8 Caldero de Fluido Térmico de marca "Pirobloc"

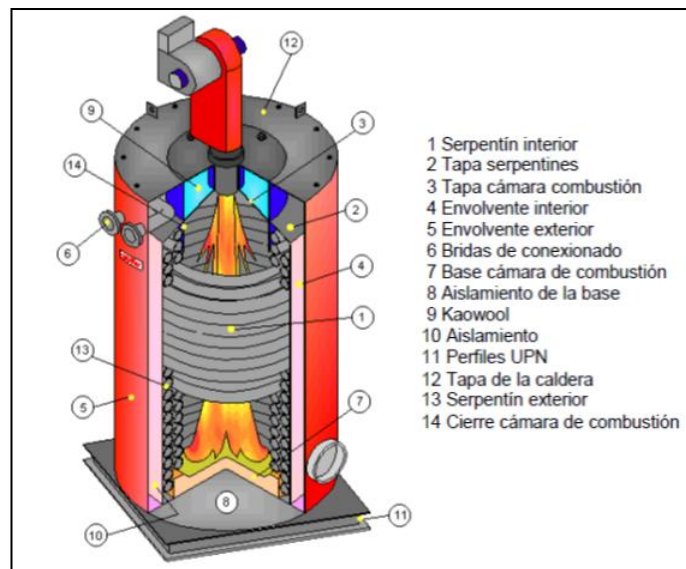


Figura 14 Caldero de fluido térmico

El caldero que utiliza la empresa Chova del Ecuador S.A tiene como propósito calentar el aceite térmico, fluido que es transportado mediante tuberías a los intercambiadores de calor tipo serpentín ubicados en los

tanques de solución jabonosa y en el tanque de almacenamiento de asfalto, con el objetivo de elevar la temperatura del agua y del asfalto respectivamente mediante transferencia de calor.

Es un caldero de envoltente cilíndrica interior (4) y exterior (5), dispuesto a elevar la temperatura del aceite térmico, el cual circula por dos serpentines concéntricos ubicados en el interior del mismo, mediante la combustión de diésel en un quemador fijado en la tapa superior de la caldera (12). Dispone de un aislamiento térmico como es la lana de roca (10) entre sus envoltentes, la cual ayuda a mantener bajas temperaturas, entre 30 a 40 °C, en la parte exterior, produciéndose pérdidas mínimas de energía por su estructura.



Fuente: (Pirobloc, Manual Técnico de la Caldera de Fluido Térmico, s.f)

Figura 15 Esquema y partes del caldero de fluido térmico

La llama del quemador se proyecta desde el mismo hacia la cámara de combustión, llegando a poder chocar contra la solera cerámica (7), dependiendo la regulación de combustión, cambiando de sentido y

circulando los gases de combustión a gran velocidad y turbulencia entre los dos serpentines hasta la tapa de serpentines (2), donde cambian nuevamente de sentido su salida por la chimenea situada en el extremo de las envolventes.

La circulación del fluido térmico (aceite térmico) empieza desde el tanque de almacenamiento de aceite térmico, mediante una bomba ingresa el fluido al caldero, primeramente por el serpentín exterior (13) en donde el calor se transmite solo por convección, para luego pasar al serpentín interior (1) en donde el calor se transmite por radiación.

La tapa de los serpentines (2), posee una forma ligeramente cónica y está formada por una parte móvil y otra fija. La parte fija se usa de cierre a los pasos de humos entre serpentines y dispone de orificios para el paso de tubos de los serpentines, los cuales se conectan a los colectores generales, uniendo con el circuito por medio de bridas (6). Por otro lado la parte móvil es la encargada de cerrar la cámara de combustión (14) y sirve de soporte al quemador.

La tapa exterior (12), es de forma plana y tiene orejas de sujeción para el transporte del caldero, además la base posee perfiles UPN (11) que ayudan a la sujeción del caldero.

Tabla 9 Datos técnicos del caldero de fluido térmico

	/ 20	/ 40
Poder Calorífico (kW):	988	988
(kcal/h):	850.000	850.000
(1) Caudal de Seguridad (m ³ /h):	65	40
Caudal Nominal (m ³ /h):	85	45
Volumen (l):	510	510
Superficie Calentamiento (m ²):	40	42
Líquido:	Thermal Oil	Thermal Oil
Presión Diseño (bar):	9	9
Presión Trabajo (bar):	8	8
(2) Perdida de Carga (Aceite) (bar):	2,2	1,4
(3) Perdida de Carga (Gases) (mbar):	2	1,5
Presión Prueba (bar):	21	21
Temperatura Diseño (°C):	350	350
Temperatura Trabajo Max. (°C):	300	300
Peso en Vacío (kg):	1950	2000
Peso en Trabajo (kg):	2700	2750

(1).- Peor Caso (Fuel-Oil y Temp. Max. 300°C); Fluido Térmico Estandar
 (2).- Caudal Nominal, Temperatura 250°C; Fluido Térmico Estandar
 (3).- Gas + 20% de exceso de aire; Fluido Térmico Estandar

Fuente: (Pirobloc, Ficha Técnico de la Caldera de Fluido Térmico, s.f)

1.4.3.9 Tanque de Almacenamiento de Aceite Térmico



Figura 16 Tanque de almacenamiento de aceite térmico

Este tanque tiene como función principal el almacenamiento de aceite térmico, el cual es bombeado al caldero para poder calentarlo para los diversos procesos que se realizan mediante este fluido.

Tabla 10 Datos técnicos del tanque de almacenamiento de aceite térmico

Diámetro del tanque	1080 mm
Longitud del tanque	2060 mm
Volumen	470 galones

1.4.3.10 Tanque de Expansión



Figura 17 Tanque de expansión de aceite térmico

Debido a la dilatación del fluido térmico que se produce por las altas temperaturas y para evitar sobrepresiones en la tubería por donde se transporta el aceite térmico, la planta de emulsiones cuenta con un tanque de expansión el cual se encarga de almacenar todo el fluido térmico que se libera o evacua de las líneas principales debido a lo mencionado anteriormente, manteniendo presión atmosférica en la línea.

Tabla 11 Datos técnicos del tanque de expansión de aceite térmico

Diámetro del tanque	1,00 m
Longitud del tanque	2,00 m
Volumen	415 galones

1.5 ANALISIS DEL PROBLEMA

En la producción de emulsiones asfálticas en la planta el Inga, se requiere asfalto y solución jabonosa. Para obtener solución jabonosa, se utiliza agua caliente, ácido y emulsificante. El calentamiento del agua requerida para la solución jabonosa, se lo realiza actualmente mediante fluido térmico calentado en un caldero, fluido que circula en un serpentín dentro de los tanques de solución, este proceso de calentamiento de agua toma aproximadamente dos horas y media a tres horas, para elevar la

temperatura de agua a 32°C aproximadamente. El tiempo tan elevado de calentamiento presenta un cuello de botella en el proceso productivo, y el principal enfoque de este proyecto.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 GENERAL

Diseñar, construir e implementar un sistema automatizado para calentamiento de agua mediante aceite térmico en la empresa Chova del Ecuador S.A

1.6.2 ESPECIFICOS

- Realizar una descripción de la planta "El Inga" de Chova del Ecuador y de los principales equipos utilizados en la línea de producción.
- Determinar las diversas alternativas de intercambiadores de calor para el calentamiento de agua.
- Diseñar un sistema tecnológico eficaz para mejorar el proceso de calentamiento de agua.
- Disminuir el tiempo de calentamiento de agua.
- Simular el sistema mediante un software computacional para verificar su comportamiento.
- Construir e implementar el sistema seleccionado y realizar pruebas de fuga y de funcionamiento para el correcto desempeño.
- Instrumentar el sistema diseñado..
- Realizar un análisis económico y financiero del proyecto.

1.7 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

1.7.1 ECONÓMICA Y AMBIENTAL

Este proyecto es altamente rentable, dado que no solamente se tiene una mejora en tiempos de producción, sino que se reducen 2 horas de consumo de combustible y de uso del operador en cada producción. A continuación un análisis de consumo de combustible para el caldero:

Tabla 12 Costos de consumo de combustible del caldero

Consumo de Combustible		
Quemador Baltur TP130		
Datos de Chova	Víctor Sánchez	
Consumo Diario	200	Gal
Horas	24	H
Consumo Medio	8.3333333333	gal/h
Costo galón Diésel	\$ 1.03	\$/gal
Costo por hora Quemador	\$ 8.58	\$/h

Tabla 13 Costos de operador

Costo de operador		
Sueldo	\$ 318.00	mensuales
Horas Mes	160	mensuales
Hora Hombre	\$ 1.99	\$/h

Por lo tanto si se disminuye 2 horas de consumo de combustible y operador, se tiene un ahorro de \$21.14 por producción.

Es válido también enunciar que con un ahorro de 2 horas en tiempos de producción, existirá un aumento de eficiencia en la línea de producción, lo que se traduce en mejores ingresos y aumento de capacidad de producción.

Además si se reduce el consumo de combustible y el tiempo de encendido del caldero, se producirán menos emisiones en la producción de

esta emulsión, en tanto que se reduce el impacto ambiental y el proyecto se ajusta a las políticas ambientales y de gestión de la calidad de la empresa. Este proyecto es de los primeros en Chova del Ecuador S.A que se alinea a la política de mejorar el aprovechamiento de la energía, en este caso energía térmica producto de la combustión de diésel. Estas políticas son parte del Sistema de Gestión de la Energía, que actualmente se está implementando previa a la certificación ISO 50001.

1.8 ALCANCE

- El proyecto contempla el planteamiento de 3 alternativas de diseño para el intercambiador de calor, analizando la más eficiente y apropiada.
- Se seleccionará y diseñará una única alternativa para el proyecto.
- Se procederá con el diseño térmico de la alternativa seleccionada, y se pretende alcanzar una temperatura de calentamiento de agua mayor a 28°C, siempre y cuando esta temperatura cumpla con las condiciones de diseño y de aplicación para la planta.
- El proyecto contempla el diseño mecánico de la alternativa seleccionada y de soportes de ser estos necesarios.
- Dada la naturaleza automatizada de este proyecto, se pretende obtener los parámetros correspondientes para verificar su funcionalidad.
- Construcción e implementación del sistema diseñado y seleccionado
- Verificar un sistema funcional y eficiente, para lo cual el proyecto contempla pruebas de funcionamiento del sistema durante 1 mes.

Exclusiones

- El proyecto no considera obras civiles para el sistema.
- El proyecto no considera cálculos ni diseño de tanques usados en el sistema.

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 EMULSIONES ASFÁLTICAS

2.1.1 LAS EMULSIONES

"Una emulsión es una dispersión fina semi estabilizada de un líquido en otro, los cuales son no miscibles entre sí y están unidos por un emulsificante, emulsionante o emulgente." (Rodríguez Talavera, Castaño Meneses, & Matínez Madrid, 2001)

Las emulsiones están formadas por dos fases: la fase continua o dispersante y la fase discreta o dispersa, las cuales podemos apreciar en el esquema de la figura 18.

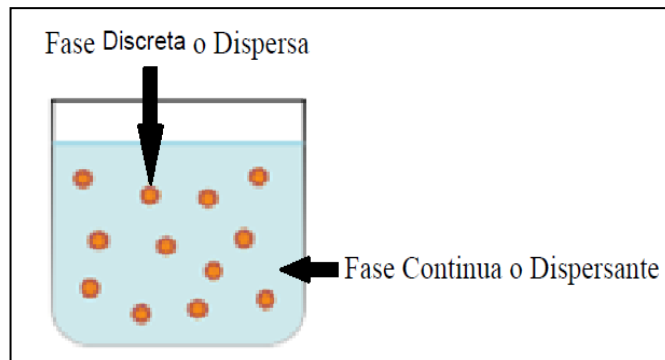


Figura 18 Fases de una emulsión

Existen dos tipos de emulsiones:

- Emulsiones formadas por macromoléculas en solución (sistemas de una fase)

- Emulsiones formadas por materia finamente dividida (sistemas de dos fases)

Las emulsiones se dividen en:

- Liofílicas.- cuando a la partícula le gusta el solvente. Si el medio es agua se denomina hidrofílico.
- Liofóbicas.- cuando a la partícula no le gusta el solvente. Si el medio es agua se llama hidrofóbico.

2.1.2 ESTABILIDAD DE LAS EMULSIONES

Una emulsión estable se define como aquel en que las partículas pequeñas se encuentran distribuidas uniformemente en el medio continuo y permanecen en el tiempo. Las emulsiones liofílicas son termodinámicamente estables, debido a que la dispersión de partículas forman una mayor área superficial.

Una emulsión inestable es cuando las partículas se comienzan a unir formando agregados (partículas más grandes). Las emulsiones liofóbicas son termodinámicamente inestables ya que sus partículas tratan de separarse en dos fases reduciendo el área superficial. Para agregar las partículas en la emulsión existen dos procesos que son:

- **Floculación.-** proceso mediante el cual 2 partículas se unen para forman partículas más grandes sin reducir el área superficial total y manteniendo la identidad de sus partículas.

- **Coalescencia.-** proceso en el cual 2 partículas se unen para formar una partícula más grande reduciendo el área de superficie total y perdiendo la identidad de las partículas originales.

2.1.3 LAS EMULSIONES ASFÁLTICAS

Una emulsión asfáltica consiste de tres ingredientes básicos que son: asfalto, agua y agente emulsificante. La emulsión puede contener aditivos estabilizadores, mejoradores de adherencia, mejoradores de recubrimiento o agentes de control de rotura.

La finalidad de elaborar emulsiones asfálticas es lograr una dispersión estable del cemento asfáltico en el agua, con el objetivo de que sea suficientemente estable para poder bombear, almacenar y mezclar. Es importante controlar el rompimiento de la emulsión, es decir, la separación del agua del asfalto. Cuando la emulsión se deposita como una capa sobre el material pétreo, se deberá romper rápidamente produciéndose una desestabilización de la misma, debido a que va perdiendo agua con el propósito de que el asfalto conserve toda su capacidad adhesiva, durabilidad y la resistencia al agua.

2.1.3.1 Clasificación de las emulsiones asfálticas

Las emulsiones asfálticas se clasifican en tres categorías:

- **Aniónicas.-** cuando una corriente eléctrica circula a través de una emulsión que contiene partículas de asfalto cargadas negativamente, estas migrarán al ánodo.

- **Catiónicas.**-cuando una corriente eléctrica pasa a través de una emulsión con partículas de asfalto cargadas positivamente, estas migrarán hacia el cátodo.
- **No iónica.**-las partículas de asfalto de la emulsión son eléctricamente neutrales y no emigran a ningún polo.

En la construcción y mantenimiento de carreteras las emulsiones más utilizadas son las aniónicas y catiónicas. Las no iónicas en un futuro irán ganando importancia a medida de que avancen los estudios tecnológicos de este tipo de emulsiones.

Una segunda clasificación es con respecto a la estabilidad de las emulsiones asfálticas, es decir, la rapidez con la que la emulsión se rompe tras entrar en contacto con el agregado:

- **Rotura rápida (RS).**- no tiene ninguna capacidad para entrar en contacto con el agregado.
- **Rotura media (MS).**- es una emulsión que se puede mezclar con agregado grueso y no con agregado fino.
- **Rotura lenta (SS).**- emulsión diseñada para mezclarse con agregados finos.
- **Rotura veloz (QS).**- emulsión que puede mezclarse con agregados finos, esperándose que se rompa más rápidamente que la SS.

Las emulsiones se identifican con letras (consistencia del cemento asfáltico) y números (viscosidad de las emulsiones). De acuerdo a las especificaciones de la ASTM (American Society for Testing and Materials) y

del AASHTO (American Association of State Highway and Transportation Officials), cuando el tipo de emulsión empieza con la letra "C", se identifica con una emulsión catiónica. En caso que el tipo de emulsión no encabece con la letra "C", es una emulsión aniónica. Las letras "HF" que proceden a las emulsiones aniónicas indican alta flotación, es decir que la emulsión tienen características de gel debido a que se agrega ciertas sustancias químicas, estas características admiten la formación de películas de asfalto más gruesas alrededor del agregado, con la finalidad de no permitir la separación del asfalto de las partículas de árido.

Los números indican la viscosidad relativa de la emulsión, es decir, una emulsión MS-1 es menos viscosa que una emulsión MS-2. La "s" significa que la base asfáltica es más blanda y la "h" que es más consistente o dura. ASTM Y AASHTO han desarrollado especificaciones normalizadas para estas emulsiones:

Emulsión Asfáltica (ASTM D977, AASHTO M140)	Emulsión Asfáltica Catiónica (ASTM D2397, AASHTO M208)
RS-1 (<i>RR-1</i>)	CRS-1 (<i>CRR-1</i>)
RS-2	CRS-2
HFRS-2	—
MS-1 (<i>RM-1</i>)	—
MS-2	CMS-2 (<i>CRM-2</i>)
MS-2h	CMS-2h
HFMS-1	—
HFMS-2	—
HFMS-2h	—
HFMS-2s	—
SS-1 (<i>RL-1</i>)	CSS-1 (<i>CRL-1</i>)
SS-1h	CSS-1h

Fuente: Manual Básico de Emulsiones Asfálticas de Asphalt Institute y la Asphalt Emulsion Manufacturers Association

Figura 19 Emulsiones normalizadas de acuerdo a la ASTM y AASHTO

2.1.3.2 Componentes de la emulsión

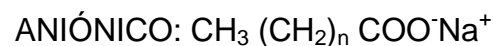
- **Asfalto.-** es el elemento básico de las emulsiones asfálticas constituyendo entre un 50 y un 75 % de la emulsión. El asfalto se obtiene de la refinación del crudo de petróleo y está compuesto de moléculas de hidrocarburos, y su composición química y sus propiedades físicas son variadas debido a las variaciones en las fuentes del crudo y a los métodos de refinación.
- **Agua.-** es un componente muy importante en las emulsiones asfálticas, ya que contribuye en sus propiedades deseadas en el producto final. El agua puede contener minerales u otros elementos que afecten a la producción de emulsiones asfálticas.

El agua proveniente de la naturaleza puede resultar inadecuada debido a las impurezas, preocupa principalmente la presencia de iones de calcio y de magnesio. Estos iones puede favorecer a las emulsiones catiónicas debido a que aumentan su estabilidad durante el almacenamiento. Sin embargo estos iones desfavorecen a las emulsiones aniónicas debido a que las sales de calcio y magnesio (insolubles en agua), se forman en la reacción con sales de potasio y sodio (solubles en agua), normalmente utilizadas como emulsivos. Los aniones de carbonatos y bicarbonatos pueden estabilizar la emulsión, pero pueden desestabilizar las emulsiones catiónicas al reaccionar con emulsivos que poseen hidroclouros de aminas solubles en agua.

Es muy perjudicial utilizar agua impura ya que puede provocar una rotura prematura de la emulsión.

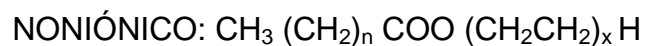
- **Agentes emulsivos (emulsificantes).**- es el componente más importante dentro de las emulsiones asfálticas. Los emulsificantes son agentes tensio-activo, es decir, se encarga de disminuir la tensión superficial. Son sustancias solubles en agua, que se encargan de cambiar las propiedades del solvente y de las superficies con las que entran en contacto, por lo que controla el tiempo de rotura de la emulsión asfáltica. Hay tres tipos de agentes emulsivos que son:

(1) Emulsificantes aniónicos.- el grupo polar electrovalente de hidrocarburos es parte del ion cargado negativamente cuando el compuesto se ioniza:

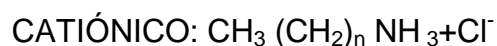


Los emulsificantes aniónicos más conocidos son los aceites que se obtienen de la madera como la resinas, ligninas, etc.

(2) Emulsificantes no iónicos.- el grupo hidrofílico es covalente, se disuelve sin ionización.



(3) Emulsificantes catiónicos.- el grupo polar electrovalente de hidrocarburos es parte del ion cargado positivamente cuando el compuesto se ioniza:



Los emulsificantes catiónicos más comunes son las aminas grasas como por ejemplo: diaminas, imidazolinas y amidoaminas. Otro agente emulsivo son las grasas cuaternarias de amonio.

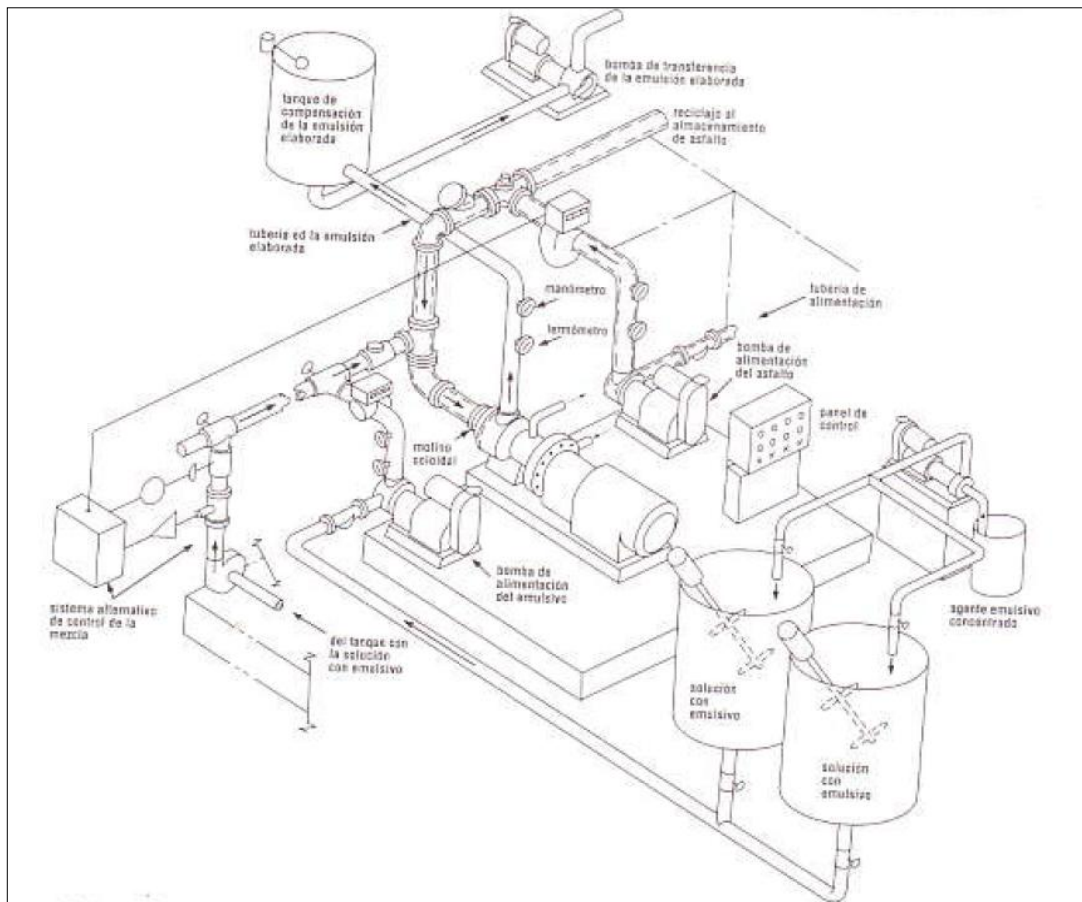
Es importante que un agente emulsivo o emulsificante sea soluble en agua y poseer un equilibrio entre las propiedades hidrofílicas y liofílicas para que sea eficaz en la emulsión asfáltica.

2.1.3.3 Proceso de emulsificación

Se ingresa al molino coloidal asfalto caliente y el agua conteniendo el agente emulsivo. La temperaturas a las que están el asfalto y el agua varían dependiendo del tipo de emulsión asfáltica y de la compatibilidad entre el asfalto y el agente emulsivo. Posteriormente la emulsión es bombeada a tanques de almacenamiento a una temperatura inferior a la del punto de ebullición del agua.

La incorporación del emulsificante en el agua varía dependiendo del fabricante, pero por lo general, cuando se emplea aminas (emulsificante catiónico), deben mezclarse y reaccionar con un ácido. Los ácidos grasos como los aceites que se obtienen de la madera (emulsificante aniónico), deben mezclarse o reaccionar con un alcalí. Para la mezcla entre agua caliente, emulsificante con el ácido o álcali, se usan agitadores hasta su completa disolución.

Las proporciones de asfalto y de solución emulsificante se deben controlar con exactitud y se pueden realizar mediante medidores de caudal o verificando la temperatura de la emulsión ya elaborada.



Fuente: (Manual Básico de Emulsiones Asfálticas, s.f)

Figura 20 Diagrama de una planta de elaboración de emulsión asfáltica

2.1.3.4 Usos generales de las emulsiones asfálticas

En la construcción, uno de los materiales que se utiliza ampliamente es el asfalto, y sus usos se extienden a las emulsiones asfálticas. Cada tipo de emulsiones asfálticas han sido diseñadas para aplicaciones específicas, de tal manera que en la figura 21 muestra los usos generales de tipos y grados normalizados de las emulsiones asfálticas.

Tipo de Construcción	ASTM D977 AASHTO M208							ASTM D2397 AASHTO M 140							
	RS-1	RS-2	HFMS-2	MS-1, HFMS-1	MS-2, HFMS-2	MS-2h, HFMS-2h	HFMS-2s	SS-1	SS-1h	CRS-1	CRS-2	CMS-2	CMS-2h	CSS-1	CSS-1h
Mezclas de Asfalto y Agregados:															
Mezcla en Planta (en Caliente)															
						X ^a									
Mezcla en Planta (en Frio)															
Granulometría Abierta															
				X	X						X	X			
Granulometría Cerrada															
						X	X	X						X	X
Arena															
						X	X	X						X	X
Mezclado In-situ															
Granulometría Abierta															
				X	X						X	X			
Agregado bien Graduado															
						X	X	X						X	X
Arena															
						X	X	X						X	X
Suelo Arenoso															
						X	X	X						X	X
Aplicaciones de Asfalto y Agregado															
Tratamientos Superficiales (Simples y Múlt)															
	X	X	X							X	X				
Sellado con Arena (Sand Seal)															
	X	X	X	X						X	X				
Lechada Asfáltica (Slurry Seal)															
							X	X	X					X	X
Micro-aglomerado (Micro-surfacing)															
															X ^e
Sellado Doble (Sandwich Seal)															
		X	X								X				
Cape Seal															
	X										X				
Aplicaciones Asfálticas															
Riego Pulverizado (Fog Seal)															
				X ^b			X ^c	X ^c						X ^c	X ^c
Imprimación (Prime Coat)															
					X ^b		X ^b	X ^d						X ^d	X ^d
Riego de Liga (Tack Coat)															
				X ^b			X ^c	X ^c						X ^c	X ^c
Paliativo de Polvo (Dust Palliative)															
							X ^d	X ^d						X ^d	X ^d
Protección con Asfalto (Mulch treatment)															
							X ^c	X ^c						X ^c	X ^c
Sellado de Fisuras (Crack filler)															
							X	X						X	X
Mezclas de Mantenimiento															
Uso Inmediato															
						X					X	X			
Acopio															
						X									

^a pueden emplearse otros grados que el HFMS-2h cuando la experiencia demuestra que han tenido un comportamiento satisfactorio
^b diluido en agua por el fabricante
^c diluido con agua
^d mezclado sólo para imprimación
^e el polímero debe incorporarse durante o previamente a la emulsificación

Fuente: Fuente: (Manual Básico de Emulsiones Asfálticas, s.f)

Figura 21 Usos generales de las emulsiones asfálticas

2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

La energía se puede transferir mediante interacciones de un sistema con su alrededor. El área de la ciencia térmica, incluye la termodinámica y la

transferencia de calor. La termodinámica estudia los sistemas en equilibrio, es decir, los estados finales del proceso en el cual ocurre la interacción, pero no provee información sobre la manera en cómo se realizó esa interacción o la velocidad con la que se produce. La transferencia de calor consiste en ampliar el análisis termodinámico mediante leyes adicionales que permiten calcular la rapidez de la transferencia de energía.

Por lo tanto, "la transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas." (Incropera & De Witt, 1999)

Los tres modos fundamentales de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación.

2.2.1 CONDUCCIÓN

La palabra conducción se emplea a la transferencia de calor que se produce a través de un medio estacionario (sólido o fluido) cuando existe un gradiente de temperatura.

Por lo tanto "la conducción se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas." (Incropera & De Witt, 1999)

En los gases y en los líquidos, la conducción ocurre cuando el fluido puede ocupar dos superficies que se mantienen con una diferencia de temperaturas, la energía está relacionada con el movimiento aleatorio de las moléculas del fluido, de tal manera, que cuando existe una transferencia de energía, debe suceder del choque de las moléculas más energéticas a las

menos energéticas. La única diferencia entre los dos fluidos, es que en los líquidos las moléculas se encuentran menos espaciadas y las interacciones son más frecuentes en relación con los gases. En un sólido, la conducción se debe a la actividad atómica en forma de vibraciones reticulares.

Para cuantificar los procesos de conducción de calor se aplica la ecuación conocida como Ley de Fourier, la cual sirve para calcular la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. En la figura 2.5 se observa una pared plana unidimensional, la cual tiene una distribución de temperatura $T(x)$, la ecuación se expresa como:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Donde:

$$q_x'' = \text{flujo de calor por unidad de área, } \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$\frac{dT}{dx} = \text{gradiente de temperatura, } \left[\frac{K}{m} \right]$$

$$k = \text{coeficiente de conductividad térmica, } \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

El flujo de calor es la velocidad con la que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia. El signo menos se debe a que el calor se traslada en dirección de la temperatura decreciente. Si la distribución de temperaturas es lineal de la figura 22, el gradiente de temperatura se puede reemplazar con:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.2)$$

por lo tanto el flujo de calor es:

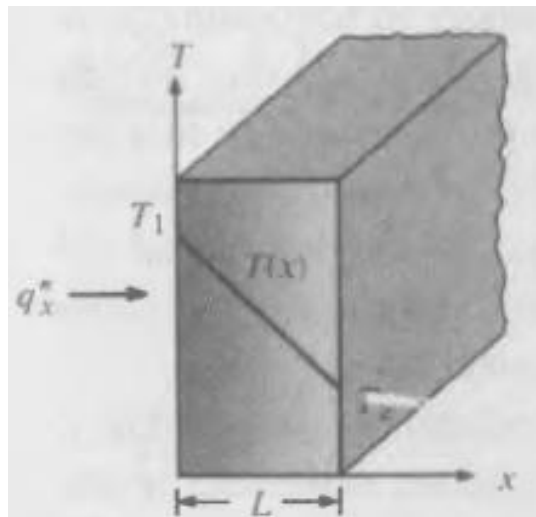
$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.3)$$

$$q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.4)$$

El calor transferido por unidad de tiempo q_x (W) es igual:

$$q_x = q_x'' * A \quad (2.5)$$

donde A, es el área de la pared plana.

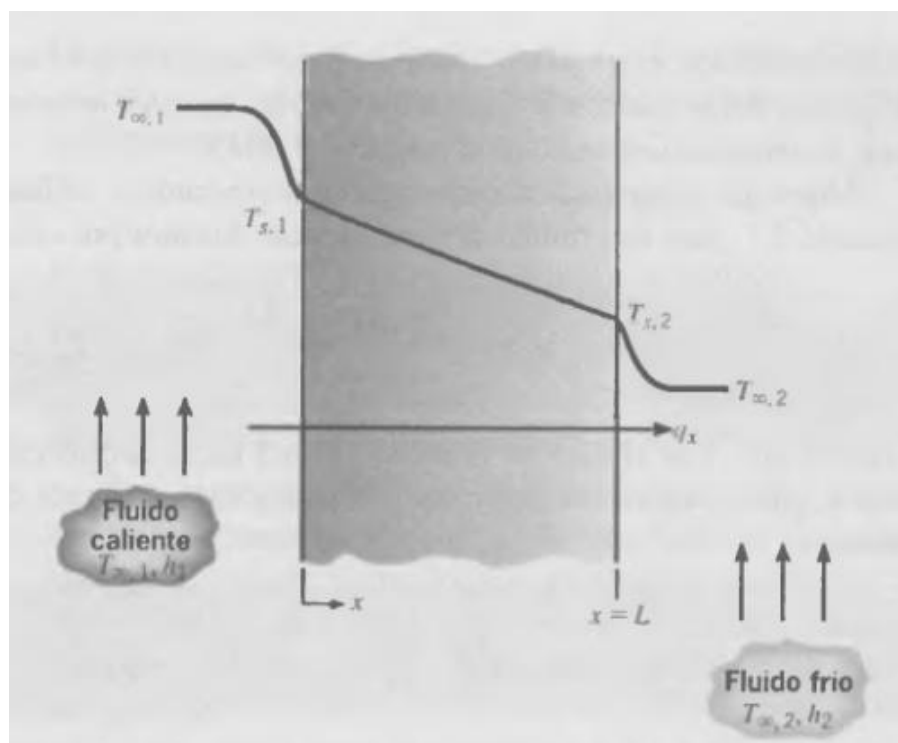


Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 22 Transferencia da calor por conducción

2.2.1.1 Conducción unidimensional de estado estable

- Pared plana.-** en la conducción unidimensional, la temperatura es una función de la coordenada x , por lo que el calor se transfiere solo en esa dirección. En la figura 23 se muestra el traspaso de calor en una pared plana, donde la transferencia de calor empieza mediante convección desde la temperatura del fluido caliente $T_{\infty,1}$ hacia la superficie de la pared $T_{s,1}$, luego por conducción desde $T_{s,1}$ a $T_{s,2}$, para terminar nuevamente por convección desde la temperatura superficial $T_{s,2}$ hacia el fluido frío $T_{\infty,2}$.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 23 Transferencia de calor a través de una pared plana

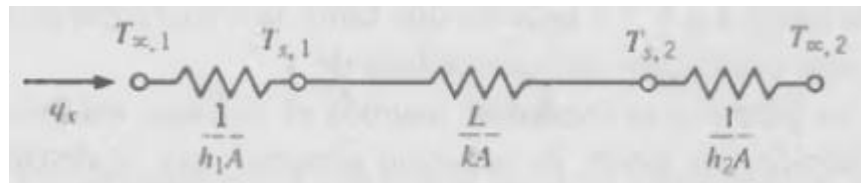
Existe una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica, es decir, se asocia la resistencia térmica con la conducción de calor, de la

misma manera que la resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, por lo tanto la resistencia térmica para la conducción y convección son:

$$R_{t, cond} = \frac{L}{kA} \quad (2.6)$$

$$R_{t, conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.7)$$

Para pared plana el circuito térmico equivalente con condiciones de convección superficial se muestra en la figura 24:



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 24 Circuito térmico equivalente para pared plana

Las resistencias se encuentran en serie de acuerdo a la analogía de Ohm, por lo tanto la resistencia total es igual a:

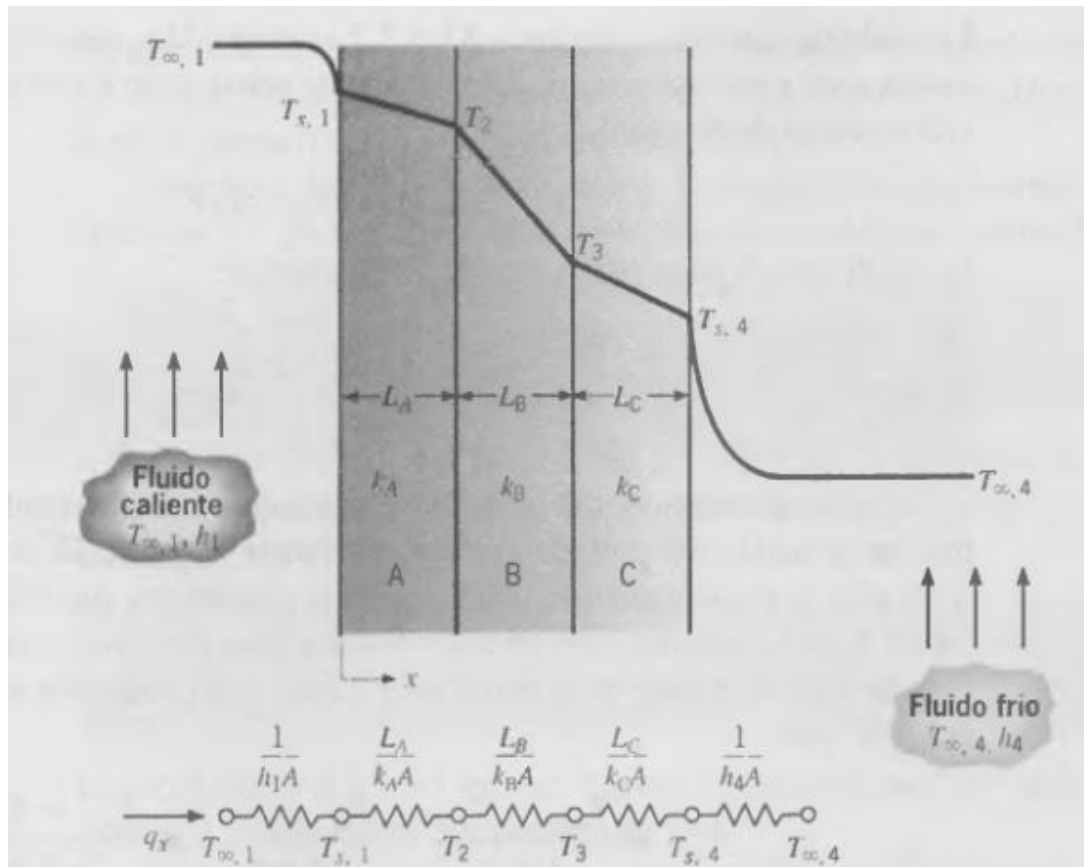
$$R_{tot} = \frac{1}{h_1A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2A} \quad (2.8)$$

