

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL
RESIDUO NO CONVERTIDO DEL PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA DE
LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ**

Realizado por:

Jessevely Graciela Álvarez Medina

**Trabajo de grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito
parcial para optar al título de:**

Ingeniero Químico

Puerto La Cruz, marzo de 2011

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL
RESIDUO NO CONVERTIDO DEL PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA DE
LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ**

ASESORES

**Ing. Químico Miletzi Pino, Esp.
Sc.**

Asesor industrial

Ing. Químico Arturo Rodolfo, M.

Asesor académico

Puerto La Cruz, marzo de 2011

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL
RESIDUO NO CONVERTIDO DEL PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA DE
LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ**

JURADO

**Ing. Químico Arturo Rodulfo, M. Sc.
Asesor académico**

**Ing. Químico Osvaldo Ochoa
Ph. D.
Jurado principal**

**Ing. Químico Lucas Álvarez,
Jurado principal**

Puerto La Cruz, marzo de 2011

RESOLUCIÓN

De Acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS EN OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIÉN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”

AGRADECIMIENTOS

A Dios todopoderoso por permitirme estar en este mundo y regalarme salud, capacidad, entendimiento y disposición para hacer las cosas. Con Él todo, sin Él nada. Gracias Dios.

A mis padres Jesús Álvarez y Evelitze Medina por su apoyo incondicional, por darme la posibilidad de estudiar y por todo el amor que me dan. Son mi ejemplo a seguir. Los amo.

A mi tía Maritza Álvarez por cuidarme, escucharme y ser mi segunda madre a lo largo de toda mi carrera universitaria. Te quiero.

A mis hermanitos Jesús Alberto y Evelitze por su compañía y por la alegría que le dan a mi vida. Son mi tesoro.

A mi asesora industrial Miletzi Pino, por su disposición para ayudarme y el entusiasmo que me transmitió para realizar un buen trabajo, por su dedicación conmigo a pesar de las circunstancias, por su amistad. Gracias por todo.

A mi asesor académico Arturo Rodulfo, por aceptar ser mi asesor, por su dedicación y por toda la ayuda recibida. Gracias.

A los profesores Lucas Álvarez y Osvaldo Ochoa por la colaboración que me brindaron para corregir mi tesis de grado, como mis jurados, a pesar de todas sus ocupaciones. Gracias.

A mis amigos y compañeros de estudio en especial a Maryanna, Jorge, Johnsfer, Nahir, Pedro, Helen, Jahir, Milie... por que hicieron de estudiar en la UDO una de las experiencias más gratificantes de mi vida, por su apoyo, su ayuda, su amistad. Los quiero.

A mi querida universidad La UDO, la casa más alta, por ser la institución que me permitió adquirir los conocimientos que me llevaron a ser ingeniero, el lugar en donde pasé momentos maravillosos, como estudiante y como preparadora.

A mis profesores del departamento de ingeniería química, por todos los conocimientos que me brindaron y por los momentos vividos. Se les respeta y se les aprecia de corazón.

A la superintendente de procesos del proyecto Conversión Profunda, Magaly La Greca, por el apoyo brindado.

A los ingenieros del proyecto Conversión Profunda por toda su colaboración y por hacerme sentir parte de la gran familia Proyecto Conversión Profunda.

A mis compañeros de oficina de control de documentos del Proyecto Conversión Profunda, por hacer grata mi estadía como pasante.

A Adriana Teodoro por toda su ayuda y colaboración conmigo como pasante del proyecto.

A mis primos, especialmente a mi prima Graciela Rodríguez, por ser un ejemplo para mí, por tu amistad y tu cariño.

A Osmel Guarepo por todo el amor, la fortaleza, y el apoyo que me das y por la felicidad que has traído a mi vida cuando más lo necesitaba. Gracias.

DEDICATORIA

A Dios.

A mis padres Jesús y Evelitze.

A mi adorada tía Maritza Álvarez.

A mis hermanos Jesús Alberto y Eve.

A mis abuelos Julio Medina y María Teresa Rodríguez.

A mi abuela Graciela Álvarez, que Dios la tenga en su gloria.

A mi familia, amigos y a todos los que colaboraron conmigo para el logro de esta meta.

ÍNDICE

RESOLUCIÓN	iv
AGRADECIMIENTOS	v
DEDICATORIA.....	vii
ÍNDICE	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
RESUMEN	xx
CAPÍTULO 1- INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción de la empresa.....	1
1.1.1 Refinería Puerto La Cruz.....	1
1.1.2 Proyecto Conversión Profunda de la refinería Puerto La Cruz.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.2 Objetivos	4
Objetivo general	4
Objetivos específicos	4
CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO	5
2.1 Antecedentes	5
2.2 Transferencia de calor	6
2.2.1 Transferencia de calor por conducción	6
2.2.2 Transferencia de calor por convección.....	6
2.2.3 Transferencia de calor por radiación	7
2.3 Intercambiadores de calor.....	7
2.3.1 Intercambiador de calor de doble tubo	7
2.3.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	8
2.3.3 Intercambiadores de calor de espiral	9
2.3.4 Intercambiadores de calor de placas.....	10
2.3.5 Enfriadores por aire.....	10
2.4 Consideraciones de diseño para intercambiadores de calor.....	10
2.5 Flujo de suspensiones, velocidad crítica y velocidad de erosión	14
2.6 Estimación de costos de los equipos	16
2.7 Descripción del proceso de conversión profunda.....	16
2.7.1 Unidad de manejo de residuo pesado (U-82).....	19
2.7.2 Unidad de procesamiento de residuo (U-79).....	20
2.7.3 Unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia (U-80)	21
2.7.3.1 Sistema de desalojo de emergencia	21
2.8 Programa de diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor, HTRI.....	23
CAPÍTULO 3- DESARROLLO DEL PROYECTO.....	23
3.1 Reproducción, a las condiciones de diseño, del funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82	23

3.2	Análisis del requerimiento energético de la red intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82	30
3.3	Elaboración de una propuesta para la sustitución de los intercambiadores planteados por el proyecto, por otros de diferente diseño	33
3.4	Comparación de los intercambiadores de calor presentados por el proyecto y los alternativos en cuanto a eficiencia y costos.....	38
3.4.1	Estimación de la erosión en los intercambiadores de calor.....	38
3.4.2	Estimación del área ocupada por los equipos	39
3.4.3	Elaboración de matrices de evaluación y selección	39
3.4.3.1	Identificación y definición de atributos	40
3.4.3.2	Creación de la matriz de ponderación de atributos	43
3.4.4	Identificación de equipos y creación de escalas empleadas en la comparación.....	43
3.5	Muestra de cálculos	47
3.5.1	Cálculo del calor que se requiere extraer y/o suministrar al sistema cerrado de aceite atemperado en los casos de 92 y 85% de conversión.....	47
3.5.2	Cálculo del calor que se requiere extraer y/o suministrar al sistema cerrado de aceite atemperado en el caso de emergencia.....	52
3.5.3	Cálculo de los costos de capital de los intercambiadores de calor.....	58
3.5.4	Cálculo del área ocupada por los intercambiadores de calor	60
3.5.4.1	Área estimada para intercambiadores doble tubo (AO)	60
3.5.4.2	Área estimada para intercambiadores tipo espiral	62
3.5.5	Empleo de correlaciones empíricas para la predicción de la erosión en los equipos de intercambio de calor	63
3.5.5.1	Cálculo de la velocidad de erosión siguiendo la recomendación de la API	63
3.5.5.2	Cálculo del factor de erosión empleando la recomendación de la norma TEMA	66
3.5.6	Cálculo de la velocidad crítica de flujo de suspensiones.....	68
3.5.7	Elaboración de la escala de puntuación para el criterio de costos	69
3.5.8	Elaboración de matriz final para selección y evaluación de equipos de intercambio de calor	70
	CAPÍTULO 4-ANÁLISIS DE RESULTADOS,.....	71
	CONCLUSIONES	71
	Y RECOMENDACIONES.....	71
4.1	Reproducción, a las condiciones de diseño, del funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82	71
4.2	Análisis del requerimiento energético de la red intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82	77
4.3	Elaboración de una propuesta para la sustitución de los intercambiadores planteados por el proyecto, por otros de diferente diseño	80

4.4 Comparación de los intercambiadores de calor presentados por el proyecto y los alternativos en cuanto a eficiencia y costos.....	81
4.5 CONCLUSIONES	97
4.6 RECOMENDACIONES	98
BIBLIOGRAFÍA	100

ANEXOS

ANEXO A: Tablas de datos, extraídas de hojas de datos y balances de materia y energía.

ANEXO B: Pantallas de HTRI para intercambiadores doble tubo de horquilla convencionales y tipo espiral.

ANEXO C: Resumen de propiedades de intercambiador de calor diseñados.

ANEXO D: Gráfica para cálculo de velocidad de asentamiento (U_t), propiedades de las partículas de coque, normas TEMA y API utilizadas.

ANEXO E: Costos de intercambiadores de calor Aspen Tech.

ANEXO F: Resultados arrojados por el programa HTRI para todas las corridas realizadas.

ANEXO G: Encuestas realizadas a expertos para la elaboración de la matriz de ponderación de atributos.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Casos de diseño de intercambiadores de calor.	23
Tabla 3.2. Descripción de los escenarios del sistema de aceite atemperado estudiados.....	31
Tabla 3.3. Área disponible en plano de planta para los intercambiadores de calor.	42
Tabla 3.4. Escala numérica para ponderación de atributos.	43
Tabla 3.5. Matriz de ponderación de los atributos a analizar en los intercambiadores de calor.	43
Tabla 3.6. Escala de puntuación para el criterio de sobredimensionamiento.	44
Tabla 3.7. Escala de puntuación para el criterio de eficiencia técnica.	44
Tabla 3.8. Escala de puntuación para el criterio de eficiencia mecánica.	45
Tabla 3.9. Escala de puntuación para el criterio de mantenimiento.	46
Tabla 3.10. Escala de puntuación para el criterio de espacio ocupado por el equipo.	46
Tabla 3.11. Escala de puntuación para el criterio de costos.	46
Tabla 3.12. Matriz de calificación de los intercambiadores de calor.	47
Tabla 3.13. Flujo másico, temperatura y calor específico de las corrientes del sistema de aceite atemperado en el caso de 92% de conversión.....	50
Tabla. 3.14. Flujo másico, temperatura y calor específico de las corrientes del sistema de aceite atemperado en el caso de 85% de conversión.....	51
Tabla 3.15. Flujos, temperaturas y calores específicos en los intercambiadores 79, 80 y 82, en caso de presentarse un desalojo de emergencia.	52
Tabla 3.16. Balance de masa y energía para el caso de emergencia.....	58
Tabla 3.17. Factores de corrección por presión.	58
Tabla 3.18. Factores de corrección por temperatura.	59
Tabla 3.19. Factores de corrección por material.	59

Tabla 3.20. Costos de intercambiadores de calor por área de transferencia y material.	59
Tabla 3.21. Área ocupada por los intercambiadores de calor.	63
Tabla 3.22. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-7921/41.	64
Tabla 3.23. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-8020/40.	65
Tabla 3.24. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-8201 A/B.	65
Tabla 3.25. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 79.	65
Tabla 3.26. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 80.	65
Tabla 3.27. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 82.	66
Tabla 3.28. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 79. ...	67
Tabla 3.29. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 80. ...	67
Tabla 3.30. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 82. ...	67
Tabla 3.31. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 79.	67
Tabla 3.32. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 80.	68
Tabla 3.33. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 82.	68
Tabla 3.34. Flujo másico total, de sólido y de líquido, y densidades de líquido y corriente total, para las unidades 79, 80 y 82.	69
Tabla 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.	71

Tabla 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo. (Continuación).....	71
Tabla 4.2. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.....	73
Tabla 4.3. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.....	73
Tabla 4.4. Calor que se requiere extraer o añadir al sistema en los diferentes escenarios seleccionados.	78
Tabla 4.5. Cargas térmicas de operación y diseño del enfriador por aire y el precalentador del sistema de aceite atemperado.....	79
Tabla 4.6. Desviación del calor extraído/suministrado al sistema de aceite atemperado con respecto a las cargas térmicas de diseño y/u operación.....	79
Tabla 4.7. Características geométricas de los intercambiadores doble tubo de horquilla diseñados.	81
Tabla 4.8. Temperaturas de salida requeridas para el lodo en la unidad 79 y temperaturas obtenidas en intercambiador de espiral, cuando el sobrediseño es mayor al 20%.	83
Tabla 4.9. Concentración de sólidos en peso manejados en cada unidad.	87
Tabla 4.10. Relación de densidades de sólido y líquido (s), velocidades terminales de asentamiento de la partícula (U_t), fracción volumétrica de sólidos (C_v) y velocidades críticas de flujo para las unidades 79, 80 y 82, en cada caso.	88
Tabla 4.11. Recomendaciones de velocidades de flujo para líneas de lodo. (H-Tech, 2008).....	91
Tabla 4.12. Desviación de las velocidades de flujo alcanzadas en los intercambiadores de calor, respecto a la máxima velocidad de restricción en las líneas de lodo (4,9 pie/s).....	91
Tabla 4.13. Costos calculados para los intercambiadores de calor propuestos y actuales.....	93
Tabla 4.14. Temperaturas máximas de operación en los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.....	95

Tabla 4.15. Matriz final de selección y evaluación de equipos de intercambio de calor.	96
Tabla 4.16. Orden final en la selección y evaluación de equipos de intercambio de calor.	96

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Intercambiador de calor de doble tubo. (Geankoplis, 1998).....	7
Figura 2.2. Ejemplo de intercambiador de calor de doble tubo, tipo horquilla. (Walas, 1990).....	8
Figura 2.3. Intercambiador de calor tipo doble tubo de horquilla del proyecto E-8020. (PDVSA-CONFEEED, 2009).....	8
Figura 2.4. Intercambiador de calor de tubos y coraza. (sayanythingkikin.blogspot.com, 2009).	9
Figura 2.5. Intercambiador de calor tipo Espiral. (Alfa Laval, 2010).....	9
Figura 2.6. Intercambiador de calor de placas. (LTI, 2010).....	10
Figura 2.7. Perfiles de temperatura para flujo paralelo y en contracorriente en intercambiador de tubería doble. (Holman, 1999).....	11
Figura 2.8. Perfiles de temperatura del fluido caliente al frío en un intercambiador de doble tubo.	13
Figura 2.9. Diagrama de flujo del proceso de Conversión Profunda. (PDVSA-CONFEEED, 2009).	18
Figura 2.10. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de manejo de desechos pesados (U-82). (PDVSA-CONFEEED, 2009).	20
Figura 2.11. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de procesamiento de residuo U-79 (PDVSA-CONFEEED, 2009).	21
Figura 2.12. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia (U-80) (PDVSA-CONFEEED, 2009).	22
Figura 3.1. Estrategia de reproducción en el programa HTRI de los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.....	24
Figura 3.2. Selección del tipo de intercambiador.	24
Figura 3.3. Intercambiador de horquilla de HTRI (Izquierda) e intercambiador a reproducir (derecha).....	24
Figura 3.4. Introducción de modalidad de trabajo, y geometría del intercambiador.	25
Figura 3.5. Introducción de la geometría del intercambiador.	26

Figura 3.6. Especificación de tamaño de boquillas.	26
Figura 3.7. Localización de las boquillas.....	27
Figura 3.8. Introducción de datos de las corrientes de intercambio de calor.	28
Figura 3.9. Especificaciones para el fluido caliente.....	28
Figura 3.10. Introducción de las temperaturas de referencia para la rejilla.....	29
Figura 3.11. Introducción de las propiedades de las corrientes, vía rejilla.....	29
Figura 3.12. Resumen de resultados de la evaluación del modelo de intercambiador.	30
Figura 3.13. Diagrama de flujo del sistema de aceite atemperado para el caso de 92% de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).....	31
Figura 3.14. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 85% de conversión. (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).	32
Figura 3.15. Diagrama de aceite de enfriamiento/calentamiento para el caso de emergencia.	33
Figura 3.16. Especificación del sistema de unidades, temperatura relativa y perfil de temperatura en la selección del tipo de intercambiador.	34
Figura 3.17. Introducción de datos generales de las corrientes en la selección del tipo de intercambiador.....	35
Figura 3.18. Resultados de la selección de los tipos de intercambiador.....	35
Figura 3.19. Especificaciones de diámetro de carcasa, tubos y longitud efectiva para la modalidad de “diseño” de los intercambiadores de calor en HTRI.....	36
Figura 3.20. Diagrama de flujo para el diseño de intercambiadores de calor. (Walas, 1990).....	37
Figura 3.21. Diagrama de flujo sistema de aceite de enfriamiento/calentamiento. (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).	48
Figura 3.22. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 92% de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).	50
Figura 3.23. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 85 % de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).	51

Figura 3.24. Esquema de aceite atemperado en caso de emergencia, con señalización de zonas para el balance.	52
Figura 3.25. Cálculo del área ocupada por intercambiadores doble tubo.	61
Figura 3.26. Cálculo del área ocupada por intercambiadores tipo espiral.....	62
Figura 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el caso de 92% de conversión.	72
Figura 4.2. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el caso de 85% de conversión.	72
Figura 4.3. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el arranque.....	72
Figura 4.4. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el calentamiento de HGO.....	74
Figura 4.5. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el enfriamiento del lodo.....	75
Figura 4.6. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el enfriamiento del lodo.....	75
Figura 4.7. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el calentamiento del lodo.	75
Figura 4.8. Esquema de aceite de calentamiento/enfriamiento para los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.....	77
Figura 4.9. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 79.....	82
Figura 4.10. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 82.....	82
Figura 4.11. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 80.....	82

Figura 4.12. Velocidad del lodo en la unidad 79 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	84
Figura 4.13. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 79 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	84
Figura 4.14. Velocidad del HGO/lodo en la unidad 80 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	85
Figura 4.15. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 80 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	85
Figura 4.16. Velocidad del lodo en la unidad 82 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	85
Figura 4.17. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 82 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.	86
Figura 4.18. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 79.	86
Figura 4.19. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 80.	87
Figura 4.20. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 82.	87
Figura 4.21. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 79.	89
Figura 4.22. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 80.	89
Figura 4.23. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 82.	89
Figura 4.24. Área de planta ocupada por los intercambiadores de calor y área disponible en las unidades 79, 80 y 82.	90
Figura 4.25. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la unidad 79.	92
Figura 4.26. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la unidad 80.	92

Figura 4.27. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la unidad 82. 92

Figura 4.28. Costos de intercambiadores de calor..... 94

RESUMEN

En el trabajo realizado se evaluó el sistema de intercambiadores de calor del residuo no convertido proveniente de la unidad de hidroconversión, del proyecto conversión profunda de la refinería Puerto La Cruz. Para esto se realizó la reproducción, a las condiciones de diseño, del funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82, empleando el programa de HTRI, con la finalidad de verificar el diseño. Se analizó el requerimiento energético de la red de intercambiadores de calor de estas unidades, determinando el calor total que se requiere extraer y/o suministrar al sistema en los escenarios de operación normal a 85 y 92% de conversión y en el caso de emergencia, y comparándolos con las cargas térmicas de diseño y de operación de los equipos dispuestos para tal fin. Con la finalidad de verificar si los intercambiadores planteados en el proyecto son los equipos indicados para trabajar con el residuo no convertido (residuo de vacío pesado con sólidos en suspensión), se elaboraron propuestas de intercambiadores de calor de doble tubo de horquilla convencionales de menor longitud efectiva (propuesta equipos tipo C) y con un menor número de carcasas que los equipos actuales (propuesta equipos tipo B), y diseños de intercambiadores de calor de placas en espiral (propuesta equipos tipo D) empleando el programa de HTRI. Se realizó la comparación de los equipos en cuanto a costos, sobrediseño, eficiencia técnica, eficiencia mecánica, mantenimiento y espacio ocupado. En la verificación del diseño actual se logró la reproducción de los intercambiadores de calor en cuanto a las velocidades de flujo, los coeficientes globales de transferencia de calor, y el área efectiva de transferencia; pero se encontraron diferencias con respecto a las hojas de datos en las caídas de presión. El enfriador por aire del sistema de aceite de calentamiento y enfriamiento está sobrediseñado en 89,57% y 37,17%, para los casos de 85% de conversión y emergencia respectivamente, y el precalentador en un 96,83% para el escenario a 92% de conversión; este sobrediseño se justifica por los requerimientos energéticos que existirán en el arranque, y en el alcance de la operación en estado estacionario. En el diseño de los equipos como propuestas alternativas a los intercambiadores actuales se lograron sobrediseños hasta un 20% (rango recomendado) para la mayoría de los casos. En la comparación de los intercambiadores de calor se obtuvo que el equipo más adecuado para trabajar con el residuo no convertido es el intercambiador doble tubo de horquilla actual del proyecto de 36,09 pies de longitud efectiva, de 22 carcasas en serie para las unidades 79 y 80 y de 24 carcasas en serie para la unidad 82, el cual corresponde al intercambiador tipo A estudiado.

CAPÍTULO 1- INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción de la empresa

Petróleos de Venezuela S.A. es la corporación estatal de la República Bolivariana de Venezuela que se encarga de la exploración, producción, manufactura, transporte y mercadeo de los hidrocarburos, de manera eficiente, rentable, segura, transparente y comprometida con la protección ambiental, con el fin último de motorizar el desarrollo armónico del país, afianzar el uso soberano de los recursos, potenciar el desarrollo endógeno y propiciar una existencia digna y provechosa para el pueblo venezolano, propietario de la riqueza del subsuelo nacional y único dueño de esta empresa operadora.

PDVSA desarrolla sus operaciones a través de sus filiales, así como también, con la participación en asociaciones con compañías locales y extranjeras; estas últimas sujetas a leyes y regulaciones diferentes. Las operaciones incluyen:

- Exploración, producción y mejoramiento de crudo y gas natural.
- Exploración y producción de gas natural de recursos costa afuera, incluyendo la posibilidad para la exportación de líquidos de gas natural (LGN).
- Refinación, mercadeo, transporte de crudo y productos refinados, y el procesamiento, mercadeo y transporte de gas natural.

Las reservas de petróleo y gas natural y las operaciones de exploración, producción y mejoramiento, están localizadas sólo en Venezuela; mientras que las operaciones de refinación, mercadeo y transporte se distribuyen entre Venezuela, el Caribe, Norteamérica, Suramérica, Europa y Asia. (www.pdvsa.com)

1.1.1 Refinería Puerto La Cruz

La refinería Puerto La Cruz está ubicada en la costa nor-oriental del país, al este de la ciudad de Puerto La Cruz, estado Anzoátegui. Su ubicación le permite facilidades para la distribución de sus productos a todo el país y al extranjero, mediante el cabotaje a través del mar Caribe; además está conectada, por medio de oleoductos a los principales campos de producción de crudo del sur-oriental del país. Por todo lo antes mencionado, la refinería Puerto La Cruz, se considera hoy en día como uno de los centros neurálgicos de la industria petrolera del país. La refinería Puerto La Cruz tiene tres funciones importantes:

- Suplir la demanda del mercado interno de la región sur oriental del país.
- Colocar los productos excedentes en el mercado de exportación.
- Manejar y distribuir el crudo oriental del país.