Por lo tanto, la transferencia de calor para una pared plana es:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \quad (2.9)$$

- **Pared compuesta.**- se utiliza el mismo procedimiento que en la pared plana, en la cual existen resistencias en serie y en paralelo debido a

capas de diferente material. En la figura 25 se considera una pared compuesta en serie como se muestra a continuación:



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 25 Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie

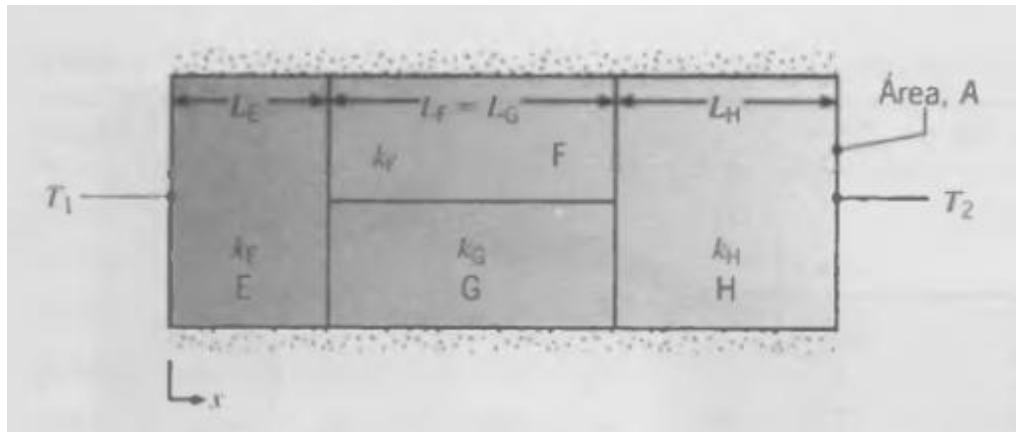
La transferencia de calor para este sistema se expresa como:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\sum R_{tot}} \quad (2.10)$$

La resistencia total se puede expresar mediante el coeficiente global de transferencia de calor (U), y se define como:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{L_C}{k_C A} + \frac{1}{h_4 A} = \frac{1}{U} \quad (2.11)$$

Las paredes compuestas también pueden tener configuraciones en serie y paralelo debido a que pueden presentar un flujo de calor bidimensional como se muestra en la figura 26:

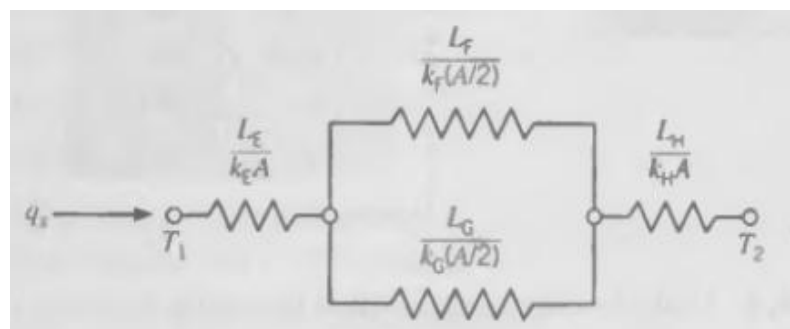


Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 26 Pared compuesta en serie - paralelo

Para la resolución de este tipo de casos se debe considerar a la pared compuesta como un flujo unidimensional, para lo cual la configuración se puede manifestar en dos circuitos diferentes:

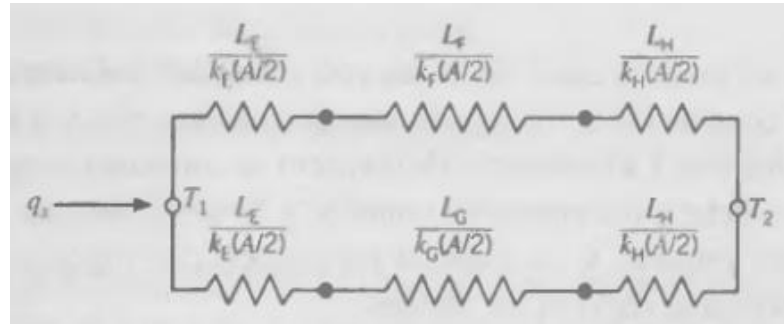
- a) Donde las superficies normales a la dirección x son isotérmicas.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 27 Circuito térmico equivalente donde las superficies normales a la dirección x son isotérmicas

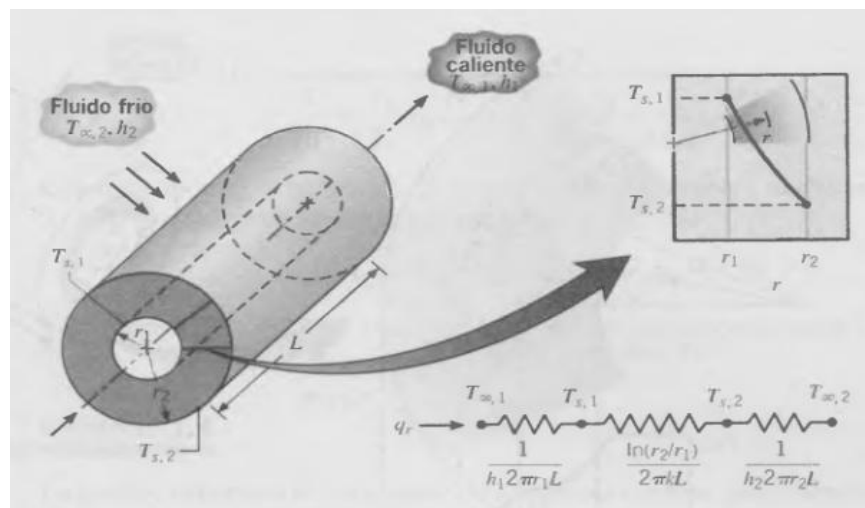
b) Donde las superficies paralelas en la dirección x son adiabáticas.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 28 Circuito térmico equivalente donde las superficies paralelas en la dirección x son adiabáticas

- **Sistemas radiales.**- los sistemas cilíndricos presentan gradientes de temperatura en la dirección radial, de tal manera que se tratan como unidimensionales. Debido a que la distribución de temperaturas asociada con la conducción radial a través de la pared se presenta de manera logarítmica, en el recuadro de la figura 29 se presenta la distribución logarítmica de un cilindro hueco.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 29 Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie

La transferencia de calor para sistemas cilíndricos en base a la ley de Fourier se expresa de la siguiente manera:

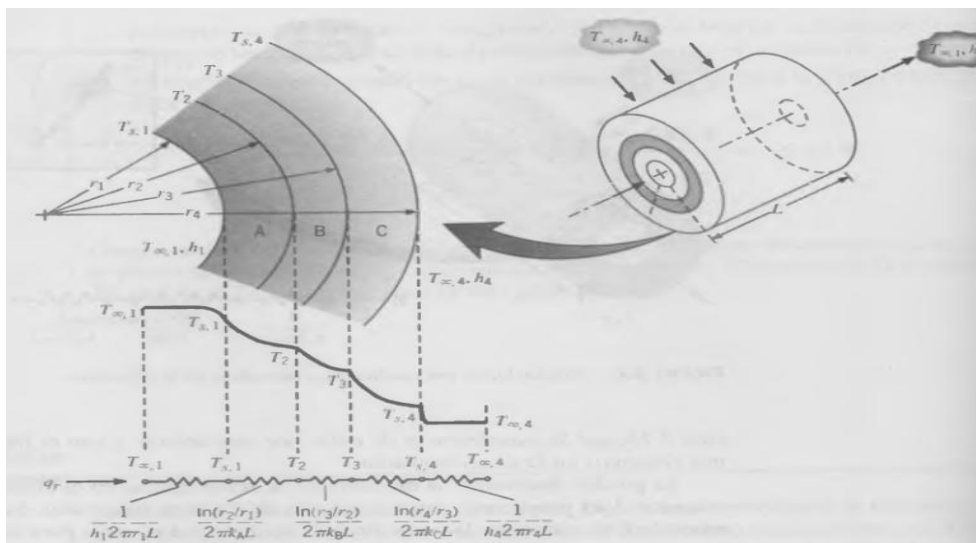
$$q_r = 2\pi kL \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.12)$$

La resistencia térmica por conducción para una pared cilíndrica es:

$$R_{t, cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.13)$$

Al considerar un sistema cilíndrico compuesto como se muestra en la figura 30, se debe tratar de igual manera como en la pared compuesta, de tal manera que la transferencia de calor se expresa como:

$$q_r = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_B L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi k_C L} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \quad (2.14)$$



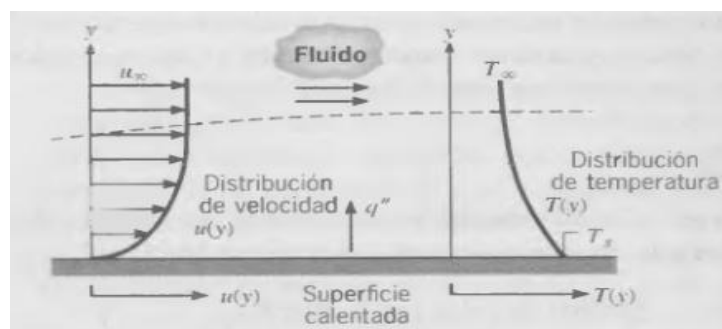
Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 30 Distribución de temperaturas para una pared cilíndrica compuesta

2.2.2 CONVECCIÓN

Cuando existe una diferencia de temperatura entre una superficie y un fluido en movimiento, se emplea el término convección. Se compone de dos mecanismos de transporte, que son: la transferencia de energía debido al movimiento aleatorio de las moléculas y al movimiento global o macroscópico del fluido.

Debido a la interacción del fluido en movimiento con la superficie calentada de acuerdo a la figura 31, se desarrolla una región denominada capa límite hidrodinámica o de velocidad, la cual consiste en que la velocidad del fluido varía de cero en la superficie a un valor finito u_∞ asociado con el flujo. Existe una región denominada como capa límite térmica, debido a la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, es decir, existirá una región del fluido donde la temperatura varía de T_s en " y " igual a cero, a T_∞ en el flujo exterior. Para que se produzca la transferencia de calor por convección $T_s > T_\infty$.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 31 Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por convección

De acuerdo a la naturaleza del flujo la transferencia de calor por convección se clasifica en:

- **Convección forzada.**- el flujo es causado por medios mecánicos como un ventilador, una bomba, un agitador o vientos atmosféricos.
- **Convección natural.**-el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad debido a variaciones de temperatura en el fluido. Por lo tanto esto produce que el fluido más frío circule hacia abajo y el más caliente hacia arriba, produciendo una corriente ascendente.

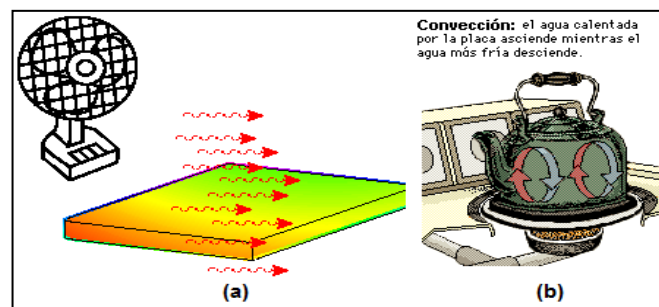


Figura 32 Procesos de transferencia de calor por convección.

(a) Convección forzada. (b) Convección natural.

La ecuación que se aplica para la convección se conoce como Ley de enfriamiento de Newton, y tiene la siguiente forma:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.15)$$

Donde:

q'' =flujo de calor por convección por unidad de área, $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

T_s =temperatura de superficie, $[K]$

T_∞ =temperatura del fluido, $[K]$

h = coeficiente de transferencia de calor por convección, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

Si se utiliza la ecuación (2.15), el flujo de calor por convección es positivo si se transfiere el calor desde la superficie ($T_s > T_\infty$), y negativo si se transfiere hacia la superficie ($T_\infty > T_s$),

La transferencia de calor por convección total por unidad de tiempo q'' (W) se expresa de la siguiente manera:

$$q'' = h * A * (T_s - T_\infty) \quad (2.16)$$

donde A , es el área de la superficie.

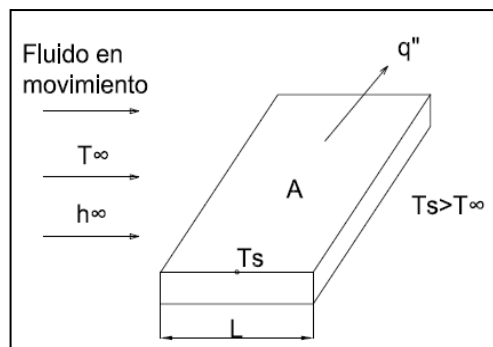


Figura 33 Transferencia de calor por convección

2.2.2.1 Número de Nusselt

Este número define el gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie. Es el cociente entre el coeficiente de convección y la conductividad térmica multiplicado por una longitud característica.

El número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.17)$$

2.2.2.2 Número de Prandtl

Es un número adimensional que define el espesor relativo entre la capa límite de velocidad y la térmica y nos indica el cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se define de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.18)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática, α es la difusividad térmica, C_p es la capacidad calorífica a presión constante, μ es la viscosidad dinámica y k es la conductividad térmica.

2.2.2.3 Número de Reynolds

Se conoce a este número como la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido. El número de Reynolds permite predecir el carácter del fluido, es decir, si se encuentra en régimen turbulento o laminar. La transición de flujo laminar y turbulento depende de factores como la velocidad del flujo, temperatura, propiedades termofísicas del fluido, geometría de la superficie, entre otros. Por lo tanto para un fluido que circula por una tubería circular recta, el número de Reynolds se define de la siguiente manera:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} \quad (2.19)$$

Donde V es la velocidad característica del fluido, D es el diámetro de la tubería por donde circula el fluido, ρ es la densidad del fluido, ν es la viscosidad cinemática y μ es la viscosidad dinámica ($\nu=\mu/\rho$).

2.2.3 RADIACIÓN

La radiación térmica, es un término que se emplea cuando la energía es emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, que se encuentra a una temperatura finita.

Al considerar el proceso de transferencia de radiación para la superficie de la figura 34, la superficie emite una radiación denominada potencia emisiva superficial (E), la cual se origina de la energía térmica de la materia limitada por la superficie y la velocidad a la que se libera por unidad de área. La Ley de Stefan-Boltzmann establece que un cuerpo negro, es el que emite energía radiante de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$E_b = \sigma * T_s^4 \quad (2.20)$$

Donde:

E_b =potencia emisiva superficial emitido por un cuerpo negro, $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

σ =constante de Stefan Boltzmann ($\sigma= 5.67 \times 10^{-8}$), $\left[\frac{W}{m^2K^4}\right]$

T_s =temperatura absoluta de la superficie, $[K]$

Las superficies restantes emiten un flujo de calor menor que la de un cuerpo negro, por lo tanto se puede expresar de la siguiente manera:

$$E = \varepsilon * \sigma * T_s^4 \quad (2.21)$$

Donde

E =potencia emisiva superficial emitido por un cuerpo gris, $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

ε =emisividad, $[0 \leq \varepsilon \leq 1]$

La emisividad es un valor de la eficiencia con la que una superficie emite energía en relación con la de un cuerpo negro.

La radiación también se puede originar desde una fuente (sol), la cual puede incidir sobre la superficie. Por lo tanto la velocidad a la que la energía radiante incide sobre un área de la superficie se denomina irradiación (G).

El material incrementa su energía térmica, debido a que la superficie absorbe una parte de la irradiación. Por lo tanto, para determinar la velocidad a la que la energía radiante es absorbida por el área superficial, se debe iniciar de una propiedad denominada absorptividad mediante la siguiente ecuación:

$$G_{abs} = \alpha * G \quad (2.22)$$

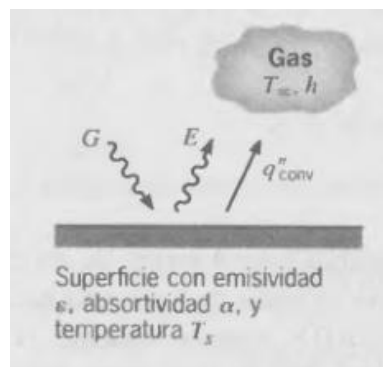
Donde:

G_{abs} = irradiación absoluta

α =absortividad, $[0 \leq \alpha \leq 1]$

G =irradiación

Si la superficie es opaca y $\alpha < 1$, partes de la irradiación se refleja. En caso que la superficie sea semitransparente, partes de la irradiación también se transmiten. El valor de la absorptividad depende de la naturaleza de la irradiación.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 34 Transferencia de radiación en la superficie

Con frecuencia se produce un intercambio de radiación entre una superficie isotérmica y sus alrededores los cuales pueden ser las paredes de un cuarto o las paredes de un horno de acuerdo a la figura 35, donde sus temperaturas son diferentes ($T_s \neq T_{air}$). Suponiendo que la superficie es tal que $\alpha = \epsilon$, y la irradiación se aproxima con la potencia emisiva de un cuerpo negro a T_{air} , por lo tanto la transferencia de calor por radiación por unidad de

área de la superficie es igual a la diferencia entre la energía liberada debido a la emisión y la que gana debido a la absorción y se expresa como:

$$q_{rad}'' = E - G_{abs} = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (2.23)$$



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 35 Transferencia de radiación entre una superficie y sus alrededores

Modelando la radiación en forma similar a la convección, obtenemos la siguiente ecuación que expresa la transferencia de calor por radiación y se expresa como:

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{alr}) \quad (2.24)$$

Donde:

q_{rad} =transferencia de calor por radiación, [W]

A =área de la superficie, [m^2]

T_s =temperatura de la superficie, [K]

T_{alr} =temperatura de los alrededores, [K]

h_r = coeficiente de transferencia de calor por radiación, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se expresa de la siguiente manera:

$$h_r = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_{alr})(T_s^2 + T_{alr}^2) \quad (2.25)$$

La superficie de la figura 35 puede transferir calor por convección a un gas contiguo, por lo tanto la velocidad total de transferencia de calor desde la superficie se puede expresar como:

$$q = q_{conv} + q_{rad} = hA(T_s - T_{\infty}) + \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (2.26)$$

2.3 CALDERAS

Una caldera es una máquina, diseñada y construida para calentar o evaporar un fluido a una elevada presión y temperatura. En pequeñas instalaciones las calderas se utilizan para la cocción de alimentos, planchado en serie de ropa, tratamiento sépticos de instrumentales, etc.; en instalaciones industriales se utilizan para alimentación de turbinas de generación de electricidad, calentamiento de tanques, etc.

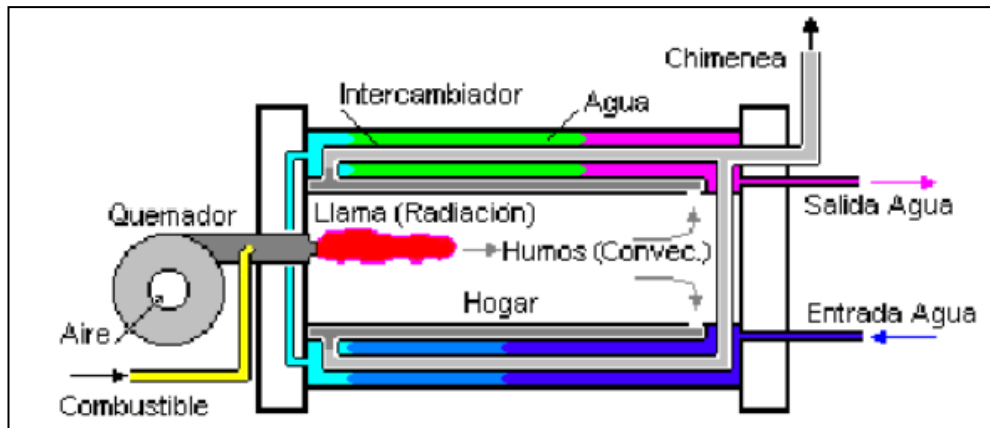


Figura 36 Partes de una caldera

2.3.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS

2.3.1.1 Según la disposición de los fluidos

- **Calderas acuotubulares.-** son aquellas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de tubos y los gases de combustión por el exterior de los mismos.

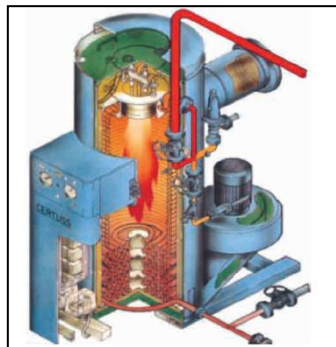


Figura 37 Caldera acuotubular

- **Calderas pirotubulares.-** son aquellas en las que los gases de combustión circulan por el interior de los tubos y el fluido de trabajo se encuentra en un recipiente atravesado por dichos tubos. Las calderas pirotubulares son menos eficientes que las calderas acuotubulares.

Las calderas pirotubulares se clasifican en:

De acuerdo a la disposición del haz tubular:

- **Calderas horizontales.**- el haz tubular se encuentra ubicada de la parte delantera a la trasera de la caldera.



Figura 38 Caldera pirotubular en disposición horizontal

- **Calderas verticales.**- el haz tubular se encuentra ubicada de la parte inferior a la superior de la caldera.



Figura 39 Caldera pirotubular en disposición vertical

En función del número de haces tubulares:

- **Calderas de dos pasos de gases.**- se distinguen porque tienen dos vías de circulación de los productos de combustión. En la parte inferior de la caldera se encuentra una cámara cilíndrica de

combustión denominada hogar, la cual es rodeada de una pared posterior refrigerada por agua.

Los gases de combustión producidos por el quemador, fluyen en sentido inverso a través del hogar volviendo hacia el núcleo de la llama por la zona exterior hasta la zona delantera del caldero para introducirse en los tubos de paso de humo. Los gases de combustión luego de ingresar por los tubos de humo, son dirigidos hacia la caja de gases y posteriormente evacuados al exterior.

Este tipo de calderas son de bajo rendimiento y tienen un alto contenido de sustancias contaminantes en sus gases de combustión.

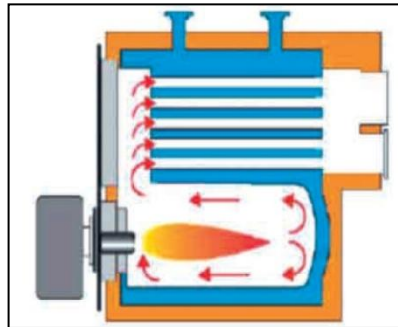


Figura 40 Detalle de una caldera pirotubular de 2 pasos de gases

- **Caldera de tres pasos de gases.**- son calderas que tienen tres vías de paso de sentido único de circulación de los productos de combustión. En la parte inferior se encuentra localizada el hogar rodeada por una pared totalmente refrigerada de agua denominada cámara húmeda.

Los gases de combustión producidos por el quemador fluyen desde el hogar (1) hacia los tubos humos en el segundo paso de humos(2), seguidamente cambian de dirección en la parte frontal

pasando a través de los tubos humos (3) en el tercer paso de humos, para luego ser evacuados al exterior por el conducto de expulsión (4).

Estas calderas son de alto rendimiento y contienen bajo contenido de sustancias contaminantes en sus gases de combustión.

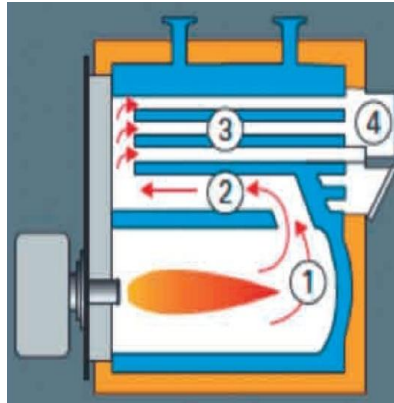


Figura 41 Detalle de una caldera pirotubular de 3 pasos de gases

2.3.1.2 Por su tecnología

Son equipos que mediante un quemador pueden calentar agua u otros fluidos a diversas temperaturas. El combustible que usa el quemador puede ser gaseoso, líquido o sólido, dependiendo para lo que fue diseñado. A continuación se indican la diversa clasificación de las calderas por su tecnología:

- **Calderas de agua caliente.-** son aquellas en las que el fluido caloportador es el agua y la temperatura máxima de servicio es menor a las 100°C. Estas calderas pueden ser de tipo acuotubulares o pirotubulares.



Figura 42 Caldera pirotubular de agua caliente

- **Calderas de agua sobrecalentada.-** son aquellas en las que el fluido caloportador es el agua y poseen una temperatura máxima de servicio superior a los 110°C. Estas calderas pueden ser de tipo acuotubulares o pirotubulares.



Figura 43 Caldera pirotubular de agua sobrecalentada

- **Calderas de vapor.-** son aquellas en las que el fluido caloportadores vapor de agua. Estas calderas pueden ser de tipo acuotubulares o pirotubulares.



Figura 44 Caldera pirotubular de vapor con economizador incorporado

- **Calderas de fluido térmico.-** son aquellas en las que el fluido caloportador es distinto al agua. Estas calderas pueden ser únicamente acuotubulares.



Figura 45 Caldera acuotubular de fluido térmico

2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Son dispositivos que se utilizan en diversos campos de la ingeniería para el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferente temperatura y separados por una pared sólida. Es importante señalar que en los intercambiadores de calor los fluidos no se mezclan para la transmisión de calor.

Los intercambiadores de calor se pueden encontrar en muchas aplicaciones específicas como la calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, radiadores, procesos químicos. etc.

2.4.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.4.1.1 Según su operación

- **Flujo paralelo.-** cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa fluyen en la misma dirección, es decir, que entran al intercambiador por el mismo extremo.

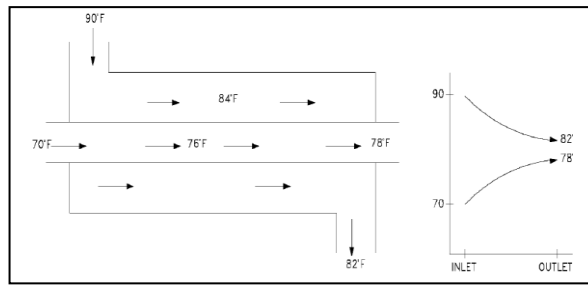


Figura 46 Intercambiador de calor de flujo paralelo

- **Contraflujo.**- cuando dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentidos opuestos, es decir, que los fluidos ingresan al intercambiador por diferentes extremos. Este tipo de operación del intercambiador de calor es más eficiente que el de flujo paralelo.

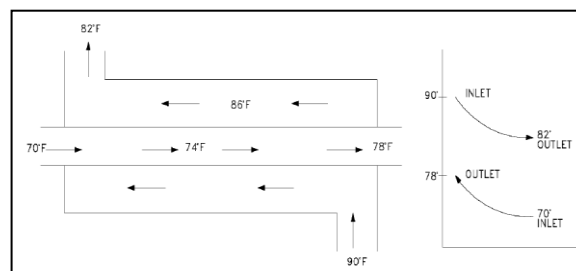


Figura 47 Intercambiador de calor de contraflujo

- **Flujo cruzado.**- cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, es decir, que uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de los tubos formando un ángulo de 90°.

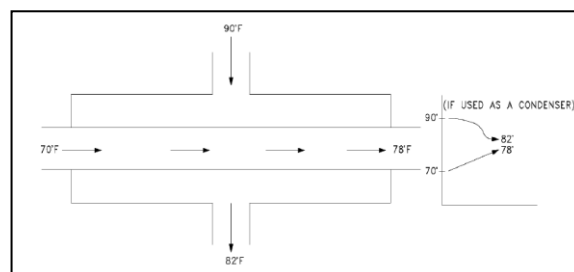


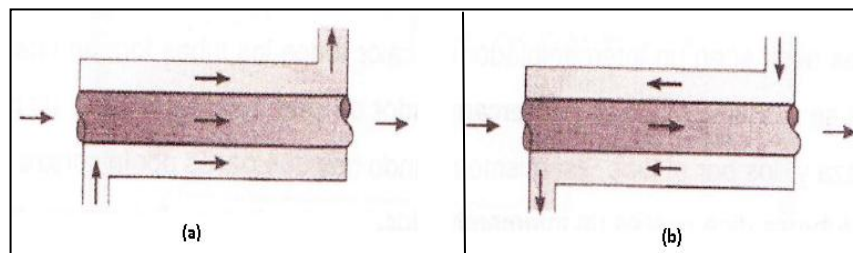
Figura 48 Intercambiador de calor de flujo cruzado

2.4.1.2 Por su tipo de construcción

- **Tubos concéntricos.**- son intercambiadores también denominados de doble tubo y pueden ser de flujo paralelo o contraflujo. Son económicos y simples de fabricar y se aplican cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas considerando hasta 200 pies cuadrados.

Las ventajas de este tipo de diseño de intercambiador son: se puede ensamblar en cualquier taller de plomería, los accesorios son estándar, la superficie de intercambio en comparación con la de otros aparatos es barata.

Las desventajas es que no es aplicable a grandes procesos que se requiera una mayor transferencia de calor y en su mantenimiento se debe tener cuidado ya que existe el riesgo de fugas.



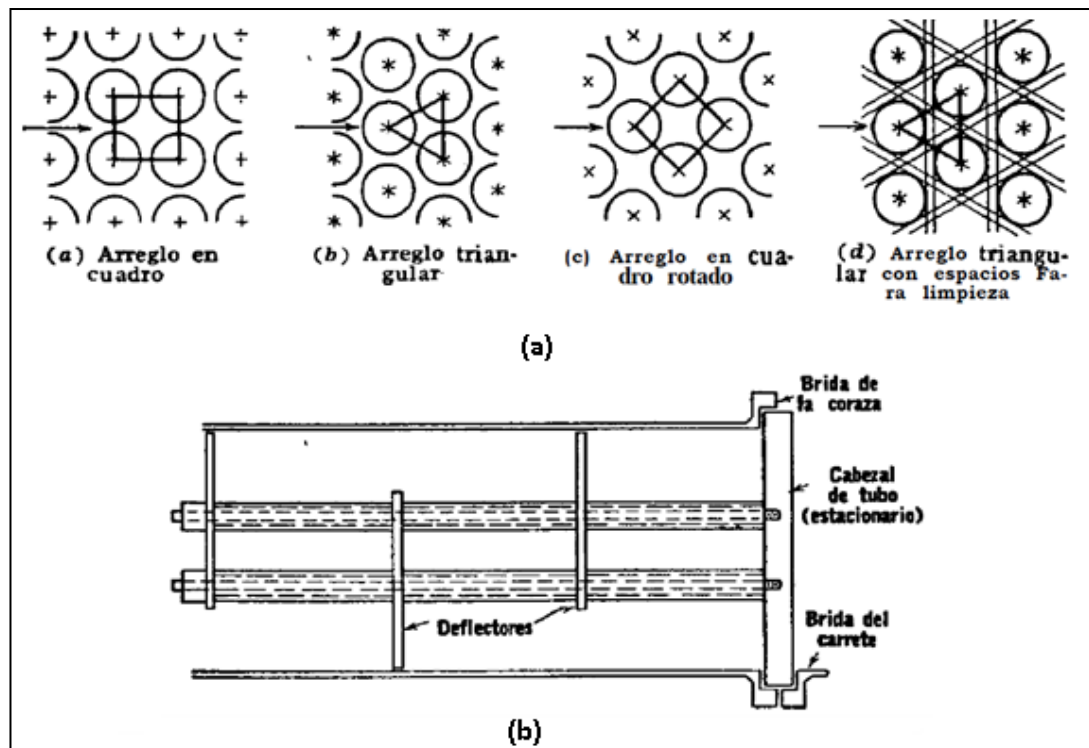
Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 49 Intercambiador de calor de tubos concéntricos. (a) Flujo paralelo. (b) Contraflujo.

- **Tubo y coraza.**-son intercambiadores que son muy aplicados en la industria debido a que se aplican cuando se requieren áreas de transferencia de calor superiores a los 200 pies cuadrados.

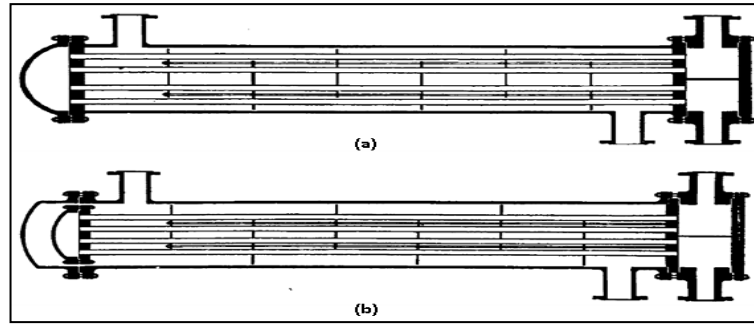
Estos tipos de intercambiadores poseen dentro de una cámara cilíndrica denominada carcasa y un haz de tubos que se encuentran colocados en soportes planos denominados placas de tubos. Estas placas de tubos pueden ser estacionarias o flotantes, y tienen arreglos en forma de cuadrado o triángulo para el haz de tubos.

La transferencia de calor se produce cuando uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos y el otro por fuera de estos, es decir, por la coraza. Es importante señalar que para mejorar la transferencia de calor se colocan deflectores o baffles, los cuales se encargan de forzar el fluido para que se mueva en dirección transversal en la coraza logrando una mayor transferencia de calor.



Fuente: (Kern, 1999)

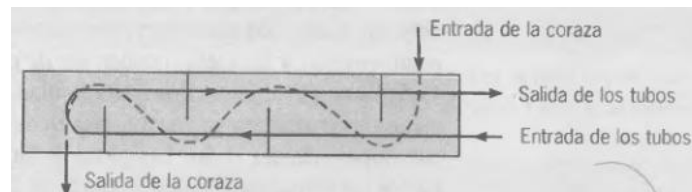
Figura 50 (a) Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores. (b) Disposición de los deflectores



Fuente: Fuente: (Kern, 1999)

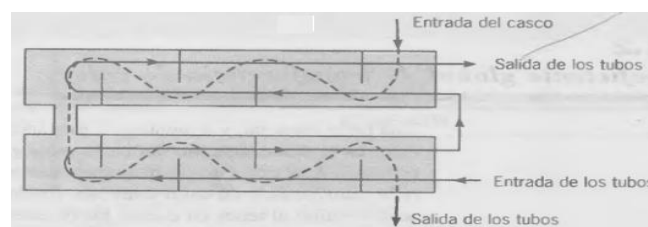
Figura 51 Intercambiadores de calor de tubo y coraza. (a) cabezal fijo. (b) cabezal flotante

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza se pueden clasificar de acuerdo a su forma de operación (flujo paralelo o contraflujo) y por el número de pasos. El número de pasos se refiere al número de vueltas por la que el fluido circula por un mismo tubo, es decir, si un intercambiador de calor es de paso 1-2, se refiere a un paso por la coraza y dos por los tubos, si un intercambiador de calor es de paso 2-4, dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 52 Intercambiadores de calor, un paso por la coraza y dos por los tubos

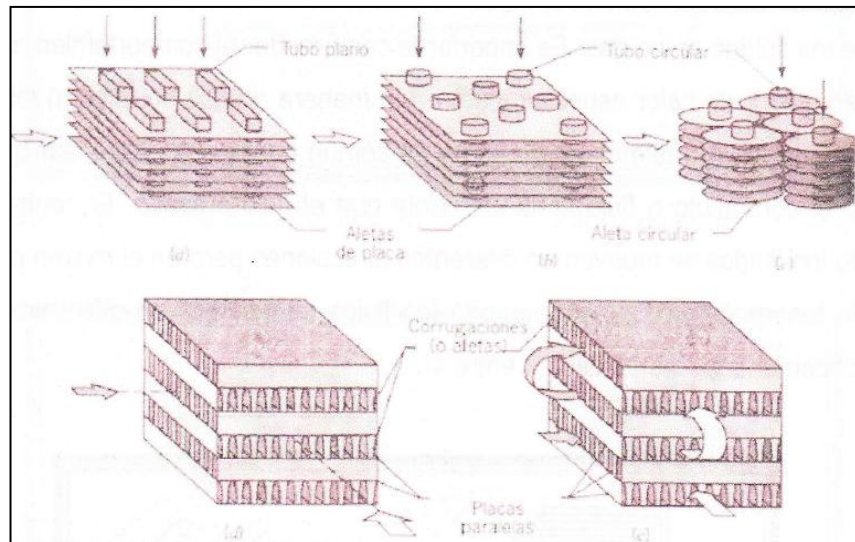


Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 53 Intercambiadores de calor, dos pasos por la coraza y cuatro por los tubos

- **Placas.-** es un intercambiador que en lugar de tubos contienen placas para la separación de los dos fluidos frío y caliente. Se utilizan generalmente cuando se desea conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen bastante grande ($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) y cuando uno de los fluidos es gas.

Estos aparatos tienen complejos arreglos de tubos con aletas o placas. Los tubos pueden ser planos o circulares y las aletas pueden ser de placa o circular. Pueden ser usados en modos de operación de un solo paso o multipaso.



Fuente: (Incropera & De Witt, 1999)

Figura 54 Cubiertas de intercambiadores de calor de placas.

2.4.1.3 Por el número de pasos

- **Paso simple.-** cuando los fluidos intercambian calor solo una vez, es decir, tener que pasar los fluidos varias veces por el intercambiador con el objetivo de mejorar el desempeño del equipo.

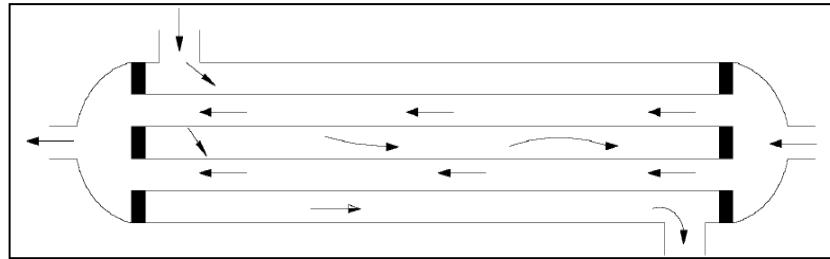


Figura 55 Intercambiador de calor de paso simple

- **Paso múltiple.-** cuando los fluidos intercambian calor más de una vez. Estos intercambiadores generalmente tienen deflectores o en los extremos presentan dobleces en forma de "U" con la finalidad de aumentar la transferencia de calor.

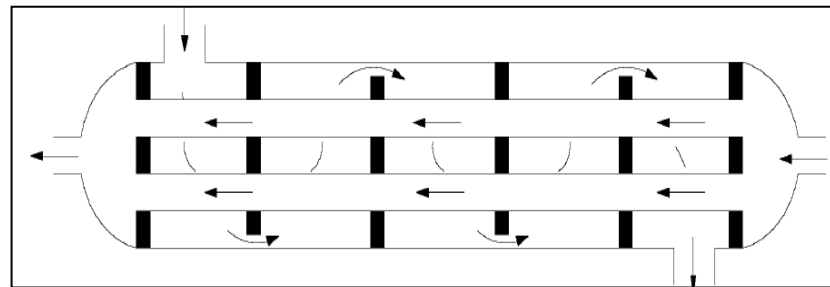


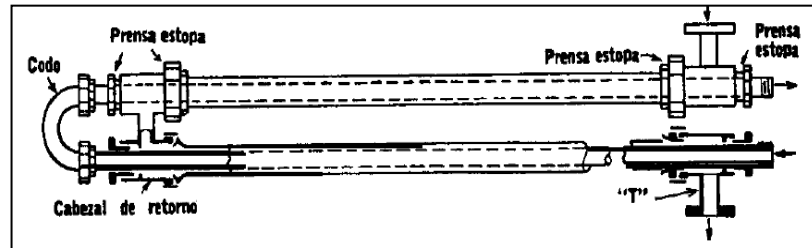
Figura 56 Intercambiador de calor de múltiples pasos

2.4.2 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Para su diseño y construcción de un intercambiador de tubos concéntricos o de doble tubo es muy importante considerar varios factores como el área de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia de calor, los tipos de fluidos que se van a emplear, el tamaño y volumen del equipo, materiales a utilizarse y los costos de fabricación.

2.4.2.1 Aspectos básicos de un intercambiador de tubos concéntricos

Las partes principales son dos conjuntos de tuberías montadas concéntricamente de diferente diámetro, dos accesorios en forma de "T", un cabezal de retorno, un codo en "U".



Fuente: (Kern, 1999)

Figura 57 Partes de un intercambiador de tubos concéntricos

La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos o prensaestopas, los accesorios en forma de "T" deben tener conexiones roscadas o bridas para permitir la entrada y salida del fluido que circula a través del espacio anular. La tubería interior se conecta mediante una "U" que esta generalmente expuesta y no transfiere calor en el equipo. Cuando se arregla en dos pasos como la figura 57, la unidad se llama horquilla.

Los tamaños estándar para las tés y para las tuberías en los intercambiadores de calor de tubos concéntricos son:

Tubo exterior IPS	Tubo interior IPS
2	1½
2½	1¾
3	2
4	3

Fuente: (Kern, 1999)

Figura 58 Conexiones para intercambiadores de tubos concéntricos

Estos intercambiadores se construyen en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies. La longitud efectiva es la distancia en cada ramal en la cual se produce el intercambio de calor (se excluye la prolongación de tubo interior donde no se produce la transferencia). Cuando las horquillas se emplean en longitudes efectivas mayores a los 6,1m (20pies), la tubería interior se vence tocando el tubo exterior, por lo que la distribución del fluido en el anulo es deficiente.

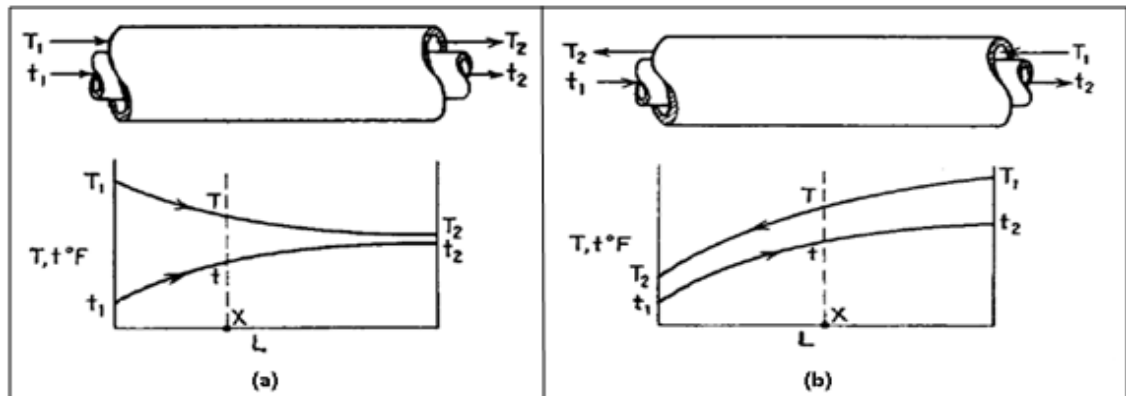
Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos se requieren cuando el área de transferencia de calor es menor a $18,58\text{m}^2$ (200pies^2). La desventaja de estos equipos es que debido a su pequeña área de intercambio de calor, en procesos industriales se necesitan un gran número de horquillas, por lo que pueden existir varios puntos de fuga.

2.4.2.2 Diferencia media logarítmica de temperaturas

Cuando un fluido fluye a través de una tubería, este a su vez puede absorber o entregar calor, de tal manera que la temperatura varía a lo largo de la longitud del tubo. Si consideramos la temperatura de la circunferencia interior de la pared del tubo como una constante en toda su longitud, existirá dos diferencias de temperaturas diferentes en los finales, es decir, una entre la pared del tubo y el líquido que ingresa, y la otra entre la pared del tubo y el fluido que sale calentado, por lo tanto para determinar el diferencial de temperatura se realiza mediante la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (ΔT_{ml}) que se muestra a continuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.27)$$

En intercambiadores de calor de flujo paralelo y contracorriente, las temperaturas del fluido interior y del ánulo varían a lo largo del tubo como se muestra a continuación:



Fuente: (Kern, 1999)

Figura 59 (a) Flujo paralelo. (b) Flujo en contracorriente (contraflujo)

En el caso de flujo paralelo el ΔT_{ml} se describe de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.28)$$

Cuando el intercambiador se encuentra en flujo contracorriente o contraflujo el ΔT_{ml} se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.29)$$

2.4.2.3 Coeficientes de película para fluidos en tubería y tubos

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada para el interior de un tubo se hace a partir de correlaciones empíricas. Siendo el objetivo encontrar el número de Nusselt para obtener luego el coeficiente de

película deseado. Una de estas correlaciones para encontrar Nusselt al diámetro es la analogía de Chilton-Colburn, que es de la siguiente forma:

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (2.30)$$

Donde C_f es el coeficiente de fricción de Fanning, y f es el factor de fricción de Moody.

Sustituyendo el Factor de fricción de Moody con la aproximación de Petukhov, se obtiene la ecuación de Colburn para Nusselt al diámetro.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2.31)$$

Dittus-Boelter es una versión ligeramente diferente, y preferida para cálculos en tuberías, es de la forma:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.32)$$

Donde $n=0.4$ para calentamiento de fluidos, y $n=0.3$ para enfriamiento.

Las condiciones de aplicación para Dittus-Boelter son las siguientes:

$$\begin{aligned} 0.7 &\leq Pr \leq 120 \\ 10000 &\leq Re_D \leq 120000 \\ \frac{L}{D} &> 60 \\ (T_s - T_m) &< 10 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Una aproximación más amplia cuando hay grandes variaciones en las propiedades, es la de Sieder-Tate, que es de la siguiente forma:

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.33)$$

Donde todas las propiedades son evaluadas a T_m (Temperatura media volumétrica del fluido, excepto μ_s que es la viscosidad dinámica evaluada a T_s (temperatura superficial del tubo). Las condiciones de aplicación para Sieder-Tate son:

$$\begin{aligned} 0.7 &\leq Pr \leq 16700 \\ Re_D &\geq 10000 \\ \frac{L}{D} &> 10 \end{aligned}$$

Para una solución rápida de la ecuación 2.33, se ha elaborado una tabla adaptada de Sieder-Tate, con el factor j_h como ordenada, y Re_D como abscisa.

Obteniendo el factor j_h , se puede despejar el coeficiente de película h_i , como se lo puede observar en las siguientes ecuaciones:

$$j_h = Nu_D Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{-0.14} \quad (2.34)$$

$$Nu_D = \frac{h_i D}{k} \quad (2.35)$$

$$h_i = j_h \frac{k}{D} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.36)$$

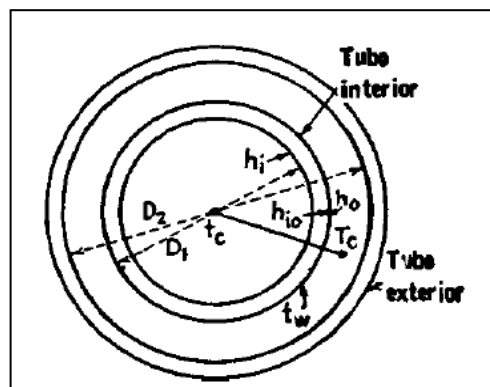
2.4.2.4 Flujo en espacios anulares

Cuando un fluido circula por ductos que tienen la sección transversal diferente a la circular, como el espacio anular, es importante emplear un diámetro equivalente. El diámetro equivalente equivale a cuatro veces el radio hidráulico. El radio hidráulico corresponde al radio de un tubo equivalente en la sección del anulo y se obtiene como la razón entre el área de flujo al perímetro húmedo. En base a la figura 60, el diámetro equivalente para la transferencia de calor es igual a:

$$D_e = 4r_h = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (2.37)$$

Para los cálculos de caída de presión en el ánulo, el diámetro equivalente se define como:

$$D'_e = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo de fricción}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_2 + D_1} = D_2 - D_1 \quad (2.38)$$



Fuente: (Kern, 1999)

Figura 60 Diámetros de los ánulos y localización de coeficientes de transferencia de calor

2.4.2.5 Coeficientes de películas para fluidos en espacios anulares

Para el cálculo del coeficiente exterior o del anulo h_o , se debe considerar el diámetro equivalente D_e y sustituirle por D que es el diámetro de la tubería exterior, y se calcula de la misma manera que para el coeficiente interior h_i . En intercambiadores de calor de tubos concéntricos es usual utilizar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia en $Q=UA\Delta T$, ya que h_i se ha calculado para A_i , y no para A , por lo tanto el valor calculado deber ser corregido. Se puede calcular el valor de h_i corregido de la siguiente manera:

$$h_{io} = h_i \frac{A_i}{A} = h_i \frac{DI}{DE} \quad (2.39)$$

2.4.2.6 Factores de obstrucción

El coeficiente total de transferencia de calor que se requiere para las condiciones del proceso se calcula a partir de la ecuación $U=Q/A\Delta T$. Si la superficie se desconoce y despreciando la resistencia de la pared del tubo, el coeficiente global se pueden calcular mediante los coeficientes de transferencia por convección de la siguiente manera:

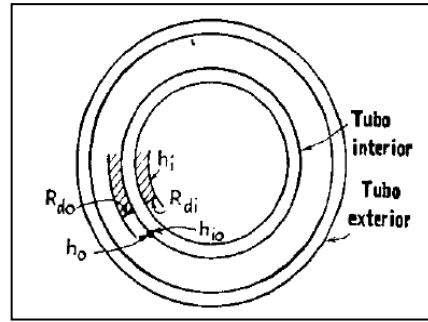
$$\frac{1}{U} = R_{io} + R_o = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (2.40)$$

$$U = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.41)$$

Cuando estos aparatos han estado en operación por algún tiempo, se depositan incrustaciones o basura sobre la superficie de las tuberías, aumentando la resistencia a la transferencia de calor debido a que se añaden dos resistencias adicionales en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U de la ecuación 2.41. Para el diseño de un intercambiador de tubos concéntricos se debe considerar una resistencia R_d denominada factor de basura, incrustación o de obstrucción; este factor produce una disminución en el valor original del coeficiente global de transferencia de calor. En la figura 61 se muestran las resistencias R_{di} (factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior) y R_{do} (factor de obstrucción para el fluido que circula por el anulo en el diámetro exterior del tubo interior). La resistencia total por obstrucción se calcula de la siguiente manera:

$$R_d = R_{di} + R_{do} \quad (2.42)$$

El valor obtenido en la ecuación 2.42 se considera como el coeficiente total limpio designado como U_c , este resultado no considera las incrustaciones. El coeficiente que incluye las resistencias por obstrucción se denomina coeficiente total de lodos U_D . El valor del área correspondiente a U_D , es el que se utiliza para la elaboración del equipo.



Fuente: (Kern, 1999)

Figura 61 Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor

La relación entre el coeficiente limpio y el de obstrucción es:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (2.43)$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \quad (2.44)$$

Por lo tanto la ecuación de Fourier para la superficie en la que el lodo se deposita es igual a:

$$Q = U_D A \Delta T \quad (2.45)$$

Cuando el valor de R_d depositado es mayor al valor R_d permisible, después de un cierto período de tiempo, el equipo no transfiere la cantidad de calor requerida del proceso y debe ser limpiado.

En el Anexo B se describen los valores de los factores de obstrucción para cierta variedad de procesos. Los valores de factores de obstrucción pretenden evitar que el intercambiador diseñado transfiera menos calor que

el requerido por el proceso por un intervalo de tiempo hasta que el aparato entre en mantenimiento.

2.4.2.7 Caídas de presión en tuberías y en espacios anulares

La caída de presión en un intercambiador de calor es la presión estática del fluido que se emplea para mover el fluido a través del equipo. La bomba seleccionada debe ser una cuya presión de salida y caudal sea suficiente para vencer las pérdidas por fricción debido a las tuberías de conexión, conexiones, reguladores de control y la caída de presión en el intercambiador de calor.

En intercambiadores de calor se permite una caída de presión de 34,47 a 68,95 kPa (5 a 10 Psi) para cada corriente, excepto donde el flujo es por gravedad. La caída de presión permitida para flujos por gravedad se determina por la elevación del tanque de almacenamiento.

La caída de presión en tuberías puede ser calculada mediante la ecuación de Fanning. Para la caída de presión en flujos que circulan por el ánulo, se debe reemplazar el valor del diámetro de la tubería por la del diámetro equivalente. La ecuación de Fanning es:

$$\Delta F_a = \frac{4f(\rho v)^2 L}{g\rho^2 D} \quad (2.46)$$

El factor de fricción para tubos de hierro y acero comercial es igual a:

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}} \quad (2.47)$$

La caída de presión debido al efecto de entrada es despreciable en la tubería interna, pero en el ánulo se considera como una cabeza de velocidad por horquilla mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta Fl = \frac{v^2}{2g} \quad (2.48)$$

Si la velocidad es bastante mayor a 0,91 m/s (3 pies/s), las pérdidas de carga a la entrada y la salida pueden despreciarse.

En el Anexo C se indica un algoritmo de diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

2.5 PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

"La pérdida de carga en una tubería es la pérdida de energía del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí (viscosidad) y contra las paredes de la tubería que las contiene (rugosidad). Estas pérdidas también se producen por estrechamiento o cambio de dirección del fluido al pasar por un accesorio (válvulas, codos, etc.)." (Universidad Católica del Perú, 2008)

Las pérdidas que se producen a lo largo del conducto se denominan pérdidas de carga lineales y las que se producen en los codos, ramificaciones, válvulas, etc., se llaman pérdidas de carga singulares.

2.5.1 PÉRDIDAS LINEALES

Estas pérdidas se deben a las tensiones cortantes de origen viscoso que surgen entre el fluido y las paredes de la tubería. Para determinar las

pérdidas de carga considerando un flujo estacionario en un tramo se puede obtener mediante un balance de fuerzas en la dirección del flujo como se muestra en la figura 62.

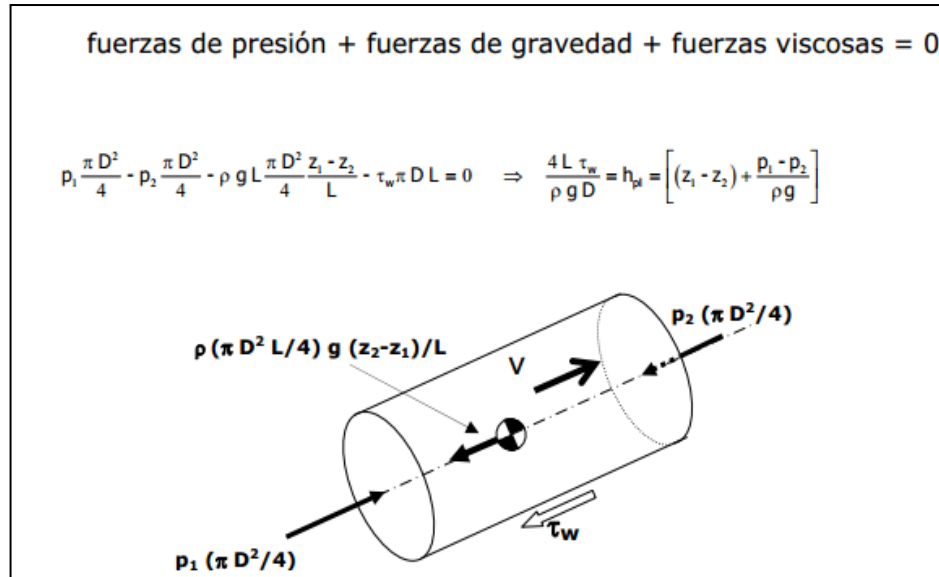


Figura 62 Balance de fuerzas en un tramo de tubería

Existen dos tipos de flujos que poseen distintas características. Estos son flujo laminar y flujo turbulento, que dependen del valor del número de Reynolds (Re).

Cuando $Re < 2000$ es flujo laminar, si se encuentra entre $2000 < Re < 4000$ es una zona de transición, si $Re > 4000$ se considera flujo turbulento.

- **Flujo laminar.**- las partículas fluidas circulan en dirección paralela, formando junto a ellas capas. Está gobernado por el producto entre la viscosidad del fluido (μ) y el gradiente de las velocidades ($\frac{dv}{dy}$), lo que es igual a la tensión cortante.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (2.49)$$

Para el cálculo de la caída de presión, se puede realizar mediante la ecuación de Hagen-Poiseuille, que se indica a continuación:

$$h_f = \frac{32\mu Lv}{\rho g D^2} = \frac{128\mu L}{\rho g \pi D^4} Q \quad (2.50)$$

Donde:

μ =viscosidad dinámica del fluido,

L =longitud de tubería,

v =velocidad del fluido,

ρ =densidad del fluido,

g =aceleración de la gravedad,

D =diámetro de la tubería,

Q =caudal circulante por la tubería.

- **Flujo turbulento.**- las partículas fluidas se mueven en distintas direcciones, es decir, de forma desordenada. La tensión cortante en este tipo de flujo es igual a:

$$\tau = (\mu + \eta) \frac{dv}{dy} \quad (2.51)$$

donde η es un factor de la turbulencia que depende de la densidad del fluido y de las características del movimiento.

La caída de presión en el régimen turbulento, se puede determinar mediante la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual se describe de la siguiente manera:

$$hf = f \frac{Lv^2}{D2g} = \frac{8fL}{g\pi^2 D^5} Q^2 \quad (2.52)$$

siendo f , el coeficiente de fricción o coeficiente de Darcy, el cual es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.

En el régimen laminar la caída de presión también se puede determinar con la ecuación 2.53, en donde el coeficiente de fricción depende exclusivamente de Reynolds, y se obtiene de la siguiente manera:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.53)$$

En el flujo turbulento, el coeficiente de fricción depende de Reynolds y de la rugosidad relativa (ε_T), la cual representa la altura promedio de las irregularidades de la superficie interior de la tubería y es igual a:

$$\varepsilon_T = \frac{K}{D} \quad (2.54)$$

donde, K es la rugosidad superficial del material que se muestra en la figura 63 y D equivale al diámetro interior de la tubería.

Material del tubo	Estado *	K (ft)
Tubo estirado de precisión	Nuevo	Bruñido
Tubería estirada	Nuevo	0,000005
Hierro fundido	Nuevo	0,00085
Hierro galvanizado	Nuevo	0,0005
Hierro fundido alquitranado	Nuevo	0,0004
Hierro forjado	Nuevo	0,00015
Acero	Nuevo	0,00015
Hierro o acero revestido con bitumen	Nuevo	0,000005
Acero remachado	Nuevo	0,003-03
Hierro o acero revestido con cemento por centrifugado	Nuevo	0,00005
Cemento	Nuevo	0,001-01
Duela de madera	Nuevo	0,0006-003
Fibro cemento	Nuevo	0,00005-0002

* Con el tiempo tiende a aumentar la rugosidad de superficie, y también si el material de la tubería es objeto de ataque por agentes corrosivos. En el primer caso se trata de un cambio a largo plazo mientras que el segundo es de plazo mas breve.

Figura 63 Rugosidad superficial de diferentes materiales

El factor de fricción se puede obtener mediante la ecuación de Colebrook, la cual se resuelve de manera iterativa o mediante métodos numéricos y se describe a continuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon_T}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.55)$$

Una aproximación explícita de la ecuación de Colebrook, donde existen errores menores al 1% para las condiciones $(10^{-6} \leq \frac{k}{D} \leq 10^{-2} \text{ con } 5000 \leq Re \leq 10^8)$ es:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon_T}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (2.56)$$

A partir de las ecuación 2.55, Moody desarrolló un diagrama que lleva su nombre, en el que se muestra varias curvas de rugosidad relativa, con las que se determina el coeficiente de fricción a partir de la intersección de la vertical del número de Reynolds con la correspondiente. El diagrama se muestra en la figura 64.

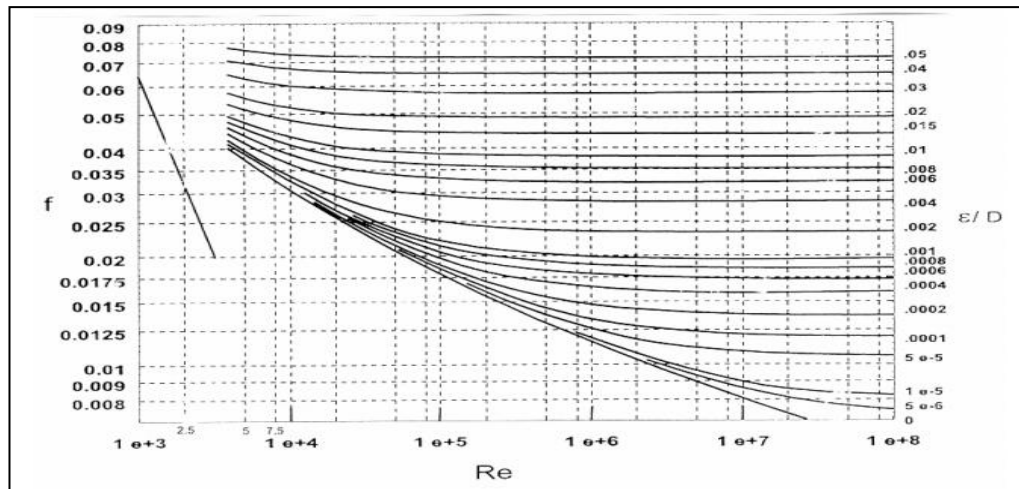


Figura 64 Diagrama de Moody

2.5.2 PÉRDIDAS SINGULARES

Las pérdidas singulares son aquellas que se producen por cualquier obstáculo en la tubería obstruyendo el paso del fluido de manera normal como: codos, válvulas, cambios de sección, ramificaciones, etc. Estas pérdidas de carga son pequeñas en relación con las lineales, excluyendo el caso cuando existen válvulas completamente cerradas. Para determinar las pérdidas por accesorios se emplean dos métodos:

- **Por medio de la longitud equivalente (Le).**-consiste en reemplazar el valor de Le de cada accesorio por L en la ecuación 2.52.
- **Por medio del coeficiente de resistencia K.**- la pérdida de carga en cada accesorio se determina de la siguiente manera:

$$hfa = K \frac{v^2}{2g} \quad (2.57)$$

Accesorios	L/D	Diámetro nominal (en pulgadas)												
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
		Valores de K												
Válv.de compuerta(abierta)	8	0.22	0.2	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.1	0.1	
Válv.de globo(abierta)	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
Válv.de retención horizontal(check)	100	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	
Válv.de retención horizontal oscilatoria(check)	50	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	0.75	0.7	0.65	0.6	
Válv.de pie de disco(de huso)con colador	420	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0	
Válv.de pie de disco con bisagra	75	2	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	0.9	
Codós estándar	90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	90° radio largo	16	0.43	0.4	0.37	0.35	0.34	0.3	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	180°	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.9	0.85	0.75	0.7	0.65	0.6
Curvas de 90°	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con derivación en la línea principal y lateral cerrada)	20	0.54	0.5	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.24	
T en línea (con circulación por derivación)	60	1.62	1.5	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.9	0.84	0.78	0.72	

Fuente: (Westaway & Loomis, 1984)

Figura 65 Coeficiente de resistencia K y longitud equivalente de accesorios

2.6 NORMATIVA Y REGULACIONES

2.6.1 NORMATIVA PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

El diseño de intercambiadores de calor se basa en dos normas independientes. Por una parte pueden diseñarse con la norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code) Sección VIII División 1, cuya última edición actualizada es la del año 2013, aunque para este proyecto se ha ocupado la edición 2010 que está vigente. Por otra parte es aceptada también la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), cuya última edición fue emitida en el año 2007, y ha sido ésta la ocupada para ciertas áreas de diseño del proyecto.

2.6.1.1 Norma ASME BPVC

El código internacional de calderas y recipientes a presión, BPVC por sus siglas en inglés, establece las reglas de seguridad para la fabricación de estos elementos, gobernando el diseño de calderas, recipientes a presión interna y plantas nucleares durante su construcción. Establecido desde 1914, el código ha ayudado a preservar la seguridad de las personas dando parámetros para diseños seguros. El ASME BPVC se clasifica en 11 secciones diferentes las cuales son:

- SECCIÓN I: Calderas de Potencia
- SECCIÓN II: Especificaciones de Materiales
- SECCIÓN III: Recipientes para Plantas Nucleares
- SECCIÓN IV: Calderas de Calentamiento
- SECCIÓN V: Ensayos No Destructivos
- SECCIÓN VI: Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Calentamiento
- SECCIÓN VII: Cuidado y Mantenimiento de Calderas de Potencia
- SECCIÓN VIII: Recipientes a Presión
- SECCIÓN IX: Procedimientos para Calificar Soldaduras
- SECCIÓN X: Recipientes a Presión de Fibra de Vidrio con Plástico
- SECCIÓN XI: Reglas para Inspección de Sistemas de Enfriamiento de Reactores Nucleares

Para el diseño de intercambiadores de calor, la sección VIII contiene los parámetros y reglas para la construcción de este tipo de equipos.

2.6.1.1.1 ASME Sección VIII

La sección VIII del código ASME BPVC, se refiere a recipientes a presión interna o externa, y proporciona los requerimientos de diseño y fabricación.

Esta sección se subdivide en 3 divisiones:

- División 1: Provee los requisitos aplicables al diseño, fabricación, inspección, pruebas y certificación de recipientes a presión e intercambiadores de calor operando ya sea a presión externa o interna que excede los 15 PSI.
- División 2: Los requisitos en materiales, diseño y ensayos no destructivos son más rigurosos que en la división 1, sin embargo son admitidos valores de esfuerzos más elevados. Estas reglas también aplican a la presencia de personas en recipientes a presión, en aplicaciones submarinas.
- División 3: Estos requisitos son aplicables para recipientes a presión que operan a presiones internas o externas sobre los 10000 PSI. No establece un máximo o mínimo en presión para la sección VIII.

La sección de intercambiadores de calor se cubre explícitamente en la parte UHX de la división 1, ahí se encuentran parámetros de diseño para tubos y corazas, con recomendaciones y requisitos específicos para varias aplicaciones industriales.

2.6.1.2 Norma TEMA

La norma TEMA es el producto de investigación y desarrollo de los fabricantes de intercambiadores de calor tubulares en los Estados Unidos.

La asociación TEMA es muy aceptada para requisitos de diseño y fabricación de intercambiadores de calor.

La asociación fue fundada en el año 1939, y ha elaborado 9 ediciones de su código en el pasar del tiempo, añadiendo análisis de juntas, análisis por elementos finitos y estándares de soldadura. Los miembros TEMA son empresas con vasta experiencia en la construcción de intercambiadores de calor, con estrictos controles de calidad.

La norma se divide en las siguientes secciones:

- Nomenclatura
- Tolerancias de Fabricación
- Fabricación General, Información Necesaria
- Instalación, Operación y Mantenimiento
- Normas Mecánicas Clase R
- Normas Mecánicas Clase C
- Normas Mecánicas Clase B
- Especificación de Materiales
- Normas Térmicas
- Propiedades Físicas de los Fluidos
- Información General
- Prácticas Recomendadas

La división en clases de las normas mecánicas se debe a los diferentes factores de diseño que se usan dependiendo de las condiciones de aplicación, aunque se usen las mismas partes en todas las clases. Cada

diseño debe indicar la clase que se usó, es decir TEMA "R" por ejemplo, ya que al especificar solo como TEMA a un intercambiador se está omitiendo los factores utilizados.

- CLASE R: Es la que requiere los factores más estrictos de diseño, y su uso es para condiciones severas de operación y procesos de petróleo
- CLASE C: Tienes factores de diseño de menor rigurosidad que la clase R, su uso es en aplicaciones generales y comerciales.
- CLASE B: Es muy similar a la clase C, pero esta categoría es utilizada generalmente en procesos químicos.

2.6.2 NORMATIVA PARA TUBERÍA DE PRESIÓN ASME B31

La norma B31, un código para tuberías de presión, elaborado por la ASME, está compuesto por varias secciones las cuales establecen requisitos de ingeniería para el diseño, construcción, instalación y pruebas seguras de las tuberías de presión. Anteriormente a esta norma se la conocía como ANSI B31.

El código a utilizar deberá ser la Edición y Adenda editada al menos seis meses antes de la fecha del contrato original. Debido a la innovación de nuevas tecnologías y materiales el código se modifica continuamente. "Las Adendas son editadas cada año y son obligatorias seis meses después de la fecha de edición. Las nuevas Ediciones son publicadas cada tres años." (Alcoser, Apuntes de Diseño Mecánico, 2007).

Es importante señalar que tanto las Ediciones como las Adendas no son retroactivos, a no ser que las partes contratantes acuerden utilizar otra edición.

Debido a que existen varias secciones en el código, los responsables por determinar que sección se va a emplear para la instalación del sistema de tuberías son los propietarios. En caso de que una sección no cubra específicamente un sistema de tuberías, los propietarios deben determinar la sección más aplicable para dicho caso. El propietario es el encargado de establecer los requisitos de diseño, construcción, inspección, examen, pruebas y el fluido para el sistema de tuberías, además es el responsable de cumplir con la norma o código. El diseñador conjuntamente con el propietario, son los responsables de certificar que el diseño cumple con todos los requisitos del código y los adicionales del propietario. Los responsables por suministrar los materiales, componentes y mano de obra de acuerdo a lo que establece la norma son el fabricante, fabricante y el ensamblador. El inspector del propietario es el encargado de asegurar el cumplimiento del código para la inspección, examen y pruebas.

A continuación se muestra las secciones que conforman el código y sus diversas aplicaciones para cada sección:

- **ASME B31.1**

Esta sección se considera para tuberías de potencia, cubre los requerimientos mínimos para el diseño, materiales, fabricación, pruebas e inspección de los sistemas de potencia y auxiliares de servicio de estaciones de generación eléctrica, plantas industriales e institucionales, plantas

térmicas centrales y regionales, sistemas de enfriamiento y calefacción geotérmica distrital.

- **ASME B31.2**

La sección B31.2 sirve para tuberías para gas combustible incluidas las del gas natural, GLP. El código se utiliza para el diseño, fabricación, instalación y pruebas de sistemas de tuberías para gas combustible incluyendo el gas natural, en la elaboración del gas licuado de petróleo (GLP), mezclas de aire con altos límites de combustible, GLP en fase gaseosa o mezcla de esos gases.

- **ASME B31.3**

Se considera esta sección para tuberías de proceso, es decir, se enfoca en toda tubería del procesamiento de manejo químico, petróleo y productos. Este código describe requerimientos para diseñar, materiales, fabricación, ensamble, examinar, inspección y pruebas para sistemas de tuberías sujetos a presión o vacío.

La aplicación de esta sección se da en sistemas de tubería para manejo de fluidos abarcando sólidos disueltos y en soluciones acuosas, y todo tipo de servicios incluso crudos, intermedios y químicos terminados, petróleo y derivados del petróleo, gas, aire, vapor, agua y refrigerantes excepto especificaciones excluidas. Además sirve para las plantas farmacéuticas, textil, papel, etc.