1.1.2 Proyecto Conversión Profunda de la refinería Puerto La Cruz

El proyecto Conversión Profunda es una respuesta a la necesidad de continuar modernizando la refinería Puerto La Cruz con miras a la maximización del



procesamiento de crudos pesados, basado en la tecnología de conversión profunda HDHPLUS®/SHP. El cual mejorará la calidad de productos de acuerdo a las exigencias tanto del mercado interno como el de exportación y se obtendrá el rendimiento máximo por barril procesado.

PDVSA consideró cancelar la fase II del proyecto VALCOR y acometer un nuevo proyecto mediante la implantación de la tecnología HDHPLUS/SHP a objeto de: a) aprovechar las corrientes de residuales de las unidades DA-1, DA-2 y DA-3; b) maximizar el procesamiento de crudo pesado en la Refinería Puerto La Cruz para aumentar la cantidad y calidad de los productos mediante la utilización de tecnologías de conversión profunda INTEVEP/AXENS (HDHPLUS/SHP); c) utilizar las tecnologías desarrolladas por PDVSA INTEVEP, en el procesamiento de crudo pesado y extra-pesado para producir 105 MBD y liberar para exportación 31 MBD de crudo liviano Mesa 30° API; d) incrementar en 112 MBD productos del circuito PDVSA (gasolina, kerosén, Jet A-1 y diesel), así como la reducción al mínimo de residuales (5 MBD). (Memoria descriptiva proyecto Conversión Profunda, PDVSA, 2006).

1.2 Planteamiento del problema

La principal responsabilidad de Petróleos de Venezuela S.A. es manufacturar productos derivados del petróleo y gas, que cumplan con requerimientos de calidad y estándares exigidos por los diferentes sectores consumidores nacionales e internacionales, bien sea para uso residencial, comercial, industrial, eléctrico y de transporte. Esta misión se cumple a través de la operación eficiente, segura, transparente y comprometida con la protección ambiental, social y el desarrollo del país.

El crecimiento en la producción de crudos pesados y extrapesados en Venezuela y el hecho de que la faja petrolífera del Orinoco representa la reserva más grande del mundo referida a estos tipos de crudo, han llevado al estado venezolano a invertir en la adecuación de refinerías existentes en el país, específicamente en las refinerías El Palito y Puerto La Cruz, con el proyecto Conversión Profunda. Se pretende con ello asegurar el procesamiento de crudo pesado y extrapesado, aumentando la conversión de destilados y livianos, como por ejemplo: propano, butano, nafta liviana y pesada, combustible Jet A1, diesel, y gasóleo de vacío desulfurizado (DVG0).

Con la puesta en marcha de este proyecto, la Refinería Puerto La Cruz procesará 170.000 barriles por día (BPD) de crudo Merey de 16° API, basado en la tecnología de conversión profunda HDHPLUS/SHP. El HDHPLUS (hidrocraqueo, destilación e hidrotratamiento) es un proceso catalítico desarrollado por INTEVEP-PDVSA para conversión profunda de residual atmosférico y de vacío (residual pesado), a productos livianos de elevado valor comercial. El proceso es aplicable a variantes en la alimentación y no tiene limitación en cuanto a la presencia de contaminantes como metales y asfaltenos.



La unidad de HDHPLUS se identifica como unidad 76 (U-76). La unidad 77 (U-77) es la unidad de hidroprocesamiento secuencial (SHP), ésta recibe los productos vaporizados de la unidad HDHPLUS, para su tratamiento.

En la unidad 76, al operar 92% de conversión, se genera una cantidad aproximada de residuo no convertido de 11.024 BPD, y al operar a 85% de conversión se generan 18.961 BPD. Para su aprovechamiento se envía el residuo a la unidad de procesamiento de residuo (U-79), en donde es separado empleando una destiladora empacada al vacío, generándose productos de gasóleo hidrocraqueado pesado (HHGO) y un residuo de lodos. El HHGO es empleado como fluido de remoción y para la preparación del catalizador que será empleado en la unidad 76. El residuo de fondo en especificación es enviado a la unidad de solidificación de hojuelas (U-81) y el residuo de lodos fuera de especificación pasa a la unidad de manejo de residuo pesado (U-82), para posteriormente ser enviado de vuelta a la unidad 76.

La unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia (U-80), está destinada a proveer un sistema de enfriamiento con una mezcla de gasóleo atmosférico y de vacío, liviano y pesado, a la unidad 76, en el caso de que se presenten problemas referidos al aumento de la temperatura. También recibirá el contenido de reactores, precalentadores y líneas de la unidad 76 en el caso de que se requiera un desalojo de las mismas. Por último, proporciona un sistema de lavado de líneas y equipos con gasóleo hidrocraqueado pesado (HHGO) o gasóleo pesado de vacío (HVGO).

En las unidades 79, 80 y 82 se emplearán intercambiadores de calor de doble tubo de horquilla para mantener el fluido de proceso a temperaturas establecidas, por lo cual dependiendo del caso funcionan como enfriadores o calentadores. Estos intercambiadores son de tipo doble tubo, doblados en forma de U, en secciones sucesivas de 22 o 24 series, con área de intercambio sólo en las secciones rectas; es decir, en la zona en forma de U, no existe transferencia de calor. Se encuentran orientados verticalmente. Debido a la naturaleza del fluido de proceso en estas unidades, el cual es un residuo pesado con alto contenido de sólidos en suspensión, se requiere mantener las corrientes a las temperaturas requeridas para evitar el taponamiento de las líneas y equipos, evitando problemas operacionales, y llegar a las condiciones óptimas para poder procesar el residuo hasta convertirlo en hojuelas.

La Gerencia de Procesos del proyecto Conversión Profunda de la refinería Puerto La Cruz requiere hacer una evaluación para verificar si estos equipos son los más adecuados o si existen en el mercado otros diseños de intercambiadores que cumplan con los requerimientos exigidos en el proceso, considerando parámetros de eficiencia y costos.

Debido a esto se requiere analizar el funcionamiento de los intercambiadores de calor doble tubo de horquilla planteados para las unidades 79, 80 y 82, los cuales presentan similitud en el tipo pero diferencias de área, materiales y



funcionamiento. Para ello se plantea emplear el programa de simulación HTRI (Heat Transfer Research Inc.) para intercambiadores de calor, tomando en consideración los requerimientos del proceso en cuanto a transferencia de calor, coeficientes globales, y el área del intercambiador. Además se hace necesario determinar si las condiciones del proceso podrían generar erosión en los intercambiadores de calor.

Se plantearán propuestas de intercambiadores de calor que presenten otra configuración, por lo cual se hará el diseño de los mismos tomando las condiciones de trabajo de cada unidad, empleando el mismo programa de simulación (HTRI) y las normas PDVSA, normas TEMA y API en cuanto al diseño de intercambiadores. Se hará un análisis de costos, tanto de los intercambiadores de calor doble tubo de horquilla, como de los equipos propuestos. Y por último se compararán los equipos en cuanto a eficiencia, costos, posibilidad de erosión, mantenimiento y espacio físico empleado, para generar conclusiones acerca de los equipos más indicados para la función a desempeñar.

Este estudio es de gran importancia para el proyecto, ya que se espera trabajar a las óptimas condiciones en la futura planta y con los mínimos problemas operacionales que se puedan presentar. Estos intercambiadores se encontrarán en puntos clave de la operación ya que permitirán el procesamiento del residuo y además son parte fundamental del sistema de emergencia de la planta. Forman parte de una tecnología innovadora en el procesamiento del petróleo, y trabajarán con un fluido de proceso inusual, como lo es el lodo, del cual no se tiene una amplia experiencia de trabajo en el país; por lo que se requieren equipos adecuados para su manejo. Cabe destacar que las plantas del proyecto Conversión Profunda producirán el combustible requerido para consumo interno en Venezuela y para exportación, perteneciente al negocio del petróleo, lo cual es el pilar fundamental en la economía del país.

1.2 Objetivos

Objetivo general

Evaluar el sistema de intercambiadores de calor del residuo no convertido proveniente de la unidad de Hidroconversión del proyecto Conversión Profunda de la Refinería Puerto La Cruz.

Objetivos específicos

1. Reproducir, a las condiciones de diseño, el funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82, usando un simulador de transferencia de calor.



2. Analizar el requerimiento energético de la red intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82.
3. Elaborar propuestas para la sustitución de los intercambiadores planteados por el proyecto, por otros de diferente diseño.
4. Comparar los intercambiadores de calor presentados por el proyecto y los alternativos en cuanto a eficiencia y costos.

CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Miranda (2009) evaluó la red de intercambiadores de calor para el precalentamiento de crudo de la unidad de destilación atmosférica en una refinería, empleando la metodología “Pinch” para el análisis del esquema de integración térmica, concluyendo que el requerimiento de energía de calentamiento puede disminuirse en 14% y de energía para enfriamiento en 54%, manteniendo la diferencia mínima de temperatura del sistema original (129 °F). También se concluyó que el esquema de integración térmica con el menor costo total anualizado corresponde al de una diferencia de temperatura mínima para la transferencia de calor de 50 °F.

Sifontes (2008) presentó distintas propuestas de diseño de intercambiadores de calor para el incremento de la tasa de transferencia de calor del enfriador de alquilato de sello E-40 de la unidad de Alquilación de la Refinería Puerto La Cruz, empleando para el diseño el simulador Hextran 8.1 y un método manual. Comparó sus principales aspectos técnicos y operacionales en matrices de selección, concluyendo que un equipo de doble tubo con horquillas simples resultó ser el de mayor factibilidad técnica.

Alfonzo (2006) realizó una evaluación de los intercambiadores de calor pertenecientes al tren de procesos A de la planta de extracción San Joaquín. Para ello reprodujo el modelo de intercambiador de calor empleando el simulador Pro/II 7.0 a las condiciones de diseño de cada equipo, obteniendo resultados favorables. Introdujo los datos de operación de los equipos para calcular el valor del calor transferido, el factor de ensuciamiento actual y las caídas de presión, concluyendo que los equipos tienen un bajo rendimiento debido al alto ensuciamiento, lo que evidenció la necesidad de un mantenimiento preventivo.

García (2002) realizó un diseño térmico de intercambiadores criogénicos en servicio gas-gas sin cambio de fase, mediante una hoja de cálculo. Elaboró un diagrama de flujo estableciendo el procedimiento de cálculo para el diseño de estas unidades, desarrolló un programa en Excel para la resolución de las ecuaciones de diseño, y por último comparó los resultados obtenidos con las especificaciones de equipos ya construidos, obteniendo resultados satisfactorios.

En el presente trabajo se hace una reproducción a condiciones de diseño del funcionamiento de intercambiadores de calor, al igual que Alfonzo, pero no se determina la necesidad de limpieza. Se realiza el diseño de los intercambiadores propuestos empleando el programa de simulación HTRI 5.0. y no Hextran 8.1, u hoja de cálculo. A diferencia de Miranda, no se emplea la metodología “Pinch” para integración energética de la red, sino que se analiza la interacción de los equipos en la red, por medio de balances de energía para conocer la magnitud del



calor requerido para las corrientes. Al igual que Sifontes, se comparan los equipos empleando matrices de evaluación, pero no solo a nivel técnico sino también económico, ya que se incluye el cálculo de los costos de los equipos. Se trabaja con un fluido de procesos diferente a los utilizados en trabajos anteriores, y no se emplean los intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Adicionalmente se lleva a cabo un análisis de costos de equipos y se comparan tomando en cuenta diversos factores como la eficiencia, costos, posibilidad de erosión, mantenimiento y espacio físico empleado.

2.2 Transferencia de calor

La transferencia de calor es el fenómeno de transmisión de la energía que se genera cuando existe un gradiente de temperatura entre dos regiones, actuando como fuerza impulsora; el calor (como energía en tránsito) fluye de la región de alta temperatura a la de temperatura más baja. La transferencia de calor puede verificarse por medio de uno o más de los tres mecanismos de transferencia: conducción, convección o radiación.

2.2.1 Transferencia de calor por conducción

Por este mecanismo, el calor puede ser conducido a través de sólidos, líquidos y gases. La conducción se verifica mediante la transferencia de energía cinética entre moléculas adyacentes. En un gas las moléculas “más calientes”, que tienen más energía y movimiento, se encargan de impartir energía a moléculas colindantes que están a niveles energéticos más bajos.

Este tipo de transferencia siempre está presente, en mayor o menor grado, en sólidos, líquidos y gases en los que existe un gradiente de temperatura. En la conducción la energía también se transfiere por medio de electrones “libres”, un proceso muy importante en los sólidos metálicos.

2.2.2 Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Además, con frecuencia incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido.

Existen dos tipos de transferencia de calor por convección: la convección forzada, en la que se provoca el flujo de un fluido sobre una superficie sólida por medio de una bomba, un ventilador, u otro dispositivo mecánico y la convección libre o natural, en la cual un fluido más caliente o más frío que está en contacto con la superficie sólida causa una circulación debido a la diferencia de densidades que resulta del gradiente de temperaturas en el fluido.



2.2.3 Transferencia de calor por radiación

La radiación es la transferencia de energía a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas, de manera similar a las ondas electromagnéticas que propagan y transfieren la luz. La transferencia radiante de calor se rige por las mismas leyes que dictan el comportamiento de la transferencia de luz. Los sólidos y los líquidos tienden a absorber la radiación que está siendo transferida a través de ellos, por lo que la radiación es más importante en la transferencia a través del espacio o de gases. (Geankoplis, 1998).

2.3 Intercambiadores de calor

En las industrias de proceso, la transferencia de calor entre dos fluidos casi siempre se lleva a cabo en intercambiadores de calor. El tipo más común es uno en el cual el fluido caliente y el frío no entran en contacto directo el uno con el otro, sino que están separados por una pared de tubos o una superficie plana o curva. La transferencia de calor se efectúa por convección desde el fluido caliente a la pared o la superficie de los tubos, a través de la pared de tubos o placa por conducción, y luego por convección al fluido frío. (Geankoplis, 1998).

2.3.1 Intercambiador de calor de doble tubo

En este tipo de intercambiadores uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o a contracorriente. El intercambiador puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Este tipo de intercambiador es útil principalmente para velocidades de flujo bajas. (Geankoplis, 1998). En la figura 2.1 puede observarse el esquema de un intercambiador de doble tubo a contracorriente.



Figura 2.1. Intercambiador de calor de doble tubo. (Geankoplis, 1998).

El detalle de este equipo se muestra en la figura 2.2. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos conectores, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la tubería exterior mediante estoperas y el fluido entra en el tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que en algunos casos no proporciona superficie de transferencia de



calor. Cuando se arregla en dos pasos, como es el caso de la figura 2.2, la unidad se llama horquilla.

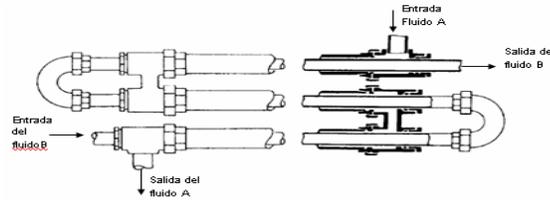


Figura 2.2. Ejemplo de intercambiador de calor de doble tubo, tipo horquilla. (Walas, 1990).

La longitud efectiva es la longitud en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies.

En la figura 2.3 se puede observar una sección de seis series del intercambiador de calor de horquilla diseñado para la unidad 82 de Manejo de Residuo Pesado. Está orientado de forma vertical en el espacio; el fluido de proceso corresponde al lodo (slurry), el cual corre por el tubo interno y el fluido de enfriamiento/calentamiento corresponde al aceite atemperado (tempered oil), el cual ha de circular por el espacio anular, en contracorriente. Cuenta con una longitud efectiva de 11 m (36,09 pies).

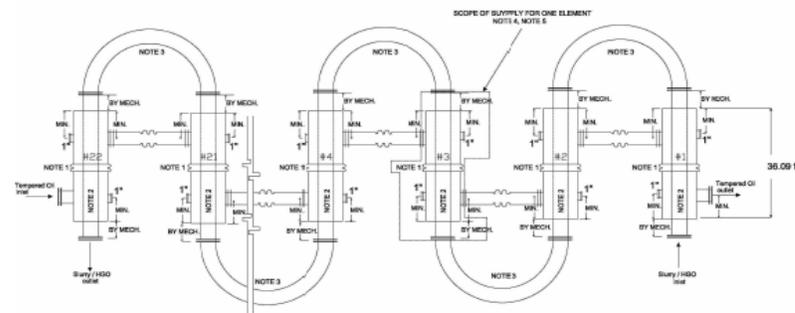


Figura 2.3. Intercambiador de calor tipo doble tubo de horquilla del proyecto E- 8020. (PDVSA-CONFEEED, 2009).

2.3.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza

Este es el tipo más común de intercambiadores de calor. En la figura 2.4 se muestra un ejemplo de este tipo de intercambiador. Consiste en un haz de tubos encerrados en un casco cilíndrico llamado coraza. Hay dos tipos básicos de intercambiadores de calor de tubos y coraza. El primero tiene los cabezales de los extremos sujetos a la carcasa, en este tipo de intercambiadores es necesario utilizar una junta de expansión que contrarreste la expansión diferencial de la carcasa y los tubos. El segundo contiene un cabezal estacionario, colocado en el final de la carcasa. Los problemas de expansión diferencial se solventan



empleando un cabezal flotante, o el uso de tubos en “U”. Este diseño puede ser usado por intercambiadores de un solo paso o de múltiples pasos. El haz de tubos puede removerse desde el extremo del intercambiador, para mantenimiento y limpieza mecánica.

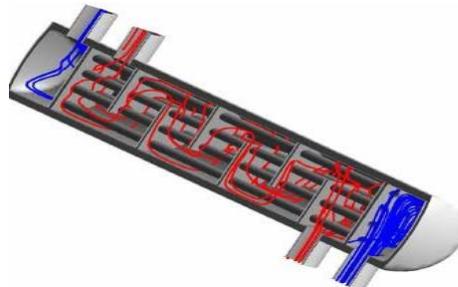


Figura 2.4. Intercambiador de calor de tubos y coraza.
(sayanythingikin.blogspot.com, 2009).

2.3.3 Intercambiadores de calor de espiral

El intercambiador de calor de espiral, también llamado intercambiador de calor de placas en espiral, está compuesto por dos placas metálicas enrolladas en forma de espiral, soldadas, formando canales, como se muestra en la figura 2.5. Dos cubiertas y juntas son usadas para sellar los canales de flujo, los cuales no están cerrados por soldadura. La construcción del intercambiador permite el acceso para la inspección y mantenimiento de ambos lados del mismo, debido a que las cubiertas son removibles.

Los intercambiadores de diseño en espiral permiten altas temperaturas de trabajo y pueden ser utilizados en servicios altamente sucios debido a la acción limpiadora del patrón de flujo. Son empleados en servicios de líquido-líquido, suspensiones, enfriamiento de gas, como condensadores, rehervidores, y calentadores de gas. Pueden estar dispuestos vertical u horizontalmente. Entre otras ventajas de estos intercambiadores se pueden mencionar: una alta transferencia de calor por volumen, completo acceso para inspección y un espacio requerido reducido en comparación con intercambiadores de carcasa y tubos. (Exxon Mobil, 2005).



Figura 2.5. Intercambiador de calor tipo Espiral. (Alfa Laval, 2010).



2.3.4 Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de placas consisten en un número de canales de flujo paralelos, formados por placas de metal adyacentes que pueden estar soldadas o separadas por juntas alrededor del perímetro de cada placa. Las placas pueden ser de una variedad de metales pero típicamente se emplea acero inoxidable.

En el proceso de fabricación se presionan las placas para darles formas corrugadas. Las formas corrugadas de las placas son diferentes para cada tipo de placa y para cada fabricante. Pueden ser diseñados para flujo en contracorriente verdadero debido a que el flujo caliente y frío pasan a través de canales adyacentes en toda la longitud del intercambiador de calor.

En la figura 2.6 se muestra un intercambiador de calor de placas. El ensamblaje de estos equipos facilita la limpieza mecánica y permite la adición o remoción de platos para aumentar o disminuir el área de transferencia del intercambiador. (Exxon Mobil, 2005).

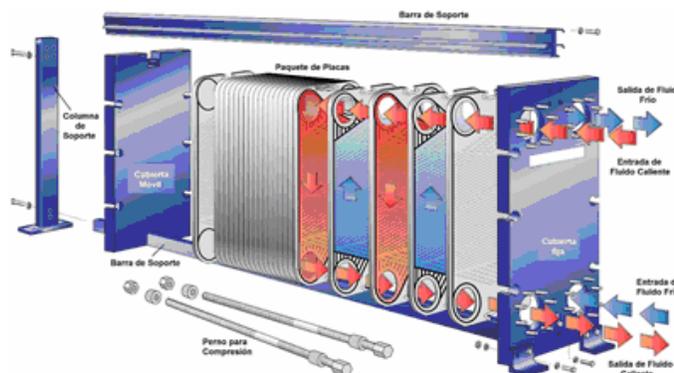


Figura 2.6. Intercambiador de calor de placas. (LTI, 2010).

2.3.5 Enfriadores por aire

Estos intercambiadores consisten en uno o más ventiladores y uno o más haces de transferencia colocados en un marco. Los haces típicamente consisten en tubos con aletas empleados en algunos intercambiadores de calor de tubo y coraza. El fluido caliente pasa por los tubos el cual es enfriado por el aire que suplen los ventiladores colocados de manera axial. Estos pueden ser empleados para proveer enfriamiento de emergencia.

2.4 Consideraciones de diseño para intercambiadores de calor

Para los cálculos implicados en el diseño de intercambiadores de calor se emplean los siguientes conceptos y ecuaciones:

La transferencia de calor total en un intercambiador de calor viene dada por la ecuación 2.1.



$$q = U A \Delta T_{LM} \quad (\text{Ec.})$$

2.1)

donde:

q= calor total transferido del fluido caliente al frío (BTU/h)

U= coeficiente global de transferencia de calor. (BTU/pie² h °F) ΔT_{LM} = media logarítmica de la diferencia de temperaturas (°F)A= área total de transferencia de calor (pie²)

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas es un concepto empleado en el cálculo del flujo de calor, debido a que a medida que los fluidos se desplazan a través de un intercambiador de calor, se enfrían o se calientan y presentan variaciones en las temperaturas de entrada y salida, o de entrada o salida. Entonces, estas temperaturas o el diferencial de temperatura (ΔT), varían con la posición, y es necesario usar alguna media de ΔT , con respecto a la totalidad del aparato. Esta se determina dependiendo de la dirección de flujo de los fluidos en el intercambiador, si van en contracorriente o en paralelo. La figura 2.7 muestra en (a) el perfil de temperatura de los flujos en paralelo y en (b) los flujos en contracorriente, y las ecuaciones 2.2 y 2.3 son empleadas para determinar la media logarítmica de la diferencia de temperaturas para ambos tipos de flujo.