- **ASME B31.4**

El ASME B31.4 cubre a todas las instalaciones de los sistemas de transporte de hidrocarburos líquidos y otros líquidos. El código indica requerimientos para el diseño, materiales, construcción, ensamble, inspección y pruebas de tuberías para transportar líquidos tales como petróleo, condensado, gasolina natural, gas licuado de petróleo, gas natural líquido, alcohol líquido, anhídrido de amonio líquido y productos líquidos derivados del petróleo entre centros de producción, tanques de almacenamiento en campo, plantas de producción de gas natural, refinerías, estaciones, terminales de entrega, regulación y puntos de captación.

- **ASME B31.5**

Se aplica esta sección para tuberías de refrigeración y componentes de transferencia de calor. Este código establece los requisitos para los materiales, el diseño, fabricación, ensamblaje, montaje, prueba e inspección de refrigerante, componentes de transmisión de calor y tuberías de enfriamiento secundario para temperaturas tan bajas como -320°F (-196°C), ya sea montado en fábrica o instalaciones, excepto lo excluido específicamente a continuación.

Este código no se aplicará a:

- (a) cualquier sistema autónomo unidad sujetas a los requisitos de laboratorios suscriptores u otro laboratorio de prueba reconocido a nivel nacional.
- (b) las tuberías de agua.

(c) la tubería diseñada para presión relativa externa o interna no superior a 15psi (105kPa), independientemente del tamaño.

- **ASME B31.8**

Esta sección sirve para los sistemas de tuberías de distribución y transmisión de gas. El código cubre el diseño, fabricación, localización, pruebas y aspectos de seguridad en la operación y mantenimiento de la transmisión de gas y sistemas de distribución, incluyendo gasoductos, estaciones de gas comprimido, medición de gas y estaciones de regulación y líneas de servicio de salida para los consumidores establecidos. Incluye en este código los equipos de almacenamiento de gas de tipo cerrado.

- **ASME B31.9**

Se aplica esta sección para las tuberías de servicio de edificios. Este código establece los requisitos para el diseño de materiales, fabricación, instalación, inspección, control y ensayo de los sistemas de tuberías para los servicios de edificios industriales, institucionales, comerciales y públicos, y residencias de unidades múltiples, que no requieren magnitudes de presiones y temperaturas cubiertas en B31.1.

- **ASME B31.11**

El ASME B31.11, está enfocado en los sistemas de tuberías de transporte de barro. Este código establece requerimientos para el diseño, construcción, inspección, seguridad en el transporte de lodo. Cubre los sistemas de tuberías que transportan lodos acuosos de materiales no

peligrosos, tales como carbón, minerales y otros sólidos entre plantas, terminales y dentro de terminales, bombeo, regulación, etc.

NOTA: En el Anexo D se puede observar el resumen de los requisitos principales de los códigos de tuberías, de la fuente Pressure Vessel Handbook.

2.7 AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

La automatización industrial es el proceso de añadir controles electrónicos, computarizados y electromecánicos para controlar máquinas y procesos industriales. La automatización requiere de instrumentación, y engloba todos sus aspectos.

2.7.1 INSTRUMENTACIÓN

La instrumentación es el conjunto de elementos que miden, transmiten, convierten, o registran variables físicas o químicas en un determinado equipo o proceso, para ser utilizadas en validación de datos o control de determinados procesos con fines de mejora o automatización.

Los elementos utilizados en este proyecto son sensores de temperatura, que servirán al operador para monitorear el proceso y validar el adecuado funcionamiento del equipo. La temperatura es una variable física de vital importancia en el proceso productivo de emulsiones, por lo que es indispensable monitorearla constantemente.

2.7.1.1 Sensores de temperatura

Un sensor de temperatura es un dispositivo que transforma cambios de temperatura, en cambios en la señal eléctrica, éste es registrado por otros equipos eléctricos o electrónicos.

Los sensores de temperatura son de 3 tipos, los termistores, RTD y termopares.

Los sensores se componen típicamente del elemento sensor, la vaina que lo contiene y los cables de conexión, la vaina es un elemento altamente conductivo para hacer llegar la variación de temperatura con celeridad al sensor.

Termistor

Un termistor es un elemento semiconductor que cambia su resistencia de acuerdo a una variación de temperatura. Existen de 2 tipos: los NTC, que disminuyen su resistencia con aumento de temperatura, y los PTC, que aumentan su resistencia con el aumento de temperatura.

La desventaja con este tipo de sensores, es que no son lineales y son difíciles de calibrar.

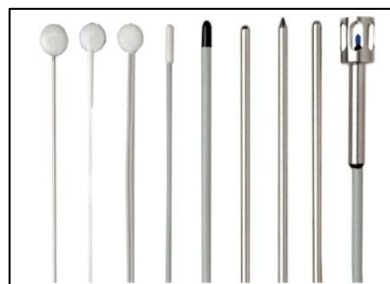


Figura 66 Tipos de Termistor

RTD

Es un elemento conductor que cambia su resistencia de acuerdo a una variación de temperatura.

Los metales empleados son generalmente, platino, molibdeno cobre y níquel.

Son los más utilizados debido a su comportamiento lineal, precisión adecuada y buen margen de temperatura.



Figura 67 RTD con conexión NPT ½”

Termopar

También conocidos como termocuplas, es un par de metales distintos que debido al efecto termoeléctrico producen corriente con una variación de temperatura.

Tienen un gran rango de medición, y son bastante económicos. Su desventaja es su precisión que no es tan buena como la de los RTD.

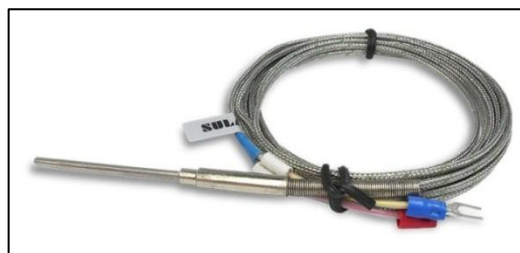


Figura 68 Termocupla tipo J

2.7.2 ACONDICIONAMIENTO DE SEÑAL

Acondicionar una señal, es convertir la señal de un sensor en una señal de calidad, eléctrica de voltaje o corriente, para ser interpretada en un equipo de adquisición de datos, un elemento acondicionador son los módulos convertidores de señal, que transforman la señal de los sensores RTD a una señal eléctrica de corriente de 4-20 mA.



Figura 69 Convertidor de Señal

2.7.3 ADQUISICIÓN DE DATOS

La adquisición de datos es la etapa de la automatización donde la señal previamente acondicionada es transformada en una señal digital apta para ser entendida en una PC o un controlador lógico. Aquí están las famosas tarjetas de adquisición DAQ/DAIO o los módulos de entrada.



Figura 70 Tarjeta de Adquisición de Datos

2.7.4 PLC

El controlador lógico programable, PLC por sus siglas en inglés, es el cerebro de la automatización, cuenta con entradas y salidas, ya sean análogas o digitales, y contiene el programa que da la secuencia lógica de la automatización.

Este programa es ingresado al PLC mediante un apropiado lenguaje de programación, como son: lenguajes de texto o lenguajes gráficos.

Aunque los PLC son dispositivos aparte, con CPU propio y memoria propia, en la actualidad la potencia de los ordenadores personales es aprovechada para reemplazar los PLC cuando se dispone de una PC que vaya a estar siempre en marcha y solo para el proceso.



Figura 71 PLC marca Mitsubishi

2.7.5 HMI

La HMI o interface humano máquina, es el paso de interacción entre humanos y máquinas mediante dispositivos de visualización e ingreso de datos, como son los paneles táctiles y también las PC conectadas a proceso.



Figura 72 Touch Panel con HMI

2.8 AISLANTES TÉRMICOS

Un aislante térmico es un material de baja conductividad térmica que se usa solo o acompañado de otros materiales de similares características para evitar que calor entre o salga de una superficie. A través de los años se han usado diferentes maderas y lanas naturales como aislantes, en la actualidad el desarrollo tecnológico ha permitido hacer uso de los materiales compuestos y polímeros para lograr excelentes materiales aislantes, que sean de fácil manipulación para elaborar revestimientos.

A continuación se listan los materiales aislantes más típicos usados en la industria:

- Lana mineral o lana de roca
- Poliestireno expandido
- Poliestireno extruido
- Espuma de poliuretano
- Espuma de resina fenólica
- Lana de Vidrio
- Lana de Madera

- Corcho expandido
- Foil de Aluminio

Estos materiales son combinados de diversas formas para lograr paredes con alta resistencia térmica, se explicarán las combinaciones más usadas en la industria ecuatoriana:

2.8.1 CAÑUELAS DE FIBRA DE VIDRIO (FIBERGLASS)

Es fibra de vidrio rígida de condiciones similares a un tubo rígido, compuesta por fibras de vidrio aglomeradas con resinas termoendurecibles y moldeadas en forma de tubo para cubrir tuberías de proceso. Se recubre esta cañuela con foil de aluminio para lograr una mejor estética además de incrementar su eficiencia térmica.

Con la lana de vidrio también se realizan tapetes aislantes y chaquetas flexibles que son fácilmente desmontables



Figura 73 Cañuela FIBERGLASS

2.8.2 CAÑUELAS Y RECUBRIMIENTOS MECÁNICOS CON LANA DE ROCA

La lana mineral o lana de roca tiene aún mayor resistencia térmica que la lana de vidrio, a su vez es más costosa y de mayor dificultad de conformado. Al igual que la lana de vidrio, se fabrican cañuelas o se las usa en revestimientos mecánicos de tanques para mantener condiciones de temperatura apropiadas.



Figura 74 Revestimiento mecánico para un tanque

2.8.3 ESPUMA DE POLIURETANO

La espuma de poliuretano es un excelente aislante para bajas temperaturas, su rango de temperatura máxima es mucho menos al de otros aislantes, pero cuenta con la ventaja de ser de fácil instalación, debido a la naturaleza líquida de sus componentes. Se amolda fácilmente a las superficies y brinda buenas propiedades aislantes. Es recomendable siempre recubrir esta espuma con materiales más rígidos y resistentes, debido a la delicadeza de la espuma en su estado sólido.

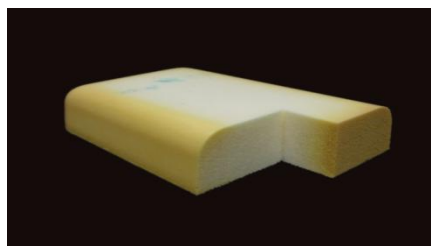


Figura 75 Bloque de poliuretano solidificado

2.9 ACEITE TÉRMICO TEXATHERM 46

El Texatherm 46, es un aceite parafínico utilizado a altas temperaturas para sistemas de transferencia de calor abiertos y cerrados. Este aceite presenta una estabilidad térmica y tiene una resistencia a la oxidación sin atacar al acero ni al cobre, prolongando la vida útil tanto del fluido como del equipo.

Para sistemas de transferencia de calor, se recomienda el uso del aceite para temperaturas que no excedan los 190°C en sistemas abiertos y 315°C para sistemas cerrados.

Este aceite se puede aplicar en procesos como: ebullición, destilación, secado, vulcanizado, cocinado y curado. Estos procesos se pueden encontrar en diversas industrias como las de jabones, asfaltos, plásticos, resinas, pinturas, caucho, papel, impermeabilizantes, fibras de vidrio, textiles, alimentos, pegamentos, químicos, ceras, maderas, productos farmacéuticos, imprenta, etc.

El aceite Texatherm 46 proporciona buena estabilidad térmica para resistir la descomposición a elevadas temperaturas, baja volatilidad, buena capacidad calórica y conductividad térmica, baja viscosidad para obtener una mayor eficiencia de bombeo, buena estabilidad en la oxidación para disminuir la degradación en el servicio.

2.9.1 RECOMENDACIONES PARA LOS SISTEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para tener un buen rendimiento en los sistemas de transferencia de calor, es importante tomar diversas precauciones para asegurar un funcionamiento satisfactorio del aceite durante el proceso.

- **Sistema Limpio.-** los sistemas de transferencia de calor deben ser limpiados antes de instalar el aceite con la finalidad de eliminar la presencia de depósitos, suciedad y otras partículas, que degradarían al aceite y dañarían los tubos calefactores.
- **Materiales.-** para un sistema de calefacción por aceite los materiales mas usados son el hierro y el acero. No debe usarse cobre o latón debido a que provoca una rápida oxidación del aceite caliente.
- **Sellado del sistema.-** el aceite a altas temperaturas y en presencia de aire, se oxida rapidamente, por lo que es necesario protegerlo del aire. Para mantener lejos el aire del aceite se emplea un tanque de expansión ubicado de modo que el aceite se mantenga frío para que no pueda reaccionar con el oxígeno.
- **Tanque de expansión.-** debe estar por encima del siguiente punto más elevado del sistema. El tanque no debe estar aislado para facilitar el enfriamiento, las tuberías de conexión deben ser pequeñas y pueden tener una camisa de agua alrededor con el objetivo de mantener frío el aceite en el tanque de expansión.

Texatherm		46
Código No		1507
	Método de Prueba	
Apariencia		Ligeramente Pálido
Gravedad, API	D 1298	29.9
Punto de Inflamación, Copa Abierta, °C	D 92	210
Punto de Fluidez, °C	D 97	-26
Viscosidad		
cSt a 40°C	D 445	46
cSt a 100°C	D 445	6.8
SSU a 100 ° F	Calc.	237
SSU a 210 ° F	Calc.	48
Índice de Viscosidad	D 2270	95
Temperatura de Película Máxima Permisible, °C		335
Propiedades a 260°C/500°F		
Conductividad Térmica, W/m-°K		0,1160
Capacidad Calorífica, kJ/kg-°K		2,75
Viscosidad, cSt		1.02
Gravedad Específica		0.72
Presión de Vapor, mm Hg		25

Figura 76 Características típicas del Texatherm 46

2.9.2 IMPACTO AMBIENTAL DEL USO DE ACEITES EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En la industria el aceite juega un papel muy preponderante ya que puede ser usado en diversas actividades como en el mantenimiento de equipos, lubricación, calentamiento de fluidos, etc. pudiendo ocasionar graves daños al medio ambiente y a la salud humana. Por tal motivo las empresas deben realizar periódicamente estudios del impacto ambiental que estos pueden ocasionar, y capacitar al personal sobre el manejo de los aceites con el fin de evitar afectar a la salud del personal y al medio ambiente.

La vida del fluido térmico no es eterna. Durante su vida útil sufre una degradación que depende de dos factores: la temperatura de trabajo y las condiciones de operación, por tal motivo dentro de las normativas internacionales los aceites usados están establecidos como residuos peligrosos por los efectos que tienen sobre el medio ambiente y la salud.

2.9.2.1 Consecuencias contra la salud

Debido a la degradación de los aceites estos producen sustancias peligrosas y tóxicas que afectan a la salud humana como son residuos metálicos ocasionados por el desgaste de tuberías o piezas, sustancias nocivas (determinados hidrocarburos aromáticos cancerígenos). A continuación se presentan algunos efectos debido al aceite:

- Irritación de los tejidos, vías respiratorias, ojos y piel; tos, ronquera, laringitis, náuseas, ahogos, asma, bronquitis y vómitos, por la presencia de gases que contienen aldehídos, cetonas, compuestos aromáticos.
- Efectos cancerígenos sobre la próstata, riñón y pulmón por la presencia de materiales metálicos como el plomo, cadmio, manganeso.
- Afectación en las vías respiratorias y los tejidos pulmonares por la presencia de elementos químicos como el cloro, monóxido de carbono, dióxido de nitrógeno, ácido sulfúrico, cromo, níquel, cadmio, cobre y antimonio.
- Compuestos aromáticos en niveles bajos puede afectar al sistema nervioso produciendo cansancio, confusión, debilidad, pérdida de la memoria, apetito, audición y vista.

2.9.2.2 Consecuencias contra el medio ambiente

Los aceites tienen un alto índice de contaminación sobre el medio ambiente debido a que es un derivado del petróleo, por tal motivo es de mucha importancia que las industrias conozcan el manejo y el uso que debe

tener los aceites con el objetivo de no producir daños ambientales. Para determinar si un aceite usado es peligroso se debe considerar aspectos como la biodegradabilidad, toxicidad, ecotoxicidad, emisión de gases, degradación química, etc. Algunas maneras en que puede contaminar los aceites al medio ambiente:

- **Contaminación del aire.-** la combustión de los aceites usados provoca emisiones a la atmósfera de compuestos como cloro, fósforo, azufre, plomo y otros elementos, los cuales producen en el aire un efecto tóxico causando contaminación atmosférica.
- **Contaminación del agua.-** los aceites no se disuelven en agua, generando una película impermeable que impide el paso de oxígeno, matando la vida tanto en el agua como en la tierra. Esta agua contaminada contiene sustancias tóxicas como: fenoles, aminas aromáticas, terpenos fosfatados y sulfonados di-alquil-ditiofosfato de cinc, detergentes, poli-isobutilenos, poliésteres., que durante el uso del aceite a temperaturas elevadas forman peróxidos intermedios que son muy tóxicos, motivo por el cual no es apta para el consumo de los seres vivientes.
- **Contaminación en suelos.-** los aceites vertidos en el suelo producen la destrucción del humus y la contaminación de aguas superficiales y subterráneas. El humus vegetal se va degradando ocasionando pérdida de la fertilidad del suelo.

CAPITULO 3

DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA

3.1 CONDICIONES Y PARÁMETROS PARA EL DISEÑO

Al diseñar un sistema de calentamiento de agua mediante aceite térmico es necesario en primer lugar realizar un estudio de las condiciones actuales de la planta de emulsiones asfálticas de Chova del Ecuador S.A, con la finalidad de plantear una mejora tecnológica, la cual va a ser reflejada en términos monetarios.

Para lo cual se procedió a tomar tiempos de calentamiento de agua mediante el uso del serpentín como sistema de intercambio de calor, el cual se encuentra ubicado en el interior de los tanques de solución jabonosa. Los tiempos obtenidos mediante este sistema fueron los siguientes:

Tabla 14 Tiempos obtenidos de calentamiento de agua con el serpentín

Volumen: 1000 galones	
Número de producción	Tiempo de calentamiento (minutos)
1	155
2	172
3	166
4	150
5	161
6	180
7	159
8	169
9	152
10	175
Promedio	163,9

Analizando los tiempos de calentamiento de agua, se determinó que este proceso ocurre a un promedio de 163.9 minutos (2 horas - 43 minutos - 54 segundos), para elevar la temperatura del fluido entre 28 a 32° C.

Por el interior de los tubos del serpentín circula aceite térmico a altas temperaturas, el cual es calentado en un caldero pirotubular. Este fluido se encarga de transferir el calor necesario para calentar el agua a las condiciones que se requiere en el proceso de producción. Las temperaturas obtenidas a la salida y al retorno de aceite térmico en el caldero son las que se indican a continuación:

Tabla 15 Temperaturas obtenidas de aceite térmico

Item	Tiempo (min)	Temperatura de retorno de aceite térmico al caldero (°C)	Temperatura de salida de aceite térmico del caldero (°C)
1	5	210,6	215,3
2	10	211,2	213,5
3	15	212,2	216,1
4	20	209,7	214,2
5	25	212,4	216,1
6	30	211,7	214,7
7	35	210,1	213,5
8	40	211,0	214,8
9	45	210,9	215,1
10	50	212,1	213,2
11	55	211,1	215,4
12	60	210,1	213,5
Promedio		211,09	214,61

En base a los datos obtenidos, se estableció que la temperatura promedio de salida de aceite térmico del caldero es de 214,61°C y la de retorno es de 211,09°C, para los diversos procesos en el que se utiliza este fluido caloportador.

La temperatura de agua previa a su calentamiento nos muestran los siguientes datos:

Tabla 16 Temperaturas obtenidas de agua

Toma de datos	Temperatura inicial de agua (°C)
1	16,1
2	15,9
3	17,0
4	15,4
5	16,9
6	17,6
7	15,7
8	16,3
9	17,8
10	15,6
Promedio	16,43

La temperatura promedio de agua almacenada en los tanques de almacenamiento es de 16,43°C.

Al estudiar la tabla 15, se puede concluir que el proceso de calentamiento de agua se demora demasiado tiempo en alcanzar sus temperaturas deseadas, provocando un cuello de botella en el proceso productivo de emulsiones asfálticas. Examinando la tabla 15, se determina que los procesos productivos no aprovechan de manera eficiente el calor disponible del aceite térmico, ya que tanto la temperatura de salida como la de retorno son valores muy similares y presentan una diferencia de temperatura muy baja, evidenciando una de las dificultades del porque el calentamiento de agua tarda demasiado tiempo para alcanzar las temperaturas ideales en el proceso.

Por lo cual se pretende diseñar y construir un equipo con la finalidad de reducir los tiempos de calentamiento de agua entregando más calor de aceite térmico, con los siguientes parámetros de diseño:

Tabla 17 Parámetros de diseño

Tiempo estimado de calentamiento de agua	40 minutos
Temperatura de salida de aceite térmico del caldero (°C)	214 °C
Temperatura de retorno de aceite térmico al caldero (°C)	150 °C
Temperatura inicial de agua (°C)	16°C
Temperatura final de agua (°C)	28 - 32°C

En base a los parámetros de diseño de la tabla 17, se debe determinar el calor disponible de aceite térmico y el calor requerido para el calentamiento de agua, con el objetivo de verificar que exista el suficiente calor disponible para la realización de este proyecto en relación al calor requerido. A continuación se muestra el cálculo correspondiente:

- **CALOR DISPONIBLE EN ACEITE TÉRMICO**

Temperatura a la salida del caldero

$$T_{oat} := 214 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de retorno al caldero

$$T_{fat} := 150 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura promedio de aceite térmico

$$T_{pat} := \frac{T_{oat} + T_{fat}}{2}$$

$$T_{pat} = 182 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del aceite térmico a T Promedio

$$\rho_{pat} := 761 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calor específico a T Promedio (Cp)

$$C_{pat} := 2.48 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{C}}$$

Caudal volumétrico de trabajo del sistema

$$\text{Cat} := 65 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Caudal másico del sistema

$$\text{mat} := \frac{(\text{Cat} \cdot \rho_{\text{pat}})}{3600}$$

$$\text{mat} = 13.74 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor disponible de aceite tèrmico

$$Q_d := \text{mat} \cdot C_{\text{pat}} \cdot (\text{Toat} - \text{Tfat})$$

$$Q_d = 2.181 \times 10^3 \text{ KW}$$

- **CALOR REQUERIDO PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA**

Temperatura de entrada de agua

$$\text{Toag} := 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura requerida de agua

$$\text{Tfag} := 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura promedio de agua

$$\text{Tpag} := \frac{\text{Toag} + \text{Tfag}}{2} + 273$$

$$\text{Tpag} = 297 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del agua a condiciones normales

$$\rho_{\text{ag}} := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calor específico a T Promedio (Cp)

$$\text{tag1} := 295 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{C}_{\text{pag1}} := 4.181 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Tpag} = 297 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{C}_{\text{pag2}} := 4.179 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{tag2} := 300 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$C_{pag} := C_{pag2} - \left[\left(\frac{tag2 - T_{pag}}{tag2 - tag1} \right) \cdot (C_{pag2} - C_{pag1}) \right]$$

$$C_{pag} = 4.18 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{Datos tomados del Apendice A, Incropera 6ta Edicion}$$

Requerimiento de llenado

$$V_{ag} := 1000 \quad \text{galones}$$

$$\text{tiempo} := 40 \quad \text{min}$$

Caudal volumétrico requerido

$$F1 := 3.79 \times 10^{-3} \quad \text{m}^3 \quad \text{Factor de conversión de galones a metros cúbicos}$$

$$C_{ag} := \frac{V_{ag} \cdot F1 \cdot 60}{\text{tiempo}} = 5.685 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Caudal másico requerido

$$\underline{\underline{mag}} := \frac{(C_{ag} \cdot \rho_{ag})}{3600}$$

$$mag = 1.579 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor requerido para calentamiento de agua

$$Q_r := mag \cdot C_{pag} \cdot (T_{fag} - T_{oag})$$

$$Q_r = 105.62 \quad \text{KW}$$

El calor disponible de aceite térmico es de 2.181×10^3 KW y el requerido para calentar agua es de 105.62KW, por lo tanto el proyecto para calentar agua mediante aceite térmico es factible y se debe escoger el mejor sistema para realizar dicha función.

3.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y MATRICES DE PONDERACIÓN

En el capítulo II se enunció diversos tipos de intercambiadores de calor que pueden aprovechar el calor disponible para el objetivo deseado. Luego de análisis de requerimientos se propone 3 opciones para cumplir este objetivo, las mismas que se muestran a continuación:

- **Alternativa A:** Gases de escape como medio calefactor, y serpentín como dispositivo de transferencia.
- **Alternativa B:** Aceite térmico como medio calefactor, intercambiador de calor de tubos concéntricos como dispositivo de transferencia
- **Alternativa C:** Aceite térmico como medio calefactor, intercambiador de tubo y coraza como dispositivo de transferencia

Para seleccionar la alternativa adecuada se ha efectuado una matriz de decisión mediante factores ponderados y factores de calificación, con la finalidad de escoger la alternativa que satisfaga todas las necesidades tanto técnicas, operativas, constructivas y económicas.

Se ha utilizado los siguientes criterios de evaluación: eficacia, eficiencia, costo de fabricación, mantenimiento, facilidad de construcción, tiempo de implementación, disponibilidad de materiales, dimensiones y espacio, facilidad de operación. Para ser evaluados en la matriz combinex, se utiliza el criterio de combinación binaria del factor importante, siendo el número 1 de mayor importancia, el 0.5 de igual importancia y el 0 de menor

importancia entre un par de factores. La matriz combinex se muestra a continuación:

COMBINEX MATRIX												
ORD	CRITERIO DE DISEÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	SUM	W.F
1	EFICACIA	0	0.5	0	0.5	1	0.5	0	0.5	1	4	0.118
2	EFICIENCIA	0.5	0	0	0.5	1	0.5	0	0.5	1	4	0.118
3	COSTO DE FABRICACION	1	1	0	0.5	0.5	1	0	0.5	1	5.5	0.162
4	MANTENIMIENTO	0.5	0.5	0.5	0	0	1	0	0.5	1	4	0.118
5	FACILIDAD DE COSTRUCCION	0	0	0.5	1	0	1	0.5	0	0.5	3.5	0.103
6	TIEMPO DE IMPLEMENTACION	0.5	0.5	0	0	0	0	0.5	0	0	1.5	0.044
7	DISPONIBILIDAD DE MATERIALES	1	1	1	1	0.5	0.5	0	1	1	7	0.206
8	DIMENSIONES Y ESPACIO	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	0	0	0.5	4.5	0.132
9	FACILIDAD DE OPERACION	0	0	0	0	0.5	1	0	0.5	0	2	0.059
	SUM =										34	1

Figura 77 Matriz combinex

Con la matriz de la figura 77 se obtienen los factores de ponderación (Weighting Factors) que al conjugarse con un factor de calificación (Rating Factor) nos lleva a una sola alternativa de diseño. Los factores de calificación, son números del 1 al 10, que evalúan la capacidad de una alternativa de cumplir con el criterio de diseño, siendo 1 la calificación más baja y 10 la más alta.

MATRIZ DE DECISION								
ORD	CRITERIO DE DISEÑO	W.F.	ALTA		ALT B		ALT C	
			R.F	PUNTAJE	R.F.	PUNTAJE	R.F	PUNTAJE
1.00	EFICACIA	0.12	1	0.12	8	0.94	10	1.18
2.00	EFICIENCIA	0.12	2	0.24	7	0.82	10	1.18
3.00	COSTO DE FABRICACION	0.16	7	1.13	10	1.62	3	0.49
4.00	MANTENIMIENTO	0.12	8	0.94	9	1.06	5	0.59
5.00	FACILIDAD DE COSTRUCCION	0.10	5	0.51	10	1.03	2	0.21
6.00	TIEMPO DE IMPLEMENTACION	0.04	9	0.40	8	0.35	5	0.22
7.00	DISPONIBILIDAD DE MATERIALES	0.21	8	1.65	9	1.85	7	1.44
8.00	DIMENSIONES Y ESPACIO	0.13	10	1.32	4	0.53	10	1.32
9.00	FACILIDAD DE OPERACION	0.06	8	0.47	7	0.41	7	0.41
	SUM =	1.00		6.78		8.62		7.03

ALTERNATIVA SELECCIONADA	TUBOS CONCENTRICOS
--------------------------	--------------------

Figura 78 Matriz de decisión

La matriz de decisión indica que el intercambiador de tubos concéntricos es la opción que cumple de mejor manera con los requerimientos, por lo que se diseñará solamente esta alternativa.

3.3 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.3.1 DISEÑO TÉRMICO

Luego de escoger la alternativa adecuada y en base a los estudios realizados en el Capítulo II, se procede a diseñar un intercambiador de calor de tubos concéntricos con la finalidad de determinar la longitud requerida donde se va a efectuar la transferencia de calor.

Se debe determinar cuál de los dos fluidos debe circular por el espacio anular y por la tubería interna. Un criterio consiste en diseñar de manera que las velocidades y las caídas de presión sean similares. Otro criterio se basa en el flujo de calor de los fluidos, es decir, minimizar las pérdidas de calor al exterior, por lo cual en el diseño realizado se escogió al aceite térmico que circule por el tubo interno y al agua por el anulo, para evitar pérdidas de calor del aceite hacia el ambiente.

El cálculo consiste en determinar los coeficientes h_{i0} y h_{o0} para obtener el coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_c). Asignar factores de ensuciamiento para poder calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor (U_D), para luego conseguir la superficie de intercambio.

A continuación se detalla el diseño conservador realizado del intercambiador de tubos concéntricos para el calentamiento de agua:

Calor disponible de aceite tèrmico

$$Q_d := \text{mat} \cdot C_{\text{pat}} \cdot (T_{\text{oat}} - T_{\text{fat}})$$

$$Q_d = 2.181 \times 10^3 \text{ KW}$$

Calor requerido para calentamiento de agua

$$Q_r := \text{mag} \cdot C_{\text{pag}} \cdot (T_{\text{fag}} - T_{\text{oag}})$$

$$Q_r = 105.62 \text{ KW}$$

Calor requerido con factor de seguridad

$$FS := 1.2$$

$$Q_{rFS} := Q_r \cdot FS$$

$$Q_{rFS} = 126.744 \text{ KW}$$

Caudal másico óptimo de aceite tèrmico para el calentamiento de agua

$$\text{matop} := \frac{Q_{rFS}}{C_{\text{pat}} \cdot (T_{\text{oat}} - T_{\text{fat}})} = 0.799 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caudal volumétrico óptimo de aceite tèrmico para el calentamiento de agua

$$\text{Catop} := \frac{3600 \cdot \text{matop}}{\rho_{\text{at}}} = 3.778 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Diámetros**Tubería de 3 x 2 IPS****Tubería de 3 plg**

$$\text{Diámetro exterior: } D_{\text{ex}} := 3.50 \cdot \frac{2.54}{100} = 0.089 \text{ m}$$

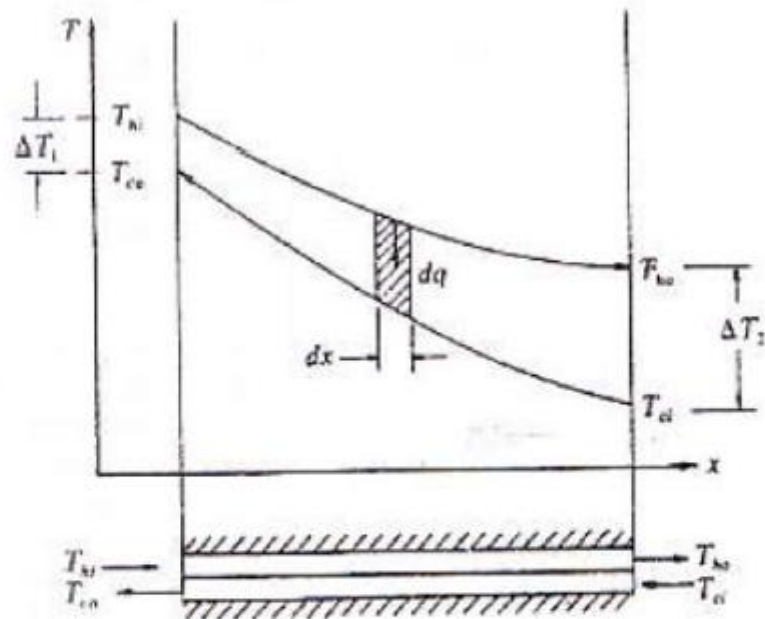
$$\text{Diámetro interior: } D_{\text{in}} := 3.068 \cdot \frac{2.54}{100} = 0.078 \text{ m}$$

Tubería de 2 plg

$$\text{Diámetro exterior: } D_{\text{ext}} := 2.38 \cdot \frac{2.54}{100} = 0.06 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro interior: } D_{\text{int}} := 2.067 \cdot \frac{2.54}{100} = 0.053 \text{ m}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica (flujo en contraflujo)



Distribución de temperaturas para el caso de contraflujos

$$\begin{aligned} T_{ho} &= T_{fat} \\ T_{hi} &= T_{oat} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{co} &= T_{fag} \\ T_{ci} &= T_{oag} \end{aligned}$$

$$\Delta T_1 := T_{oat} - T_{fag}$$

$$\Delta T_2 := T_{fat} - T_{oag}$$

$$\Delta T_1 = 182 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 134 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 156.777 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Fluido de aceite térmico

Caudal volumétrico a utilizarse para el intercambiador de calor

$$Q_{top} = 3.778 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Area de tubo interior de 2plg

$$A_{int} := \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4}$$

$$A_{int} = 2.165 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad de flujo

$$v_{at} := \frac{\frac{Catop}{3600}}{A_{int}}$$

$$v_{at} = 0.485 \frac{m}{s}$$

Viscosidad cinemática a T Promedio

$$v_{at} := 1.173 \frac{mm^2}{s}$$

Reynolds

$$Re_{at} := \frac{v_{at} \cdot D_{int}}{\frac{v_{at}}{1000^2}}$$

$$Re_{at} = 2.169 \times 10^4$$

Por lo tanto se determina que el aceite térmico es un flujo turbulento debido a que Reynolds es mayor a 10000.

Conductividad térmica a T Promedio

$$k_{at} := 0.1095 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Viscosidad dinámica

$$\mu_{at} := \frac{v_{at}}{1000^2} \cdot \rho_{at}$$

$$\mu_{at} = 8.927 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Prandtl

$$Pr_{at} := \frac{C_{pat} \cdot \mu_{at}}{\frac{k_{at}}{1000}}$$

$$Pr_{at} = 20.217$$

INCROPERA F., Fundamentos de Transferencia de Calor, pag 320

Coefficiente de convección interior (hi)

Para determinar el coeficiente de convección interior se procede a utilizar la ecuación de Dittus - Boelter, la cual es válida para:

$$\begin{aligned} 10000 < Re < 120000 \\ 0,7 < Pr < 120 \\ L/D > 60 \end{aligned}$$

$$NuD = (hD)/k = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n$$

donde: $n = 0.4$ para calentamiento del fluido
 0.3 para enfriamiento del fluido

$$hi := \frac{(0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3}) \cdot kat}{Dint}$$

$$hi = 348.147 \quad \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Coefficiente de convección por corrección (hio)

$$hio := hi \cdot \frac{Dint}{Dext}$$

$$hio = 302.361 \quad \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Fluido de H2O**Viscosidad dinámica a T Promedio**

$$tag1 = 295 \text{ } ^\circ K \quad \mu_{ag1} := 959 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\begin{aligned} T_{pag} &= 297 \text{ } ^\circ K \\ tag2 &= 300 \text{ } ^\circ K \quad \mu_{ag2} := 855 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} \end{aligned}$$

$$\mu_{ag} := \mu_{ag2} - \left[\left(\frac{tag2 - T_{pag}}{tag2 - tag1} \right) \cdot (\mu_{ag2} - \mu_{ag1}) \right]$$

$$\mu_{ag} = 9.174 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Viscosidad cinemática

$$\nu_{ag} := \frac{\mu_{ag}}{\rho_{ag}}$$

$$\nu_{ag} = 9.174 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Caudal volumétrico disponible

$$C_{ag} = 5.685 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$C_{ag1} := \frac{C_{ag}}{3600} = 1.579 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Area de la sección anular

$$A_{anu} := \pi \cdot \frac{(\text{Din}^2 - \text{Dext}^2)}{4} = 1.899 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

Velocidad de flujo

$$\nu_{ag} := \frac{C_{ag1}}{A_{anu}}$$

$$\nu_{ag} = 0.831 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Diámetro equivalente

$$D_e := \frac{\text{Din}^2 - \text{Dext}^2}{\text{Dext}}$$

$$D_e = 0.04 \text{ m}$$

Reynolds

$$\text{Re}_{ag} := \frac{\nu_{ag} \cdot D_e}{\nu_{ag}}$$

$$\text{Re}_{ag} = 3.626 \times 10^4$$

Por lo tanto se determina que el agua se encuentra en flujo turbulento debido a que Reynolds es mayor a 10000.

Conductividad térmica a T Promedio

$$\begin{aligned} \text{tag1} &= 295 \text{ } ^\circ\text{K} & \text{kag1} &:= 606 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{K}} \\ \text{Tpag} &= 297 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{tag2} &= 300 \text{ } ^\circ\text{K} & \text{kag2} &:= 613 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{K}} \end{aligned}$$

$$\text{kag} := \text{kag2} - \left[\left(\frac{\text{tag2} - \text{Tpag}}{\text{tag2} - \text{tag1}} \right) \cdot (\text{kag2} - \text{kag1}) \right]$$

$$\text{kag} = 0.609 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{K}}$$

Prandtl a T Promedio

$$\begin{aligned} \text{tag1} &= 295 \text{ } ^\circ\text{K} & \text{Prag1} &:= 6.62 \\ \text{Tpag} &= 297 \text{ } ^\circ\text{K} \\ \text{tag2} &= 300 \text{ } ^\circ\text{K} & \text{Prag2} &:= 5.83 \end{aligned}$$

$$\text{Prag} := \text{Prag2} - \left[\left(\frac{\text{tag2} - \text{Tpag}}{\text{tag2} - \text{tag1}} \right) \cdot (\text{Prag2} - \text{Prag1}) \right]$$

$$\text{Prag} = 6.304$$

Coefficiente de convección exterior (ho)

Para determinar el coeficiente de convección interior se procede a utilizar la ecuación de Dittus - Boelter, la cual es válida para:

$$\begin{aligned} 10000 < \text{Re} < 120000 \\ 0,7 < \text{Pr} < 120 \\ L/D > 60 \end{aligned}$$

$$\text{NuD} = (\text{hD})/k = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^n$$

donde: n = 0.4 para calentamiento del fluido
0.3 para enfriamiento del fluido

$$\text{ho} := \frac{(0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4}) \cdot \text{kag}}{\text{De}}$$

$$\text{ho} = 3.247 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

COEFICIENTES TOTALES DE TRANFERENCIA DE CALOR

Coefficiente total de transferencia de calor limpio (Uc)

$$U_c := \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$U_c = 276.602 \quad \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Factor de obstrucción interno debido al aceite térmico (Rdi)

$$R_{di} := 0.001 \quad \frac{hr \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}{BTU} \quad \text{Referencia: Procesos de Transferencia de Calor de Kern, tabla 12, pag 950. (Líquido calefactor)}$$

$$F_2 := 0.17611025 \quad \text{Factor de conversión de } \frac{hr \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}{BTU} \text{ a } \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$R_{di1} := R_{di} \cdot F_2 = 1.761 \times 10^{-4} \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Factor de obstrucción externo debido al agua (Rdo)

$$R_{do} := 0.002 \quad \frac{hr \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}{BTU} \quad \text{Referencia: Procesos de Transferencia de Calor de Kern, tabla 12, pag 950. (Agua de río)}$$

$$R_{do1} := R_{do} \cdot F_2 = 3.522 \times 10^{-4} \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Factor de obstrucción total (Rd)

$$R_d := R_{di1} + R_{do1}$$

$$R_d = 5.283 \times 10^{-4} \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Coefficiente total de transferencia de calor sucio (Ud)

$$U_d := \frac{U_c}{1 + (R_d \cdot U_c)}$$

$$U_d = 241.334 \quad \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Superficie requerida

$$A_r := \frac{Q_{rFS} \cdot 1000}{U_d \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$A_r = 3.35 \quad m^2$$

Superficie por pie lineal exterior para tubo estándar de 2 plg

$$F_3 := 0.622 \frac{pie^2}{pie}$$

Referencia: Procesos de Transferencia de Calor de Kern, tabla II, pag 949

Longitud requerida

$$L_r := \frac{A_r}{F_3 \cdot 0.3048}$$

$$L_r = 17.669 \quad m$$

Aproximando al inmediato superior tenemos una longitud requerida de

$$L_{req} := 18 \quad m$$

Por lo tanto se necesitan conectar 4 horquillas de 4.5 m

Superficie real

$$A_{real} := L_{req} \cdot F_3 \cdot 0.3048$$

$$A_{real} = 3.413 \quad m^2$$

Coefficiente total de transferencia de calor real

$$U_{dreal} := \frac{Q_{rFS} \cdot 1000}{A_{real} \cdot \Delta T_{ml}}$$

$$U_{dreal} = 236.9 \quad \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Factor de obstrucción real

$$R_{dreal} := \frac{U_c - U_{dreal}}{U_c \cdot U_{dreal}} = 6.059 \times 10^{-4} \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

CAIDA DE PRESIÓN

- **En el tubo interno (aceite térmico)**

Factor de fricción

$$f_i := 0.0035 + \frac{0.264}{\text{Reat}^{0.42}}$$

$$f_i = 7.484 \times 10^{-3}$$

Gravedad

$$g_r := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Caída de presión en tubería

$$\Delta P_i := \frac{4 \cdot f_i \cdot (\rho_{\text{at}} \cdot v_{\text{at}})^2 \cdot L_{\text{req}}}{2 \cdot g_r \cdot \rho_{\text{at}}^2 \cdot D_{\text{int}}}$$

$$\Delta P_i = 0.123 \quad \text{mH}_2\text{O}$$

$$F_4 := 1.4222952 \quad \text{Factor de conversión de mH}_2\text{O a PSI}$$

$$\Delta P_{i1} := \Delta P_i \cdot F_4 = 0.175 \quad \text{PSI}$$

Permitidos 10 psi (Consideración estándar Kern)

- **En el anulo (H₂O)**

Diámetro equivalente hidráulico para caída de presión

$$D_{e\Delta P} := D_{\text{in}} - D_{\text{ext}}$$

$$D_{e\Delta P} = 0.017 \quad \text{m}$$

Reynolds para caída de presión

$$\text{Re}_{\Delta P} := \frac{v_{\text{ag}} \cdot D_{e\Delta P}}{\nu_{\text{ag}}}$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = 1.584 \times 10^4$$

Factor de fricción

$$f_{\text{anulo}} := 0.0035 + \frac{0.264}{\text{Re}\Delta P^{0.42}}$$

$$f_{\text{anulo}} = 8.047 \times 10^{-3}$$

Caída de presión en el anulo

$$\Delta P_o := \frac{4 \cdot f_{\text{anulo}} \cdot (\rho_{\text{ag}} \cdot v_{\text{ag}})^2 \cdot L_{\text{req}}}{2 \cdot \text{gr} \cdot \rho_{\text{ag}}^2 \cdot D_e \Delta P}$$

$$\Delta P_o = 1.168 \quad \text{mH}_2\text{O}$$

Caída de presión a la entrada y salida del anulo por cada horquilla

$$\Delta F := \frac{v_{\text{ag}}^2}{2 \cdot \text{gr}} \cdot 4 = 0.141 \quad \text{mH}_2\text{O}$$

Caída de presión total en el anulo

$$\Delta P_{\text{anulo}} := \Delta P_o + \Delta F = 1.309 \quad \text{mH}_2\text{O}$$

$$\Delta P_{\text{anulo1}} := \Delta P_{\text{anulo}} \cdot F_4 = 1.862 \quad \text{PSI}$$

Permitidos 10 psi (Consideración estándar Kern)

Se puede concluir que para poder calentar 1000 galones de agua en 40 minutos se requiere un intercambiador de calor de tubos concéntricos de 18 metros de longitud, es decir, 4 horquillas de 2.25 de longitud efectiva. La caída de presión tanto en la tubería interna como en el anulo no debe sobrepasar los 10 PSI de acuerdo al libro “Procesos de Transferencia de Calor de Donald Kern”, el cual está realizado bajo normas para intercambiadores de calor.

3.3.2 DISEÑO MECÁNICO

Una vez realizado el cálculo térmico, se debe determinar los materiales de las tuberías a usar en el intercambiador de calor, para lo cual se procede a realizar el diseño mecánico según el código para tuberías de presión ASME B31.3 expuestas en el Capítulo II, ya que son tuberías para procesos industriales sometidas a presión interna.

- **Cálculo del espesor mínimo de tuberías**

Para calcular los espesores mínimos requeridos de tubería para el intercambiador de calor nos basamos en las ecuaciones y tablas expuestas en el Anexo D.

El primer paso de acuerdo con la norma ASME B31.3 es la selección del material y las especificaciones para tubería. En este caso se ha seleccionado tubería de acero al carbono para ambos fluidos, sin costura para el aceite térmico; galvanizado, con costura y roscado para el agua de proceso.

Se ha seleccionado una tubería con especificación A106 gr. B para transportar el fluido térmico y tubería galvanizada para agua que cumpla con la especificación A53 gr. A.

A continuación se realiza el cálculo de los espesores mínimos requeridos de tubería tanto para la línea de aceite como para la de agua:

Intercambiador de calor

Tubería de agua (3plg)

Presión: $P_{ag} = 30$ PSI

Diámetro exterior para tubería de 3 plg: $D_{ex} := 3.50$ plg

Temperatura: $T_{oag} := 15$ °C $T_{oagF} = 59$ °F

Material: ASTM A53

Resistencia del material: $S_{ag} := 16000$ PSI

Factor de eficiencia del punto de soldadura de la tubería: $E_{ag} := 1$

Coefficiente Y $Y := 0.4$

Corrosión Admisible: $CA := 0.125$ plg

Espesor

$$tag3 := \frac{P_{ag} \cdot D_{ex}}{2 \cdot (S_{ag} \cdot E_{ag} + P_{ag} \cdot Y)} + CA$$

$$tag3 = 0.128 \text{ plg}$$

Tubería de aceite térmico (2plg)

Presión: $P_{at1} = 99.47$ PSI

Diámetro exterior para tubería de 2 plg: $D_{ext} = 2.38$ plg

Temperatura: $T_{oat} := 214$ °C $T_{oatF} = 417.2$ °F

Material: ASTM A106B

Resistencia del material: $S_{at} := 20000$ PSI

Factor de eficiencia del punto de soldadura de la tubería: $E_{at} := 1$

Coefficiente Y $Y = 0.4$

Corrosión Admisible: $CA = 0.125$ plg

Espesor

$$tat2 := \frac{P_{at1} \cdot D_{ext}}{2 \cdot (S_{at} \cdot E_{at} + P_{at1} \cdot Y)} + CA$$

$$tat2 = 0.131 \text{ plg}$$

Tubería de 2 plg con cédula 40

Líneas de alimentación al intercambiador de calor

Tubería de agua (2plg)

Presión: $P_{ag} = 30$ PSI

Diámetro exterior para tubería de 2 plg: $D_{ext} := 2.38$ plg

Temperatura: $T_{oagF} = 59$ °F

Material: ASTM A53

Resistencia del material: $S_{ag} = 1.6 \times 10^4$ PSI

Factor de eficiencia del punto de soldadura de la tubería: $E_{ag} = 1$

Coefficiente Y $Y = 0.4$

Corrosión Admisible: $CA = 0.125$ plg

Espesor

$$tag2 := \frac{P_{ag} \cdot D_{ext}}{2 \cdot (S_{ag} \cdot E_{ag} + P_{ag} \cdot Y)} + CA$$

$$tag2 = 0.127 \text{ plg}$$

Tubería de aceite térmico (1plg)

Presión: $P_{at1} = 99.47$ PSI

Diámetro exterior para tubería de 1 plg: $D_e := 1.32$ plg

Temperatura: $T_{oatF} = 417.2$ °F

Material: ASTM A106B

Resistencia del material: $S_{at} = 2 \times 10^4$ PSI

Factor de eficiencia del punto de soldadura de la tubería: $E_{at} = 1$

Coefficiente Y $Y = 0.4$

Corrosión Admisible: $CA = 0.125$ plg

Espesor

$$tat1 := \frac{P_{at1} \cdot D_e}{2 \cdot (S_{at} \cdot E_{at} + P_{at1} \cdot Y)} + CA$$

$$tat1 = 0.128 \text{ plg}$$

Tubería de 1 plg con cédula 40

Realizado el cálculo de los espesores mínimos requeridos, se debe comparar los resultados obtenidos con los espesores de las tuberías que se indican en las tablas de los comerciantes para escoger la cédula adecuada.

En la tabla 18 se realiza la comparación y se define la cédula:

Tabla 18 Comparación de espesores mínimos

Fluido	Diámetro Nominal (plg)	Espesor mínimo requerido (plg)	Espesor tabulado en tablas (plg)	Cédula
Intercambiador de calor				
Agua	3	0,128	0,216	40
Aceite	2	0,131	0,154	40
Líneas de alimentación				
Agua	2	0,127	0,154	40
Aceite	1	0,128	0,133	40

Analizando los resultados obtenidos se concluye que para la construcción del intercambiador de calor y líneas de alimentación, se deben utilizar tuberías de cédula 40 en los diámetros especificados.

- **Cálculo de la clase de presión de bridas**

Una brida es un elemento que une dos componentes de un sistema de tuberías, permitiendo desmontarlo sin operaciones destructivas. Se clasifican según su clase de presión las cuales se expresan en PSI. Es importante señalar que cuanto mayor es la clase de presión de las bridas de una red de tuberías, mayor resistencia presentará dicha red al efecto conjunto de la presión y la temperatura.

Para calcular la clase de presión de las bridas que se van a utilizar en el intercambiador de calor y en las líneas de alimentación, se requieren de dos variables fundamentales que son: la temperatura de diseño y la presión

admisible de diseño. A continuación se determina la clase de presión para el diseño que se está realizando:

Agua

Presión: $P_{ag} := 30 \text{ psi}$

Temperatura: $T_{oagF} := 59 \text{ }^\circ\text{F}$

Aceite Térmico

Presión: $P_{at} := 7 \text{ bares}$ $P_{at1} := P_{at} \cdot 14.21 = 99.47 \text{ psi}$

Temperatura: $T_{at} := 214 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{atF} := 417.2 \text{ }^\circ\text{F}$

PRESSURE – TEMPERATURE RATINGS							
FOR STEEL PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS							
American National Standard ANSI B16.5-1996/1998 ADDENDA							
Class	150 lb.	300 lb.	400 lb.	600 lb.	900 lb.	1,500 lb.	2,500 lb
Hydrostatic test pressure, psig	450	1,125	1,500	2,225	3,350	5,575	9,275
Temperature, F	MAXIMUM ALLOWABLE NON-SHOCK PRESSURE PSIG.						
-20 to 100	285	740	990	1,480	2,220	3,705	6,170
200	260	675	900	1,350	2,025	3,375	5,625
300	230	655	875	1,315	1,970	3,280	5,470
400	200	635	845	1,270	1,900	3,170	5,280
500	170	600	800	1,200	1,795	2,995	4,990
600	140	550	730	1,095	1,640	2,735	4,560
650	125	535	715	1,075	1,610	2,685	4,475
700	110	535	710	1,065	1,600	2,665	4,440
750	95	505	670	1,010	1,510	2,520	4,200
800	80	410	550	825	1,235	2,060	3,430
850	65	270	355	535	805	1,340	2,230
900	50	170	230	345	515	860	1,430
950	35	105	140	205	310	515	860
1.000	20	50	70	105	155	260	430

Analizando el cálculo realizado se determina que para el intercambiador de calor y para las líneas de alimentación, se requieren bridas de clase 150 PSI de presión.

En base a la brida seleccionada también se puede determinar que las bridas para la línea de agua pueden soportar una máxima presión admisible de trabajo (MAWP) de 285 PSI, cuando la presión de diseño es de 30 PSI. En las líneas de aceite térmico las bridas pueden soportar un MAWP de 200 PSI, cuando la presión de diseño es de 127,89 PSI.

3.3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La disposición de las horquillas de los intercambiadores de calor de tubos concéntricos puede ser de manera vertical u horizontal de acuerdo a la figura 79, las cuales dependen de factores como: el espacio disponible en la planta y la longitud, ancho y espesor del equipo.

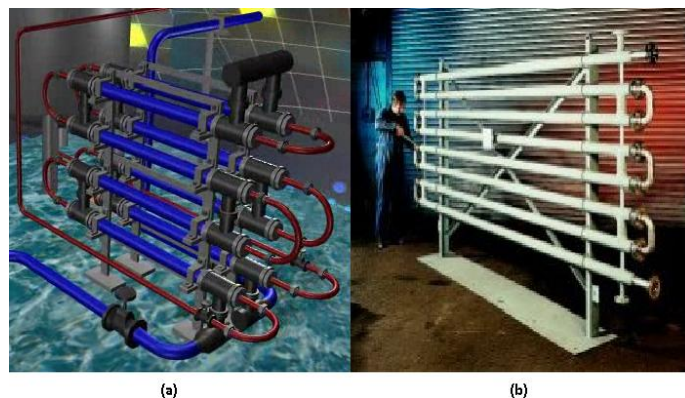


Figura 79 a) Disposición horizontal b) Disposición vertical

De acuerdo a la disposición de la planta de emulsiones asfálticas y a los requisitos de la empresa Chova del Ecuador S.A., se realizó un diseño estructural en el que el intercambiador de calor ocupe el menor espacio físico posible, es decir, no sobrepase los 2.50 metros de altitud, 3.20 metros

de largo y 80 centímetros de ancho, por lo que se realizó un diseño estructural del intercambiador de calor de manera horizontal, donde el eje axial y transversal de las horquillas son paralelos al piso como se muestra en la figura 80.

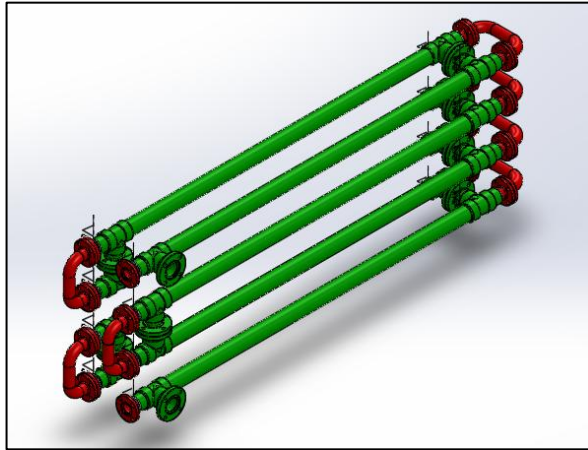


Figura 80 Intercambiador 3D

Debido a la disposición de las horquillas se debe realizar un soporte estructural con la finalidad de evitar que los tubos se deformen al momento de operar.

3.4 SIMULACIÓN

3.4.1 SOPORTE DE TUBERÍA

Para el soporte se ha pensado en una estantería estática que sostenga cada horquilla en 4 puntos de apoyo fundamentales, en la cual los tubos quedan con sus codos de retorno en voladizo para fácil acceso y mantenimiento. El soporte se ha modelado tridimensionalmente en Solidworks y es de la siguiente manera:

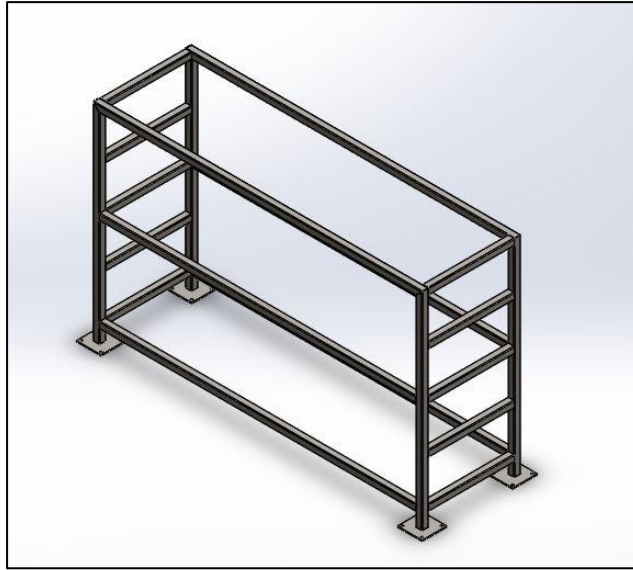


Figura 81 Soporte para Intercambiador

Luego del diseño físico del soporte, se procede con el cálculo estático del soporte, se lo toma como un sistema hiperestático que se ha calculado mediante SAP2000, las cargas de diseño son las que se presentan a continuación:

- **Carga muerta**

La carga muerta es el peso propio de los tubos vacíos, y será calculada con el área de un anillo por la longitud de la mitad de una horquilla, dado que son tubos concéntricos, será el peso del tubo de 2" dentro del de 3", y se obtendrá con el volumen por la densidad nominal del acero, se obtuvieron los siguiente valores:

- Tubería de 2" (L=2.80m): 20.95 kg
- Tubería de 3" (L=2.25m): 34.36 kg
- Total tubos: 55.31 kg

A estos valores se considera el peso de accesorios y un factor de seguridad del 25% extra, es decir $55.31 \times 1.25 = 69.14$ kg. Para cálculo lo redondeamos en:

Carga muerta = 70 kg

Esta carga se divide entre los apoyos en la mitad, por ser apoyos simétricos del centro, como se muestra en la figura 82.

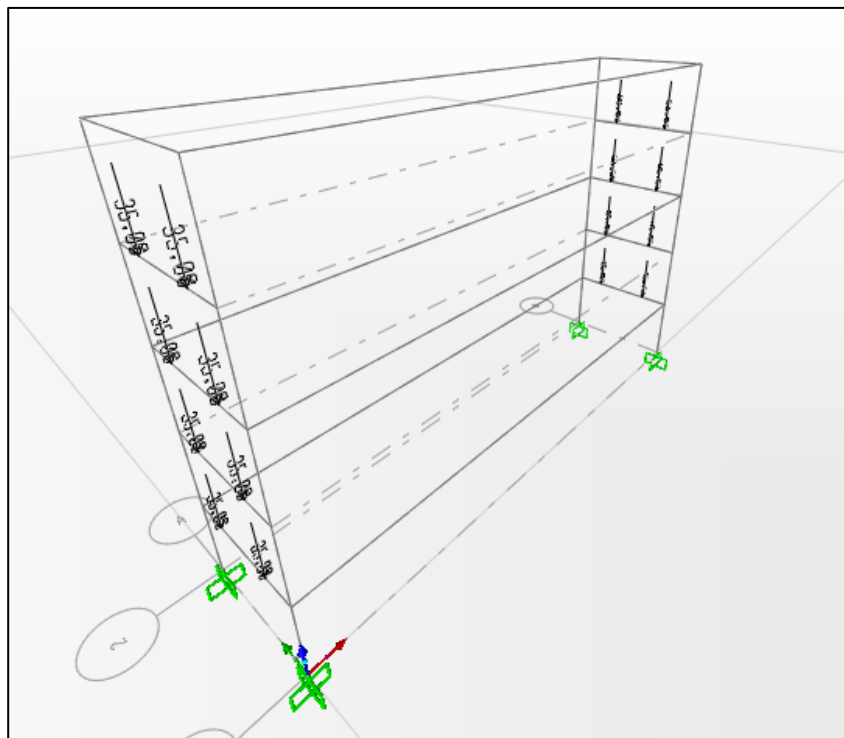


Figura 82 Cargas puntuales en soporte

- **Carga viva**

La carga viva es el peso del fluido que satura ambas tuberías, la tubería interior por completo y la exterior en su sección anular. Estos pesos se han calculado con el volumen de los tubos multiplicado por las densidades de los fluidos, y se han obtenido los siguientes valores:

- Carga viva de aceite: 4.49 kg
- Carga viva de agua: 5.29 kg
- Total líquidos: 9.78 kg

De igual manera se ha considerado un factor de seguridad debido a accesorios saturados de líquido del 25% extra redondeando obtuvimos una carga viva de:

Carga viva: 13 kg

Estos valores han sido ingresados en SAP2000, y de una lista de perfiles estructurales se ha obtenido un diseño metálico apropiado para estas situaciones de carga, la figura 83 muestra el diseño estructural:

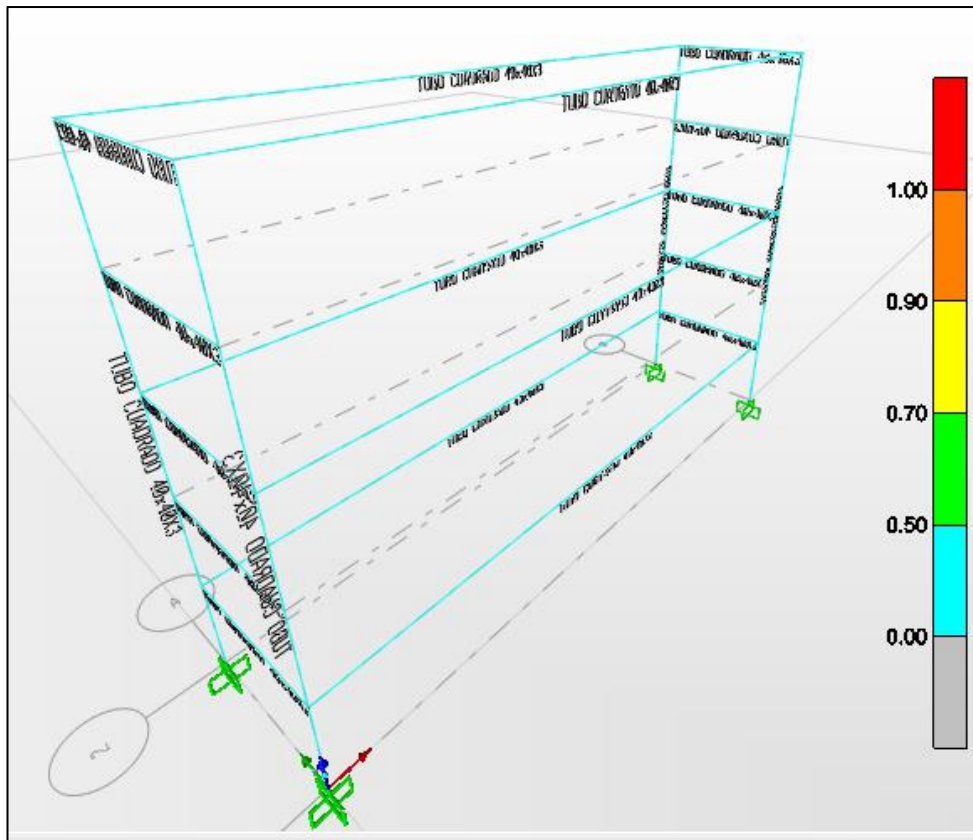


Figura 83 Diseño estructural

El perfil adecuado seleccionado por SAP ha sido un tubo estructural cuadrado de 40 x 40 x 3 mm para columnas, y 30 x 30 x 2 mm para travesaños, debido a la estética y buena presentación del soporte, se ha decidido fabricar todo en tubo de 40 x 40 x 3mm. El ensamble final intercambiador - soporte se presenta a continuación:

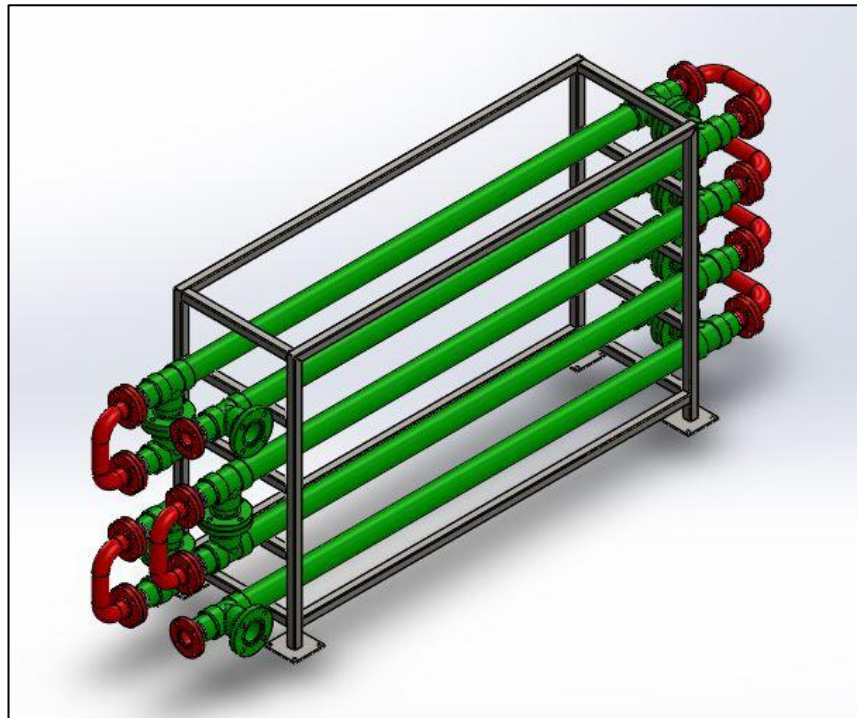


Figura 84 Intercambiador 3D

3.4.2 SIMULACIÓN TÉRMICA

En un sistema térmico se presentan esfuerzos y deformaciones por dilatación térmica, en especial cuando se arranca el sistema y pasa de un estado frío a uno caliente súbitamente. En el intercambiador diseñado se ha propuesto soldar unos anillos como tapas de los tubos encamisados, lo cual se explicará en detalle en el capítulo IV, y estas sueldas son puntos rígidos que pueden sufrir daños debido a una situación térmica brusca.

Analizando esta situación crítica de esfuerzos, se ha optado por una simulación térmica y de esfuerzos mecánicos, debido a cambios de temperatura. El software utilizado es Solidworks, con su módulo de simulación Solidworks Simulation, que tiene el motor de simulación de Abaqus para un análisis por el método de los elementos finitos.

El procedimiento realizado es el siguiente; para un análisis de deformación térmica se debe primero tener la distribución de temperaturas debido al intercambio de calor, se ha simulado esta condición con los siguientes datos:

$$h_i = 348.147 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ h para el fluido interno}$$

$$h_o = 3247 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ h para el fluido externo}$$

$$h_{air} = 22.71 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ h de convección y radiación del aire}$$

$T_s = 487 \text{ K}$ temperatura interna de pared, dado que el aceite térmico mantiene a una temperatura constante dicha pared

Los coeficientes h_i y h_o han sido obtenidos del cálculo térmico en el inciso 3.3.1 de éste capítulo. El factor de h_{air} ha sido obtenido tablas para la construcción, y es un valor que incluye tanto radiación como convección para situaciones de vientos moderados y alta exposición al sol. Se ha tomado un solo tubo encamisado, es decir media horquilla para el análisis, debido a que con esta sección podemos entender el comportamiento de toda la máquina.

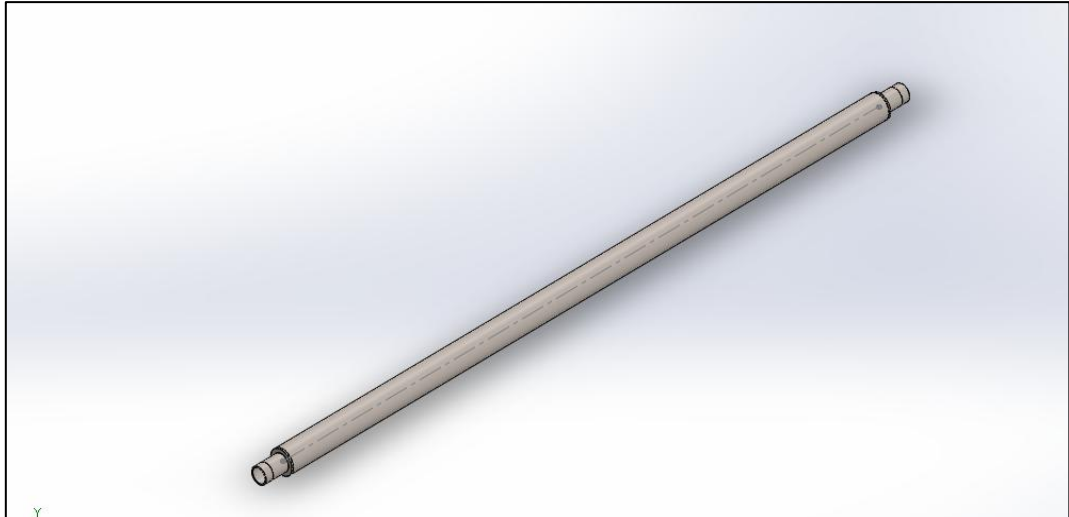


Figura 85 Modelo 3d de la mitad de una horquilla

Los resultados térmicos son los siguientes:

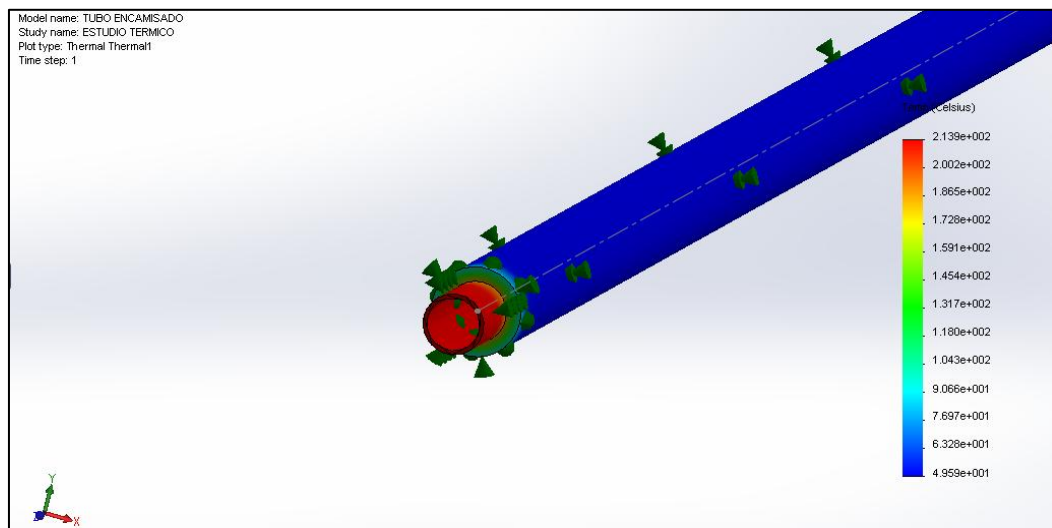


Figura 86 Distribución de temperaturas

Del gráfico se puede observar en la escala de colores que el tubo interno se mantiene a 214 °C, mientras que debido a la convección, es decir el intercambio de calor mismo, el tubo externo llega a los 50°C.

Con estos datos obtenidos se procede a hacer un estudio estático del tubo sometido a cargas térmicas. Una nota importante es que el intercambiador tendrá 2 apoyos con restricciones radiales mas no axiales. Para simular esta condición inestática y convertirla en un sistema estático sin

restricción de alargamiento axial, se ha propuesto crear un apoyo de empotramiento en una cara y libertad en el otro extremo, de esta manera se puede tener datos muy aproximados de dilatación libre, con la condición de descartar esfuerzos no reales debido al empotramiento de una cara restringida sus grados de libertad. Es de suma importancia durante la construcción dejar libertad de alargamiento, ya que si existe una restricción total en el tubo, se producirá una ruptura por dilatación térmica.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

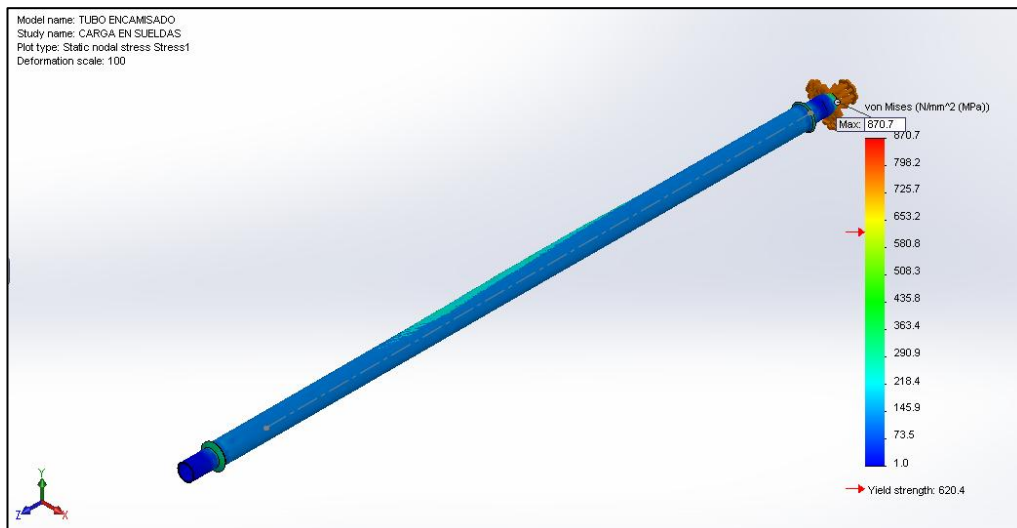


Figura 87 Esfuerzos de Von Mises

Aquí se ve un esfuerzo máximo en plena cara empotrada de 870 MPa, descartando este valor por las consideraciones anteriores, y tomando únicamente los puntos soldados como puntos críticos, se observa una flexión de membrana en el anillo soldado, como se muestra en la figura 88.