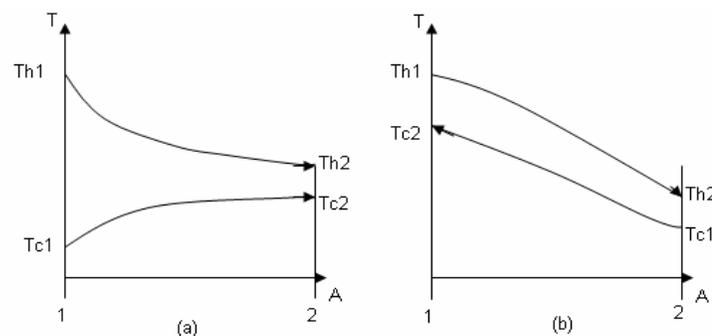


Figura 2.7. Perfiles de temperatura para flujo paralelo y en contracorriente en intercambiador de tubería doble. (Holman, 1999).

$$\Delta T_{LM_{\text{CONTRACORRIENTE}}} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})} \right]} \quad (\text{Ec. 2.2})$$



$$\Delta TLM_{\text{PARALELO}} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\text{Ln} \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

donde:

T_{h1} = temperatura de entrada del fluido caliente (°F)

T_{h2} = temperatura de salida del fluido caliente (°F)

T_{c1} = temperatura de entrada del fluido frío (°F)

T_{c2} = temperatura de salida del fluido frío (°F)

El coeficiente global de transferencia de calor incluye las resistencias: a) convectiva, desde el fluido caliente hacia la pared del intercambiador, b) conductiva, a través de la pared del intercambiador, y c) convectiva, desde la pared del intercambiador hacia el fluido frío. Para un intercambiador de tubos y coraza, la ecuación 2.4 expresa el cálculo de U. (Holman, 1999).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \text{Ln} (r_o / r_i)}{2 \pi L K} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

donde:

h_i = coeficiente convectivo de transferencia de calor en el lado interno

h_o = coeficiente convectivo de transferencia de calor en el lado externo

(BTU/h pie² °F)

A_i = área interna del tubo interno (pie)

A_o = área externa del tubo interno (pie)

r_o = radio externo del tubo interno (pie)

r_i = Radio interno del tubo externo (pie)

K = conductividad térmica de la pared del tubo (BTU/h pie °F)

L = longitud de la pared del tubo (pie)

En la figura 2.8 se puede observar el perfil de temperatura, en la transferencia de calor por convección y conducción que ocurre a través de la pared del tubo interno de un intercambiador de doble tubo, con el fluido caliente en el espacio anular y el fluido frío por el tubo interno.

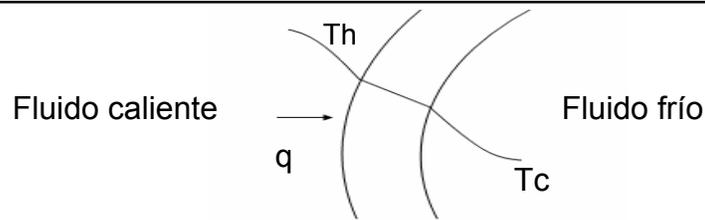


Figura 2.8. Perfiles de temperatura del fluido caliente al frío en un intercambiador de doble tubo.

En la práctica cotidiana, las superficies de transferencia de calor rara vez permanecen limpias. La suciedad, el hollín, las incrustaciones y otros depósitos, se van acumulando sobre una o ambas superficies de los tubos de los intercambiadores y de otras superficies para intercambio de calor. Estos depósitos constituyen una resistencia adicional al flujo de calor y reducen el coeficiente general U de transferencia de calor. En los procesos del petróleo tiende acumularse coque y otras sustancias. El efecto de los depósitos de sucio se toma en cuenta en el diseño añadiendo las resistencias de ensuciamiento ($1/h_{di}$; $1/h_{do}$) a la ecuación 2.4, obteniéndose la ecuación 2.5.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{di}} + \frac{1}{h_{do}} + \frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2 \pi L K} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

donde:

h_{di} = coeficiente de ensuciamiento de la pared interna del tubo

h_{do} = coeficiente de ensuciamiento de la pared externa del tubo

Muchas referencias contienen tablas de coeficientes de ensuciamiento recomendadas, para el diseño de equipo de transferencia de calor. (Geankoplis,1998).

De acuerdo a la ecuación 2.1, se puede determinar el área del intercambiador de calor cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida de los fluidos (o pueden determinarse mediante un balance de calor), y el valor de U . El coeficiente U depende del diseño del intercambiador y de las resistencias de ensuciamiento; por ello para el diseño generalmente se emplean métodos iterativos partiendo de valores de U recomendados.

El procedimiento general usado para el diseño de intercambiadores de calor es el siguiente:

- 1) Establecer q a partir de consideraciones del proceso.
- 2) Establecer ΔT_{LM} a partir de consideraciones del proceso. El tipo de intercambiador y el arreglo de los tubos, dependiendo del caso, tendrán algún efecto sobre el ΔT_{LM} .
- 3) Suponer un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U).



- 4) Calcular un área A para el U supuesto.
- 5) Determinar las dimensiones típicas para el tipo aplicable de intercambiador de calor de acuerdo al área.
- 6) Calcular las caídas de presión del fluido y las velocidades a través del intercambiador de calor y modificar los internos, si es requerido, para obtener un balance razonable entre la caída de presión, la velocidad y el tamaño del intercambiador.
- 7) Calcular U a partir de las propiedades físicas de los fluidos, factores de ensuciamiento y la geometría del intercambiador.
- 8) Calcular A basado en q y en los valores calculados de U y de ΔT_{LM} , empleando la ecuación 2.1.
- 9) Comparar el A calculada con el A supuesta y repetir el resultado hasta que ambas sean prácticamente iguales. Para casi cualquier valor de U hay un diseño de intercambiador que satisface el criterio A calculada= A supuesta; sin embargo pocos de estos diseños son razonables.

Para determinar la cantidad de calor sensible transferido de una corriente a otra se emplea la ecuación 2.6.

$$q = m C_p \Delta T = m C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 2.6})$$

donde:

q = calor transferido (BTU/h)

m = flujo másico (lb/h)

C_p = capacidad calorífica a presión constante (BTU/lb°F)

T_1 = temperatura inicial (°F)

T_2 = temperatura final (°F)

2.5 Flujo de suspensiones, velocidad crítica y velocidad de erosión

Una suspensión es una mezcla heterogénea en donde existe una fase dispersa conformada por partículas sólidas inmiscibles y una fase continua que puede ser un líquido o un gas. En suspensiones o lodos cuando existe una distribución del tamaño de partículas, las finas forman parte de una mezcla homogénea de alta densidad en donde la velocidad de asentamiento de las partículas grandes es menor que en el líquido puro (sin partículas pequeñas). La turbulencia ayuda a mantener las partículas en suspensión.

A una baja velocidad de flujo las partículas sedimentan, y a una velocidad muy alta la abrasión por fricción aumenta. La condición intermedia existe en donde la caída de presión por unidad es la mínima. La velocidad a estas condiciones se conoce como velocidad crítica; una correlación viene dada por la ecuación 2.7. (Walas, 1999).



$$U_c^2 = 34,6 C_v \times D \times U_t \sqrt{g(s-1)/d} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

donde:

U_c = velocidad crítica de flujo

U_t = velocidad terminal de asentamiento de la partícula (obtenida mediante gráficas)

C_v = fracción volumétrica de sólidos

D = diámetro de la tubería (pulg)

s = relación de densidades entre el sólido y el líquido

g = aceleración de la gravedad (32,2 pie/s²)

d = diámetro de la partícula (pulg)

La velocidad de erosión está referida a la velocidad de flujo a la cual empieza a ocurrir desgaste del material. Ésta puede ser determinada mediante correlaciones empíricas, como la recomendada por el Instituto Americano del Petróleo (American Petroleum Institute, API) en la norma 14E (API RPI4E), la cual se expresa en la ecuación 2.8.

$$V_e = C/\sqrt{\rho m} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

donde:

V_e = velocidad de erosión

C = factor que depende del proceso. Se toma un valor de 100 para servicio continuo, y de 120 para servicios intermitentes, en fluidos libres de sólidos.

ρm = densidad de la mezcla

También, de acuerdo a recomendaciones establecidas en las normas TEMA, cuando el producto de la densidad de la mezcla (ρm) por la velocidad de flujo al cuadrado (V^2) tiene un valor de 6.000 o mayor, el fluido causa erosión en el intercambiador. Cabe destacar que estas correlaciones para velocidad de erosión no toman en cuenta la influencia de la concentración y tamaño de partículas presentes en la suspensión.

La velocidad de erosión aumentará con el incremento de la concentración de sólidos y con el aumento de la densidad de las partículas y de su dureza. La erosión puede ser causada por fricción o choque. El desgaste abrasivo en las secciones de la tubería recta se debe frecuentemente a la fricción, siendo bajo con materiales finos, y más alto con materiales gruesos en flujo sedimentante. En este último caso, el desgaste está limitado al fondo de la superficie, de manera que la vida de la tubería se puede extender rotando la tubería después de pocos meses de operación.



El desgaste por choque se encuentra en los codos de las tuberías. Cuando fluyen alrededor de un codo, los sólidos no siguen la misma trayectoria que el líquido; las partículas transportadas chocan contra la pared de la tubería con una fuerza que se incrementa con el aumento del tamaño de las partículas y con la disminución del radio de curvatura de los codos. La erosión puede producir una corrosión acelerada debido a que los sólidos remueven la película normalmente protectora. (PDVSA, 1997).

2.6 Estimación de costos de los equipos

Uno de los métodos para estimar el costo de un intercambiador de calor es a partir de la superficie calculada de intercambio, y factores de acuerdo al tipo de intercambiador, material, temperatura y presión de trabajo, entre otros. Se emplean las ecuaciones 2.9 y 2.10.

Considerando el área total de intercambio y el costo por área del mismo, se tiene:

$$C_b = C_m \times A \quad (\text{Ec. 2.9})$$

donde:

C_b = costo base

C_m = costo del equipo por unidad de área

El costo unitario del equipo por unidad de área toma en cuenta el costo de la materia prima y la mano de obra. Para calcular el costo final estimado del equipo se incluyen los factores de corrección, y se obtiene a partir de expresión 2.10. (Silla, 2010).

$$C = C_b f_d f_\theta f_m f_T f_{np} f_p \quad (\text{Ec. 2.10})$$

donde:

f_d = factor característico por tipo de intercambiador

f_θ = factor correctivo de diámetro de tubo y paso

f_m = factor de material

f_{np} = factor debido al número de pasos de los tubos

f_p = factor debido a la presión entre carcasa y tubos

f_T = factor corrector de temperatura

2.7 Descripción del proceso de conversión profunda

El proyecto Conversión Profunda es realizado con la finalidad de procesar 170.000 BPD de crudo Merey de 16 °API, y lograr el máximo aprovechamiento de las corrientes, sometiendo el residual pesado de vacío a la tecnología HDHPLUS/SHP para generar productos de elevado valor comercial, cumpliendo con las



especificaciones Tier II (norma estadounidense que busca regular las emisiones producto de la combustión de motores en vehículos de distinto tamaño, combustible y uso).

El proyecto incluye la adecuación de la unidad de destilación atmosférica DA-1 para destilar 80.000 BPD de crudo Merey de 16 °API (actualmente procesa 80.000 BPD de crudo Mesa de 30 °API); la adecuación de la unidad de destilación atmosférica DA-2 para destilar 90.000 BPD de crudo Merey de 16 °API con maximización de naftas (en la actualidad procesa 60.000 BPD de crudo Merey de 16 °API); la construcción de una unidad destiladora de vacío (U-74) con capacidad para procesar 117.732 BPD de residuo largo atmosférico Merey, y de las unidades correspondientes al proceso de conversión profunda del residual de vacío generado.

En la figura 2.9 se presenta el diagrama de bloques del proceso desarrollado en el proyecto Conversión Profunda. La alimentación de la torre de vacío estará constituida por residuos largos (atmosféricos) provenientes de las unidades DA-1, DA-2 y DA-3. El residuo corto (de vacío) proveniente de la unidad de destilación al vacío (U-74) pasa a la unidad de HDHPLUS (U-76), la cual está formada por dos trenes, cada uno de ellos con dos reactores catalíticos, donde se debe alcanzar una conversión por tren del 85 al 92% del residuo corto. El producto fuera de especificación pasa a la unidad de manejo de residuo pesado (U-82), y el producto en especificación es enviado al separador trifásico de alta temperatura y alta presión (HPHT), situado a la salida del segundo reactor de lodos.

En la unidad HDHPLUS (U-76), el separador de alta presión y alta temperatura situado a la salida de la misma se conecta con la unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia (U-80). Este vaciado de emergencia ocurre cuando se presenta una condición de contingencia. Al despresurizarse y enfriarse, el contenido de la unidad 80 es enviado a la unidad de manejo de residuo pesado (U-82) para ser dosificado de vuelta al proceso, una vez restablecidas las condiciones normales de operación de la unidad 76.

La unidad 82 recibe el contenido de los reactores de HDHPLUS, cuando no se alcanza el 85% de conversión y el de la unidad de procesamiento de residuo (U-79), cuando el lodo generado no ha alcanzado el punto de ablandamiento requerido para ser convertido en hojuelas.

En las unidades de procesamiento de residuo (U-79) y de solidificación de hojuelas (U-81) se trata el residuo pesado de la unidad HDHPLUS. El residuo sale por el fondo del separador de alta presión y alta temperatura (HPHT) y es enviado a la U-79, en donde entra a una destiladora empacada al vacío y se separa en producto de gasóleo de vacío y un residuo de lodos; cuando este alcanza el punto de ablandamiento es llevado a la U-81 en donde el residuo sólido húmedo se solidifica y se corta a especificación en hojuelas. En la U-79 se produce aceite atemperado (tempered oil) que se utiliza como servicio dentro de las unidades del proyecto.



La unidad de hidroprocesamiento secuencial (SHP) (U-77) se alimenta con los vapores del tope del separador HPHT, situado a la salida de la unidad HDHPLUS. Estos vapores se mezclan y se enfrían con el gasóleo pesado de vacío (HVGO) procedente de la unidad de destilación al vacío (U-74). La mezcla se alimenta a la unidad SHP en donde es hidrotratada. La corriente resultante de la unidad 77 (SHP) se enfría y se separa como líquidos y se envía hacia la fraccionadora en donde se obtienen los productos. Se maximiza la producción de destilados, específicamente jet y diesel.

Los gases, producto de la unidad de SHP, se separan a alta presión como gas de reciclo y luego son enviados a la unidad de hidroconversión. Parte del gas se purga y se reemplaza por hidrógeno fresco, para mantener la pureza del hidrógeno en el sistema.

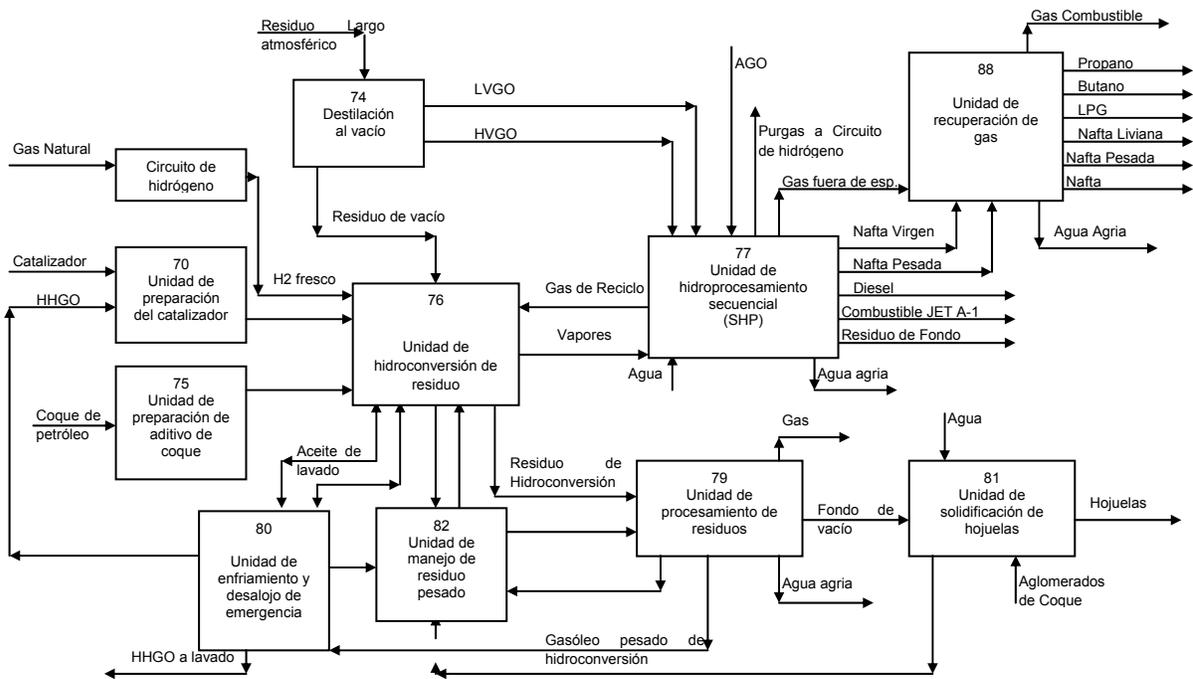


Figura 2.9. Diagrama de flujo del proceso de Conversión Profunda. (PDVSA-CONFEEED, 2009).

La unidad recuperadora de gas (U-88) recibe el gas agrio producido en las unidades HDHPLUS/SHP. Este gas, separado en el separador de baja presión, es rico en hidrocarburos y de él se obtiene gas combustible, LPG y naftas liviana y pesada. La unidad 88 incluye un contactor de amina para separar los gases ácidos a ser tratados luego en la unidad recuperadora de amina (U-85).

El proceso contará con un circuito de hidrógeno, el cual estará formado por la unidad productora de hidrógeno (U-83) basada en la tecnología de reformado con



vapor, una unidad compresora de hidrógeno (U-78) constituida por compresores reciprocantes multietapas, y la unidad recuperadora de hidrógeno (U-87), fundamentada en la tecnología de adsorción PSA (Adsorción por oscilación de la presión), la cual es capaz de recuperar hidrógeno con 99,9% de pureza.

La unidad producción de aditivos (U-75) convierte coque producido en Petroanchoátegui en un coque poroso y satisfaciendo las especificaciones del tamaño de partículas exigido por los reactores de lodo de la unidad HDHPLUS (U-76). Por otra parte, la unidad de preparación del catalizador (U-70) prepara y suministra catalizador fresco a la unidad de HDHPLUS (U-76). Las unidades auxiliares están conformadas por: la unidad recuperadora de azufre y tratamiento de gas de cola (U-86), la unidad despojadora de aguas agrias (U-84) y la unidad de regeneración de aminas. La unidad recuperadora de azufre y tratamiento de gas de cola (U-86) utilizará la tecnología Claus y tratará los gases de cola con la amina MDEA. La unidad despojadora de aguas agrias (U-84) trata las aguas agrias provenientes del complejo y su objetivo es tratar el agua para su reutilización en el mismo. Las unidades auxiliares no se encuentran representadas en el diagrama de flujo de la figura 2.9. (PDVSA, 2006. Memoria Descriptiva proyecto Conversión Profunda Refinería Puerto La Cruz).

2.7.1 Unidad de manejo de residuo pesado (U-82)

El propósito de la unidad de manejo de residuo pesado (U-82) es almacenar el residuo generado, particularmente durante el arranque y las paradas de las plantas principales del proceso de Conversión Profunda; este residuo no puede ser enviado a la unidad 79 y por ende tampoco a la unidad de solidificación de hojuelas (U-81), debido a que se encuentra fuera de especificación. La figura 2.10 muestra el diagrama de flujo de la unidad.

La unidad de manejo de residuo pesado constará con un sistema común para los dos trenes de la unidad de hidroconversión de residuo (U-76), el cual está constituido por una sección de recirculación (incluye dos tanques de almacenamiento de lodos, con recirculación e intercambiadores doble tubo de horquilla) y la sección de dosificación (instalaciones para la dosificación del lodo, durante el reprocesamiento hacia la unidad 76). Los tanques cuentan con dos recirculaciones, una recirculación individual al tanque y lazo de control de temperatura (recirculación corta), y otra en lazo de reprocesamiento por dosificación (recirculación larga). (PDVSA-CONFEEED, 2009. Descripción del proceso U-82, Documento 30061821-FP-10601).

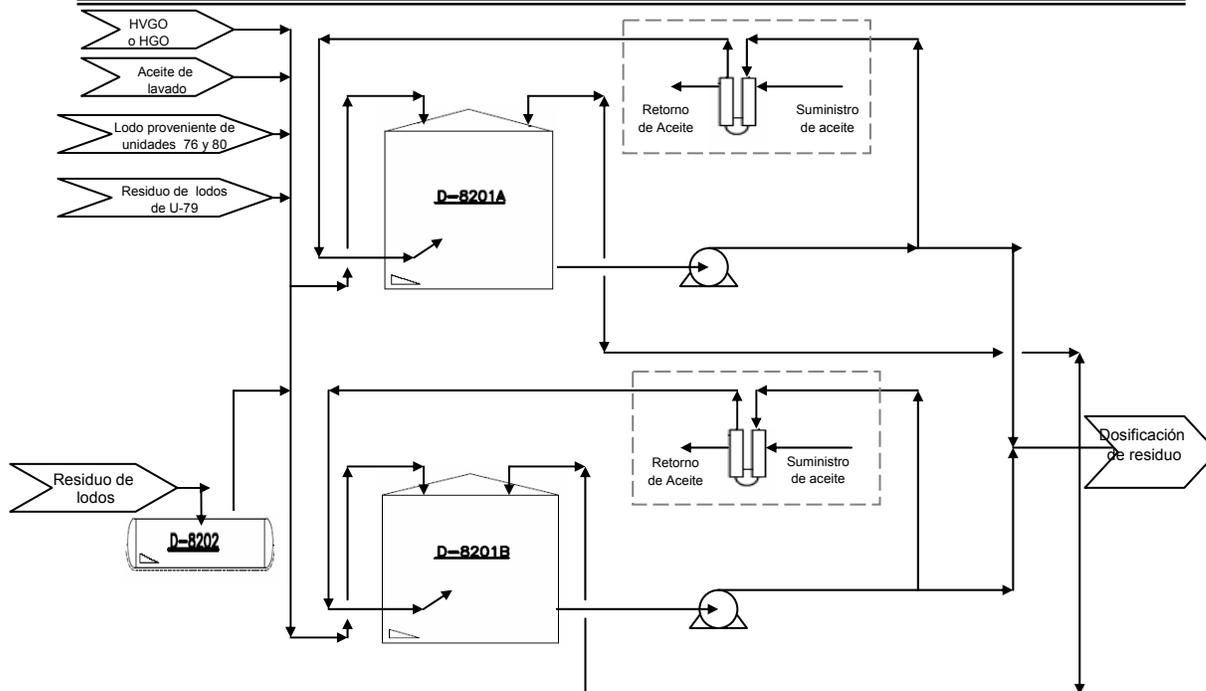


Figura 2.10. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de manejo de desechos pesados (U-82). (PDVSA-CONFEEED, 2009).

2.7.2 Unidad de procesamiento de residuo (U-79)

La unidad de procesamiento de residuos es diseñada con la finalidad de separar el residuo de hidroconversión (residuo no convertido) en gasóleo hidrocraqueado pesado (HHGO) y en un residuo de lodos al vacío, que pueda ser convertido en hojuelas. Cuando la conversión en los reactores de hidroconversión se encuentra por encima del 85% y se alcanza el punto de ablandamiento, el residuo de lodos al vacío puede ser suministrado a la unidad de solidificación de Hojuelas (U-81).

La unidad 79 está conformada por dos trenes idénticos. Cada tren es capaz de procesar una cantidad aproximada de 11.024 BPD para un 92% de conversión y 18.961 BPD para un 85%.