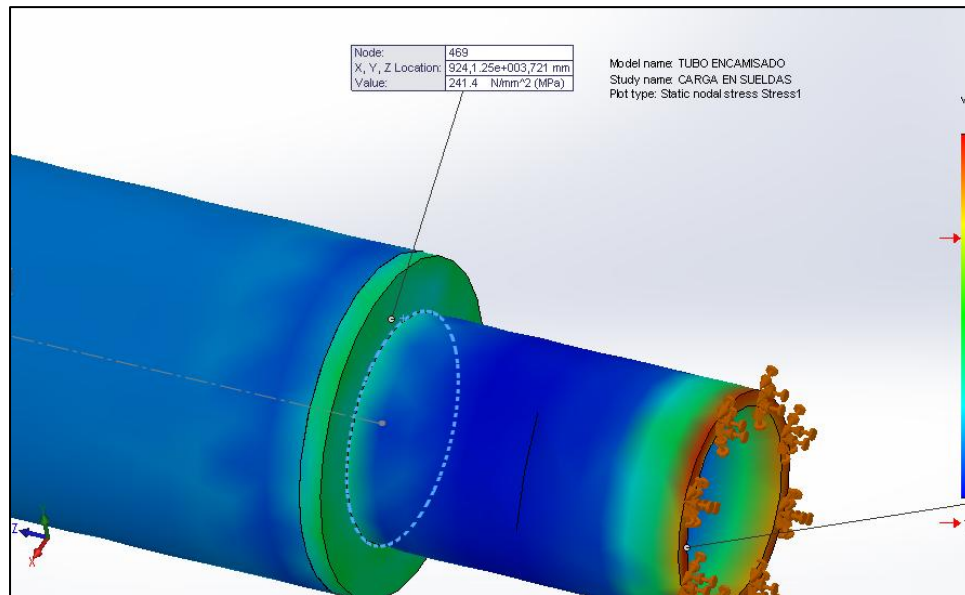


Figura 88 Esfuerzo en anillo soldado

Donde el esfuerzo máximo es 240 MPa, valor que no supera el límite elástico de 620.4 MPa, por lo que los esfuerzos térmicos no representan una preocupación en la construcción de la máquina.

Adicional se verifica que no existe pandeos locales críticos, y que dejar en libertad la elongación del tubo es una buena práctica de ingeniería, además los desplazamientos muestran un máximo de 3mm, que es un valor representativo para una deformación lineal.

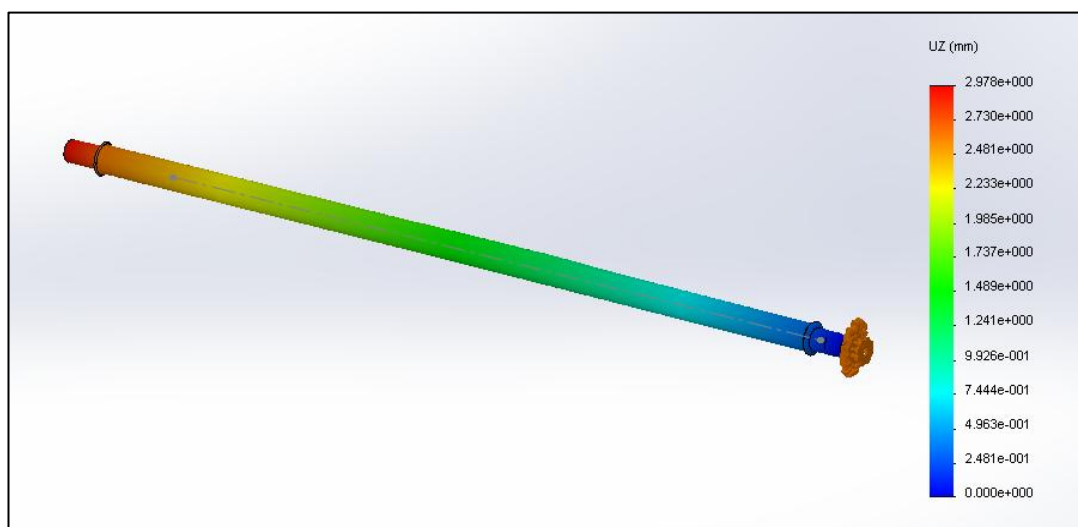


Figura 89 Desplazamientos Lineales

3.5 CAIDA DE PRESIÓN

Al intercambiador de calor diseñado, se deben conectar líneas de alimentación de aceite térmico y de agua. Estas conexiones son tuberías y accesorios adicionales en las líneas ya montadas en la planta de emulsiones asfálticas, por lo cual es de mucha importancia calcular la caída de presión del sistema de tuberías de ambos fluidos, con la finalidad de determinar si las bombas para estos fluidos son las adecuadas para vencer la caída de presión del sistema diseñado. La caída de presión para pérdidas lineales y singulares se determina con las ecuaciones formuladas en el Capítulo II inciso 2.5.

Para determinar la caída de presión en la línea de aceite térmico, se ha dividido la planta de emulsiones asfálticas en varios tramos como se indica en la figura 90, para luego obtener la caída de presión total.

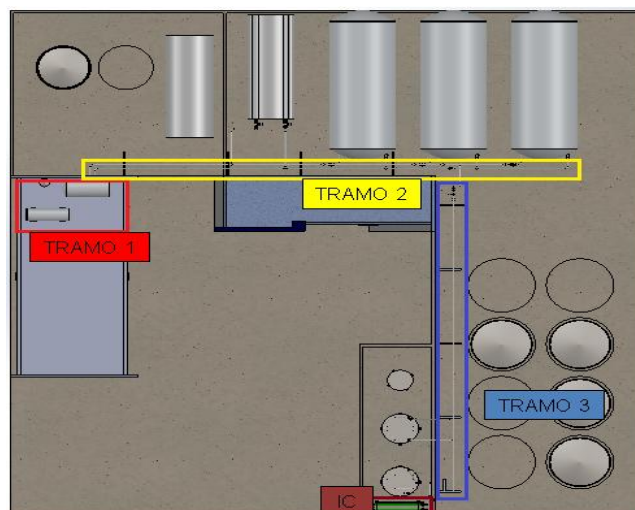


Figura 90 Tramos de tubería por sección

El tramo 1 corresponde a las tuberías y accesorios que se encuentran en el área de calderos donde se inicia el proceso de circulación de aceite térmico. A continuación se determinará la caída de presión para el tramo 1:

Tabla 19 Caída de presión tramo 1

TRAMO 1: SALIDA Y RETORNO DE ACEITE TÉRMICO AL CALDERO



Diámetro interno de 3 plg (m)	0,078		
Viscosidad cinemática (mm ² /s)	0,896		
Gravedad (m/s ²)	9,810		
Rugosidad (m)	4,572E-05		
Caudal (m ³ /h)	65,000		
Velocidad (m/s)	3,786		
Reynolds	329248,567		
Pérdidas lineales			
Longitud de tubería (m)	12,000		
Altura estática (mH ₂ O)	3,000		
Altura de succión (mH ₂ O)	2,800		
Factor de fricción f	0,019		
Caída de presión por tubería (mH₂O)	2,104		
Pérdidas singulares			
Tramo 1 (3")	K	Cantidad	Caída de presión por accesorios (mH ₂ O)
Codo 90°	0,540	11,000	4,339
Junta Bridada	0,500	3,000	1,096
Tee flujo directo	0,360	3,000	0,789
Válvula de compuerta 100%	0,140	2,000	0,205
Filtro	1,000	2,000	1,461
Caída de presión total por accesorios (mH₂O)	7,889		
Pérdidas totales			
Caída de presión total en el tramo 1 (mH₂O)	10,192		

El tramo 2 son las tuberías y accesorios de ingreso y retorno de aceite térmico a los tanques de asfalto. A continuación se determinará la caída de presión para el tramo 2:

Tabla 20 Caída de presión tramo 2

TRAMO 2: RECORRIDO DE IDA Y RETORNO DE ACEITE TÉRMICO DE LOS TANQUES DE ASFALTO



Diámetro interno de 3 plg (m)	0,078		
Viscosidad cinemática (mm ² /s)	0,896		
Gravedad (m/s ²)	9,810		
Rugosidad (m)	4,572E-05		
Caudal (m ³ /h)	65,000		
Velocidad (m/s)	3,786		
Pérdidas lineales			
Reynolds	329248,567		
Longitud de tubería (m)	49,000		
Factor de fricción f	0,019		
Caída de presión por tubería (mH2O)	8,589		
Pérdidas singulares			
Tramo 2 (3")	K	Cantidad	Caída de presión por accesorios (mH2O)
Codo 90°	0,540	11,000	4,339
Junta Bridada	0,500	8,000	2,922
Tee flujo directo	0,360	13,000	3,418
Tee flujo ramal	1,080	2,000	1,578
Válvula de compuerta 100%	0,140	3,000	0,307
Intercambiador de calor	0,000	1,000	7,000
Caída de presión total por accesorios (mH2O)	19,564		
Pérdidas totales			
Caída de presión total en el tramo 2 (mH2O)	28,153		

El tramo 3 son las tuberías y accesorios de ingreso y retorno de aceite térmico al intercambiador de calor de tubos concéntricos como se indica en la figura 3.15. A continuación se determinar la caída de presión para este tramo:

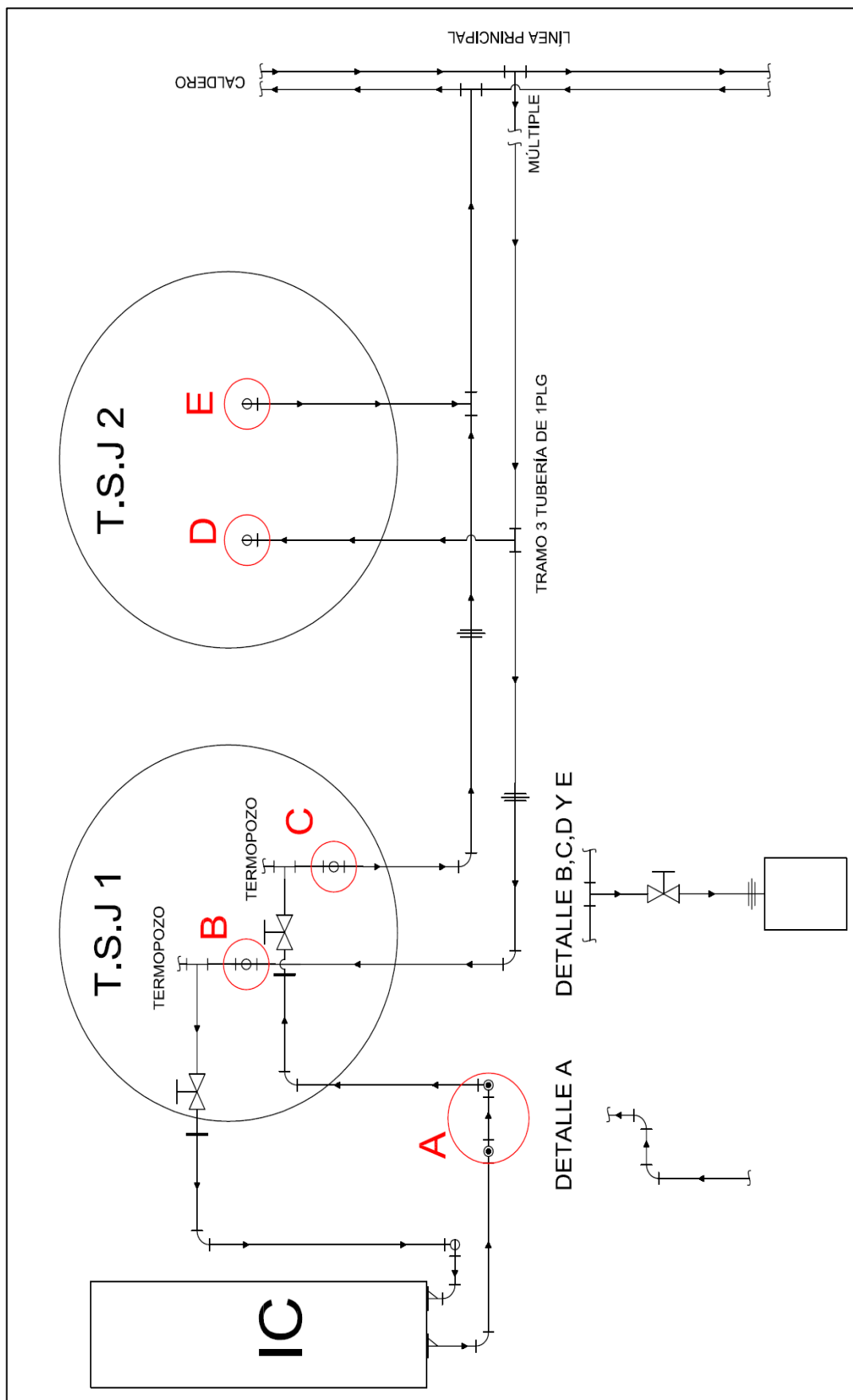


Figura 91 Línea de aceite térmico

Tabla 21 Caída de presión tramo 3**TRAMO 3: RECORRIDO DE IDA Y RETORNO DE ACEITE TÉRMICO DE LOS TANQUES DE SOLUCIÓN JABONOSA**

Diámetro interno de 1 plg (m)	0,027
Viscosidad cinemática (mm ² /s)	0,896
Gravedad (m/s ²)	9,810
Rugosidad (m)	4,572E-05
Caudal (m ³ /h)	3,778
Velocidad (m/s)	1,882
Pérdidas lineales	
Reynolds	55969,620
Longitud de tubería (m)	55,450
Factor de fricción f	0,026
Caída de presión por tubería (mH₂O)	9,690
Pérdidas singulares	
Tramo 3 (1")	K Cantidad Caída de presión por accesorios (mH ₂ O)
Codo 90°	0,690 20,000 2,492
Junta Bridada	0,500 4,000 0,361
Tee flujo directo	0,460 4,000 0,332
Tee flujo ramal	1,380 3,000 0,747
Válvula de compuerta 100%	0,180 3,000 0,097
Válvula de bola 100%	0,070 2,000 0,025
Reducción de 1" a 2"	0,250 2,000 0,090
Universal	0,070 2,000 0,025
Intercambiador de calor	0,000 1,000 0,123
Caída de presión total por accesorios (mH₂O)	4,294
Pérdidas totales	
Caída de presión total en el tramo 3 (mH₂O)	13,983

Por lo tanto la caída de presión total de la línea de tubería de aceite térmico es la siguiente:

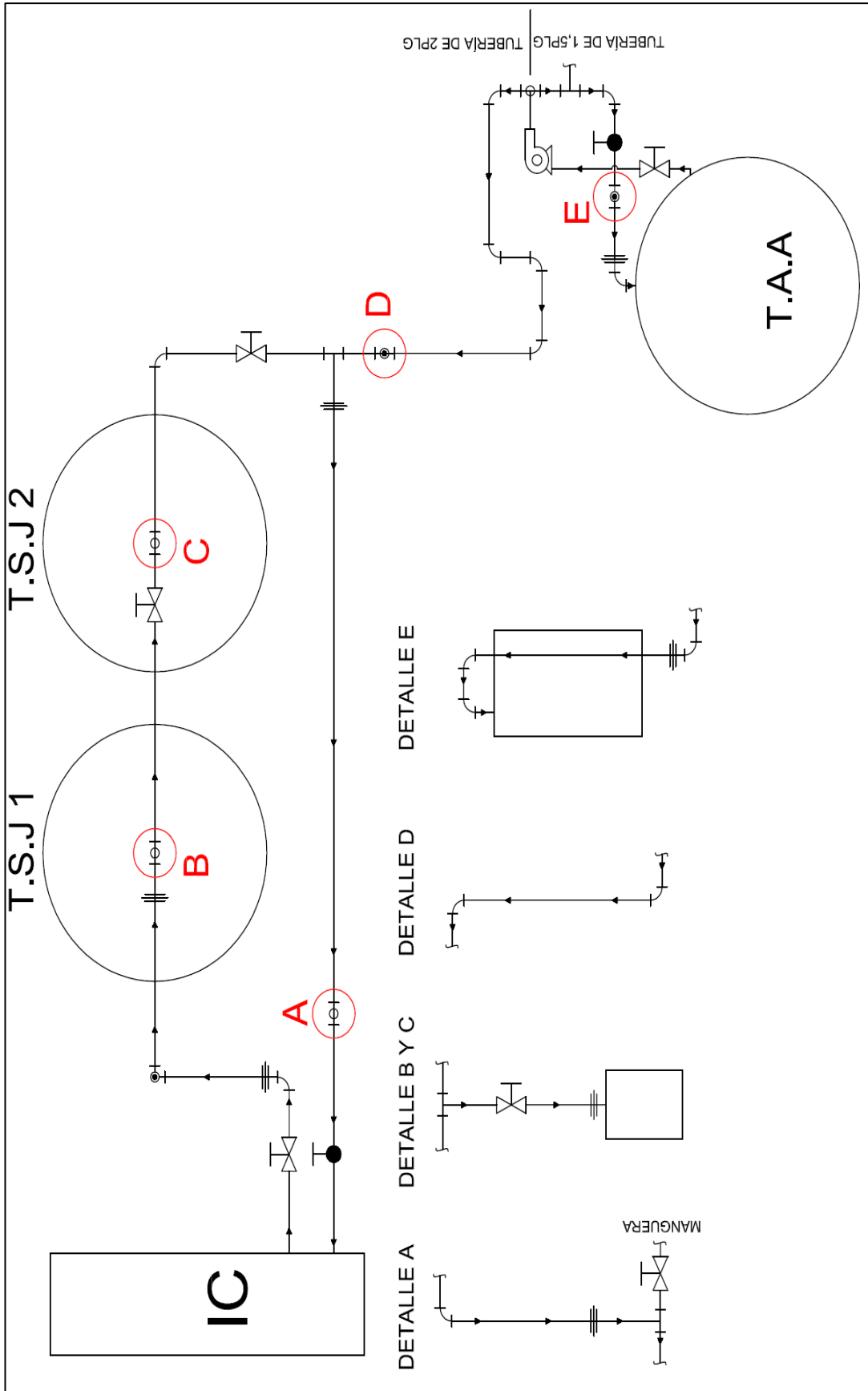


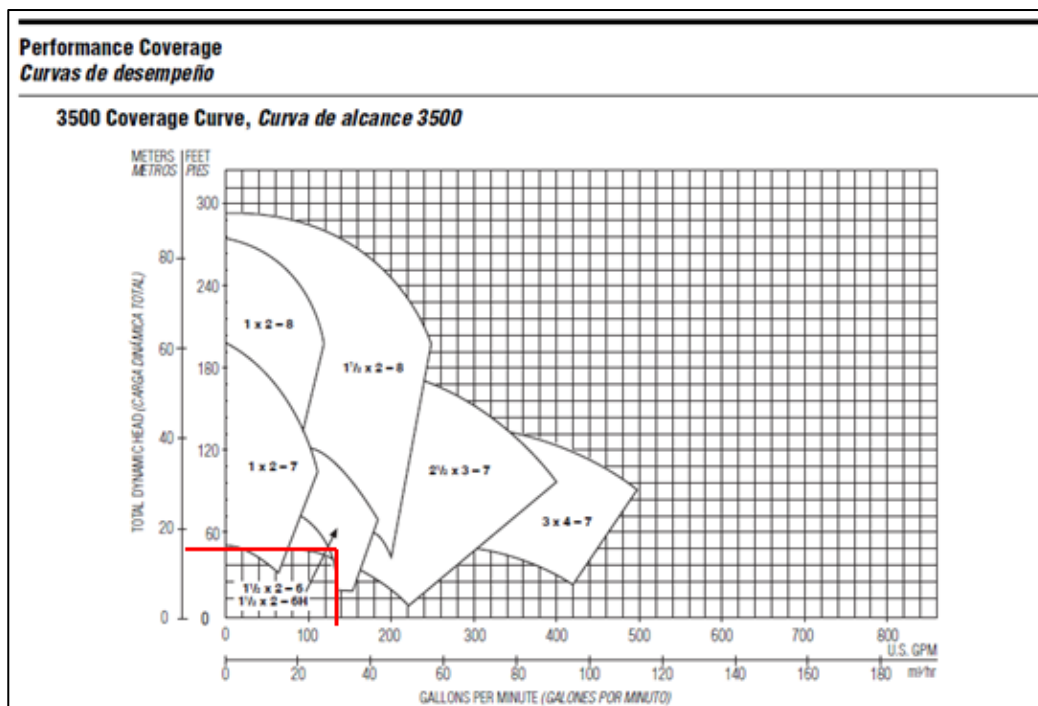
Figura 93 Línea de agua

Tabla 23 Caída de presión en la línea de agua

CAIDA DE PRESIÓN EN LA LÍNEA DE AGUA

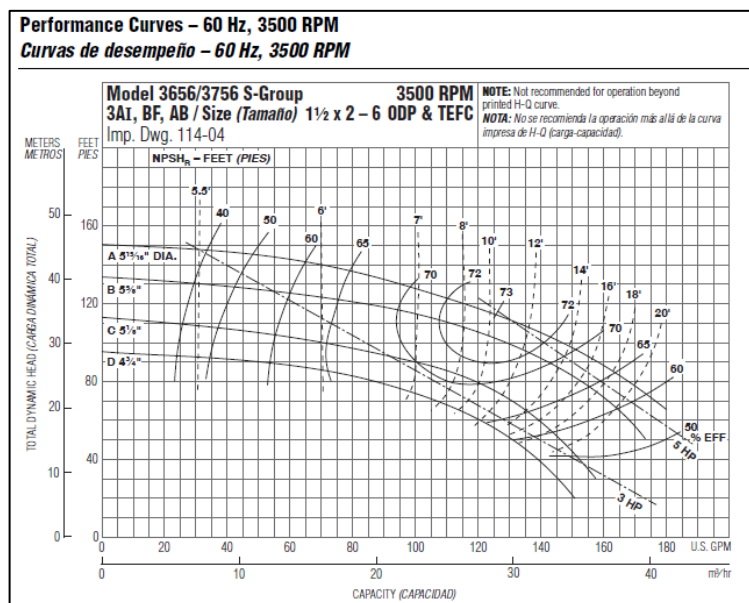
Diámetro interno de 2 plg (m)	0,053
Diámetro interno de 1 1/2 plg (m)	0,041
Viscosidad cinemática (mm ² /s)	0,919
Gravedad (m/s ²)	9,810
Rugosidad (m)	4,572E-05
Caudal tubería de 2plg (m ³ /h)	10,381
Caudal tubería de 1-1/2 plg (m ³ /h)	12,332
Velocidad tubería de 2plg (m/s)	1,332
Velocidad tubería de 1-1/2 (m/s)	2,608
Pérdidas lineales	
Reynolds tubería de 2plg	76091,585
Longitud de tubería de 2plg (m)	18,850
Factor de fricción tubería de 2plg	0,023
Caída de presión tubería de 2plg (mH2O)	0,732
Reynolds tubería de 1-1/2plg	116050,111
Longitud de tubería de 1-1/2plg (m)	1,500
Factor de fricción tubería de 1-1/2plg	0,022
Caída de presión tubería de 1-1/2plg (mH2O)	0,286
Caída de presión total en tuberías (mH2O)	1,017
Pérdidas singulares	
Tramo agua	K Cantidad Caída de presión por accesorios (mH2O)
Codo 90° 1-1/2"	0,630 4,000 0,874
Universal 1-1/2"	0,060 3,000 0,062
Tee flujo en el ramal 1-1/2"	1,260 3,000 1,310
Tee flujo directo 1-1/2"	0,420 1,000 0,146
Válvula de compuerta 1-1/2"	0,150 1,000 0,052
Válvula de bola 1-1/2"	0,060 1,000 0,021
Bushing (1-1/2" a 2")	0,260 1,000 0,024
Codo 90° 2"	0,570 10,000 0,515
Tee flujo directo 2"	0,380 1,000 0,034
Tee flujo ramal 2"	1,140 3,000 0,309
Válvula de bola 2"	0,060 5,000 0,027
Universal 2"	0,060 6,000 0,033
Intercambiador de calor	0,000 1,000 1,309
Altura estática	0,000 0,000 8,200
Caída de presión total por accesorios (mH2O)	12,043
Pérdidas totales	
Caída de presión total en el tramo (mH2O)	13,060

La bomba centrífuga Goulds 3656 1 ½ - 2 - 6 instalada con motor de 3hp a 3500rpm vence la caída de presión y proporciona un caudal de aproximadamente 100GPM, de acuerdo con la figura 94.



Fuente: (Goulds 3656, Ficha técnica de las bombas centrífugas, s.f)

Figura 94 Curva de servicio bombas Goulds 3656



(Goulds 3656, Ficha técnica de las bombas centrífugas, s.f)

Figura 95 Curva de Servicio específica

3.6 CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLANTE TÉRMICO

Para estimar el espesor de aislante térmico, el procedimiento a realizar suele ser iterativo, debido a que los coeficientes de convección y radiación dependen de las temperaturas de las superficies (exterior e interior), y estas a su vez dependen del flujo de calor transferido que es función del espesor utilizado. En el caso de tuberías el coeficiente de convección puede depender del diámetro exterior y del espesor del aislamiento.

En tuberías por donde circula un fluido a altas temperaturas, es de vital importancia aislar térmicamente con la finalidad de evitar contactos involuntarios que puedan producir lesiones. Por lo cual, en base al reglamento de instalaciones térmicas en plantas industriales, la temperatura de las superficies exteriores expuestas a contactos accidentales no puede estar a más de 60°C.

La estimación del espesor de aislamiento térmico se realiza igualando el flujo de calor total transferido al correspondiente entre la superficie que se quiere proteger (la exterior) y el medio ambiente, con la siguiente ecuación:

$$\frac{T_{sup,ext} - T_{ext}}{\frac{1}{2*\pi*r_{ext}*h_{ext}}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2*\pi*r_{int}*h_{int}} + \sum_{material} \frac{capas}{2*\pi*ki} \frac{\ln(\frac{r_{i+1}}{r_i})}{2*\pi*ki} + \frac{1}{2*\pi*r_{ext}*h_{ext}}} \quad (3.1)$$

Debido a las altas temperaturas del aceite térmico, fluido que se va a utilizar en el sistema de calentamiento de agua, es de vital importancia aislar los codos del intercambiador de calor y la línea de alimentación, para lo cual el aislante a utilizar es fibra de vidrio con los siguientes datos técnicos:

Tabla 24 Ficha técnica fibra de vidrio

Cañuela	<p>Fibra de vidrio rígida preformada, de condiciones similares a un tubo rígido hecho de fibras de vidrio aglomeradas con resinas termoendurecibles, como medias cañas para aislar sistemas de tuberías que transportan fluidos calientes tales como, vapor, aceite térmico, bunker, calefacción, enfriamiento, agua caliente, etc.</p> <p>Protegido con lámina de aluminio liso de 0,50 mm de espesor, aleación 1100, temple H-14, uniones traslapadas y boceladas, aseguradas con tornillos colepato # 8 x 1/2".</p>
Conductividad Térmica	0,038 W/°C*m ² . Valor típico (0,24 BTU.in/h.°f.ft ²) a 75°f ASTM C518.
Temperaturas mínimas y máximas	Se utiliza entre 120°C hasta 540°C (1000°F) ASTM C411
Absorción de humedad	Máximo 0,2% en volumen 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.
Integridad estructural	No es afectado ni deteriorado al estar sometido a condiciones severas de temperatura y vibración

Fuente: (Atymi, Ficha técnica Aislante Térmico y Montajes Industriales, s.f)

Las tuberías conforman un sistema radial, en la figura 96 nos indica una pared cilíndrica compuesta con su circuito térmico equivalente

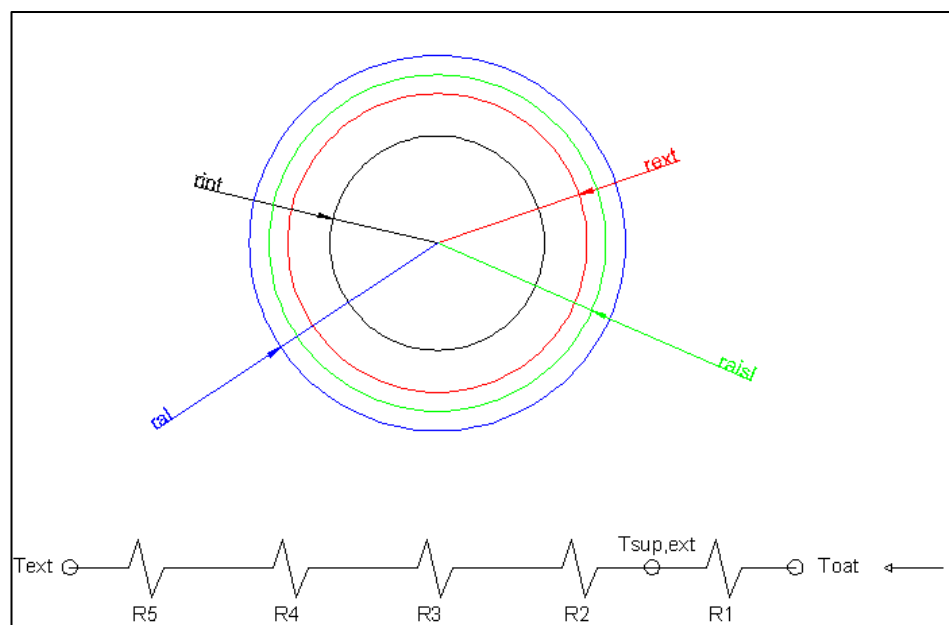


Figura 96 Resistencias térmicas en tubería

Donde:

R1 = Resistencia térmica por convección del aceite térmico,

R2 = Resistencia térmica por conducción de la tubería de acero,

R3 = Resistencia térmica por conducción de la fibra de vidrio,

R4 = Resistencia térmica por conducción de la lámina de aluminio,

R5 = Resistencia térmica por convección en el ambiente.

Se procede a calcular el espesor de la cañuela de fibra de vidrio, mediante un proceso de iteración y en base a la ecuación 3.1, de acuerdo a las resistencias de la figura 96. Debido a que los operarios y empleados van a estar en contacto permanente con el equipo diseñado, se determinó que la temperatura superficial externa debe ser de 30°C, cumpliendo con el reglamento de instalaciones térmicas en plantas industriales.

Tabla 25 Datos para cálculo de aislante

SIMBOLOGÍA	DATOS	UNIDADES
T_{sup,ext}	30	°C
T_{ext}	20	°C
T_{int}	214	°C
H_{ext}	22,71	W/m ² °C
H_{int}	1,79E+03	W/m ² °C
K_{ac}	60,5	W/m °C
K_{fb}	0,038	W/m °C
K_{al}	237	W/m °C
R_{int}	0,026	M
R_{ext}	0,03	M
E_{al}	5,00E-04	M

El flujo de calor transferido entre la superficie a proteger y el medio ambiente $\frac{T_{sup,ext}-T_{ext}}{\frac{1}{2*\pi*r_{ext}*h_{ext}}}$, se va a designar con la letra A y el flujo de calor total a

transferirse
$$\frac{T_{int}-T_{ext}}{\frac{1}{2*\pi*r_{int}*h_{int}}+\sum_{\text{capas material}} \frac{\ln(\frac{r_{i+1}}{r_i})}{2*\pi*k_i}+\frac{1}{2*\pi*r_{ext}*h_{ext}}}$$
, se va a elegir con la letra B.

Se procede a realizar la iteración utilizando una herramienta de Excel denominada Solver (herramienta de optimización y de asignación de recursos), la cual nos ayuda a obtener el valor del espesor de aislante térmico mediante una condición de restricción que A=B.

Tabla 26 Resultados de aislante con Solver

Espesor de aislante (plg)	0,91280602
Espesor de aislante (m)	0,02318527
Radio aislante (m)	0,05318527
Radio lámina aluminio (m)	5,37E-02
A (W/m)	7,66E+01
R1(°C m/W)	3,43E-03
R2(°C m/W)	0,00037645
R3(°C m/W)	2,39814731
R4(°C m/W)	6,28E-06
R5(°C m/W)	1,31E-01
B (W/m)	7,66E+01

Se puede verificar en la tabla 26, que los valores obtenidos de flujo de calor son iguales tanto en A como en B, por lo que el espesor requerido de fibra de vidrio para afirmar esa condición es de 0,9128plg. Comercialmente no se va a encontrar un espesor de fibra de vidrio exacto al calculado, por lo que se aproxima al inmediato superior y se concluye que el valor del espesor de aislante térmico es de 1plg.

3.7 CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA

El control automático de este sistema se lo ha hecho en base al sistema SCADA implementado en Chova del Ecuador S.A., este proyecto en un

anexo a un sistema ya existente, aumentando equipos y la programación requerida para seguir ampliando el sistema de control.

3.7.1 PROCESO DE CONTROL

El sistema de control para el intercambiador de calor, comprende una etapa inicial de instrumentación para visualización de variables. La variable a medir será la temperatura de entrada y salida del proceso, con estos datos se puede evaluar eficiencia del equipo y posteriormente planificar mantenimientos y limpieza interna de los tubos.

Para esta medición de temperaturas, se debe disponer de sensores de temperatura como los expuestos en la sección 2.7.1. Estos sensores se conectarán a un convertidor de señal y posteriormente a un módulo de entrada, que será añadido al PLC principal que controla el sistema SCADA de la empresa. Los datos serán visualizados de manera gráfica tanto en un ordenador como en un HMI touch panel, los mismos que se encuentran ya ubicados en la cabina de monitoreo del laboratorio principal.

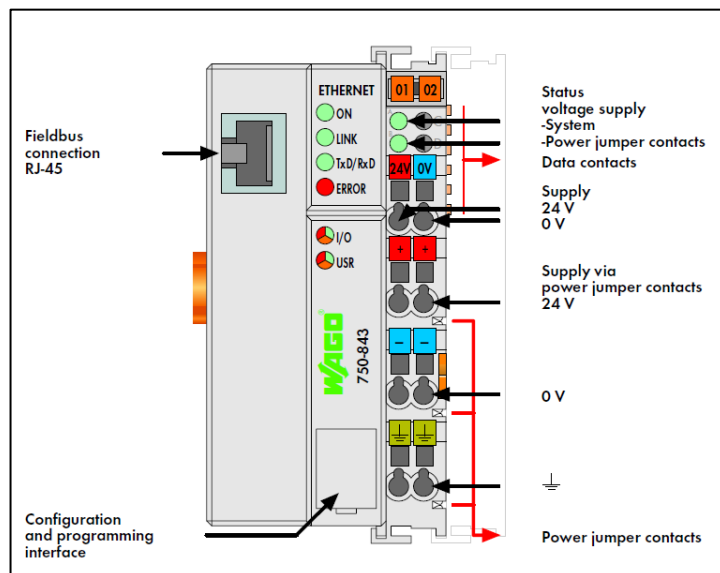
La etapa dos sería ampliar a una automatización total de válvulas, con el fin de eliminar las operaciones manuales, y contar únicamente con un operador de computadora, que mediante programas preestablecidos indique con un botón la preparación de producto, uso de equipos y manejo automático de electroválvulas. Esta etapa es un proyecto muy costoso y hay que implementarlo de a poco, por lo que este proyecto se limita a plantear una etapa inicial de visualización de datos para ayudar en el proceso de producción.

3.7.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS

3.7.2.1 PLC

El PLC actualmente instalado es un WAGO 750-843 de procedencia alemana, es un PLC modular que cuenta con capacidad de expansión de hasta 64 módulos, mismos que pueden ser de diversas características y para diferentes aplicaciones. Es un PLC para aplicación industrial, por lo cual es muy robusto y permite que esté encendido las 24 horas del día. Cuenta con memoria interna de 100 MB para almacenamiento, lo que permite cargar programas sumamente complejos en su memoria.

Este PLC cuenta con una comunicación de Ethernet mediante un puerto RJ45. La conexión de la computadora, PLC y HMI, es mediante direcciones IP con transmisión de datos vía cable de red Cat. 5e.



Fuente: (Wago Catalog, 2013)

Figura 97 PLC WAGO

3.7.2.2 RTD

Se ha decidido usar RTD como instrumentos de medición, debido a su mayor margen de temperatura, la linealidad de su señal ya que las temperaturas de proceso (214°C) no exceden la temperatura máxima admisible de estos sensores (850°C).

La selección de este tipo de sensores requiere determinar el largo de la sonda y los diámetros de conexión, además de la inclusión de un termopozo para cada sensor. Las dimensiones del sensor escogido son: 4 PT100 de 3 hilos, 100mm de sonda, con conexión roscada macho NPT de ½”, el termopozo a fabricar está detallado en los planos constructivos del capítulo IV.



Figura 98 RTD PT100

3.7.2.3 Cables y Accesorios

Los cables y accesorios son de vital importancia en la selección de equipos, deben ser cables que eviten entrada de ruido en la señal es decir cables aislados, los conectores deben evitar la ruptura o el sobre esfuerzo

de cables. Los cables seleccionados son: Cables de Mando PVC de 3 y 12 hilos, Chainflex CF130 para aplicaciones industriales.



Figura 99 Cable de Mando PVC Chainflex

3.7.2.4 Convertidores de Señal

Los PT100 transmiten una señal de temperatura, esta señal especial requiere ser convertida a una señal analógica de corriente, la cual debe ser acondicionada para entrar en un módulo de entradas analógicas.

El dispositivo seleccionado ha sido un transductor de temperatura (módulo convertidor de señal) WAGO Jumpflex 857-800, que convierte señales PT-100 a corriente de 4-20mA.



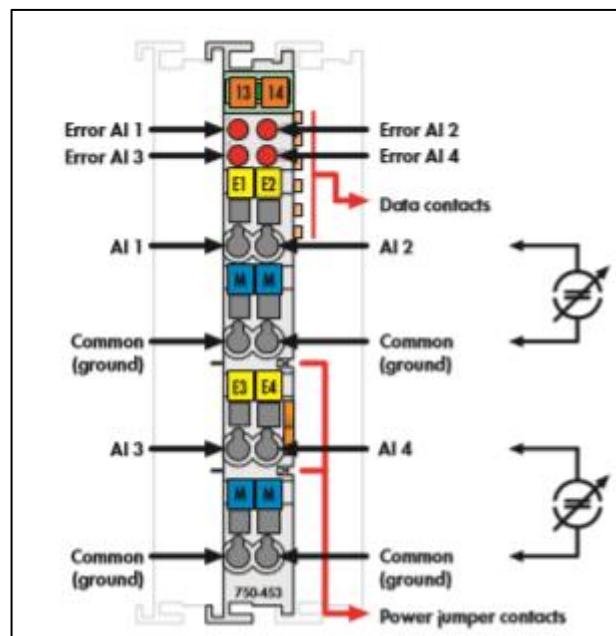
Fuente: (Wago Catalog, 2013)

Figura 100 Modulo convertidor de señal

3.7.2.5 Módulo Analógico

Al PLC debe adicionarse un módulo para entradas analógicas, este dispositivo convierte estas señales analógicas en digitales para ser usadas en un programa lógico.

El módulo seleccionado es: WAGO 750-455, de cuatro entradas analógicas para los 4 PT100 que se tienen en este sistema.



Fuente: (Wago Catalog, 2013)

Figura 101 Módulo de entradas analógicas

3.7.3 INTERFAZ GRÁFICA

La interfaz gráfica es el entorno donde se visualizarán las variables adquiridas, el software utilizado en Chova del Ecuador S.A. es Intouch de Wonderware, que es un software especializado en automatización industrial, además de ser muy potente para controlar variables y entornos, es un

programa que cuenta con modos de seguridad para evitar que los operadores modifiquen la programación realizada.

Una interfaz gráfica debe ser amigable con el usuario y además presentar los resultados de manera ordenada y entendible, motivo por el cuál este proyecto ha mantenido el lenguaje gráfico utilizado en el sistema actual, adicionando una ventana de monitoreo de temperaturas para el intercambiador de calor, como se ve en la figura 102.

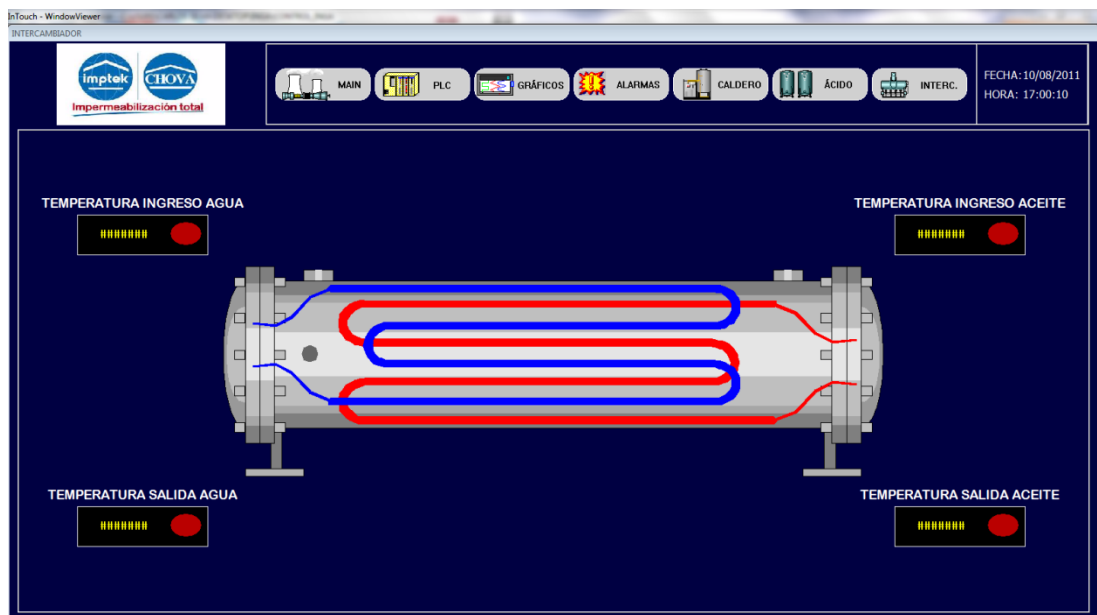


Figura 102 Ventana intercambiador inactiva

Adicional al Intouch, Wonderware proporciona el software MBENET para comunicarse con diferentes tipos de PLC, basta con apuntar a una dirección IP fija del PLC que se encuentre en la misma red. La lectura de datos se los hace a través de Access names y tagnames que son las direcciones fijas que contienen datos, las cuales deben ser apuntadas desde Intouch.

Un Access name es un nombre y dirección asignado a cada dispositivo dentro del sistema de control, como por ejemplo un módulo de adquisición

de datos o un PLC, cada dispositivo cuenta con una dirección IP fija para ser ubicado. Por otra parte un tagname es el nombre de una propiedad o un campo de datos dentro de un dispositivo, como por ejemplo una lectura de temperatura en una tarjeta de adquisición.

La interfaz actual tiene varias ventanas, y parte de la ventana MAIN que se muestra en la figura 103, a partir de aquí hay que dar clic en el botón intercambiador para pasar a la ventana diseñada y visualizar lo datos, los datos que proporciona esta ventana son: temperatura de entrada de agua, temperatura de salida de agua, temperatura de entrada de aceite y temperatura de salida de aceite, como se indica en la figura 102. Estos datos serán usados en este proyecto para validar datos y comprobar lo calculado con lo construido, además proporcionarán parámetros de comportamiento del equipo y permitirían ver cuando el equipo requiera un mantenimiento.

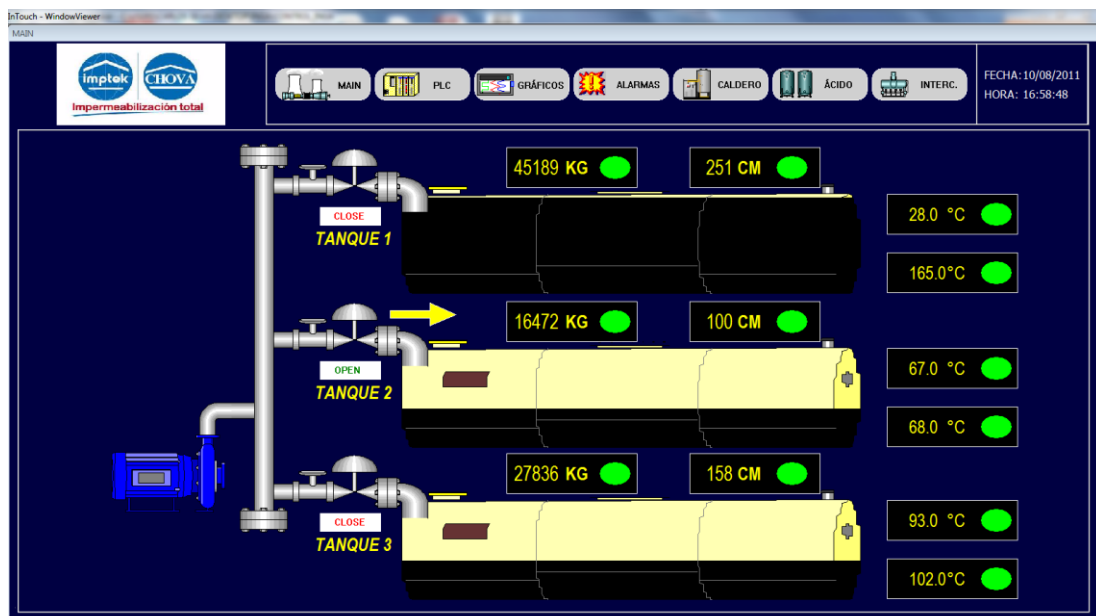


Figura 103 Ventana principal programa

Aparte de la visualización en computador, el sistema SCADA de la empresa cuenta con un panel táctil que permite visualizar de manera más simple lo que está en la computadora, se ha creado una ventana muy sencilla que muestra los datos de manera similar al Intouch pero en una interfaz bastante más simple como indica la figura 104.

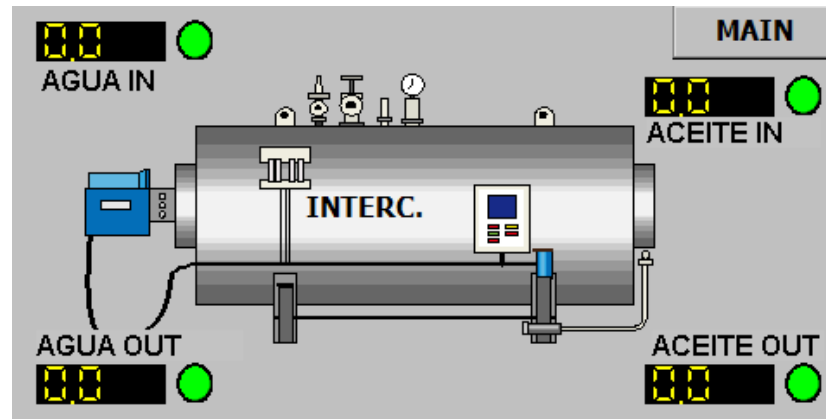


Figura 104 HMI Intercambiador de calor

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DEL SISTEMA

4.1 DOCUMENTACIÓN PARA LA MANUFACTURA Y MONTAJE

Para la fabricación del equipo de intercambio de calor se realizaron planos, hojas de procesos, WPS; los cuales nos indican los detalles, dimensiones y especificaciones a emplear para la construcción y montaje. Además nos ayuda a determinar el costo de los materiales de construcción.

4.1.1 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

ANEXO E

4.1.2 HOJAS DE PROCESO

ANEXO F

4.1.3 P&ID TUBERÍAS

ANEXO G

4.1.4 PLANOS ELÉCTRICOS

ANEXO H

4.2 CONSTRUCCIÓN

4.2.1 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En base al diseño realizado y a los planos de construcción, se procede a fabricar el soporte estructural, el cual va a sostener los pesos de los elementos que conforman el intercambiador de calor. Los materiales y herramientas que se van a utilizar para la fabricación de la estructura se indican en la tabla 27.

Tabla 27 Listado de materiales y herramientas para la estructura

Materiales	
Cantidad	Descripción
6	Tubos cuadrados de acero negro 40 x 40 x 3 (mm)
4	Plancha de acero A36 de 150 x 150 x 6 (mm)
16	Abrazaderas MOFLER de 3"
1	Discos de corte de 7" x 1/8" x 7/8"
-	Electrodos 6010 y 7018
-	Pintura esmalte de color ploma
Herramientas	
1	Soldadora (SMAW)
1	Amoladora y esmeril
2	Brochas
1	Flexómetros

En el Anexo I se indica un diagrama de flujo para la construcción del soporte.



Figura 105 Construcción estructura soporte

4.2.2 CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos se ejecutará de acuerdo a los cálculos térmicos realizados en el Capítulo III y a las especificaciones indicadas en los planos de construcción. Los materiales y herramientas que se van a utilizar se muestran en la tabla 28.

Tabla 28 Listado de materiales y herramientas utilizadas para la construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos

Materiales	
Cantidad	Descripción
14	Codos de 2" x 90 soldables SCH 40
16	Juntas espirometálicas de 2" Clase 150 lb
9	Juntas espirometálicas de 3" ANSI 150 lb
4	Tubos de 3" HG ASTM A53 SCH 40
5	Tubos para vapor de 2" ASTM A106B SCH 40
32	Bridas de acero de 2" Clase150lb SCH 40
18	Bridas de acero de 3" Clase 150lb SCH40
16	Tees de 3" HG
16	Neplos de 3" x 14 cm HG
10	Teflón alemán amarillo 3/4" x 10 m
10	Teflón alemán amarillo 1/2" x 10 m
4	Siliconas de 70 ml
36	Pernos de 5/8 x 3"
64	Pernos de acero de 5/8" x 2.5"
100	Tuercas de acero de 5/8"
100	Arandelas de presión de 5/8"
5	Discos de corte de 7" x 1/8" x 7/8"
1	Paquete de electrodos 6010 de 5 lb
1	Paquete de electrodos 7018 de 5 lb
14	Aislamiento térmico para codos tubería de diámetro 2"
16	Aislamiento térmico en bridas de acero 2" de diámetro
-	Pintura de calor de color plomo
-	Desoxidante
Herramientas	
1	Soldadora (SMAW) y terraja con dado de 3plg
1	Amoladora y esmeril
3	Brochas
1	Flexómetro
2	Llaves de boca mixta y racha de 24 mm
3	Llaves para tubos
3	Medidores de nivel



Figura 106 Materiales y accesorios para el intercambiador de calor

Las horquillas del intercambiador de calor van a ensamblarse en la estructura desde la parte inferior a la superior, por facilidad de montaje y con el objetivo de obtener un equipo simétrico. Además se debe aislar térmicamente con fibra de vidrio los codos y bridas por donde va a circular aceite térmico a altas temperaturas.

En el Anexo I se indica el diagrama de actividades para fabricar y ensamblar el intercambiador de calor de tubos concéntricos.



Figura 107 Intercambiador de calor en construcción

4.2.3 COSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN LINEAS DE ALIMENTACIÓN

Luego de realizar los cálculos de caída de presión de los diseños por donde van a recorrer las tuberías de alimentación al intercambiador de calor y después de verificar que las bombas preinstaladas satisfacen al sistema diseñado, se procede a construir las líneas de agua y de aceite térmico en base a los detalles y dimensiones que se indican en los planos de fabricación. Los materiales y herramientas que se van a manejar se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 29 Listado de materiales utilizados en la construcción de la línea de agua del sistema

Cantidad	Descripción
2	Tubos de 2" HG ASTM A53 SCH 40
3	Tees de 2" HG
4	Válvulas de bola italianas de 2"
5	Universales de 2" HG
8	Neplos de 2" x 10cm HG
2	Neplos de 2" x 20cm HG
4	Neplos corridos de 2" HG
8	Codos de 2" x 90 HG
2	Codos de 1 1/2" x 90 HG
1	Tubo de 1 1/2" HG ASTM A53 SCH 40
1	Tee de 1 1/2" HG
2	Universales de 1 1/2" HG
1	Bushing de 2 1/2" a 2" HG
1	Bushing de 2" a 1 1/2" HG
2	Neplos corridos 1 1/2" HG
4	Neplos de 1 1/2" x 10cm HG
1	Neplo de 1 1/2" x 20cm HG
1	Válvula de compuerta de 1 1/2"
2	Tees de 2" HG
2	Bushing de 2" a 1" HG
1	Neplo corrido de 1" HG
1	Válvulas de bola italianas de 1"
2	Eje de acero AISI-SAE1018
2	Siliconas de 70 ml
10	Teflón alemán amarillo 3/4" x 10 m
12	Teflón alemán amarillo 1/2" x 10 m

Tabla 30 Listado de materiales utilizados en la construcción de la línea de aceite térmico del sistema

Cantidad	Descripción
2	Tubos para vapor de 1" ASTM A106B SCH 40
6	Codos de 1" x 90 soldables SCH 40
2	Tees soldables de 1" SCH 40
2	Válvula de bola italiana de 1"
2	Uniones hembra de 1" de acero negro
2	Neplos de 1" x 8cm de acero negro
2	Neplos de 1" x 10cm en acero negro
2	Neplos de 1" x 12cm en acero negro
2	Neplos de 1" x 20cm en acero negro
4	Codos roscados de 1"x90 en acero negro
4	Tees roscadas de 1" de acero negro
4	Bridas de acero de 1" Clase 150lb SCH40
2	Juntas espirometálicas de 1" Clase 150 lb
1	Aislamiento térmico para tubería de diámetro 1" (8.66 m)
11	Aislamiento térmico de codos de diámetro 1"
8	Tapas planas de diámetro 1"
4	Tees de diámetro 1"
2	Eje de acero AISI-SAE1018
1	Discos de corte de 7" x 1/8" x 7/8"
8	Pernos de acero de 9/16" x 2"
8	Tuercas de acero de 9/16"
8	Arandelas de presión de 9/16"
-	Electrodos 6010 y 7018

Tabla 31 Listado de herramientas para líneas de tubería

Herramientas	
1	Soldadora (SMAW) y terraja con dado de 2plg
1	Amoladora, esmeril y cepillo
1	Flexómetro y escuadra
3	Medidores de nivel
3	Llaves para tubos
2	Llaves de boca mixta y racha

En el Anexo I se muestra el algoritmo para construir e instalar las líneas de alimentación de agua y de aceite térmico.



Figura 108 Construcción de líneas de alimentación

4.2.4 MONTAJE DE LA INSTRUMENTACIÓN

El sistema de medición de temperaturas que se va a emplear en el intercambiador de calor, se basó de acuerdo a la selección de equipos que se realizó en el Capítulo III. Los equipos y herramientas que se van a requerir se muestran en la siguiente tabla 32.

Tabla 32 Listado de equipos y herramientas utilizados para el montaje del sistema de medición de temperaturas

Equipos	
Cantidad	Descripción
4	RTDs de 3 hilos con conexión de 1/2" NPT
4	Convertidores de señal de 4-20mA
1	Módulo de entrada analógica
1	Cable de mando PVC de 12 hilos (30 metros)
1	Cable de 3 hilos (10 metros)
1	Tablero de conexión de accesorios eléctricos
1	Programador Lógico Programable (PLC) marca WAGO
1	Software computacional "Intouch"
1	Touch panel
Herramientas	
1	Multímetro
1	Llaves de boca mixta
1	Cortadora de cables
1	Destornillador para bornes

Debido a que los RTDs van a estar montados en atmósferas corrosivas, se diseñó un tubo protector denominado termopozo de acero AISI-SAE1018, como se indica en las especificaciones de los planos de fabricación, el cual

va a estar ensamblado previamente en las líneas de agua y de aceite térmico respectivamente. La finalidad del termopozo es evitar daños en el sensor de temperatura por altas presiones o por corrosión, además esta pieza nos ayuda a desmontar fácilmente el sensor en caso de algún daño, dado que se sella por completo la salida de fluido y puede ser cambiado sin necesidad de drenar el sistema o parar la producción.

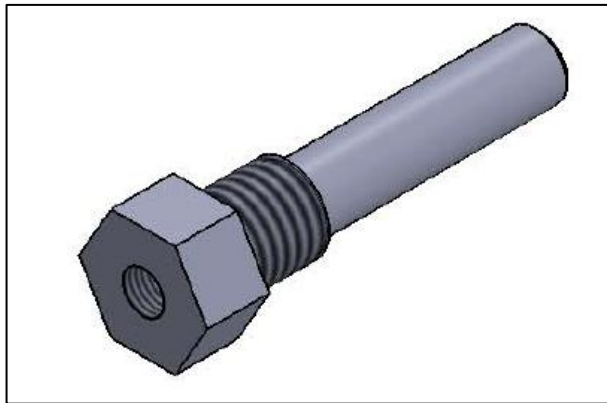


Figura 109 Modelo 3D Termopozo

En base al diagrama de flujo del Anexo I, se describe el proceso de ensamblaje y programación de los diversos equipos utilizados en el sistema de medición de temperaturas del intercambiador de calor.



Figura 110 Tablero de equipos para la automatización

4.3 PRUEBAS DE OPERACIÓN

4.3.1 PRUEBA NEUMÁTICA

Una fuga es una fisura, perforación o porosidad en la pared de una tubería o tanque permitiendo la evacuación del fluido al exterior. Para lo cual antes de poner en marcha al intercambiador de calor, se procedió a realizar una prueba neumática con el fin de detectar fugas o roturas no previstas. Además este método nos sirve para limpiar y secar el sistema de tuberías, permitiendo que al final de la prueba quede lista para su funcionamiento.

La presión neumática se determina en base a la siguiente ecuación:

$$Ph = 1.1xPd \quad (4.1)$$

Donde: Ph equivale a la presión neumática y Pd a la presión de diseño.

La presión de diseño para la tubería de agua es de 30 PSI y la de aceite térmico es de 99,47 PSI, escogiendo la presión más alta de trabajo que es para la línea de aceite térmico, la presión neumática es de 109,417 PSI.

Para la prueba neumática de la línea de agua del intercambiador de calor, se conecta la manguera del compresor a la salida y se coloca un tapón en la entrada equipo, se procede a encender el compresor y elevar la presión en las líneas de tubería hasta alcanzar la presión neumática calculada anteriormente, en la parte externa del intercambiador se coloca agua con detergente con la finalidad que en caso de que se produzca burbujeo se puede detectar una fuga, la cual debe ser revisada y

posteriormente corregida con procesos de manufactura. Para la línea de aceite térmico del intercambiador de calor se realiza el mismo procedimiento.

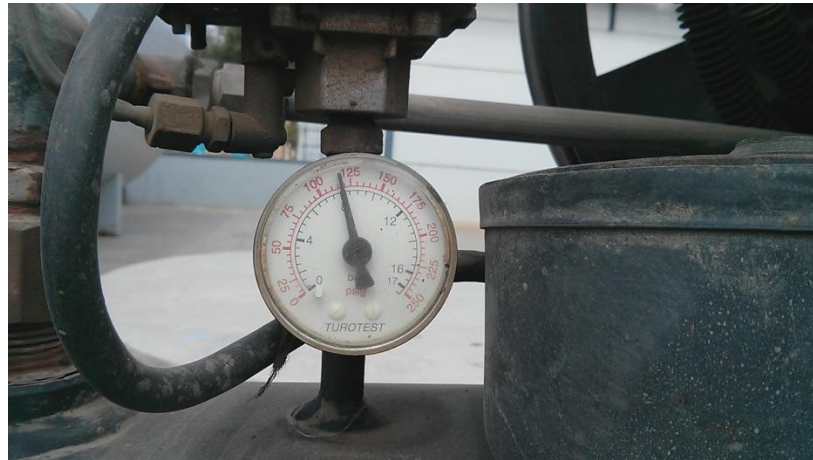


Figura 111 Presión manométrica de aire



Figura 112 Proceso de prueba neumática

Es importante señalar que cuando se realice esta prueba, el personal debe alejarse del área de prueba, ya que una fuga o ruptura pueden provocar accidentes. Se evidencio una fuga en una de las soldaduras de bridas para aceite térmico, esta fue corregida inmediatamente, soldando nuevamente toda la brida.

4.3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.3.2.1 Adquisición de datos

Los RTDs se encuentran conectados a la entrada y salida del intercambiador de calor tanto de la línea de agua como de la de aceite, por lo que los datos de temperatura se adquieren por medio del software de control y adquisición de datos Intouch y por medio del HMI. Además en los tanques de solución jabonosa se encuentran ubicados termocuplas con la finalidad de observar la temperatura en el tablero de control a la que se encuentra el agua dentro del mismo.

Luego de encenderse el equipo y llegar a las temperaturas óptimas de operación del intercambiador de calor, se procede a tomar los datos a las líneas de agua y de aceite térmico cada 5 minutos. Las tablas 33 y 34 nos indican los valores de temperaturas obtenidos mediante el software Intouch para ambos flujos.

Tabla 33 Datos tomados de aceite térmico con el software Intouch

Ítem	Tiempo (min)	Temperatura de aceite térmico a la entrada al IC (°C)	Temperatura de aceite térmico a la salida del IC (°C)
1	5	214,56	149,92
2	10	213,89	150,68
3	15	214,23	148,72
4	20	213,61	151,21
5	25	213,92	150,34
6	30	214,44	149,83
7	35	214,08	149,76
8	40	213,87	151,12
9	45	214,65	150,09
10	50	214,16	149,36
11	55	214,34	149,62
12	60	213,95	150,56
Promedio		214,14	150,10

Tabla 34 Datos tomados de agua con el software Intouch

Ítem	Tiempo (min)	Temperatura de agua a la entrada al IC (°C)	Temperatura de agua a la salida del IC (°C)
1	5	17,34	32,43
2	10	16,59	31,56
3	15	17,12	31,83
4	20	16,97	32,08
5	25	16,46	32,24
6	30	17,06	31,58
7	35	16,34	32,08
8	40	17,22	31,74
9	45	16,86	31,92
10	50	16,64	32,27
11	55	16,72	31,98
12	60	16,14	31,85
Promedio		16,78	31,96

Las tablas 35 y 36 nos indican los valores de temperaturas obtenidos en el HMI para ambos flujos.

Tabla 35 Datos de aceite térmico tomados en el HMI

Ítem	Tiempo (min)	Temperatura de aceite térmico a la entrada al IC (°C)	Temperatura de aceite térmico a la salida del IC (°C)
1	5	214,5	150,1
2	10	213,7	150,9
3	15	214,3	149,3
4	20	214,7	149,9
5	25	213,3	150,5
6	30	213,9	151,3
7	35	214,9	149,5
8	40	214,5	149,9
9	45	213,5	150,6
10	50	214,6	150,2
11	55	214,4	150,9
12	60	214,7	149,7
Promedio		214,25	150,23

Tabla 36 Datos de agua tomados en el HMI

Ítem	Tiempo (min)	Temperatura de agua a la entrada al IC (°C)	Temperatura de agua a la salida del IC (°C)
1	5	17,3	32,3
2	10	16,2	31,6
3	15	15,9	31,8
4	20	16,9	32,1
5	25	17,5	31,6
6	30	16,5	31,6
7	35	16,9	32,0
8	40	17,1	31,7
9	45	16,4	31,9
10	50	17	32,3
11	55	16,9	31,9
12	60	17,2	31,7
Promedio		16,81	31,87

La tabla 37 nos indica los valores obtenidos de temperaturas y tiempos de llenado del agua en el tanque de solución jabonosa. Es importante señalar que debido a que no se cambió la bomba de agua, el caudal que recorre por la tubería es de $10,38\text{m}^3/\text{h}$ y el caudal con el que se diseñó el intercambiador de calor debe ser de $5,68\text{m}^3/\text{h}$, por lo tanto se procedió a cerrar la válvula de compuerta de entrada al equipo en la mitad con la fin de reducir el caudal al 50% y poder cumplir con los parámetros de diseño del equipo, motivo por el cual los tiempo de llenado varían.

Tabla 37 Datos tomados de tiempo y temperatura en el tanque

Número de producción	Tiempo de llenado (min)	Temperatura de agua en el tanque de solución jabonosa (°C)
1	41	31,5
2	38	30,6
3	39	30,2
4	40	29,8
5	37	31,6
6	39	30,9
7	40	31,2
8	42	31,4
9	37	30,4
10	39	29,6
Promedio	39,2	30,72

4.3.2.2 Validación de resultados

Luego de haber adquirido los datos de temperaturas y tiempos de llenado en el proceso de calentamiento de agua, se realizan comparaciones con los valores propuestos en el diseño, con la finalidad de determinar la veracidad de los cálculos y resultados.

En la tabla siguiente se va a comparar los valores de las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor, es decir, los datos propuestos en el cálculo con los valores adquiridos con el Intouch y el HMI, con el objetivo de verificar si esos valores son admisibles para el buen funcionamiento del equipo.

Tabla 38 Error porcentual calculado VS real

Item	Descripción	Valor Analítico	Valor Intouch	Valor HMI	Error % Analítico vs Intouch	Error % Analítico vs HMI
1	Temp. de aceite térmico al ingreso al IC (°C)	214	214,14	214,25	0,0653 %	0,1166 %
2	Temp. de aceite térmico a la salida al IC (°C)	150	150,10	150,23	0,0666 %	0,1530 %
3	Temp. de agua al ingreso al IC (°C)	16	16,78	16,81	4,6483 %	4,8185 %
4	Temp. de agua a la salida del IC (°C)	32	31,96	31,87	-0,1251%	-0,407%

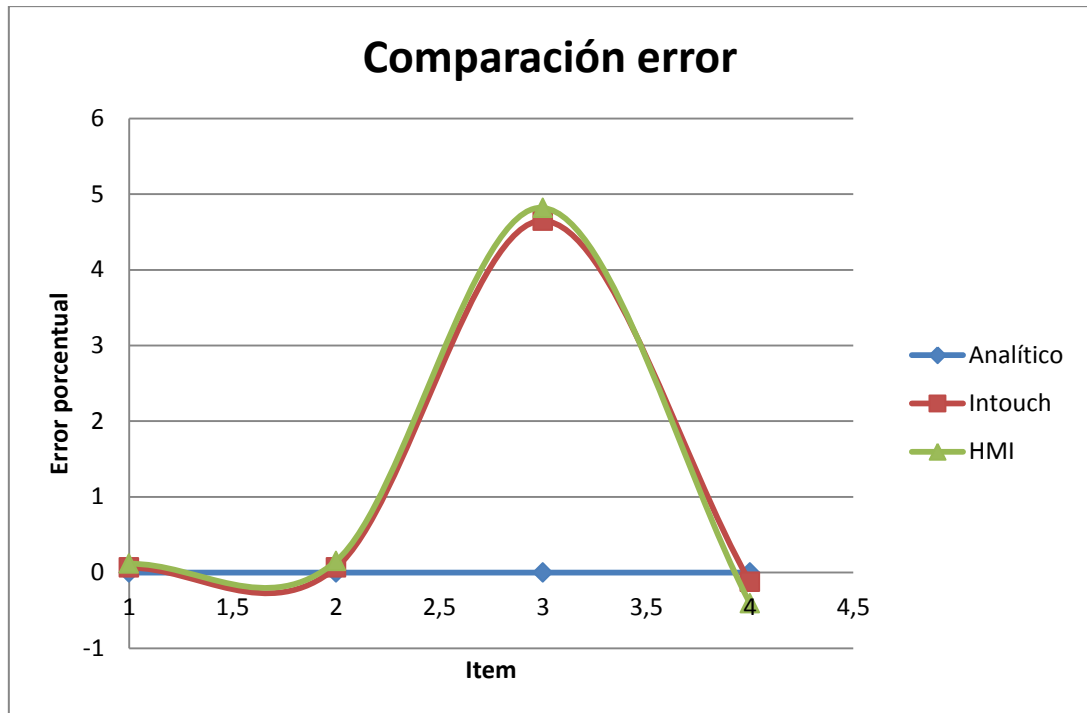


Figura 113 Fluctuación de Error porcentual

En base a la tabla 38, se realiza la comparación de las temperaturas y se determina el error porcentual existente. Estos errores se producen por condiciones de operación, propiedades físicas de los fluidos, rango de medida del sensor, número de cifras decimales que nos indica el Intouch y HMI, etc. valores que se encuentran dentro del rango aceptable de funcionamiento. Es importante señalar que en el programa Intouch, los valores que se registran son con dos decimales mientras que en el HMI nos indica con una cifra decimal, por lo tanto, a mayor número de cifras decimales el error será más pequeño, por lo que el error que existe con el Intouch es menor en relación con el HMI.

En la siguiente tabla se realiza la comparación de las temperaturas alcanzadas y de los tiempos de llenado en los tanques de solución jabonosa una vez que se encuentre al 100% de su totalidad, es decir, cuando esté a los 1000 galones.

Tabla 39 Error porcentual en tiempo de llenado

Ítem	Descripción	Valor Analítico	Valor adquirido	Error % Analítico vs Adquirido
1	Tiempo de llenado (min)	40	39,2	-2,04 %
2	Temperatura de agua en el tanque de solución jabonosa (°C)	32	30,72	-4,16%

En la tabla 39, se determina el error porcentual de los ítems propuestos. El error entre el valor adquirido y el diseñado en los tiempos de llenado se debe en el número de vueltas que debe el operador manipular la válvula de compuerta de ingreso de agua al intercambiador de calor para reducir el caudal, y el error porcentual en el valor de la temperatura de agua en el tanque, es porque en la fabricación de emulsiones asfálticas el fluido debe encontrarse en el rango de 28 a 32 °C. Es importante señalar que estos errores se encuentran dentro del rango admisible de operación y funcionamiento para el que fue diseñado el equipo de calentamiento de agua.

Se puede verificar que el calentamiento de agua mediante el intercambiador de calor es más eficiente y eficaz con relación al serpentín, en base a la tabla 40 y figura 114. Se observa que la curva para el serpentín es temperatura vs tiempo con el volumen constante, ya que el serpentín funciona cuando los tanques de solución jabonosa se encuentran completamente llenos (1000 galones). La curva de calentamiento de agua utilizando el intercambiador de calor de tubos concéntricos es una relación volumen vs tiempo con temperatura constante, ya que a la salida del

intercambiador, el agua fluye con una temperatura de 32°C mientras va llenando el tanque hasta llegar al volumen de 1000 galones.