En la figura 2.11 se muestra el diagrama de flujo de la unidad 79, en el cual el residuo de hidroconversión proveniente de la unidad 76 es introducido en la zona flash de la columna de destilación empacada al vacío. Por el tope se extraen vapores los cuales pasan al sistema de producción de vacío; este sistema cuenta con tres etapas de eyectores de vapor, con sus condensadores correspondientes. El líquido condensado va al tambor acumulador y de ahí a otras unidades de procesos, y lo que no se logró condensar pasa a venteo.

En la zona empacada se condensan vapores para producir la corriente de gasóleo hidrocraqueado pesado (HHGO) requerida, la cual en parte será recirculada a la torre para producir el reflujo y el resto será enviado a la unidad 80, para ser empleado como fluido de lavado. Por el fondo se obtiene el residuo



pesado de vacío. Una fracción de éste es recirculado al fondo de la torre de vacío luego de ser enfriado, empleando un intercambiador de calor tipo doble tubo de horquilla.

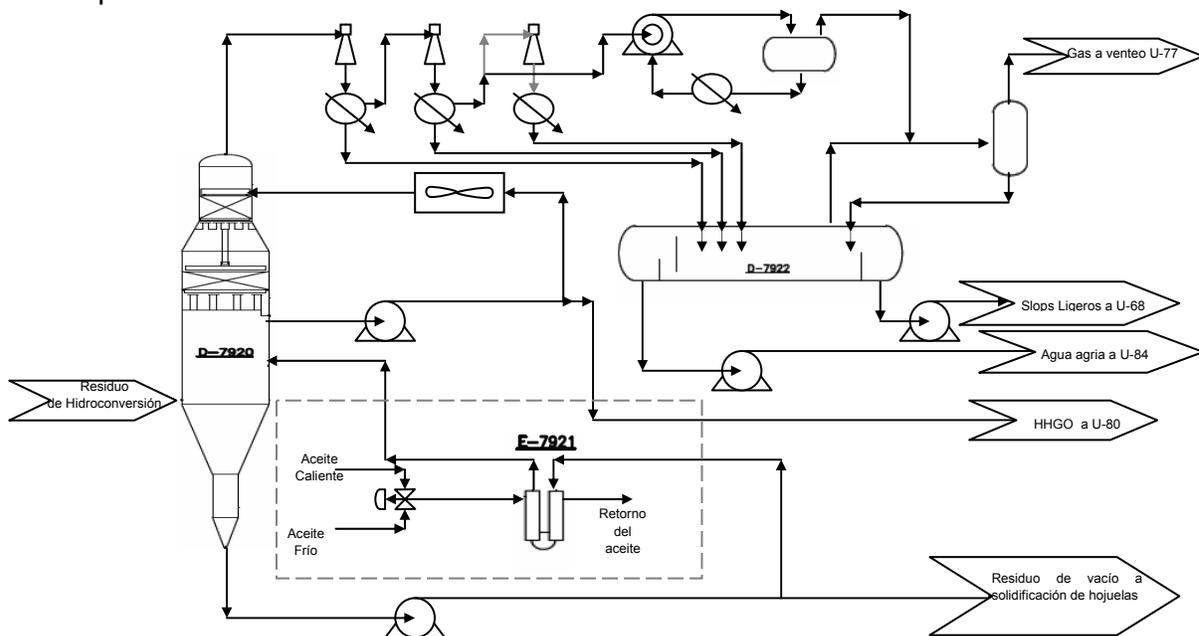


Figura 2.11. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de procesamiento de residuo U-79 (PDVSA-CONFEEED, 2009).

Este enfriamiento y recirculación son realizados para evitar la sedimentación de sólidos y disminuir la temperatura del residuo hasta alcanzar el punto de ablandamiento, para que finalmente pueda ser enviada a la unidad de solidificación de hojuelas (U-81). (PDVSA-CONFEEED, 2009. Descripción del proceso U-79, Documento 3006-1791-FP10601).

2.7.3 Unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia (U-80)

La unidad de enfriamiento y desalojo de emergencia está dividida en las siguientes secciones:

- Sistema de enfriamiento de emergencia.
- Sistema de lavado y aceite para instrumentos.
- Sistema de desalojo de emergencia.

2.7.3.1 Sistema de desalojo de emergencia

En el evento de una emergencia que requiera una descarga o desalojo súbito, como lo es el caso de un aumento en la temperatura de los reactores, que no pueda ser controlado con la inyección de hidrógeno como fluido de enfriamiento, se activa el sistema de desalojo de emergencia, el cual provee facilidades de protección de los reactores y del separador de alta presión y alta temperatura de la



unidad 76. Además el sistema cuenta con instalaciones de despresurización de la sección de SHP.

En este sistema existen dos trenes idénticos constituidos por un tambor de desalajo, una bomba de residuo pesado y un intercambiador de calor de horquilla (hairpin). La figura 2.12 muestra el diagrama de flujo de la unidad 80, en donde al sistema de desalajo de emergencia descargan el contenido de los reactores, precalentadores y líneas de la unidad 76 hacia el tambor de descarga; luego de la contingencia, este material es enviado a la unidad 82 de manejo de residuo pesado.

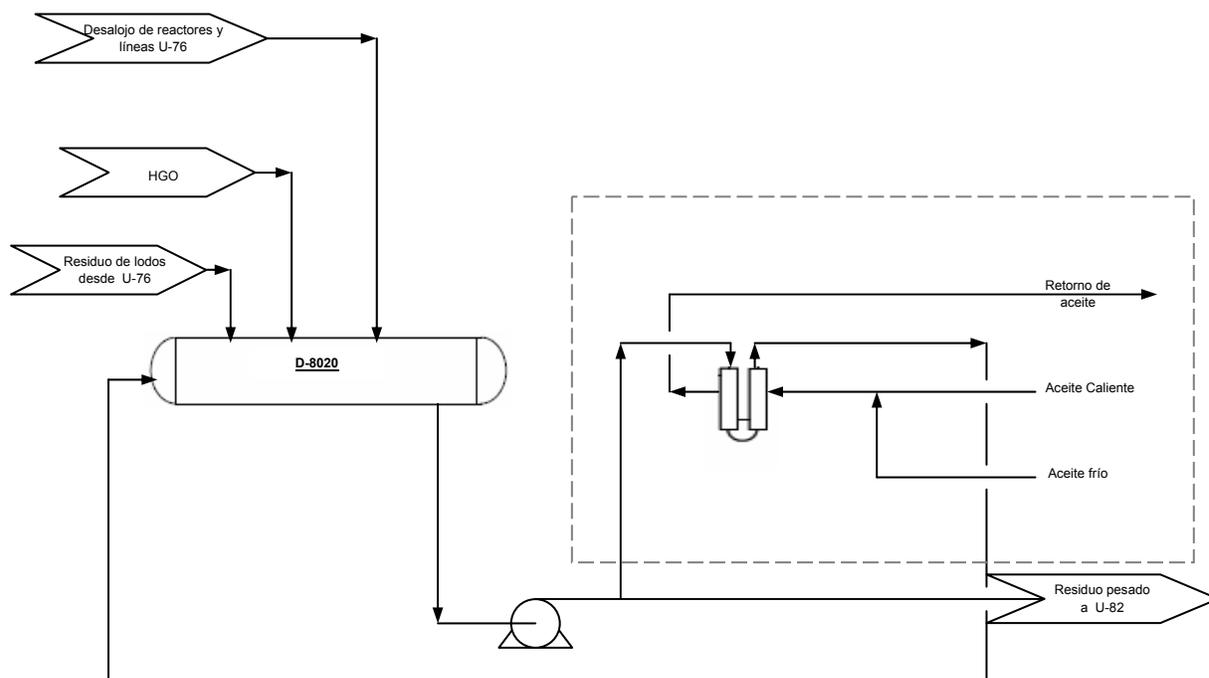


Figura 2.12. Diagrama de flujo del proceso de la unidad de enfriamiento y desalajo de emergencia (U-80) (PDVSA-CONFEEED, 2009).

En operación normal el tambor contendrá un manto de gasóleo pesado (HGO) y existirá una inyección continua de HGO a las líneas del sistema, para mantener las mismas preparadas para la emergencia. El aceite es bombeado a través del intercambiador de calor de horquilla (hairpin) en modo calentamiento, para mantener la temperatura adecuada.

Al ser descargado el lodo, durante la emergencia, se mezcla con el HGO existente en el tambor disminuyendo su temperatura. La mezcla de lodo y HGO es bombeada de igual forma hacia el intercambiador de calor, en modo enfriamiento, para disminuir la temperatura de la corriente (lodo) y enviarlo de regreso al tambor de descarga. (PDVSA-CONFEEED, 2009).



2.8 Programa de diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor, HTRI

“Heat Transfer Research, Inc. (HTRI)” es el líder global en procesos de transferencia de calor y tecnologías referentes a intercambiadores de calor. Fundada en 1962, su consorcio de investigación y desarrollo industrial sirve a las necesidades ingenieriles de más de 1.000 miembros corporativos. Conducen la investigación orientada a la aplicación y las pruebas a escala industrial de equipos y emplean esos datos para desarrollar métodos y programas para el diseño térmico y el análisis de los intercambiadores de calor y hornos.

Desde 1962, HTRI ha recopilado y analizado datos de unidades industriales. Estos datos se han utilizado para desarrollar los métodos y las correlaciones del programa. Las correlaciones de transferencia de calor y la caída de presión son continuamente revisadas y actualizadas.

HTRI “Xchanger Suite” es un entorno gráfico integrado para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor. Todos los componentes del entorno (Xace, Xfh, Xhpe, Xist, Xjpe, Xphe, Xspe, Xtlo, y Xvib) trabajan juntos. A continuación una descripción de algunos de los componentes del entorno:

- Xace: diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor con aire, haces de recuperación de calor, y precalentadores de aire.
- Xfh: simulación de hornos.
- Xhpe: diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor tipo horquilla.
- Xist: diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor de tubos y coraza de un paso y de dos pasos, incluyendo hervidores, rehervidores de termosifón, evaporadores de película descendente, y condensadores de reflujo.
- Xphe: diseño, evaluación y simulación de intercambiadores de calor de placas y marcos.
- Xspe: evaluación y simulación de intercambiadores de calor de placas en espiral.

Las modalidades de cálculo del programa HTRI son: evaluación (rating), diseño (design) y simulación (simulation). En la modalidad de evaluación se especifica la geometría y la carga térmica (duty), en diseño (design), se especifica la carga térmica y algunos parámetros de la geometría, y en el modo simulación se especifica la geometría mas no se especifica la carga térmica.

CAPÍTULO 3- DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Reproducción, a las condiciones de diseño, del funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82

La reproducción del comportamiento térmico e hidráulico de los intercambiadores de calor se realizó en el programa de HTRI, tomando en consideración los casos de diseño de cada una de las unidades, los cuales se encuentran registrados en la tabla 3.1, de acuerdo al caso de operación de la unidad de hidroconversión (76), ya que los reactores en esta unidad pueden estar trabajando a un 92% o a un 85% de conversión.

Tabla 3.1. Casos de diseño de intercambiadores de calor.

Unidad	Caso
79	92 % de conversión
	85% de conversión
	Arranque
80	Modo enfriamiento del lodo (Slurry)
	Modo calentamiento del HGO
82	Modo enfriamiento
	Modo calentamiento

Para el desarrollo de este objetivo se empleó el programa de evaluación, diseño y simulación de HTRI y los datos referentes a la geometría y a las corrientes de procesos provenientes de las hojas de datos de los intercambiadores de calor de las unidades: 79, 80 y 82, que se encuentran registrados en las tablas A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8, A9 (Anexo A).

La estrategia empleada en la reproducción del modelo de intercambiador en el programa HTRI, se muestra en la figura 3.1 y se explica a continuación:

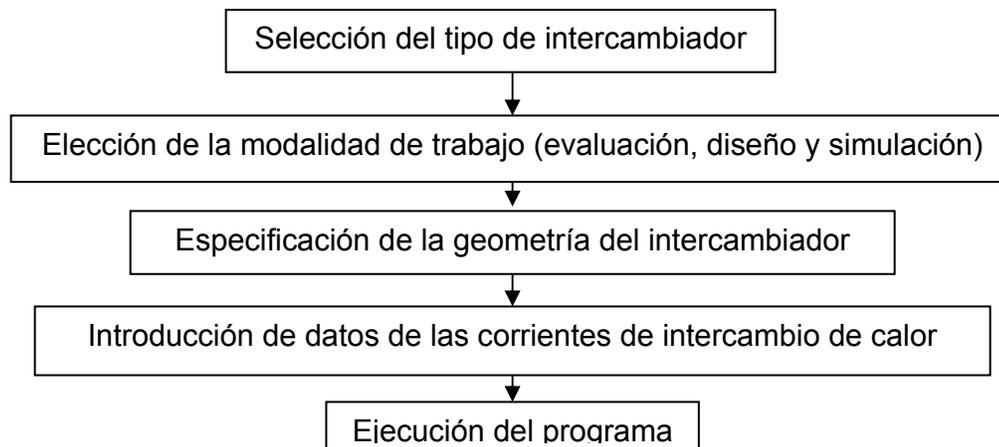




Figura 3.1. Estrategia de reproducción en el programa HTRI de los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.

1). Selección del tipo de intercambiador: la figura 3.2 muestra los tipos de intercambiadores existentes para la selección en HTRI. Observando el diseño original de los intercambiadores, se eligió el modelo carcasa tubo, colocando las carcassas en serie.



Figura 3.2. Selección del tipo de intercambiador.

La elección de un modelo carcasa tubos en serie para reproducir los doble tubo de horquilla, en lugar de elegir directamente el modelo doble tubo horquillas de HTRI, se debió a que el diseño original del equipo no cuenta con área de transferencia en la zona de los codos, y el modelo doble tubo con que cuenta el programa de HTRI sí considera transferencia de calor en los codos. En el diseño actual solo existe la prolongación del tubo interno y no hay carcasa en los codos, las carcassas solo están en las ramas rectas, por donde fluye el aceite atemperado y por lo tanto se produce la transferencia de calor entre los dos fluidos. En la figura 3.3, se puede observar la diferencia existente entre el modelo de horquilla del que dispone el programa de HTRI (izquierda) y el modelo de intercambiador que se desea reproducir (modelo actual) (derecha).

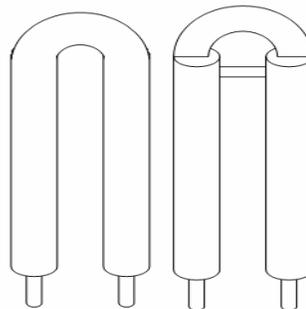


Figura 3.3. Intercambiador de horquilla de HTRI (Izquierda) e intercambiador a reproducir (derecha).



2. Se seleccionó la modalidad de trabajo del programa HTRI, entre evaluación (rating), simulación (simulation) y diseño (design), según la información requerida. En la figura 3.4 se muestra la pantalla de selección de modalidad para el intercambiador de la unidad 79, caso 92% de conversión.

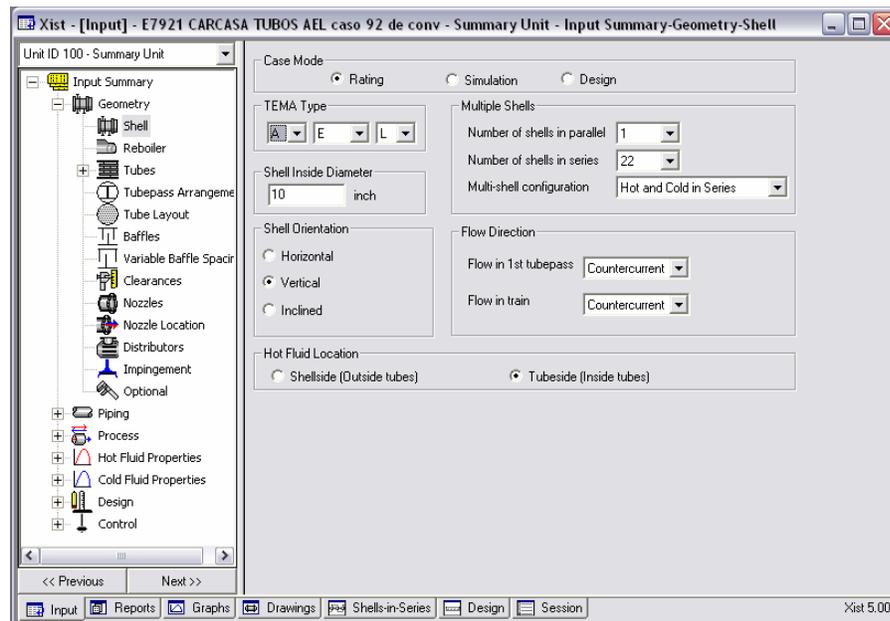


Figura 3.4. Introducción de modalidad de trabajo, y geometría del intercambiador.

Se debe tener la premisa de que cuando se especifica la carga térmica y la geometría, se recomienda trabajar en modalidad de evaluación; cuando la geometría está parcialmente especificada y se conoce la carga térmica, se puede trabajar en modo diseño; y en el caso de que se conozca la geometría del intercambiador pero no la carga térmica se recomienda trabajar en modo simulación. Debido a que se especificaba la geometría, las temperaturas de entrada y salida de las corrientes, y toda la información en detalle del intercambiador para la reproducción (diámetro de carcasa, diámetro de tubos, longitud de rama lateral, material, espesor de pared, tamaño de boquillas y número de carcasas) se eligió la modalidad de evaluación (rating).

3. Se especificó la geometría del intercambiador. Para esto se introdujeron datos referentes a la TEMA, el cual se tomó como AEL, estas tres siglas representan: A: cubierta removible, B: un paso por la carcasa y L: cabezal estacionario (Walas, 1999). También se consideró el número de carcasas, la longitud de carcasa, grosor de pared, diámetro de tubos y carcasa, cantidad de tubos por carcasa, material, orientación espacial, tamaño de las boquillas, disposición de boquillas, y localización del fluido frío y el caliente. Las figuras 3.4 a 3.7 muestran las pantallas del programa donde se introducen los valores citados anteriormente.

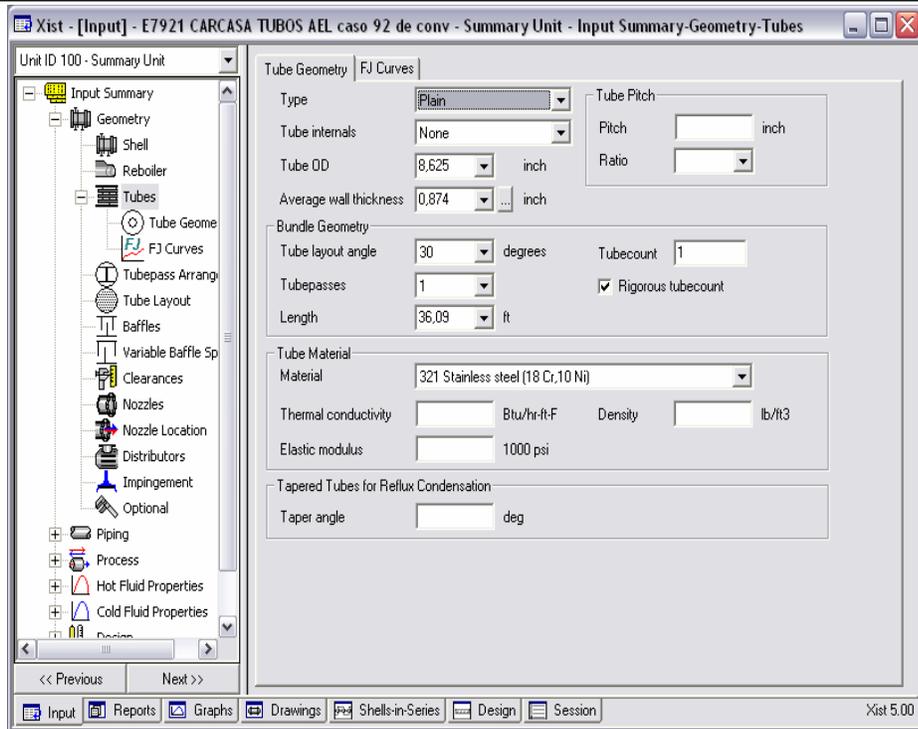


Figura 3.5. Introducción de la geometría del intercambiador.

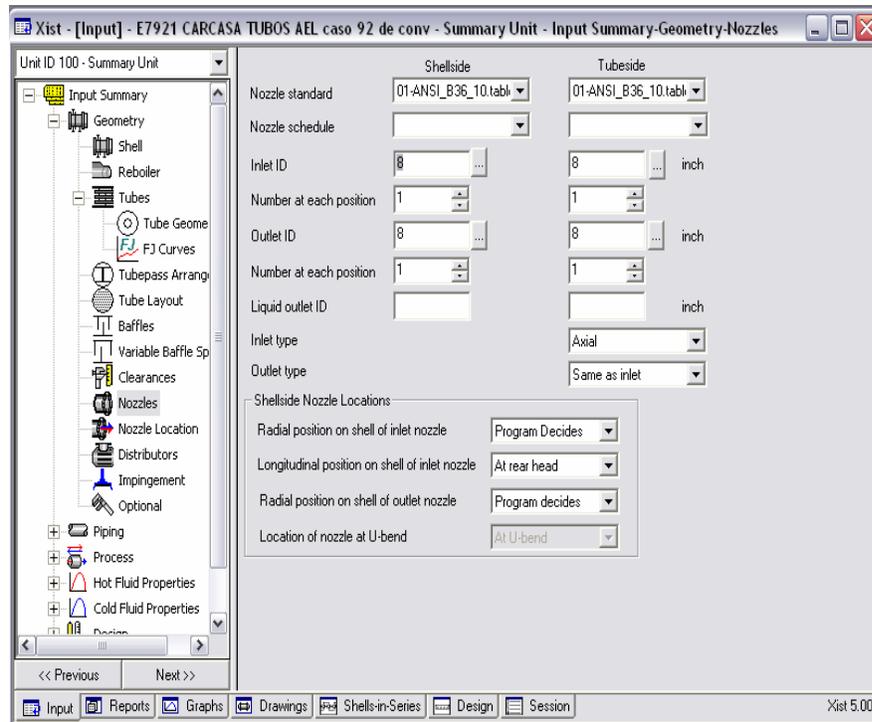


Figura 3.6. Especificación de tamaño de boquillas.

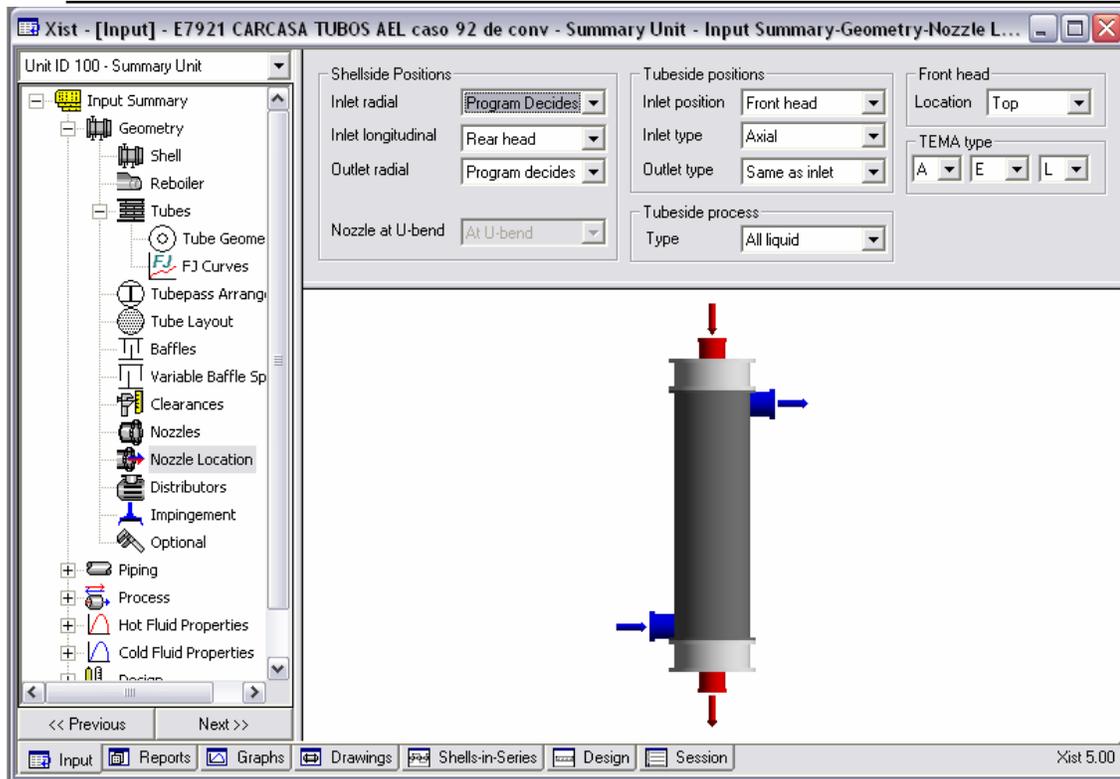


Figura 3.7. Localización de las boquillas.

4. Se introdujeron los datos de las corrientes. En la figura 3.8 se muestra la pantalla donde se introduce la información referente a las corrientes, como lo son: las temperaturas de entrada y salida, la presión de entrada y el factor de ensuciamiento. Además, el programa requiere de propiedades de las corrientes que soporten los cálculos térmicos, para lo cual permite la entrada de datos, componente por componente, o considerando las corrientes de manera global, suministrando propiedades de mezcla a temperaturas diferentes.

Debido a la falta de información para la introducción de los datos vía componente por componente, se empleó el segundo método conocido como suministro de datos vía rejilla (property grid). En éste se requiere la introducción de al menos cuatro propiedades las cuales son: densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, a temperaturas de referencia, las cuales fueron la temperatura de entrada, de salida y una intermedia.

Las propiedades requeridas se tomaron de las hojas de datos de los equipos. En el diseño actual de estos equipos los datos globales de las corrientes fueron calculados empleando Hysys como simulador de las corrientes de proceso, exceptuando la viscosidad, ya que los valores arrojados por el simulador no fueron apegados a la realidad. En tal sentido se emplearon correlaciones empíricas de viscosidad, con inclusión de sólidos, desarrolladas en PDVSA-INTEVEP.

Las figuras 3.9, 3.10 y 3.11 muestran las pantallas de introducción de las temperaturas de referencia y de las propiedades de las corrientes de intercambio



de calor, para el fluido caliente, del intercambiador E-7921 al 92% de conversión. De manera análoga se introducen los datos para el fluido frío.

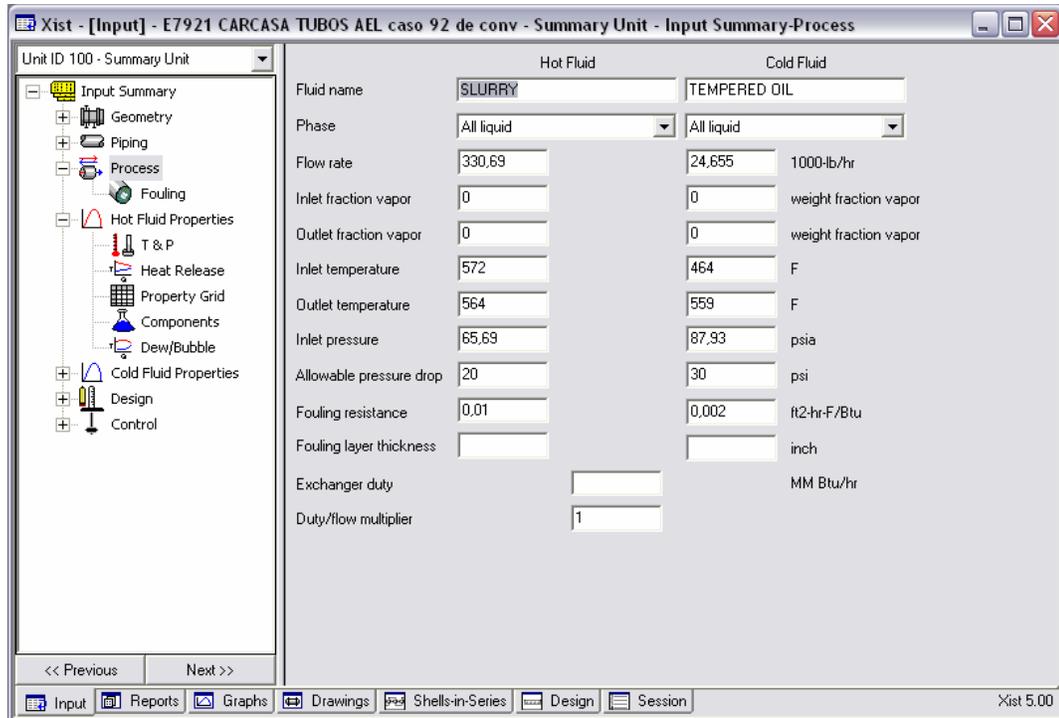


Figura 3.8. Introducción de datos de las corrientes de intercambio de calor.

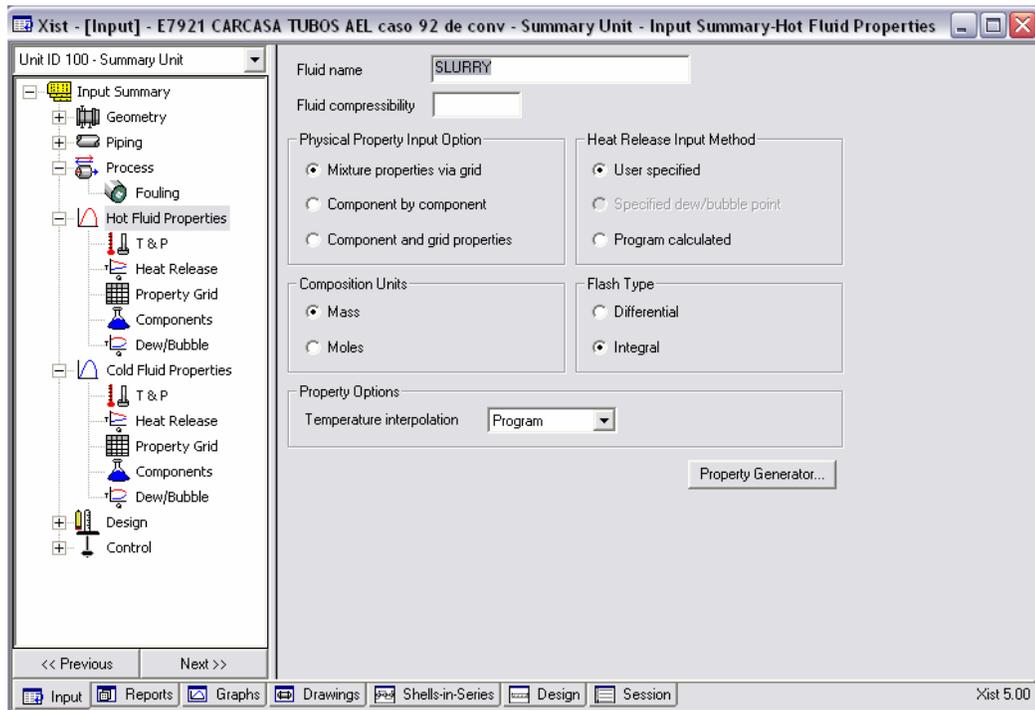


Figura 3.9. Especificaciones para el fluido caliente.

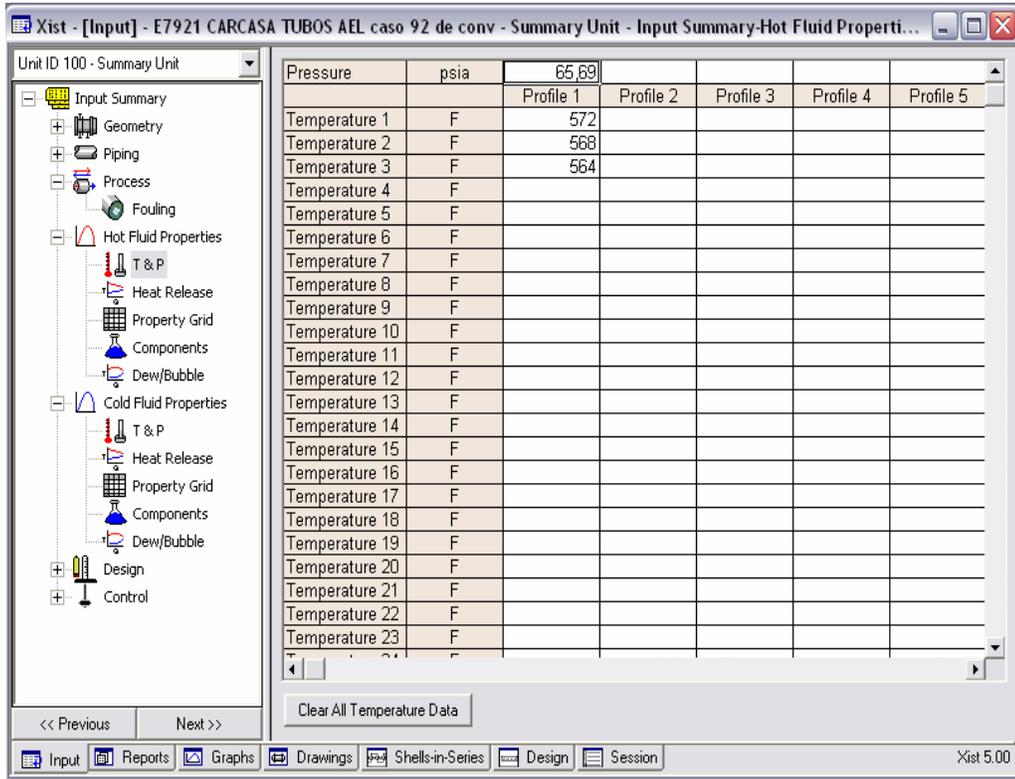


Figura 3.10. Introducción de las temperaturas de referencia para la rejilla.

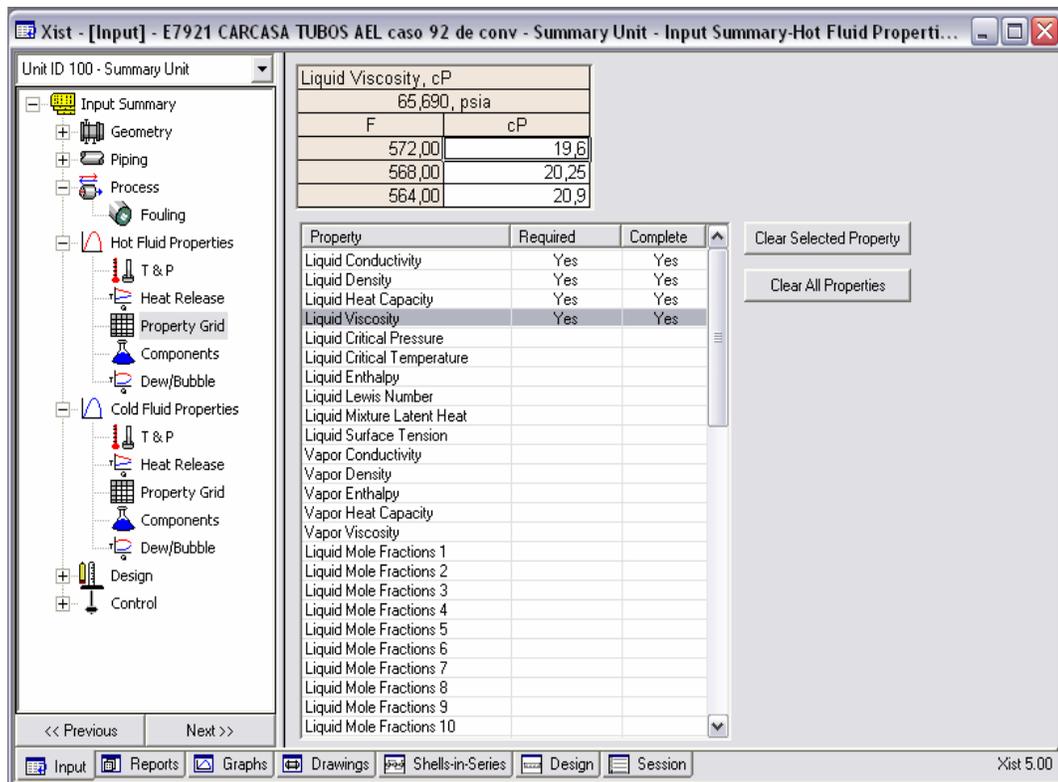


Figura 3.11. Introducción de las propiedades de las corrientes, vía rejilla.



5. Se ejecutó el programa obteniéndose el área de intercambio, las caídas de presión por ambos lados (carcasa y tubo), los coeficientes globales de transferencia de calor, requerido y actual, las velocidades de flujo y el sobredimensionamiento de los equipos en una hoja de reportes, la cual se muestra en la figura 3.12. Se compararon estos resultados con las especificaciones de las hojas de datos de los equipos para las unidades 79, 80 y 82, para cada caso de diseño. Y también se verificó el diseño del intercambiador con las normas: Exxon Mobil, PDVSA, TEMA, para intercambiadores de calor de doble tubo.

Output Summary Page 1
Released to the following HTRI Member Company:
pdvsa
AIT

Xist Ver. 5.00 16/11/2010 10:20 SN: 1500212116 **US Units**

Summary Unit
Vertical With No Baffles

No Data Check Messages.
No Runtime Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	TEMPERED OIL			SLURRY	
Flow rate (1000-lb/hr)		24,6550		330,690	
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	0,000	0,000		0,000	0,000
Inlet/Outlet T (Deg F)	464,00	559,00		572,00	564,00
Inlet P/Avg (psia)	87,930			65,690	60,625
dP/Allow. (psi)	1,337	30,000		10,130	20,000
Fouling (ft2-hr-F/Btu)		0,00200			0,01000

Exchanger Performance					
Shell h (Btu/ft2-hr-F)	75,72	Actual U (Btu/ft2-hr-F)	19,96		
Tube h (Btu/ft2-hr-F)	83,27	Required U (Btu/ft2-hr-F)	18,30		
Hot regime (-)	Sens. Liquid	Duty (MM Btu/hr)	1,3743		
Cold regime (-)	Sens. Liquid	Area (ft2)	1784,54		
EMTD (Deg F)	42,1	Overdesign (%)	9,12		

Shell Geometry		Baffle Geometry	
TEMA type (-)	AEL	Baffle type (-)	None
Shell ID (inch)	10,0000	Baffle cut (Pct Dia.)	
Series (-)	22	Baffle orientation (-)	

Figura 3.12. Resumen de resultados de la evaluación del modelo de intercambiador.

3.2 Análisis del requerimiento energético de la red intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82

En esta etapa se tomaron en cuenta tres escenarios posibles en la operación simultánea de los intercambiadores en la red cerrada de calentamiento/enfriamiento con aceite atemperado, los cuales fueron: caso de HDHPLUS al 92% de conversión, caso de desalojo de emergencia y la operación al 85% de conversión. La tabla 3.2 muestra un resumen de los casos estudiados, con su descripción respectiva.



Tabla 3.2. Descripción de los escenarios del sistema de aceite atemperado estudiados.

Escenario	Descripción	Intercambiador	Caso
1	Operación normal	E-7921/41	92% conversión
	92% conversión	E-8020/40	Modo calentamiento de HGO
		E-8201 A/B	Modo calentamiento
2	Operación normal	E-7921/41	85% de conversión
	85% de conversión	E-8020/40	Modo calentamiento de HGO
		E-8201 A/B	Modo calentamiento
3	Emergencia	E-7921/41	92% conversión
		E-8020/40	Modo enfriamiento del lodo
		E-8201 A/B	Modo calentamiento

El circuito de aceite de calentamiento/enfriamiento y las temperaturas de las corrientes de aceite atemperado a la entrada y salida de los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82, para el caso de trabajo a 92% de conversión, se muestran en la figura 3.13. En la operación al 92 % de conversión de la unidad 76, se considera que los intercambiadores de ambos trenes de la unidad 79 están en funcionamiento, trabajando como enfriadores del fondo de la torre de vacío.

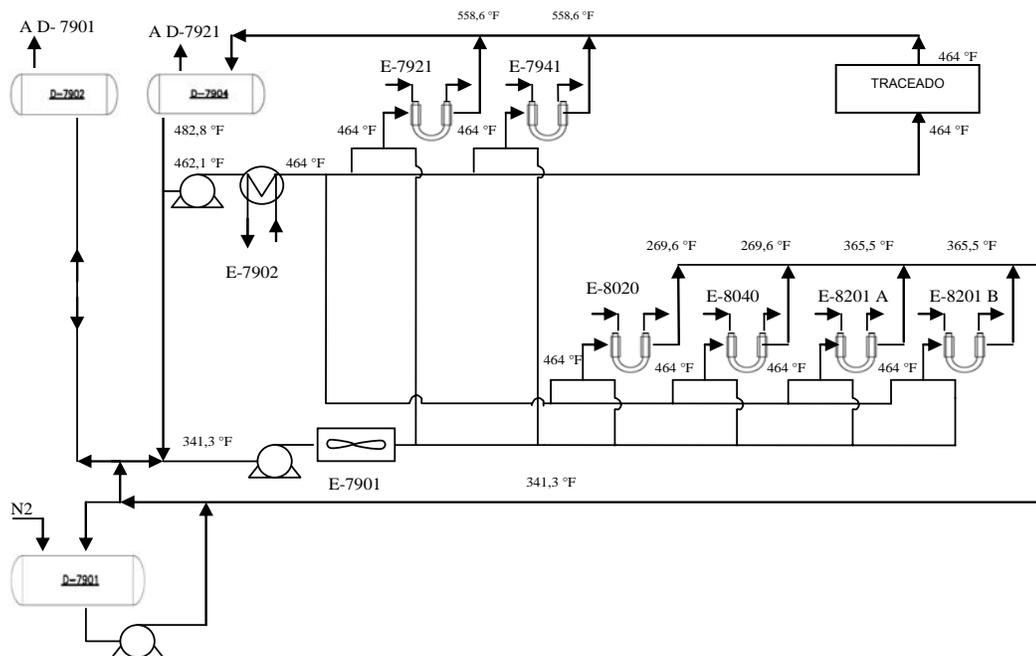


Figura 3.13. Diagrama de flujo del sistema de aceite atemperado para el caso de 92% de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503)

Además en la unidad 80, por no existir condición de emergencia, habrá una recirculación de HGO en el tambor de la unidad con calentamiento leve. Y las pérdidas de calor en el tanque de la unidad 82 serán compensadas manteniendo



la temperatura en un valor fijo, por la circulación del lodo a través del intercambiador de calor.

En la operación al 85 % de conversión de la unidad 76, las tres unidades operan al igual que para el caso de 92% de conversión, pero con diferencias en el flujo, temperatura y presión de las corrientes en el proceso. La temperatura de las corrientes de aceite atemperado a la entrada y salida de los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82, para el caso de trabajo a 85% de conversión, se muestra en la figura 3.14.

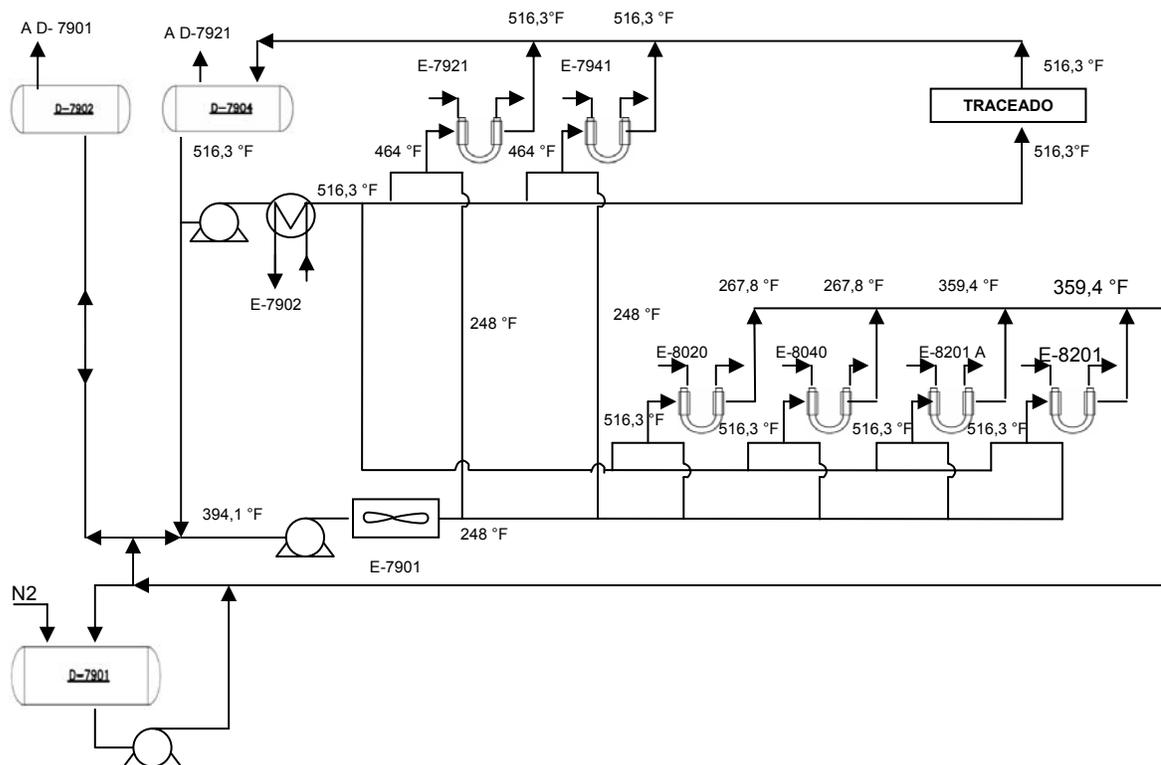


Figura 3.14. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 85% de conversión. (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).

En el caso de que ocurra una emergencia en la unidad 76 cuando se esté trabajando a un 92% de conversión, se descargará el contenido de los reactores y líneas de la unidad 76 a la unidad 80, por lo que los intercambiadores de la unidad 80 deberán trabajar en modo enfriamiento del lodo. Los intercambiadores de la unidad 79 estarán trabajando en el caso de 92 % de conversión, y los intercambiadores de la unidad 82, continuarán operando en modo calentamiento para mantener la temperatura de los tanques en el valor prefijado.

La figura 3.15 muestra el circuito de aceite de calentamiento/enfriamiento y las temperaturas de las corrientes de aceite atemperado a la entrada y salida de los



intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82, para el caso de emergencia que requiera el desalojo de líneas y reactores de ambos trenes de la unidad 76.