Tabla 40 Datos de tiempo de calentamiento

	Serpentín	Intercambiador de calor
Tiempo	Temperatura de agua (°C)	Volumen (galones)
0	16,1	0
5	16,6	100
10	17,2	200
15	17,8	400
20	18,5	600
25	19,1	800
30	19,9	900
35	20,6	950
40	20,9	1000
45	21,4	
50	22,0	
55	22,6	
60	23,1	
65	23,8	
70	24,3	
75	24,7	
80	25,2	
85	25,6	
90	26,0	
95	26,5	
100	26,9	
105	27,1	
110	27,7	
115	28,3	
120	28,7	
125	29,1	
130	29,8	
135	30,2	
140	30,7	
145	30,9	
150	31,2	
155	31,5	
160	31,6	
163	31,6	

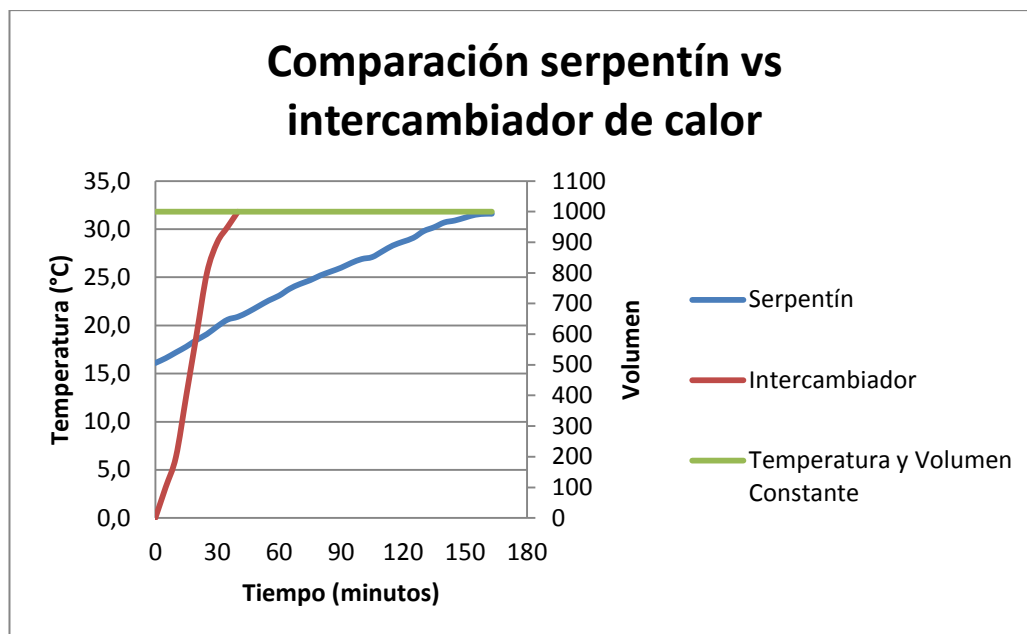


Figura 114 Comparación de calentamiento

Por lo tanto el equipo en operación satisface los diseños realizados, ya que logró reducir el tiempo de calentamiento de agua u cumplir con las condiciones y parámetros necesarios para la fabricación de emulsiones asfálticas.

4.4 MANUAL DE OPERACIÓN

ANEXO J

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

El análisis económico y financiero de este proyecto refleja la viabilidad y los beneficios que obtiene Chova del Ecuador S.A, con la implementación de un sistema de calentamiento de agua para el proceso de fabricación de emulsiones asfálticas.

5.1 ANÁLISIS FINANCIERO

El análisis financiero en este proyecto nos permite establecer los costos totales del proyecto con la finalidad de determinar el valor real que la empresa invierte para cumplir con el objetivo planteado.

Para determinar los costos totales se dividen en los siguientes parámetros: costos de materiales directos, costo de mano de obra directa y costo indirecto de producción.

5.1.1 COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS

Son los costos de materiales adquiridos para la fabricación un bien o producto.

Tabla 41 Costos de materiales para la estructura

COSTOS DE MATERIALES ESTRUCTURA					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNI.	CANT.	P. UNIT	TOTAL
1	Tubos cuadrados de acero negro 40 x 40 x 3 (mm)	UNI	6	\$ 24,08	\$ 144,48
2	Abrazaderas MOFLER de 3"	UNI	16	\$ 14,10	\$ 225,60
TOTAL					\$ 370,08

Tabla 42 Costos de materiales para el intercambiador de calor

COSTOS DE MATERIALES INTERCAMBIADOR DE CALOR					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNI.	CANT	P. UNIT	TOTAL
1	Codos de 2" x 90 soldables SCH 40	UNI	14	\$ 2,47	\$ 34,58
2	Juntas espirometálicas de 2" Clase 150 lb	UNI	16	\$ 3,95	\$ 63,20
3	Juntas espirometálicas de 3" ANSI 150 lb	UNI	9	\$ 7,10	\$ 63,90
4	Tubos de 3" HG ASTM A53 SCH 40	UNI	4	\$ 236,30	\$ 945,20
5	Tubos para vapor de 2" ASTM A106B SCH 40	UNI	5	\$ 64,00	\$ 320,00
6	Bridas de acero de 2" Clase 150lb SCH 40	UNI	32	\$ 9,85	\$ 315,20
7	Bridas de acero de 3" Clase 150lb SCH40	UNI	18	\$ 16,14	\$ 290,52
8	Tees de 3" HG	UNI	16	\$ 23,34	\$ 373,44
9	Neplos de 3" x 14 cm HG	UNI	16	\$ 16,00	\$ 256,00
13	Pernos de 5/8 x 3"	UNI	36	\$ 1,40	\$ 50,40
14	Pernos de acero de 5/8" x 2.5"	UNI	64	\$ 1,34	\$ 85,76
15	Tuercas de acero de 5/8"	UNI	100	\$ 0,34	\$ 34,00
16	Arandelas de presión de 5/8"	UNI	100	\$ 0,12	\$ 12,00
17	Arandela especial fabricada 3" - 2"	UNI	16	\$ 20,00	\$ 320,00
18	Roscas NPT de tubos de 3"	UNI	8	\$ 8,00	\$ 64,00
TOTAL					\$ 3.228,20

Tabla 43 Costos de materiales para la línea de agua

COSTOS MATERIALES LÍNEA DE AGUA					
ITEM	DESCRIPCION	UNI.	CANT.	P. UNIT	TOTAL
1	Tubos de 2" HG ASTM A53 SCH 40	UNI	2	\$ 95,68	\$ 191,37
2	Tees de 2" HG	UNI	3	\$ 11,26	\$ 33,78
3	Válvula bola italiana de 2"	UNI	3	\$ 47,45	\$ 142,35
4	Universales de 2" HG	UNI	5	\$ 17,27	\$ 86,36
5	Neplos de 2" x 10cm HG	UNI	8	\$ 3,48	\$ 27,84
6	Neplos de 2" x 20cm HG	UNI	2	\$ 6,13	\$ 12,26
7	Neplos corridos de 2" HG	UNI	4	\$ 1,78	\$ 7,14
8	Codos de 2" x 90 HG	UNI	8	\$ 7,85	\$ 62,80
					Continúa

Tabla 43 Costos de materiales para la línea de agua (continuación)

9	Codos de 1 1/2" x 90 HG	UNI	2	\$ 1,92	\$ 3,85
10	Tee de 1 1/2" HG	UNI	1	\$ 2,96	\$ 2,96
11	Universales de 1 1/2" HG	UNI	2	\$ 11,42	\$ 22,84
12	Bushing de 2 1/2" a 2" HG	UNI	1	\$ 2,14	\$ 2,14
13	Bushing de 2" a 1 1/2" HG	UNI	1	\$ 2,01	\$ 2,01
14	Neplos corridos 1 1/2" HG	UNI	2	\$ 1,70	\$ 3,39
15	Neplos de 1 1/2" x 10cm HG	UNI	4	\$ 2,71	\$ 10,84
16	Neplo de 1 1/2" x 20cm HG	UNI	1	\$ 4,06	\$ 4,06
17	Válvula de compuerta de 1 1/2"	UNI	1	\$ 53,45	\$ 53,45
18	Tees de 2" HG	UNI	2	\$ 8,56	\$ 17,12
19	Bushing de 2" a 1" HG	UNI	2	\$ 1,89	\$ 3,78
20	Neplo corrido de 1" HG	UNI	1	\$ 0,81	\$ 0,81
21	Termopozo AISI-SAE 1018	UNI	2	\$ 15,00	\$ 30,00
22	Válvula de bola italiana de 1"	UNI	1	\$ 16,47	\$ 16,47
TOTAL					\$ 737,61

Tabla 44 Costos de materiales para la línea de aceite

COSTOS MATERIALES LÍNEA DE ACEITE TÉRMICO					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNI.	CANT.	P. UNIT	TOTAL
1	Tubos para vapor de 1" ASTM A106B SCH 40	UNI	2	\$ 37,51	\$ 75,03
2	Codos de 1" x 90 soldables SCH 40	UNI	6	\$ 0,77	\$ 4,64
3	Tees soldables de 1" SCH 40	UNI	2	\$ 1,90	\$ 3,81
4	Válvula de bola roscada de 1"	UNI	2	\$ 44,37	\$ 88,74
5	Uniones hembra de 1" de acero negro	UNI	2	\$ 1,96	\$ 3,92
6	Neplos de 1" x 8cm de acero negro	UNI	2	\$ 3,27	\$ 6,54
7	Neplos de 1" x 10cm en acero negro	UNI	2	\$ 2,73	\$ 5,46
8	Neplos de 1" x 12cm en acero negro	UNI	2	\$ 4,00	\$ 8,00
9	Neplos de 1" x 20cm en acero negro	UNI	2	\$ 4,72	\$ 9,44
10	Codos roscados de 1"x90 en acero negro	UNI	4	\$ 1,88	\$ 7,50
11	Tees roscadas de 1" de acero negro	UNI	4	\$ 2,59	\$ 10,37
12	Bridas de acero de 1" Clase 150lb SCH40	UNI	4	\$ 4,66	\$ 18,64

Continúa

Tabla 44 Costos de materiales para la línea de aceite (continuación)

13	Juntas espirometálicas de 1" Clase 150 lb	UNI	2	\$ 3,19	\$ 6,38
14	Termopozo AISI-SAE 1018	UNI	2	\$ 15,00	\$ 30,00
15	Pernos de acero de 9/16" x 2"	UNI	8	\$ 0,75	\$ 6,00
16	Tuercas de acero de 9/16"	UNI	8	\$ 0,32	\$ 2,56
17	Arandelas de presión de 9/16"	UNI	8	\$ 0,10	\$ 0,80
18	Tanque de TEXATHERM 46 DE 55GL	UNI	1	\$ 638,88	\$ 638,88
TOTAL					\$ 926,71

Tabla 45 Costos de materiales para la automatización

AUTOMATIZACIÓN					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNI.	CANT.	P. UNIT	TOTAL
1	TK201 P T100 100mm 1/2 NPT	UNI	4	\$ 75,50	\$ 302,00
2	Convertidor de PT100 A 4-20 mA	UNI	4	\$196,87	\$ 787,48
3	Módulo de entrada analógica 4 CH.	UNI	1	\$313,25	\$ 313,25
4	Cable de mando PVC CF140	m	30	\$ 8,06	\$ 241,80
5	Accesorios eléctricos y tablero	UNI	15	\$ 45,00	\$ 675,00
TOTAL					\$2.319,53

Tabla 46 Costos de materiales para el aislamiento térmico

AISLAMIENTO TÉRMICO					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNI.	CANT.	P. UNIT	TOTAL
1	Aislamiento térmico para tubería de 1" X 1" de esp.	m	8,66	\$ 16,80	\$ 145,49
2	Aislamiento térmico para codos diámetro 1" X 1"	UNI	11	\$ 16,80	\$ 184,80
3	Aislamiento térmico tapas planas de diámetro 1" X 1"	UNI	8	\$ 8,40	\$ 67,20
4	Aislamiento tees diámetro 1" X 1"	UNI	2	\$ 8,40	\$ 16,80
5	Aislamiento térmico para codos diámetro 2" X 1"	UNI	14	\$ 22,68	\$ 317,52
6	Aislamiento bridas de diámetro 2" X 1"	UNI	16	\$ 24,86	\$ 397,76
TOTAL					\$1.129,57

Tabla 47 Costos de materiales consumibles

CONSUMIBLES					
ITEM	DESCRIPCION	UNI.	CANT.	P.UNIT	TOTAL
1	Electrodos 6010 1/8"	KG	5	\$ 3,05	\$ 15,25
2	Electrodos 7018 1/8"	KG	5	\$ 4,02	\$ 20,10
3	Discos de corte 7" 1/8"	UNI	15	\$ 2,88	\$ 43,20
4	Teflón aleman 1/2" X 10m	UNI	22	\$ 0,99	\$ 21,74
5	Teflón aleman 3/4" X 10m	UNI	20	\$ 1,46	\$ 29,20
6	Silicon Loctite Grey 70ml	UNI	6	\$ 7,55	\$ 45,30
7	Desoxidante Condor	GL	1	\$ 7,78	\$ 7,78
8	Brocha PRETUL 3"	UNI	1	\$ 1,71	\$ 1,71
9	Brocha PRETUL 4"	UNI	1	\$ 2,77	\$ 2,77
TOTAL					\$ 187,05

El costo total de materiales directos esta dado en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 48 Costos totales de materiales directos

TOTAL DE COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	TOTAL
ESTRUCTURA	370,08
INTERCAMBIADOR DE CALOR	\$3.228,20
LÍNEA DE AGUA	\$737,61
LÍNEA DE ACEITE TÉRMICO	\$926,71
AUTOMATIZACIÓN	\$2.319,53
AISLAMIENTO TÉRMICO	\$1.129,57
CONSUMIBLES	\$187,05
TOTAL	\$8.528,67

De acuerdo a la tabla 48, se determina que el costo de materiales directos asciende al valor de \$8.528,67, siendo los rubros más altos la fabricación del intercambiador de calor de tubos concéntricos y la automatización con valores que ascienden a \$3.228,20 (37.85%) y \$2.319,53 (27.19%) respectivamente.

5.1.2 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA

Son los costos de los procesos de manufactura para la realización de un producto.

Tabla 49 Costos de mano de obra directa

COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNIT	TOTAL
SOLDADOR Y CORTADOR	SEMANA	5	\$250,00	\$1.250,00
ROSCADOR Y ENSAMBLADOR	SEMANA	2	\$180,00	\$360,00
PROGRAMADOR PLC	HORAS	7	\$50,00	\$350,00
PROGRAMADRO HMI SCADA	HORAS	7	\$50,00	\$350,00
INSTALACIÓN DE SENSORES	HORAS	7	\$45,00	\$315,00
TOTAL				\$2.625,00

Los costos de mano de obra directa alcanzan un costo total de \$2.625.00. Los honorarios que más influyen en este rubro es el pago realizado al soldador y cortador que asciende a un valor de \$1.250.00 (47.62%), trabajo realizado en un período de 5 semanas. Es importante señalar que el programador e instalador de sensores cobra por hora trabajada, y durante la ejecución de este proyecto laboraron 7 horas cada uno como se indica en la tabla.

5.1.3 COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN

Son los costos que no están asociados directamente con el producto, estos abarcan: materiales indirectos, mano de obra indirecta y gastos indirectos de fabricación.

- **Materiales indirectos:** Estos contemplan la energía que se requiere para las máquinas; lubricantes y combustibles; herramientas y utillajes; suministros y repuestos, etc.; costos en los que incurre la empresa y que se contempla dentro de sus gastos de operación de la empresa y que no afecta en el presupuesto del proyecto.
- **Costos de mano de obra indirecta.-** En este rubro registra costos del personal de supervisión, jefe de turno, todo el personal, de control de calidad, y otros. Dentro de la mano de obra indirecta abarca los costos del director, codirector y tesistas.

Los sueldos y salarios del Director y codirector de tesis son adjudicados por la ESPE y los costos de ingeniería de los tesistas son asumidos por ellos mismos, el resto de costos constan dentro del rol de pagos de la empresa.

- **Gastos indirectos de fabricación.-** Estos gastos son considerados dentro del presupuesto anual de Chova del Ecuador S.A., tales como: depreciación de la maquinaria, servicios básicos, mantenimiento de equipos, impuestos, etc.

5.1.4 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Chova del Ecuador S.A. presupuestó para este proyecto el valor de \$12.000.00, alcanzado los costos totales el valor \$11.153,67, como se puede visualizar en la tabla 50, los mismos que se obtiene de la suma de los costos de materiales directos y de la mano de obra directa. Los rubros que contemplan los costos indirectos de producción como se expresa en el inciso

5.1.3 son costos que no ingresan dentro del proyecto ya que estos son asumidos por Chova del Ecuador S.A., la ESPE y los tesistas.

Tabla 50 Costos totales del proyecto

COSTOS TOTALES	
Costos de materiales directos	\$8.528,67
Costos de mano de obra directa	\$2.625,00
TOTAL	\$11.153,67

5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO

5.2.1 CAPACIDAD DE LA PLANTA

Con el sistema de calentamiento de agua mediante un serpentín ubicado dentro de los tanques de solución jabonosa, la producción de emulsiones asfálticas se realizaba en un tiempo estimado de 5.73 horas para un volumen de producción de 6.000 galones, donde 2.73 horas se aplica en el calentamiento de agua mediante el serpentín, 1 hora en el agregado de emulsificante y 2 horas en el paso por el molino coloidal. Con esto solamente se podía realizar 4 producciones en un día, es decir 24.000 galones, de acuerdo como se indica en la tabla 51.

Tabla 51 Capacidad de la planta mediante el uso del serpentín

Serpentines		
Descripción	Valor	Unidad
Tiempo de calentamiento de agua	2,73	h
Tiempo de agregado de emulsificante	1	h
Tiempo molino coloidal	2	h
Tiempo total	5,73	h
Volumen de Producción	6000	gal
Producciones en un día	4	
Galones por día	24000	gal

Con el intercambiador de tubos concéntricos como sistema de calentamiento de agua la producción de emulsiones asfálticas se reduce a 2.66 horas para la elaboración de 6.000 galones de emulsión; donde 0.66 horas se aplica en el calentamiento de agua, el agregado del emulsificante se realiza dentro del tiempo del calentamiento de agua es decir se reduce la hora de agregado y 2 horas en el paso por el molino coloidal. Con este sistema se aumenta la capacidad instalada de la planta a 9 producciones diarias, es decir se pueden realizar 54.000 galones al día, lo que significa el crecimiento de la capacidad de en un 125% en la planta de emulsiones asfálticas de Chova del Ecuador S.A. de acuerdo a la tabla 52.

Tabla 52 Capacidad de la planta mediante el intercambiador de calor

Intercambiador de calor de tubos concéntricos		
Descripción	Valor	Unidad
Tiempo de calentamiento de agua	0,66	h
Tiempo de agregado de emulsificante	Se realiza mientras se calienta	
Tiempo molino coloidal	2	h
Tiempo total	2,66	h
Volumen de Producción	6000	gal
Producciones en un día	9	
Galones por día	54000	gal

5.2.2 INDICADORES ECONÓMICOS

Al considerar que es un proyecto de inversión, la evaluación económica nos permite determinar las alternativas factibles u óptimas de inversión utilizando los siguientes indicadores: La Tasa Mínima Aceptable de Riesgo (TMAR), El Valor Actual Neto Financiero (VAN), La Tasa Interna de Retorno Financiero (TIR), Factor Beneficio / Costo (B/C), Recuperación de la inversión del proyecto (PRI).

Estos indicadores son suficientes para determinar la viabilidad de este proyecto y por lo tanto la implementación dentro de la actividad productiva de la empresa Chova del Ecuador S.A., cuyo procedimiento nos permite conocer la verdadera dimensión de la inversión total frente a los gastos financieros del proyecto.

La planta de emulsiones asfálticas no realiza producciones continuas, por lo tanto para determinar el ahorro por consumo de combustible del caldero y por costo de operador con la implementación de este nuevo sistema se procedió a obtener un promedio de producciones mensuales en base al año 2012 de acuerdo a la tabla 53, estableciendo un promedio de 16 producciones mensuales. Vale recalcar que en los meses picos y en producción continua, este proyecto abastece eficientemente de acuerdo a los análisis realizados anteriormente.

Tabla 53 Producciones en el año 2012

CUADRO DE PRODUCCIONES DEL 2012	
MES	NUMERO DE PRODUCCIONES
ENERO	27
FEBRERO	43
MARZO	52
ABRIL	22
MAYO	18
JUNIO	4
JULIO	2
AGOSTO	4
SEPTIEMBRE	10
OCTUBRE	2
NOVIEMBRE	0
DICIEMBRE	7
PROMEDIO	16

La reducción de tiempo de 2.73 horas a 0.66 horas en el calentamiento de agua produce un ahorro de combustible mensual \$284.28 y de mano de obra de \$65.83, es decir un ahorro total de \$350,11 mensual. Por lo tanto al año se produce un ahorro de \$4.201,27.

Tabla 54 Ahorro por combustible del quemador y tiempo del operador

Costo por combustible		
Quemador Baltur TP130		
Consumo diario	200	gal
Horas	24	h
Consumo medio	8,333333333	gal/h
Costo galón diésel	\$ 1,03	\$/gal
Costo por hora quemador	\$ 8,58	\$/h
Producciones por mes	16,00	prod/mes
Disminución de uso por producción	2,07	h/prod
Ahorro por producción	\$ 17,77	\$/prod
Ahorro mensual	\$ 284,28	\$/mes
Ahorro anual	\$ 3.411,36	\$/año
Costo de mano obra		
Sueldo	\$ 318,00	mensuales
Horas Mes	160	mensuales
Hora Hombre	\$ 1,99	\$/h
Producciones por Mes	16,00	prod/mes
Disminución de Uso por producción	2,07	h/prod
Ahorro	\$ 4,11	\$/prod
Ahorro Mensual	\$ 65,83	\$/mes
Ahorro anual	\$ 789,91	\$/año
Ahorro total anual	\$ 4.201,27	\$/año

5.2.2.1 La tasa mínima aceptable de riesgo (TMAR)

El TMAR representa la tasa de descuento que influye en la evaluación económica del proyecto.

Para determinar el TMAR se considera la siguiente ecuación:

$$\text{TMAR} = i + f + if$$

Donde:

i = porcentaje del 8% que se considera como un riesgo en este tipo de proyectos de inversión.

f = inflación de acuerdo a estadísticas del Banco Central es del 4.14%

Tabla 55 Variables para el cálculo del TMAR

i	0.08
f	0.0414
if	0.003312
TMAR	0.12

El TMAR, de acuerdo a la tabla 5.17 es del 12%.

En base a la tabla 56, se determina los otros indicadores económicos.

Tabla 56 Determinación de los indicadores económicos

Año	Ingresos	Egresos	Flujo de caja
0	0,00	11.153,67	-11.153,67
1	4.201,27	0,00	4.201,27
2	4.201,27	0,00	4.201,27
3	4.201,27	0,00	4.201,27
4	4.201,27	0,00	4.201,27
5	4.201,27	0,00	4.201,27
6	4.201,27	0,00	4.201,27
Total	25.207,62	11.153,67	
TMAR	12%		
VAN	6.119,47		
TIR	30%		
B/C	2,26%		
PRI	2.65 años	2 años 7meses 28 días	

5.2.2.2 Valor actual neto (VAN)

El VAN, como se puede apreciar en la tabla 56 es de \$ 6.119,47, es decir que el proyecto representa una buena inversión para la Institución, satisfaciendo la tasa de descuento así como también obteniendo un beneficio extra, pues su valor es mayor a 0.

5.2.2.3 Tasa interna de retorno (TIR)

El TIR es un valor positivo del 30%, de acuerdo a la tabla 56, es decir que la inversión realizada por la empresa, producirá ganancias encima de la rentabilidad esperada e implica una oportunidad para reinvertir.

5.2.2.4 Factor beneficio- costo (B/C)

El costo beneficio (B/C), es un índice neto de rentabilidad en el cual se divide los ingresos totales netos y los costos de inversión del proyecto. De acuerdo a lo establecido en la tabla 56, es del 2.26%, tasa que es mayor que 1, pudiendo afirmar que este proyecto es rentable para la empresa en los próximos 6 años.

5.2.2.5 Recuperación de la inversión del proyecto (PRI)

La recuperación de la inversión del proyecto PRI, se realiza dividiendo el costo total del proyecto que es de \$11.153,65 para el ahorro anual (consumo de combustible y costos de operador) que asciende a \$4.201,27, elaborando un promedio de 16 producciones mensuales. El período de recuperación es igual a 2.65 años que equivale a 2 años 7 meses, 26 días.

Es importante señalar que mientras más producciones mensuales se realicen la inversión se recuperará con mayor rapidez ya que la capacidad instalada de la planta creció en forma significativa.

5.2.2.6 Indicadores de Producción

Además del análisis financiero, se analizan los indicadores de producción, que se obtienen en kilogramos de emulsión asfáltica por dólar. Como se ha visto con anterioridad, el enfoque del proyecto es en mano de obra y consumo de combustible, se han analizado los históricos de consumo y de producción durante el último trimestre de los 4 últimos años, se ha obtenido los siguientes resultados de mejora.

- **Kilogramo por dólar de hora hombre**

Tabla 57 Mejora en costo de hora hombre

Cuadro Resumen				
Año (u)	Emulsión (kg)	HH hora	Indicador (kg/USD)	Mejora %
2010	461698.45	74.00	1386.48	-
2011	461698.45	74.00	1386.48	0%
2012	135074.00	26.00	1154.48	-17%
2013	1563780.20	243.00	1430.07	24%

En la tabla 57 consta los datos de sumatoria del último trimestre de cada año, el costo de hora hombre para la empresa es de \$4.50, con lo que se obtiene los indicadores expuestos en la tabla. Es importante señalar que el año en color verde es el año donde ya se implementó el intercambiador de calor, y que en contraste con el 2012, existe un 24% de mejora en costos de hora hombre, es decir, un dólar de mano de obra produce mayor masa de producción.

- **Kilogramo por dólar de diésel**

Al igual que en la mano de obra, para el diésel 2 se ha analizado los históricos de consumo, pero esta vez únicamente para los 2 últimos años, debido a que en 2012 fue el año de implementación del software de control de inventarios y materias primas usado actualmente en Chova del Ecuador S.A., los resultados se exponen a continuación:

Tabla 58 Mejora en consumo de combustible

Cuadro Resumen					
Año (u)	Emulsión (kg)	Diésel (gal)	Diésel (USD)	Indicador (kg/USD)	Mejora %
2012	135074.00	2865.00	\$ 1,236.77	109.22	-
2013	1563780.20	5575.00	\$ 2,576.20	607.01	456%

Nuevamente se expone la sumatoria de producción y consumo del último trimestre de ambos años, como se puede observar hay una gran mejora de 456% en aprovechamiento del combustible, es decir, cada dólar de combustible produjo mucho más masa de producción gracias a la implementación del intercambiador de calor.

Mediante estos indicadores se justifica satisfactoriamente la implementación de este tipo de sistemas de aprovechamiento de calor

5.2.2.7 Medio Ambiente

Este proyecto es uno de los temas piloto en la implementación de un sistema de gestión energética por parte de Chova del Ecuador S.A., perfilándose para una certificación ISO 50001 en un futuro. Uno de los mayores impactos en el consumo energético de la empresa es el consumo de diésel, como se observa en la siguiente tabla:

Tabla 59 Consumo de kW-h de diésel vs energía eléctrica

TOTALES	diésel	electricidad
Consumos [kW-h]	1,784,630.48	374,128.00
Costos [\$]	53538.91	29930.14

Fuente: Documentos SGE Chova del Ecuador S.A.

Evidenciando esto se analiza que el consumo de combustible por hora en el caldero de la tabla 54 es 8.33 gal/h y se define lo siguiente: el proyecto alcanza un ahorro de aproximado 17.24 galones de diésel por producción, es decir 275.84 galones al mes tomando en cuenta la tabla de producciones promedio 53, reduciendo así emisiones y optimizando recursos.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Del análisis de resultados se obtiene la siguiente información:
 - El tiempo de calentamiento disminuyó de 2 horas y 44 minutos a 39 minutos, cumpliendo con el objetivo propuesto.
 - La longitud requerida total de intercambio de calor es de 18m, por lo que se dispone 4 horquillas de 4.5m, con una longitud efectiva por cada mitad de horquilla de 2.25m.
 - De acuerdo al diseño mecánico del inciso 3.3.2, la tubería seleccionada es: tubería de acero negro, SCH40, sin costura A106B para el aceite térmico; y tubería de acero galvanizado, SCH40 con costura ASTM A53 gr. A, para el agua. Las bridas seleccionadas son bridas clase 150 para todo el sistema.
 - De acuerdo con los datos obtenidos en el inciso 3.5, la bomba de aceite térmico Allweiler ya instalada, satisface la necesidad de caudal y presión para una caída de 52.32 mH₂O. La bomba de agua Goulds, excede las necesidades de caudal para una caída de presión de 13.06 mH₂O, brindando un caudal de 22.71 m³/h, motivo por el cual se efectúa un desvío en la descarga de la bomba, recirculando 12.33 m³/h hacia el tanque de almacenamiento.
 - Se aprovecha de mejor manera el calor disponible con un intercambiador de calor de tubos concéntricos en lugar del

serpentín antiguo, evidenciándose un salto térmico de 65 °C aproximadamente en el intercambiador vs uno de 30° aproximadamente en el serpentín.

- La caída de presión en el interior de los tubos es 0.175 PSI, y en el ánulo es 1.862 PSI, cumpliendo con la norma TEMA que sugiere caídas de presión menores a 10 PSI.
- El error de los datos teóricos con los prácticos es de máximo 4.82%, manteniendo su validez y garantizando un error menor del 5% como se trabaja habitualmente en términos estadísticos.
- Con un calor disponible 2181 kW, el requerimiento de calor para el calentamiento fue satisfecho en su totalidad, ya que éste demandaba 105.62 kW.
- El Intercambiador de calor de tubos concéntricos es la opción más viable y económica cuando el área de transferencia de calor requerida no es demasiado grande (menor a 18.58 m²), y cuando la mantenibilidad y facilidad de construcción son primordiales, esto se expone en matriz de decisión del capítulo 3, inciso 3.2.
- Los esfuerzos térmicos son críticos para una instalación de tubería, estos esfuerzos fueron evitados dando libertad de dilatación en el eje axial de las tuberías, construyendo el rack de tuberías apropiado de acuerdo a los planos en el capítulo 4 y a la simulación del capítulo 3.
- Se determina que el espesor de aislante requerido es 0.92" de fibra de vidrio para mantener una temperatura exterior de 30°C, se instaló aislante de 1" de espesor ya que es lo que se encuentra

comercialmente; cumpliendo así con la norma para instalaciones térmicas en plantas industriales, que sugiere temperaturas de pared menores de 60°C.

- El sistema SCADA implementado permite una fácil visualización de parámetros, ayudando a los operadores a mejorar el control del proceso.
- El proceso constructivo de este tipo de intercambiadores requiere mano de obra común, que incluye un plomero con experiencia y un soldador calificado para evitar fugas en el sistema.
- El proyecto intercambiador de calor incrementa la capacidad de planta de acuerdo a las tablas expuestas en el inciso 5.2.1, aumentando la producción posible en un día de trabajo de 24000 galones de emulsión a 54000, en términos porcentuales aumenta un 125%.
- El proyecto es viable de realizar de acuerdo al análisis económico y financiero realizado en el capítulo 5, donde se obtienen los siguientes indicadores, extraídos de la tabla 56.

Tabla 60 Resumen Financiero

Indicadores Económicos

TMAR	12%	
VAN	6.119,47	
TIR	30%	
B/C	2,26%	
PRI	2.65 años	2 años 7 meses 28 días

- De los indicadores de producción indicados en el inciso 5.2.2.6, se ve una mejora del 24% en costo de mano de obra, y del 456% en gasto

de combustible, logrando mayor volumen de producción por dólar de mano de obra y dólar de combustible.

6.2 RECOMENDACIONES

- Referirse al manual de operación en el anexo J; y cumplir con todos los requerimientos de mantenimiento y seguridad de operación expuestos en dicho documento.
- Modificar la tubería de alimentación de aceite térmico al intercambiador de calor, de 1" a 2", para elevar la temperatura de salida de agua hasta 50°C y disminuir el tiempo de calentamiento hasta 15 min. El diseño original fue concebido para una tubería de 2" pero, debido a condiciones de producción y situación de planta se lo realizó con una tubería de 1".
- Evitar la formación de vapor en el sistema de acuerdo al manual de operación para no dañar las tuberías externas que son tuberías con costura y no diseñadas para vapor.
- Revisar los documentos de automatización existentes en proyectos previos en la empresa, y referirse al manual de operación para garantizar el correcto funcionamiento del sistema SCADA.

BIBLIOGRAFÍA

Alcoser, J. P. (2007). *Apuntes de Diseño Mecánico*. Quito: s.e.

Asociación Técnica Española de Climatización. (2007). *Guía técnica para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*. Madrid: s.e.

Association Tubular Exchanger. (2007). *Standars of the Tubular Exchanger Manufacturers Association 9na edition*. U.S.A: s.e.

Cengel, Y. (2007). *Transferencia de Calor y Masa 3ra edición*. México: McGraw-Hill.

Chova. (2002). *Manual de Calidad de Chova del Ecuador S.A. Revisión 01*. Sangolquí: s.e.

Chova. (2011). *Manual de Inducción de Chova del Ecuador S.A.* Sangolquí: s.e.

Díaz, G. (2007). *Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación*. Barcelona: s.e.

Echeverría, L. (s.f). *Introducción a la Automatización Industrial*. Sangolquí: ESPE.

Farr, J. R., & Jawad, M. H. (2001). *Guidebook for the Design of ASME Section VIII Pressure Vessels 2da edition*. New York: s.e.

Fox, R. W., McDolnald, A. T., & Pritchard, P. J. (2004). *Introduction to Fluid Mechanics 6ta edition*. USA: John Wiley & Sons Inc.

- Giles, R. V. (s.f). *Mecánica de los Fluidos e Hidráulica*. S.L: McGraw-Hill.
- Guasumba , J. (s.f). *Intercambiadores de Calor*. Quito: s.e.
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor 4a. ed.* México: Prentice Hall.
- Jaramillo, O. A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. México: s.e.
- Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Ciudad de México: Continental.
- Konntz, H., & Weichtich, H. (1996). *Administración una Perspectiva Global 5ta Edición*. México: McGraw-Hill.
- Magyesy, E. (1972,1973). *Build Better Vessels Faster and More Economically*. Oklahoma: Pressure Vessel Publishing.
- Pirobloc. (2007). *Caldera de fluido térmico*. España: Pirobloc.
- Pitts, D., & Sissom, L. (1979). *Transferencia de Calor*. Bogotá: McGRAW-HILL LATINOAMERICANA S.A.
- Proveatymi. (s.f). *Catálogo de Aislamiento Térmico*. Sangolquí: s.e.
- Manual Básico de Emulsiones Asfálticas*. (s.f). U.S.A: Association, Asphalt Institute and Asphalt Emulsion Manufacturers.
- Salamanca, U. d. (s.f). *Equipos para Transporte de Fluidos*. Salamanca: s.e.
- Shames, I. H. (1995). *Mecánica de Fluidos 3ra edición*. Santafé de Bogota: McGraw Hill.

Uceda, J. (s.f). *Guía Básica de Calderas Industriales*. Madrid: s.e.

Universidad Católica de Perú. (2008). *Pérdidas de carga en tuberías*. S.L:
s.e.

Westaway, C. R., & Loomis, A. W. (1984). *Cameron Hydraulic Data*. Estados Unidos: Ingersoll-Rand.

Referencias de Internet

Wago Catalog. (junio de 2013). Obtenido de Wago:

<http://www.wagocatalog.com/okv3/index.asp?lid=5&cid=51&strBestNrlD=20090412>

Cárdenas , H. (21 de Febrero de 2005). *Gestión de calidad*. Obtenido de

<http://www.emagister.com/curso-gestion-calidad-1/politica-calidad>

Depuroil. (1999). *Riesgos Medio Ambientales de los Aceites Industriales*.

Obtenido de

<http://www.euskalnet.net/depuroilsa/Riesgosmedioambiente.html>

García, S. (s.f). *Ánalisis de fluidos térmicos (HTF)*. Obtenido de

<http://centralestermosolares.com/analisishtf.html>

Gómez, H. (20 de mayo de 2009). *Observatorio de la Soldadura* . Obtenido

de <http://soldando.blogspot.com/2009/05/asme-b31-codigo-para-tuberias-presion.html>

Mott, R. L. (1996). *Mecánica de Fluidos*. México D.F: Prentice Hall

Hispanoamericana.

Oviedo, U. d. (s.f). *Pérdidas de Carga en Tuberías*. Obtenido de
http://www.unioviedo.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos/07_08/MF07_Perdidasedecarga.pdf

Ríos , E. (s.f). *Convección*. Obtenido de
<http://termodinamica.4t.com/conveccion.htm>

Rodríguez Talavera, R., Castaño Meneses, V. M., & Matínez Madrid, M.
(2001). *Emulsiones Asfálticas Documento Técnico N.- 23*. Obtenido
de Secretaría de Comunicaciones y Transportes del Instituto
Mexicano de Transporte:
<http://imt.mx/archivos/Publicaciones/DocumentoTecnico/dt23.pdf>

Medir Temperatura.com. (s.f). Obtenido de
<http://medirtemperatura.com/sensor-temperatura.php>

The Engineering TollBox. (s.f). Obtenido de
http://www.engineeringtoolbox.com/asme-b31pressure-piping-d_39.html

ANEXOS