Para cada escenario se determinó el calor total que se necesita extraer o suministrar al sistema, para lo cual se realizaron balances de materia y energía en las corrientes del circuito de aceite atemperado, considerando transferencia de calor sensible.

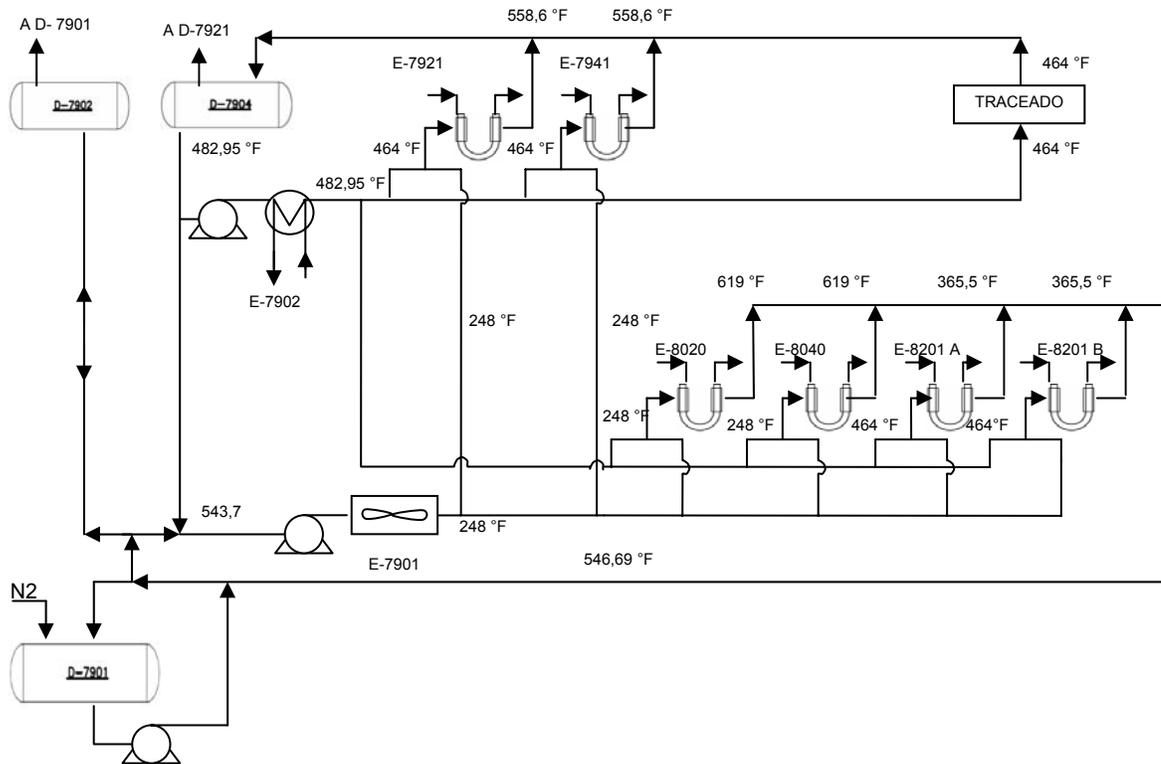


Figura 3.15. Diagrama de aceite de enfriamiento/calentamiento para el caso de emergencia.

3.3 Elaboración de una propuesta para la sustitución de los intercambiadores planteados por el proyecto, por otros de diferente diseño

En esta etapa se realizó una investigación rigurosa sobre los tipos de intercambiadores que podrían, además del doble tubo de horquillas, funcionar para un fluido de procesos viscoso y con presencia de sólidos, analizando los tipos de intercambiadores y sus aplicaciones en la bibliografía e Internet. Además, se empleó la herramienta del programa de HTRI de selección de tipos de intercambiadores, donde se introdujeron las características de las corrientes de intercambio de calor, las cuales fueron: el diferencial de temperatura requerido, las caídas de presión permitidas, el tipo de fluido (agua o hidrocarburos) y el grado de ensuciamiento (poco sucio, muy sucio, lodo). Las pantallas de introducción de datos y muestra de resultados se observan en las figuras 3.16, 3.17 y 3.18.



Luego de la investigación y el uso de las herramientas, se obtuvo que entre los equipos que podrían funcionar bajo las condiciones del proceso se encuentran el modelo doble tubo de horquilla, y el tipo espiral de placas. Como propuesta se realizaron diseños de intercambiadores doble tubo y de intercambiadores tipo espiral de placas con el programa de HTRI.

Se realizaron diseños de intercambiadores doble tubo, usando el programa de HTRI directamente con el modelo de horquilla, a diferencia de emplear los modelos de carcasa-tubo en serie.

HTRI Heat Exchanger Selection Tool

General Information

Units

US SI MKH

Process fluid relative temperature

Hot process fluid
 Cold process fluid
 Two process fluids

Temperature profile

> 20 Deg. F (Large MTD)
 < 20 Deg. F (Small MTD)
 Temperature cross

<< Back Next >> Cancel

Figura 3.16. Especificación del sistema de unidades, temperatura relativa y perfil de temperatura en la selección del tipo de intercambiador.

HTRI Heat Exchanger Selection Tool

Hot fluid properties

Fluid phase: Liquid Pressure drop: >15.0 (high) psi

Fluid type: Hydrocarbon Condensing Range: >20.0 (wide) deg. F

Single phase duty: Not significant Fouling: Slurry (ft2-hr-F/Btu)

Cold fluid properties

Fluid phase: Liquid Pressure drop: >15.0 (high) psi

Fluid type: Hydrocarbon Boiling Range: 0.0 (Pure) deg. F

Single phase duty: Not significant Fouling: >0.001 (Heavy) (ft2-hr-F/Btu)

<< Back Next >> Cancel



Figura 3.17. Introducción de datos generales de las corrientes en la selección del tipo de intercambiador.

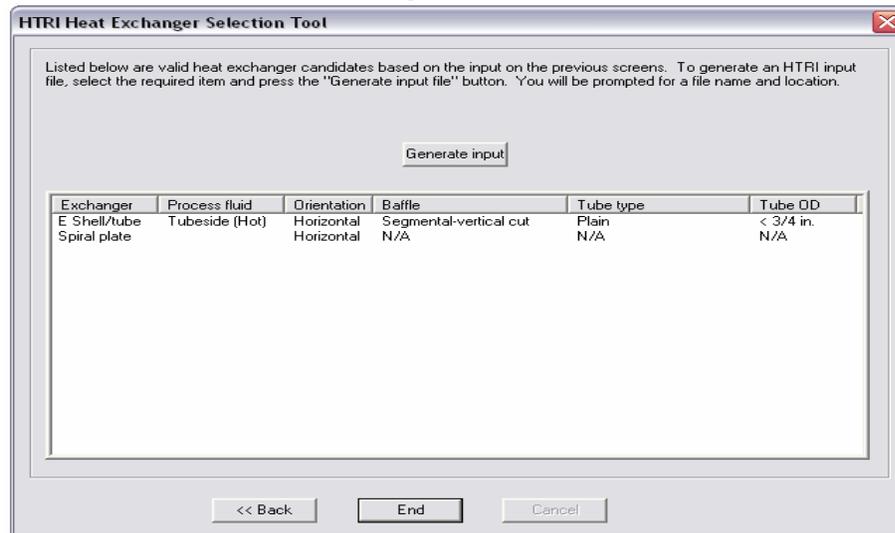


Figura 3.18. Resultados de la selección de los tipos de intercambiador.

El modelo horquilla incluye la zona de los codos como área de transferencia de calor. Se trabajó el programa en modo “diseño”, el cual al especificar la carga térmica, el número de carcassas y el tipo de intercambiador, proporciona diseños en donde muestra valores para el diámetro de carcasa, diámetro de tubo y longitud efectiva. En esta modalidad se establecen los rangos entre los cuales deben estar las magnitudes de diámetro de carcasa, diámetro de tubos, longitud efectiva y el número de iteraciones que debe realizar para el cálculo con todas las combinaciones posibles. La figura 3.19 muestra la pantalla de ingreso de los parámetros de diseño en el programa de HTRI.

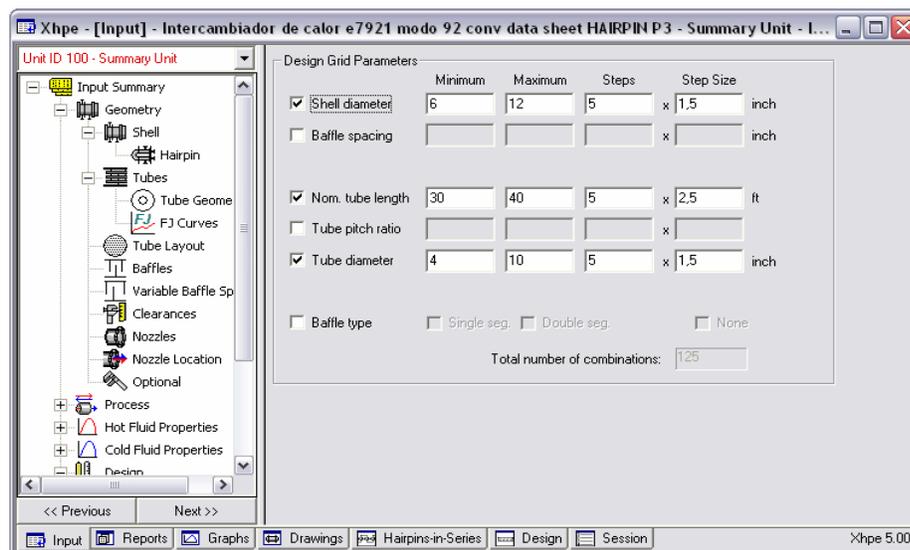




Figura 3.19. Especificaciones de diámetro de carcasa, tubos y longitud efectiva para la modalidad de “diseño” de los intercambiadores de calor en HTRI.

La modalidad de “diseño” se emplea cuando se conoce la carga térmica, mas no se dispone de datos suficientes de la geometría del intercambiador y se requiere que el programa las determine. En las diferentes iteraciones realizadas, el programa no encontró una combinación óptima para la geometría del intercambiador, que cumpliera con un sobrediseño positivo.

En tal sentido se decidió trabajar en la modalidad de “evaluación” (rating), tomando como referencia el diseño original. Al incluir el área de transferencia en la zona de los codos, se visualizó la posibilidad de disminuir el número de carcasas en serie o la altura de tramo vertical. Se diseñaron intercambiadores tomando en consideración ambas modificaciones en la modalidad de “evaluación”, en el programa de HTRI. Del diseño original se mantuvieron los diámetros de carcasa y tubos, el espesor de pared, el material y la carga térmica. En las modificaciones realizadas se verificó el porcentaje de sobredimensionamiento arrojado por el programa para aprobar o descartar el diseño, acorde con el esquema planteado en la figura 3.20. Las figuras B1 a B7 del anexo B, muestran las pantallas de introducción de datos y resultados en el diseño de los intercambiadores doble tubo de horquilla convencionales.

Para el diseño de los intercambiadores de tipo espiral se consideraron los parámetros de diseño dados por:

1. Empresa Tranter; fabricantes de intercambiadores tipo espiral.
2. Recopilación de normas de diseño de intercambiadores tipo espiral de Exxon Mobil.

Se realizaron diseños y correcciones de los mismos siguiendo el esquema planteado en la figura 3.20. Al realizar el diseño se verificó la condición de que el coeficiente global de transferencia de calor requerido (U_{req}) debe ser igual o menor que el coeficiente global de transferencia de calor actual (U_{act}). En cualquier circunstancia un sobredimensionamiento negativo indica una deficiencia en el diseño, y se deben modificar los parámetros seleccionados.

Para los intercambiadores tipo espiral, en los casos en donde el sobrediseño sobrepasa el 20%, se trabajó en modo simulación, para verificar la magnitud del cambio de las temperaturas de salida en los intercambiadores, y se calculó el porcentaje de desviación, respecto a las temperaturas de salida esperadas.

Las figuras B8 a B12 del anexo B muestran las pantallas de introducción de datos y resultados en el diseño de los intercambiadores tipo espiral; y las pantallas B13 y B14 muestran los datos de entrada y los resultados obtenidos al trabajar en modo simulación para verificación de temperaturas de corrientes de salida.

Posterior al diseño de los intercambiadores de calor de doble tubo y espirales, se procedió a realizar la evaluación de costos de los equipos, para lo cual se emplearon las ecuaciones de cálculo de costos de capital (ecuaciones 2.9 y 2.10),



las cuales incluyen el costo base (referido al costo por unidad de área de transferencia de calor), multiplicado por factores de corrección de diseño, materiales, presión y temperatura. El costo del equipo depende directamente del área de transferencia de calor.

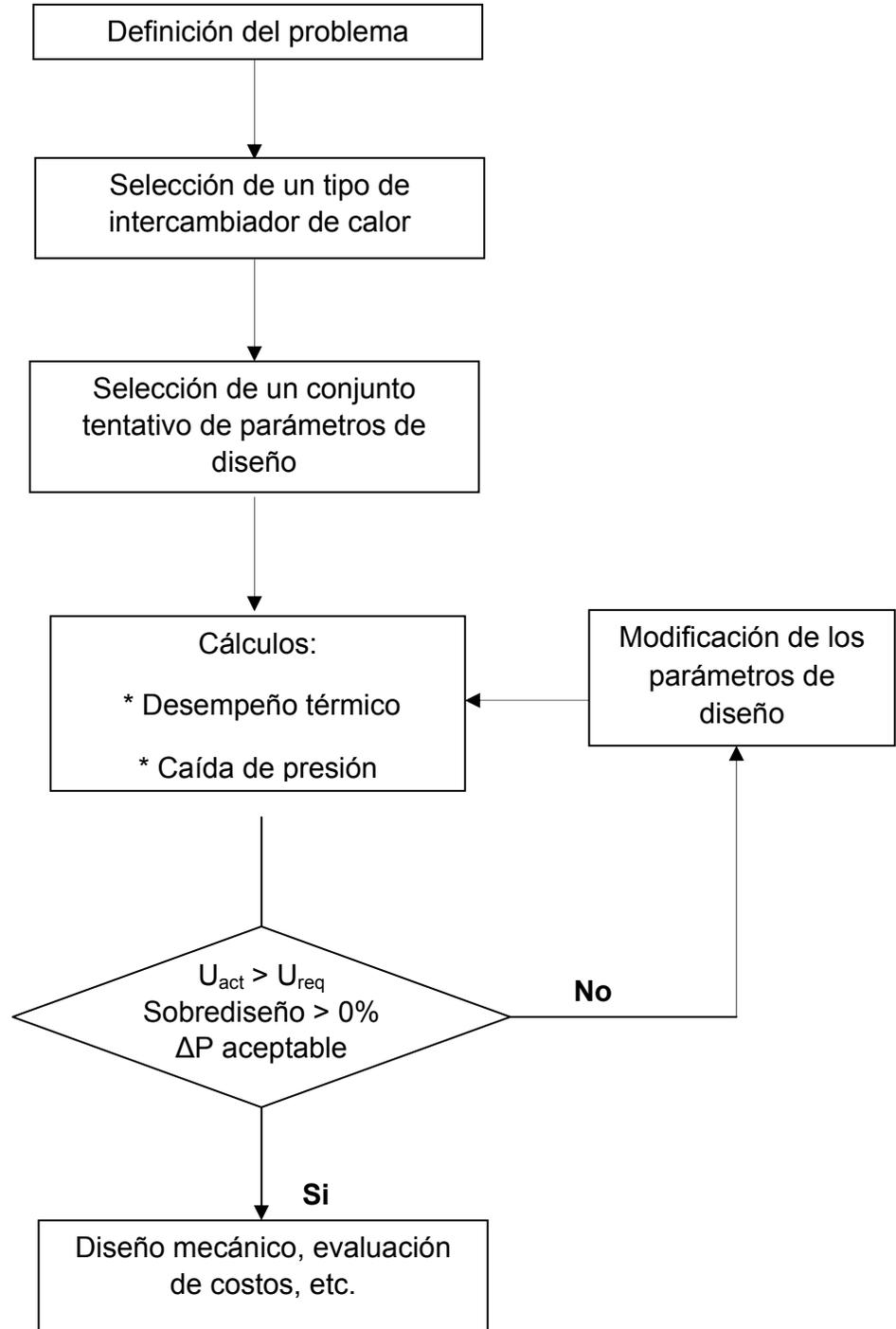


Figura 3.20. Diagrama de flujo para el diseño de intercambiadores de calor. (Walas, 1990)



Para determinar el costo base de los intercambiadores se empleó el programa de estimación de costos de Aspen Tech. Este programa no admite las dimensiones de los intercambiadores de calor diseñados, sino que permite cálculos de intercambiadores de menor capacidad; para lo que se determinó el costo de intercambiadores doble tubo de horquilla de 1.000 pie² de área, en acero inoxidable y acero al carbono, y un intercambiador de espiral de 1.330 pie², en acero inoxidable 316 y 304.

Con estos datos se determinaron los costos bases para cada intercambiador de calor, los cuales son reportados en la tabla 3.20.

Los factores de corrección de materiales, temperatura y presión, fueron extraídos de Silla (2003), y el costo de capital fue calculado tanto para los intercambiadores previos, como para las diferentes propuestas de equipos realizadas.

3.4 Comparación de los intercambiadores de calor presentados por el proyecto y los alternativos en cuanto a eficiencia y costos

En esta etapa se realizó una comparación de los diseños de intercambiadores en cuanto a costo, erosión, mantenimiento, área ocupada, velocidad de flujo, material de construcción, expansión térmica, manejo del ensuciamiento, taponamiento y sobredimensionamiento. En primer lugar se realizaron cálculos referentes a la erosión y una estimación del área ocupada por los equipos. El sobredimensionamiento y las velocidades de flujo fueron arrojados por el programa de HTRI. La expansión térmica, el manejo del ensuciamiento, el potencial de taponamiento, el mantenimiento y la resistencia del material de construcción, fueron analizados cualitativamente, es decir, no cuentan con cálculos asociados.

3.4.1 Estimación de la erosión en los intercambiadores de calor

Para la realización de los cálculos referentes a la erosión se empleó la ecuación 2.8. Se utilizó 100 como valor de la constante C. El valor de 100 es recomendado para servicios continuos y 120 para servicios intermitentes, debido a que en servicios continuos la probabilidad de que ocurra erosión es mayor que en los servicios intermitentes; esto sin considerar la presencia de sólidos. Mientras menor sea el valor de la constante C las velocidades de erosión serán más bajas, y por ende se podría producir erosión con mayor facilidad. Se consideró el valor más bajo para realizar el análisis determinando las mínimas velocidades de erosión que pudieran existir en los intercambiadores de calor.

Se tomaron los datos de densidad de las corrientes y se calculó la velocidad de erosión estimada para los intercambiadores en cada una de las tres unidades (79, 80 y 82) y en cada caso. Cabe destacar que como la ecuación solo incluye la densidad de las corrientes, la velocidad de erosión determinada por este método



será la misma, independientemente del tipo de intercambiador que se esté analizando.

Debido a esto se realizó un cálculo adicional para la erosión partiendo de la recomendación establecida en la norma TEMA, la cual expresa que cuando el producto de la densidad de la mezcla por la velocidad de flujo al cuadrado tiene un valor de 6.000 o mayor, el fluido causa erosión en el intercambiador. Esta expresión incluye la velocidad de flujo desarrollada en el intercambiador de calor; por lo tanto será diferente dependiendo de la geometría del mismo. Se realizó el cálculo según esta premisa para cada intercambiador de calor en cada unidad, para cada caso y para cada geometría.

Además se realizó el cálculo de la velocidad crítica de flujo de una suspensión para cada unidad y cada caso, considerando el diámetro promedio de las partículas y la fracción volumétrica de sólidos. Las velocidades obtenidas fueron tomadas como valores de referencia, por debajo de las cuales puede ocurrir sedimentación de las partículas y por encima la probabilidad de que ocurra erosión aumenta. (Walas, 1999).

Para los cálculos realizados partiendo de la ecuación 2.7 se supuso un diámetro intermedio de partículas tomando en cuenta el rango de diámetros de partículas empleadas en la preparación del aditivo de coque, el cual va desde 212 hasta 850 μm .

3.4.2 Estimación del área ocupada por los equipos

Se realizó la estimación del área ocupada por los equipos partiendo de su geometría. En la estimación realizada para los intercambiadores doble tubo, en el caso del modelo actual, se supuso que los codos tenían una apertura de 5 veces el diámetro de la carcasa, siguiendo recomendaciones para el trabajo con lodo, para evitar o disminuir la erosión en los mismos, ya que en hojas de datos no se especificaba la apertura de los codos.

Además se determinó el área disponible en las unidades para la ubicación de los intercambiadores, remitiéndose a los planos de planta de las unidades 79, 80 y 82, con la finalidad de verificar que los equipos se encuentren en los límites dados en cada unidad.

3.4.3 Elaboración de matrices de evaluación y selección

Las matrices de selección fueron realizadas siguiendo el método de cuadro de prioridades de Moody (Moody, 1991), el cual utiliza el análisis ponderado de atributos, definidos previamente por el evaluador de acuerdo a las especificaciones.

El análisis se divide en dos partes, la primera parte incluye la clasificación y comparación de atributos o variables, con la finalidad de determinar su importancia relativa; y la segunda esta referida a la ponderación de cada opción de acuerdo al cumplimiento o no de las especificaciones de cada atributo.



Para la elaboración de la matriz de ponderación de atributos se definieron las variables a comparar, divididas en grupos y subgrupos. En este análisis se consideró cada grupo como un atributo a medir y se le asignó una nomenclatura.

3.4.3.1 Identificación y definición de atributos

Como atributos a analizar se tomaron en consideración los que se muestran a continuación, con su respectiva identificación entre paréntesis:

- Sobredimensionamiento (S).
- Eficiencia técnica (ET): manejo del ensuciamiento, probabilidad de taponamiento y velocidades de flujo.
- Mantenimiento (M): facilidad de mantenimiento, costos de mantenimiento, necesidad de personal y equipos especializados.
- Eficiencia mecánica (EM): resistencia a la erosión, materiales de construcción, expansión térmica.
- Área ocupada (E).
- Costos (C).

a) Sobredimensionamiento

El sobredimensionamiento está referido a la diferencia existente entre el coeficiente de transferencia de calor requerido y el actual. Se recomienda un sobredimensionamiento de 0 a 20%, el cual es tolerable. (HTRI, 2006) Si el equipo está sobredimensionado en el rango adecuado tendrá una mayor tolerancia al ensuciamiento y podrá realizar la transferencia de calor de forma eficiente. Este atributo se refiere a la existencia de un sobredimensionamiento adecuado en los intercambiadores de calor.

b) Eficiencia técnica

Para el análisis de la eficiencia técnica de los equipos se tomó en consideración la capacidad para manejar el ensuciamiento, la probabilidad o dificultad de que ocurra taponamiento en los equipos y que las velocidades de flujo se encuentren en el rango recomendado. A continuación se explica cada uno de los aspectos a considerar y su importancia.

▪ Ensuciamiento

Debido a que el fluido de proceso es un lodo, existe una alta tendencia al ensuciamiento (con un factor de $0,01 \text{ pie}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$). Este atributo considera la tolerancia al ensuciamiento que pueden tener los equipos, asociado al hecho de que su diseño puede provocar una mayor o menor adherencia de suciedad en las paredes del intercambiador y por consiguiente una mayor inversión en mantenimiento. La existencia de flujo autolimpiante en el intercambiador indica que puede tener una mayor tolerancia al ensuciamiento.

**▪ Taponamiento**

De acuerdo al diseño del intercambiador, éste puede ser más o menos propenso a taponarse, debido a la presencia de sólidos en las corrientes de proceso. En este atributo se toma en cuenta la probabilidad de que ocurra taponamiento en el equipo, lo que ocasiona mayor inversión en mantenimiento o posibles paradas de planta imprevistas.

▪ Velocidad de flujo

Debido a la presencia de sólidos en el fluido de proceso, las velocidades de flujo se encuentran restringidas (de acuerdo con recomendaciones presentadas) con la finalidad de evitar que se produzca erosión en los intercambiadores, superar la velocidad de sedimentación y mantener las pérdidas de presión en un rango aceptable. La velocidad de flujo depende del diseño del intercambiador de calor. En este atributo se verifica que la velocidad de flujo se encuentre en el rango recomendado, el cual tiene una velocidad máxima de 4,92 pie/s para líneas de lodo. (H-Tech, 2008).

c) Mantenimiento

El mantenimiento de los equipos incide directamente sobre los costos de operación y en la eficiencia en la transferencia de calor, al remover las capas de ensuciamiento que se adhieren a las paredes del equipo a medida que transcurre el tiempo de operación, y acondicionarlo para que trabaje en su forma más eficiente. Es imperante que el mantenimiento de los equipos pueda realizarse con facilidad para emplear el menor tiempo posible, y no interferir en la operación normal del proceso y, a su vez, disminuir el costo implicado. La facilidad en el mantenimiento depende directamente del diseño del equipo. En este atributo se considera la facilidad de mantenimiento de los intercambiadores de calor, así como la necesidad de personal especializado, equipos especiales y los costos de mantenimiento implicados.

d) Eficiencia mecánica

Para el análisis de la eficiencia mecánica de los equipos se consideró la resistencia a la erosión, el empleo adecuado del material de construcción y la tolerancia a la expansión térmica. A continuación se explican con más detalle.

▪ Erosión

La erosión es un problema directamente relacionado con: la concentración de sólidos en los fluidos tratados en el intercambiador de calor, las velocidades de flujo, y el diseño del equipo. Las variaciones en estos factores pueden facilitar las condiciones para que se produzca erosión y provocar daños que acorten el tiempo de vida útil de los intercambiadores de calor. En este atributo se tomará en cuenta la dificultad de que se presente erosión en los intercambiadores de calor.



▪ **Material de construcción**

La naturaleza de los fluidos a tratar, las condiciones de operación en cuanto a presión y temperatura, entre otros, son los factores que determinan el material del cual deberá estar construido el equipo. Este debe ser el más adecuado para responder eficientemente en el funcionamiento. En este atributo se verifica que la selección del material concuerde con las condiciones de procesos dadas en cada unidad.

▪ **Expansión térmica**

La expansión térmica es un fenómeno que se presenta frecuentemente en los equipos de intercambio de calor debido a la diferencia de temperatura a la entrada y a la salida del intercambiador, la cual genera la expansión del metal. Esto puede generar daños en el equipo y ocasionar fugas. En este atributo se toma en consideración la tolerancia a este fenómeno que tienen los intercambiadores.

e) Área ocupada por el equipo

Este atributo incluye el espacio ocupado por el equipo en la unidad, lo cual causa un impacto sobre el área de terreno requerida para las instalaciones del proyecto. Además ya existen limitaciones de área disponibles para estos equipos en las unidades 79, 80 y 82, de acuerdo al plano de planta de cada unidad, las cuales se muestran en la tabla 3.3. También incluye la necesidad de instalaciones especiales para los equipos, como edificaciones, entre otros.

Tabla 3.3. Área disponible en plano de planta para los intercambiadores de calor.

Unidad	Área disponible (m²)
79	10,89
80	10,89
82	10,53

f) Costos

El costo de capital de los equipos incluye el costo de fabricación e instalación. Varía en cada equipo dependiendo del diseño, el tamaño, y del material empleado, entre otros. Es un factor fundamental en la evaluación y selección de equipos, ya que se busca la economía en la construcción y montaje de la planta. Se tomará en cuenta cuales equipos son más económicos en cuanto a costos de capital, con la finalidad de no afectar el presupuesto del proyecto.



3.4.3.2 Creación de la matriz de ponderación de atributos

Se construyó una matriz 6x6, colocando los seis atributos seleccionados tanto en las filas como en las columnas. Se comparó cada atributo con los demás para conocer cuál atributo era de mayor peso con respecto al otro. La ponderación otorgada se fundamentó en encuestas realizadas a los ingenieros del proyecto (anexo G), considerando las repeticiones en los puntajes asignados para cada atributo. Participaron un total de nueve evaluadores. En la tabla 3.4 se muestra la escala numérica para la ponderación de atributos empleada. (PDVSA-Vepica, 2009)

Tabla 3.4. Escala numérica para ponderación de atributos.

Escala	Descripción
2	Atributo fila más influyente que atributo columna
1	Atributo fila igual de influyente que atributo columna
0	Atributo fila menos influyente que atributo columna

Luego de la ponderación de los atributos se suman los puntos por fila y se determinó el porcentaje que representa cada atributo con respecto al total. Este porcentaje, expresado en valores de 0 a 1, refleja el peso de cada atributo. La tabla 3.5 representa la matriz de ponderación de atributos.

Tabla 3.5. Matriz de ponderación de los atributos a analizar en los intercambiadores de calor.

	S	ET	EM	M	C	E	Sumatoria	% del total	Peso
S	1	1	2	2	2	2	10	27,78	0,28
ET	1	1	1	1	2	2	8	22,22	0,22
EM	0	1	1	2	2	2	8	22,22	0,22
M	0	1	0	1	2	2	6	16,67	0,17
C	0	0	0	0	1	2	3	8,33	0,08
E	0	0	0	0	0	1	1	2,78	0,03
							36	100	1

3.4.4 Identificación de equipos y creación de escalas empleadas en la comparación

Los intercambiadores que fueron sometidos a comparación, con su identificación, son los siguientes:

- Intercambiadores del diseño original: A.
- Intercambiadores doble tubo de horquilla HTRI con modificación en el número de carcasas: B.
- Intercambiadores doble tubo de horquilla HTRI con modificación en la longitud efectiva: C.
- Intercambiadores tipo espiral de placas: D.

Después de la identificación de los equipos se diseñaron las escalas de puntuación para cada uno de los criterios tomados en consideración para el análisis. La escala está comprendida entre 5 y 1, siendo 5 la mejor calificación y 1 la peor calificación.



La tabla 3.6 muestra la escala para el análisis del sobredimensionamiento. Se tomó en cuenta que los equipos se encontraran diseñados en el rango comprendido entre 0 a 20% (HTRI, 2006). Se consideró como caso especial el calentamiento de HGO, ya que en todos los equipos existe un sobrediseño mayor al 30% con respecto al tratamiento de este fluido.

Tabla 3.6. Escala de puntuación para el criterio de sobredimensionamiento.

Escala	Descripción
5	El sobrediseño para todos los casos se encuentra entre 0 y 20 %
4	El sobrediseño para todos los casos se encuentra entre 0 y 20%, exceptuando para el caso de calentamiento de HGO
3	El sobrediseño se encuentra entre 0 y 20% para la mayoría de los casos, a excepción del caso de calentamiento de HGO, y no afecta la temperatura de salida del lodo en más de 2 °F
2	Se encuentra fuera del rango de 0 a 20% en más de dos casos, además del caso de calentamiento de HGO.
1	La mayoría de los casos están fuera del rango de 0 a 20% de sobrediseño, además del caso de calentamiento de HGO.

La tabla 3.7 muestra la escala de puntuación para el criterio de eficiencia técnica. Para su elaboración se consideró el buen manejo del ensuciamiento, la capacidad de flujo autolimpiante y que cumplieran con las recomendaciones de velocidad de flujo, tomando como límite de desviación un 20% respecto a las velocidades recomendadas. Además, que existiera una baja probabilidad de taponamiento, refiriéndose a la geometría del equipo.

Tabla 3.7. Escala de puntuación para el criterio de eficiencia técnica.

Escala	Descripción
5	Manejo eficiente del ensuciamiento, con capacidad de flujo autolimpiante. Baja probabilidad de taponamiento y cumple con las recomendaciones de velocidades de flujo.
4	Manejo eficiente del ensuciamiento, con capacidad de flujo autolimpiante. Mayor probabilidad de taponamiento. Se desvía de la recomendación de velocidades de flujo, en 20% o menos.
3	Manejo eficiente del ensuciamiento, sin flujo autolimpiante. Mayor probabilidad de taponamiento y se desvía de la recomendación de velocidades de flujo en más de 20%.
2	Poco manejo del ensuciamiento. Alta probabilidad de taponamiento. Se desvía de la recomendación de velocidades de flujo, en más de 20%.
1	Poco manejo del ensuciamiento. Alta probabilidad de taponamiento. Se desvía de la recomendación de velocidades de flujo, en mucho más de 20%.



La tabla 3.8 muestra la escala de puntuación para el análisis del criterio de eficiencia mecánica. Para su elaboración se consideró la resistencia a la erosión, de acuerdo a los cálculos realizados y a la geometría. Por otra parte, que los equipos cuenten con los materiales adecuados en concordancia con el tipo de fluido que se esté tratando y las temperaturas manejadas, y la tolerancia a la expansión térmica para evitar las fugas y el daño al equipo, refiriéndose a la investigación y a las características de los intercambiadores de calor.

Tabla 3.8. Escala de puntuación para el criterio de eficiencia mecánica.

Escala	Descripción
5	Vf inferior a Ve y cercana a Vc. Factores de erosión por debajo de 6.000. Cuenta con los materiales adecuados para el fluido tratado. Tiene alta tolerancia a la expansión térmica.
4	Vf inferior a Ve y por encima de Vc. Factores de erosión por debajo de 6.000. Cuenta con los materiales adecuados para el fluido tratado. Tiene alta tolerancia a la expansión térmica.
3	Vf inferior a Ve. Vf por encima de Vc, en la mayoría de los casos. Factores de erosión por debajo de 6.000, en la mayoría de los casos. Cuenta con los materiales adecuados para el fluido tratado y tiene tolerancia a la expansión térmica.
2	Vf igual a Ve y por encima de Vc, en la mayoría de los casos. Factores de erosión por debajo de 6.000, en la mayoría de los casos. Menor resistencia a la expansión térmica y de material adecuado.
1	Vf mayor a Ve y por encima de Vc. Factores de erosión por encima de 6.000. Poca resistencia a la erosión y a la expansión térmica y material poco adecuado para el fluido de proceso.

La tabla 3.9 muestra la escala de puntuación para el análisis en cuanto al mantenimiento. En ésta se considera que el equipo sea de fácil mantenimiento, que requiera del menor costo de mantenimiento, y que no necesite de personal especializado ni de equipos especiales, basándose en la investigación bibliográfica y en la geometría del equipo.

La tabla 3.10 muestra la escala de puntuación para el criterio de espacio ocupado por el equipo. Se toma en consideración que el tamaño calculado para los equipos se ajuste al espacio disponible para los límites de la unidad que se establecen en los planos de planta, siendo los más ventajosos los que ocupen menor tamaño. Además, se considera si los equipos requieren o no de instalaciones especiales.

**Tabla 3.9. Escala de puntuación para el criterio de mantenimiento.**

Escala	Descripción
5	De fácil mantenimiento y bajo costo de mantenimiento, no requiere de personal especializado, ni de equipos especiales.
4	Mayor dificultad en el mantenimiento, mayores costos de mantenimiento, pero no requiere de personal especializado ni de equipos especiales.
3	Dificultad en el mantenimiento, mayores costos de mantenimiento, y requiere de personal especializado, pero no de equipos especiales.
2	Dificultad en el mantenimiento, mayores costos de mantenimiento. Requiere de personal especializado y de equipos especiales.
1	Alta dificultad en el mantenimiento, altos costos de mantenimiento. Requiere de personal especializado y de equipos especiales.

Tabla 3.10. Escala de puntuación para el criterio de espacio ocupado por el equipo.

Escala	Descripción
5	Empleo del menor espacio físico en área de base, ajustado a los límites de la unidad. No requiere de instalaciones especiales.
4	Empleo del mayor espacio físico en área de base, ajustado a los límites de la unidad. No requiere de instalaciones especiales.
3	Empleo de un espacio físico en área de base mucho menor, ajustado a los límites de la unidad. Requiere de instalaciones especiales.
2	Empleo de un espacio físico en área de base mayor al anterior, ajustado a los límites de la unidad pero requiere de instalaciones especiales.
1	Empleo de un espacio físico en área de base, mucho mayor, excediendo los límites de la unidad. Requiere de instalaciones especiales.

La tabla 3.11 muestra la escala de puntuación para el análisis de costos, siendo el de mayor puntaje el equipo de menor costo de capital, basado en los costos calculados para cada intercambiador de calor. (Ver muestra de cálculos, escala de puntuación para costos).

Tabla 3.11. Escala de puntuación para el criterio de costos.

Escala	Descripción
5	Equipos propuesta tipo D
3,16	Equipos propuesta tipo C
3,16	Equipos propuesta tipo B
3,15	Equipos propuesta tipo A



Basándose en los valores obtenidos para sobredimensionamiento, velocidades de flujo, área ocupada, velocidades de erosión y costos, y las escalas de ponderación elaboradas, se calificaron los intercambiadores de calor en relación a cada atributo. (PDVSA-Vepica, 2009) La calificación obtenida por atributo y por tipo de intercambiador se muestra en la tabla 3.12.

Tabla 3.12. Matriz de calificación de los intercambiadores de calor

Intercambiadores Atributos	Calificación			
	Tipo A	Tipo B	Tipo C	Tipo D
S	4	4	4	3
ET	3	3	3	4
EM	4	4	4	3
M	4	3	3	5
C	3,15	3,16	3,16	5
E	2	3	2	4

Para la elaboración de la matriz final de selección y evaluación (tabla 4.15), ver muestra de cálculos.

3.5 Muestra de cálculos

3.5.1 Cálculo del calor que se requiere extraer y/o suministrar al sistema cerrado de aceite atemperado en los casos de 92 y 85% de conversión.

En la figura 3.21 se observa el diagrama de flujo del sistema cerrado de aceite atemperado con la identificación de las corrientes. En las tablas 3.13 y 3.14, se encuentran los valores extraídos del balance de masa general existente para el sistema de aceite de calentamiento/enfriamiento, empleados para el cálculo del calor total que se requiere suministrar o retirar del sistema para los casos de 92% y de 85% de conversión.

Para determinar el calor que se requiere extraer y/o suministrar al mismo se tomaron en cuenta las temperaturas de entrada y salida al enfriador por aire (E-7901) y al precalentador (E-7902).

Para el caso de 92% de conversión se determinó el calor a suministrar en el E-7902, empleando la ecuación 2.6, y tomando como referencia las corrientes “X” y “E” de aceite atemperado de la figura 3.21, teniéndose que:

$$q = m C_p \Delta T = m C_p (T_E - T_X)$$

$$X=E= 302.320 \text{ lb/h} = m$$

$$C_p @ T_X = 0,552 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$C_p @ T_E = 0,553 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$T_X = \text{temperatura de entrada al E-7902} = 462 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_E = \text{temperatura de salida del E-} 464 \text{ } ^\circ\text{F}$$



Hallando el C_p promedio:

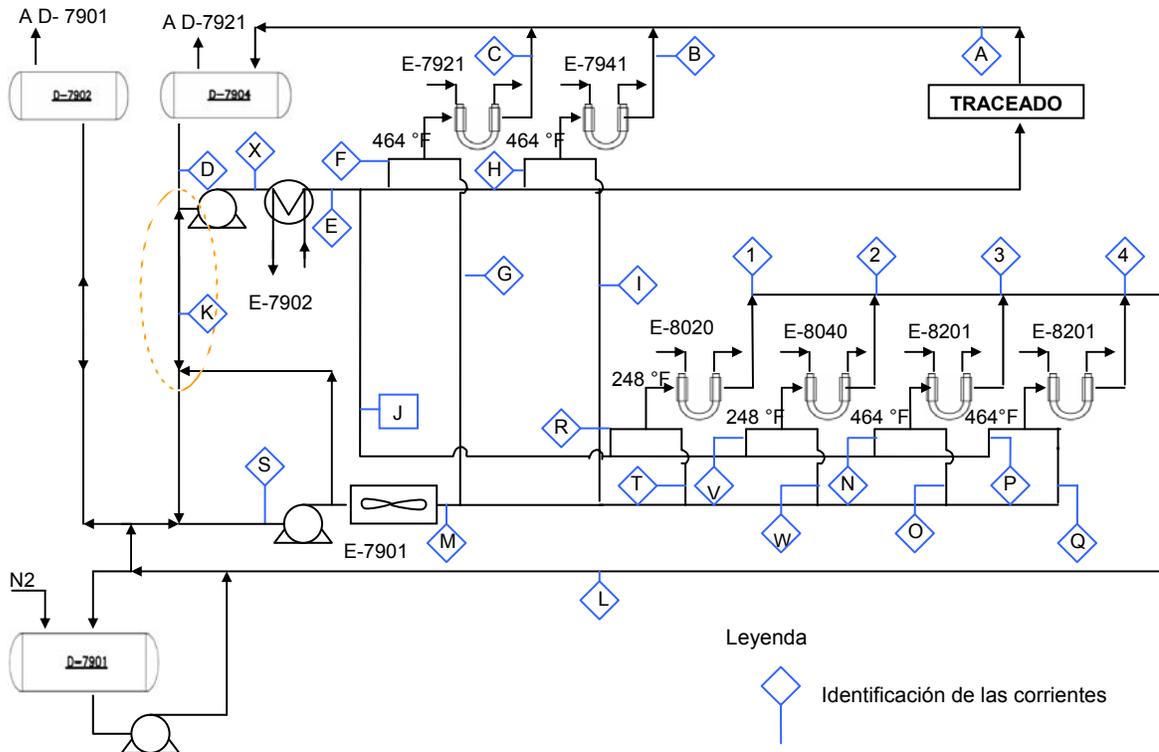


Figura 3.21. Diagrama de flujo sistema de aceite de enfriamiento/calentamiento. (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).

$$C_{P\text{PROMEDIO}} = \frac{0,552 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} + 0,553 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}}{2} = 0,553 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

Sustituyendo los datos de temperaturas, flujo y C_p en la ecuación 2.6:

$$q = m C_p \Delta T = 302.320 \text{ lb/h} \times 0,553 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (464 - 462) ^\circ\text{F} =$$

$$q = 334.365,92 = 0,334 \text{ MMBTU/h}$$

Se determinó el porcentaje de desviación existente entre el calor que se requiere extraer al sistema con respecto a la carga térmica de diseño del enfriador



por aire, y la carga térmica de operación (extraída del PFD 3006-1791-FP20503, tabla 4.5), empleando la ecuación 3.1.

$$\%Desv = \frac{q_{calc} - q_{pdf}}{q_{pdf}} \times 100 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

donde:

q_{calc} = calor que se requiere extraer/ suministrar el sistema (BTU/h)

q_{pdf} = carga térmica de diseño del enfriador por aire (BTU/h)

$$\%Desv = \frac{0,334 \text{ MMBTU/h} - 10,55 \text{ MMBTU/h}}{10,55 \text{ MMBTU/h}} \times 100 = -96,83\%$$

De igual manera se determinó el calor que se requiere extraer o suministrar al sistema en el caso de 85% de conversión, tomando como referencia las corrientes “S” y “M”. El calor y los porcentajes de desviación se encuentran registrados en las tablas 4.4 y 4.6. Las figuras 3.22 y 3.23 muestran los sistemas de aceite en los casos de 92 y 85% de conversión, señalando las temperaturas de las corrientes.



Tabla 3.13. Flujo másico, temperatura y calor específico de las corrientes del sistema de aceite atemperado en el caso de 92% de conversión.

Corriente	Flujo másico (lb/h)	Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb °F)
A	206.420	464	0,553
B	24.655	559	0,597
C	24.655	559	0,597
D	255.730	483	0,562
E	302.320	464	0,553
F	24.655	464	0,553
G	0	0	0
H	24.655	464	0,553
I	0	0	0
J	46.590	464	0,553
K	46.590	341	0,497
L	46.590	341	0,497
M	0	0	0
S	46.590	341	0,497
O	0	0	0
P	17.223	464	0,553
Q	0	0	0
R	6.072	464	0,553
T	0	0	0
V	6.072	464	0,553
W	0	0	0
N	17.223	464	0,553
1	6.072	270	0,463
2	6.072	270	0,463
3	17.223	366	0,507
4	17.223	366	0,507
X	302.320	462	0,552

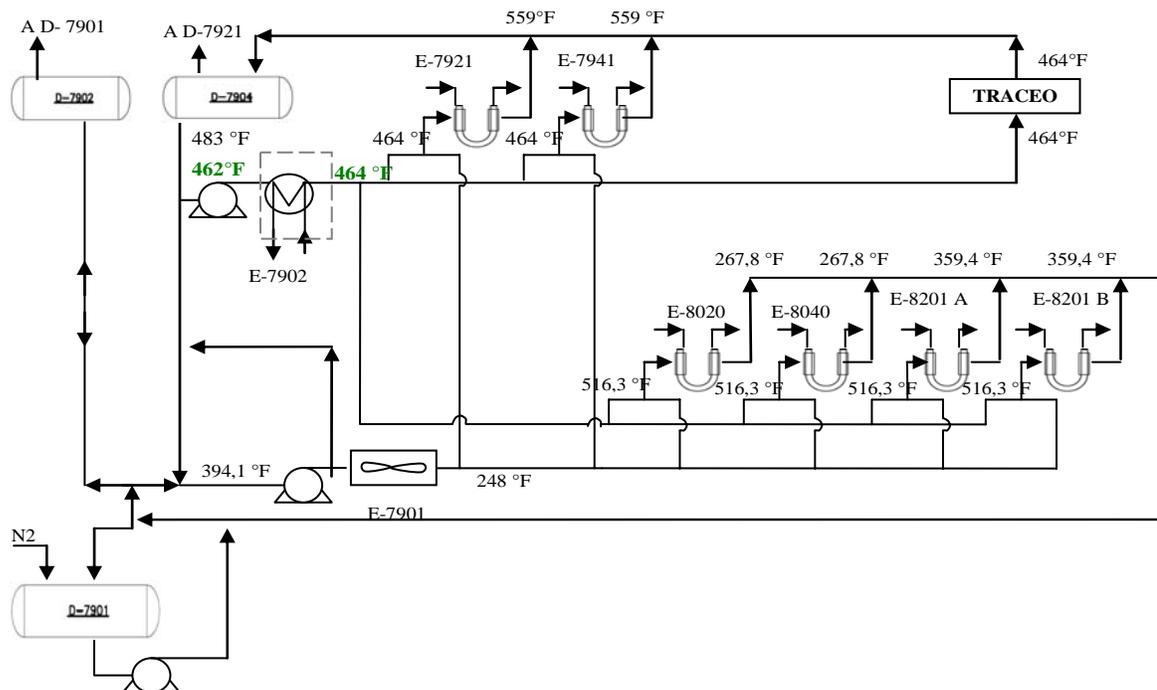


Figura 3.22. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 92% de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).



Tabla. 3.14. Flujo másico, temperatura y calor específico de las corrientes del sistema de aceite atemperado en el caso de 85% de conversión.

Corriente	Flujo másico (lb/h)	Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb °F)
A	201.117	516	0,578
B	104.417	516	0,578
C	104.417	516	0,578
D	409.951	516	0,578
E	395.732	516	0,578
F	82.065	516	0,578
G	22.352	248	0,453
H	82.065	516	0,578
I	22.352	248	0,453
J	30.484	516	0,578
K	14.220	516	0,578
L	30.484	332	0,492
M	44.704	248	0,453
S	44.704	394	0,521
O	0	0	0
P	10.600	516	0,578
Q	0	0	0
R	4.642	516	0,578
T	0	0	0
V	4.642	516	0,578
W	0	0	0
N	10.600	516	0,578
1	4.642	268	0,463
2	4.642	268	0,463
3	10.600	359	0,505
4	10.600	359	0,505
X	395.732	516	0,578

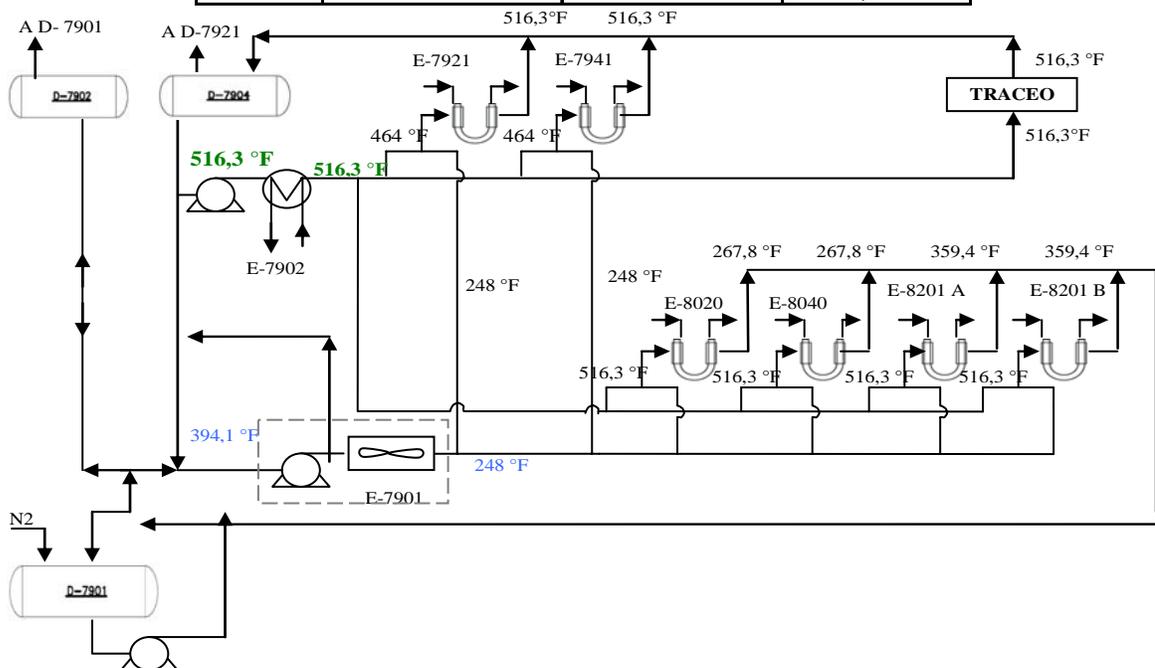


Figura 3.23. Diagrama de flujo sistema de aceite atemperado para el caso de 85 % de conversión (Extracción documento PFD-3006-1791-FP20503).



3.5.2 Cálculo del calor que se requiere extraer y/o suministrar al sistema cerrado de aceite atemperado en el caso de emergencia

Para el caso de emergencia se consideró que previo al desalojo de ambos trenes de la unidad 76 al tambor de la unidad 80, se estará trabajando a un 92% de conversión. En este caso los flujos de entrada y salida de los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82, y el flujo requerido para traceado (calentamiento de líneas de proceso) será el que se muestra en la tabla 3.15.

Tabla 3.15. Flujos, temperaturas y calores específicos en los intercambiadores 79, 80 y 82, en caso de presentarse un desalojo de emergencia.

Descripción	Flujo (lb/h)	T (°F)	Cp (BTU/lb °F)
Entrada a E-7921/41	24.655	464	0,553
Entrada a E-8020/40	44.064	248	0,453
Entrada a E-8201 A/B	17.223	464	0,553
Salida de E-7921/41	24.655	559	0,597
Salida de E-8020/40	44.064	619	0,625
Salida de E-8201 A/B	17.223	366	0,507
Traceado	206.420	464	0,553

Empleando la nomenclatura adoptada en las corrientes representadas en la figura 3.21, se realizaron balances de materia y energía para determinar la temperatura y el flujo de las corrientes “X”, “E”, “S” y “M”. La figura 3.24 muestra el esquema de aceite en el caso de emergencia, con la señalización de las zonas donde se realizaron balances de masa y energía.

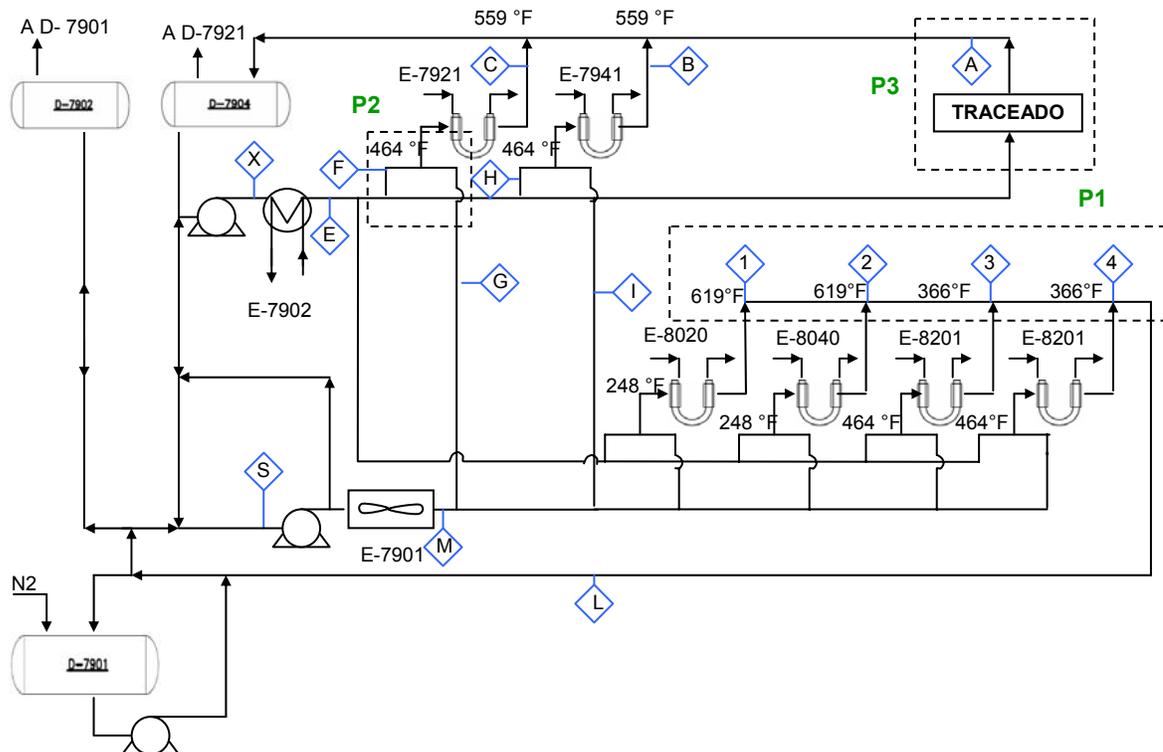


Figura 3.24. Esquema de aceite atemperado en caso de emergencia, con señalización de zonas para el balance.



Para calcular la temperatura y flujo de la corriente L, considerándola como la mezcla de las corrientes 1, 2, 3 y 4, se tiene que:

El balance de masa en este caso puede escribirse como se expresa en la ecuación 3.2.

$$m_e = m_s \quad (\text{Ec 3.2})$$

donde:

m_e = flujo másico a la entrada (lb/h)

m_s = flujo másico a la salida (lb/h)

Tomando para el balance la zona P1 (referido a la figura 3.24), y considerando que el flujo de la corriente 1 es igual al flujo de la corriente 2 y el flujo de la corriente 3 es igual al flujo de la corriente 4, se obtiene la ecuación 3.3.

$$m_e = 2m_1 + 2m_3 = m_s \quad (\text{Ec 3.3})$$

m_1 = flujo másico de la corriente 1, proveniente del intercambiador E-8020 (lb/h)

m_3 = flujo másico de la corriente 3, proveniente del intercambiador E-8201 (lb/h)

$$m_1 = 44.064 \text{ lb/h}$$

$$m_3 = 17.223 \text{ lb/h}$$

Sustituyendo m_1 y m_3 en la ecuación 3.3:

$$m_s = (2 \times 44.064 \text{ lb/h}) + (2 \times 17.223 \text{ lb/h}) = 122.574 \text{ lb/h}$$

$$m_s = 122.574 \text{ lb/h}$$

La ecuación del balance de energía en este caso puede escribirse como se expresa en la ecuación 3.4.

$$q_e = q_s \quad (\text{Ec 3.4})$$

donde:

q_e = rapidez de transferencia de calor a la entrada (BTU/h)

q_s = rapidez de transferencia de calor a la salida (BTU/h)

Realizando un balance de energía en la zona P1 (figura 3.24):



$$q_s = 2q_1 + 2q_3 \quad (\text{Ec. 3.5})$$

donde:

q_1 = rapidez de transferencia de calor de la corriente 1 (BTU/h)

q_3 = rapidez de transferencia de calor de la corriente 3 (BTU/h)

Los términos q_1 y q_3 vienen dados por las expresiones 3.6 y 3.7 de acuerdo a la ecuación 2.6 para cálculo de calor sensible.

$$q_1 = m_1 C_{p1} \Delta T_1 \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$q_3 = m_3 C_{p3} \Delta T_3 \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.6 y 3.7 en 3.5:

$$m_s C_{ps} \Delta T_s = (2 \times m_1 C_{p1} \Delta T_1) + (2 \times m_3 C_{p3} \Delta T_3) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Considerando el C_p de la corriente de salida de aceite atemperado (C_{ps}), como un C_p de mezcla, se empleó para el cálculo la ecuación 3.8.

$$C_{ps} = X_i C_{pi}$$

$$C_{ps} = X_1 C_{p1} + X_2 C_{p2} + X_3 C_{p3} + X_4 C_{p4} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

donde:

X_i = fracción másica de la corriente i en la mezcla

C_{pi} = calor específico de la corriente i en la mezcla (BTU/lb °F)

Para determinar las fracciones X_i se empleó la ecuación 3.10.

$$X_i = \frac{W_i}{W_s} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

donde:

W_i = flujo másico de la corriente i (lb/h)

Determinando las fracciones másicas:



$$X_1 = \frac{44.064 \text{ lb/h}}{122.574 \text{ lb/h}} = 0,359$$

$$X_3 = \frac{17.223 \text{ lb/h}}{122.574 \text{ lb/h}} = 0,141$$

Calculando el C_{ps} , partiendo de los valores de C_p de las corrientes y los flujos extraídos de la tabla 3.15, y las fracciones másicas determinadas:

$$C_{ps} = 2 \times (0,625 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times 0,359) + 2 \times (0,507 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times 0,141) = 0,591 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$C_{ps} = 0,591 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

Introduciendo los flujos, las temperaturas y los calores específicos respectivos, extraídos de la tabla 3.15, en la ecuación 3.8 se determinó la temperatura a la salida de la zona P1, como se muestra a continuación:

$$m_s C_{ps} \Delta T_s = (2 \times m_1 C_{p1} \Delta T_1) + (2 \times m_3 C_{p3} \Delta T_3)$$

$$T_1 = 619^\circ\text{F}$$

$$T_3 = 366^\circ\text{F}$$

Tomando como valor de referencia para los delta (Δ) de temperatura, 0°F :

$$122.574 \text{ lb/h} \times 0,591 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (T_s - 0)^\circ\text{F} = [2 \times 44.064 \text{ lb/h} \times 0,625 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (619 - 0)^\circ\text{F}] +$$

$$[2 \times 17.223 \text{ lb/h} \times 0,507 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (365,5 - 0)^\circ\text{F}]$$

$$72.441,23 \text{ BTU/h}^\circ\text{F} \times T_s = [(34.094.520) + (6.383.136,59)] \text{ BTU/h}$$

Despejando T_s :

$$T_s = \frac{40.477.656,59 \text{ BTU/h}}{72.441,23 \text{ BTU/h}^\circ\text{F}}$$

$$T_s = 558,8^\circ\text{F}$$

Posteriormente se determinó la cantidad de aceite atemperado que se requiere para traceado (calentamiento de líneas) (A) si el suministro no se



realizara a 464 °F, sino a 559 °F, realizando un balance de energía en la zona P3 (figura 3.24).

$$q_{\text{aceite}464\text{ °F}} = q_{\text{aceite}559\text{ °F}}$$

$$206.420 \text{ lb/h} \times 0,553 \text{ BTU/lb °F} \times (464 \text{ °F} - 0\text{ °F}) = A \times 0,597 \text{ BTU/lb °F} \times (559 \text{ °F} - 0\text{ °F})$$

Despejando A

$$A = \frac{52.965.720,64 \text{ BTU/h}}{333,72 \text{ BTU/lb}} = 158.713,05 \text{ lb/h}$$

Por último se realizó un balance en la zona P2, para determinar el suministro de aceite a los intercambiadores E-7921/41, proveniente del lazo caliente a 559 °F y del lazo frío a 248 °F.

Empleando la ecuación 3.2 para realizar un balance de masa en la zona P2 (figura 3.24), considerando el punto “F” y el punto “G” se obtiene la ecuación 3.11:

$$m_F + m_G = m_Z \quad (\text{Ec. 3.11})$$

donde:

m_F = flujo de aceite atemperado del lazo caliente (@ 559 °F)

m_G = flujo de aceite atemperado del lazo frío (@ 248 °F)

m_Z = flujo de aceite atemperado de entrada al intercambiador E- 7921

$$m_Z = 24.655 \text{ lb/h}$$

$$m_F + m_G = 24.655 \text{ lb/h} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Realizando un balance de energía en P2, aplicando la ecuación 3.4, se tiene que:

$$q_F + q_G = q_Z$$

$$q_F = m_F C_{PF} \Delta T_F$$

$$q_G = m_G C_{PG} \Delta T_G$$

$$q_Z = m_Z C_{PZ} \Delta T_Z$$

$$(m_F C_F \Delta T_F) + (m_G C_{PG} \Delta T_G) = m_Z C_Z \Delta T_Z \quad (\text{Ec.3.13})$$



Tomando como referencia la temperatura de 0° F para los ΔT y sustituyendo los calores específicos, las temperaturas, y el flujo de entrada al intercambiador E-7921, provenientes de la tabla 3.15, en la ecuación 3.13, se tiene que:

$$[m_F \times 0,597 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \times (559 ^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F})] + [m_G \times 0,453 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \times (248 ^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F})] = \\ [24.655 \text{ lb/h} \times 0,553 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \times (464^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F})]$$

$$333,73 m_F + 112,34 m_G = 6.326.275,76 \text{ BTU/h} \quad (\text{Ec.3.14})$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones 3.12 y 3.14:

$$m_G = 24.655 - m_F \quad (\text{Ec 3.15})$$

Sustituyendo la ecuación 3.15 en la ecuación 3.14:

$$333,73m_F + 112,34 \times (24.655 - m_F) = 6.326.275,76$$

$$333,73m_F + 2.769.742,7 - 112,34m_F = 6.326.275,76$$

$$221,39m_F = 3.556.533,06$$

$$m_F = \frac{3.556.533,06}{221,39} = 16.064 \text{ lb/h}$$

$$m_F = 16.064 \text{ lb/h}$$

$$m_G = (24.655 - 16.064) = 8.590,44 \text{ lb/h}$$

Los resultados de los balances para el caso de emergencia se muestran en la tabla 3.16. Los calores que se requieren extraer o suministrar al sistema, los porcentajes de desviación con respecto a las cargas térmicas de operación y de diseño del precalentador y el condensador, se muestran en las tablas 4.4 y 4.5.

**Tabla 3.16. Balance de masa y energía para el caso de emergencia.**

Corriente	Flujo másico (lb/h)	Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb °F)
A	158.713,05	559	0,597
B	24.655,00	559	0,597
C	24.655,00	559	0,597
D	208.023,05	559	0,597
E	213.286,79	559	0,597
F	16.064,56	559	0,597
G	8.590,44	248	0,453
H	16.064,56	559	0,597
I	8.590,44	248	0,453
J	22.444,62	559	0,597
K	5.263,74	559	0,597
L	122.574,00	559	0,597
M	117.310,26	248	0,453
S	117.310,26	559	0,597
O	6.000,69	248	0,453
P	11.222,31	559	0,597
Q	6.000,69	248	0,453
R	0	0	0
T	44.064,00	248	0,453
V	0	0	0
W	44.064,00	248	0,453
N	11.222,31	559	0,597
1	44.064,00	619	0,625
2	44.064,00	619	0,625
3	17.223,00	366	0,507
4	17.223,00	366	0,507
X	213.286,79	559	0,597

3.5.3 Cálculo de los costos de capital de los intercambiadores de calor

El cálculo de los costos de los equipos se realizó empleando las ecuaciones 2.9 y 2.10, el área de transferencia de cada equipo, el material de construcción, los costos por unidad de área de transferencia de los equipos (los cuales se calcularon partiendo de información suministrada por el programa de estimación de costos para intercambiadores de calor de Aspen Tech) y los factores de corrección por temperatura, presión, y material extraídos de Silla (2003), los cuales se muestran en las tablas 3.17 a 3.19.

Tabla 3.17. Factores de corrección por presión.

Presión de diseño (psia)	Factor de corrección
0,08	1,3
0,2	1,2
0,7	1,1
8 a 100	1
700	1,1
3.000	1,2
6.000	1,3

**Tabla 3.18. Factores de corrección por temperatura.**

Temperatura de diseño (°F)	Factor de corrección
-80	1,3
0	1
100	1,05
600	1,1
5.000	1,2
10.000	1,4

Tabla 3.19. Factores de corrección por material.

Material	Factor de corrección
Acero al carbono	1
Acero inoxidable	1,28 a 1,5
Acero bajo al cromo	1,2

El programa de estimación de costos de Aspen Tech tiene limitaciones en cuanto al área de transferencia de los equipos y materiales disponibles; para los intercambiadores tipo doble tubo el área máxima es de 1.000 pies², en acero al carbono y acero inoxidable y para los espirales es de 1.330 pies², en acero inoxidable 316 y 304. Debido a estas limitaciones no se realizó el cálculo empleando el programa únicamente. Se tomó el costo del intercambiador para el área máxima y para cada material, y con esto se determinaron los factores de costo del equipo por unidad de área, para posteriormente aplicar las ecuaciones 2.9 y 2.10.

Partiendo del costo de un intercambiador doble tubo, de 1.000 pies² de área de transferencia y de acero al carbono (anexo E), se obtuvo el factor de costo por área de transferencia (C_m), como se muestra a continuación:

$$C_m = \frac{281.500 \$}{1.000 \text{ pie}^2} = 281,5 \$/\text{pie}^2$$

De igual manera se calculó el costo por área (C_m) para cada tipo de intercambiador, los cuales se encuentran registrados en la tabla 3.20.

Tabla 3.20. Costos de intercambiadores de calor por área de transferencia y material.

Tipo de intercambiador	Área de transferencia (pie ²)	Material	Costo (\$)	C _m (\$/pie ²)
Doble tubo	1.000	Acero inoxidable	505.600	505,6
Doble tubo	1.000	Acero al carbono	281.500	281,5
Espiral	1.330	Acero inoxidable 316	192.700	144,9
Espiral	1.330	Acero inoxidable 304	161.200	121,2



Tomando el área del intercambiador doble tubo de horquilla (diseño actual) de la unidad 82 (E-8201 A/B), de la tabla A5 (Anexo A), y los factores de corrección, se determinó el costo de capital como se muestra:

$$C_b = C_m \times A$$

$$C_b = 281,5 \text{ \$/pie}^2 \times 1.945 \text{ pie}^2 = 547.517,5 \text{ \$}$$

$$C = C_b f_d f_\theta f_m f_t f_{np} f_p$$

$$f_p = 1,1$$

$$f_T = 1,1$$

$$f_m = 1$$

Los factores f_θ y f_{np} , no aplican para estos tipos de intercambiadores, por esta razón no se incluyen. El factor f_d es para corrección por tipo de intercambiador y los costos por área ya incluyen el tipo de intercambiador en cada caso, bien sea doble tubo o de espiral.

$$C = 547.517,5\$ \times 1,1 \times 1,1 \times 1 \times 1 = 662.496 \text{ \$}$$

$$C = 662.496 \text{ \$}$$

Los costos calculados para los intercambiadores de calor se encuentran registrados en la tabla 4.13. Cabe destacar que estos costos se encuentran referidos al año 2011.

3.5.4 Cálculo del área ocupada por los intercambiadores de calor

3.5.4.1 Área estimada para intercambiadores doble tubo (AO)

Para determinar el área de los intercambiadores doble tubo se tomó en consideración el diámetro de las carcasas, el número de carcasas y el diámetro de codo para establecer la separación entre carcasas. Se tomó un espacio rectangular, donde la suma del diámetro de carcasas y la separación entre las mismas representa la base y el diámetro de las carcasas, la altura (figura 3.25).

Para el intercambiador E-8201 A/B, se estimó el área ocupada (AO) como se muestra a continuación:

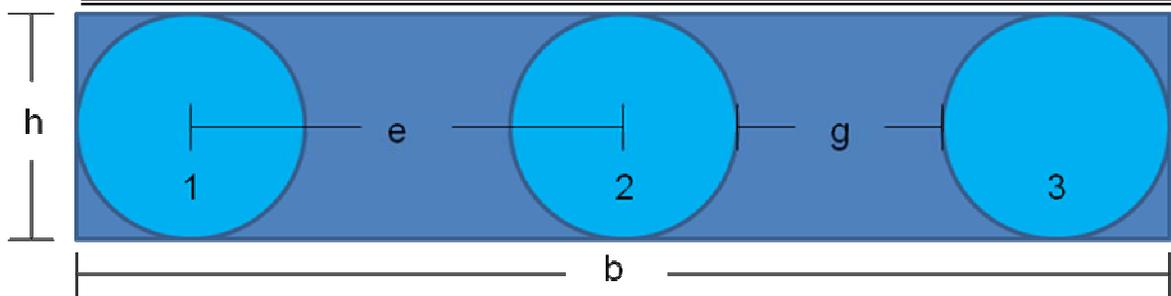


Figura 3.25. Cálculo del área ocupada por intercambiadores doble tubo.

Diámetro de la carcasa: 10 pulgadas (D)

Nº de carcasas: 24 (Nº)

Espacio de centro a centro: 50 pulgadas (e).

El espacio de centro a centro de carcasas, para todos los intercambiadores doble tubo, se determinó partiendo de la recomendación de que para manejo de lodo (slurry) los codos de las tuberías deberían ser de un diámetro de 5 veces el diámetro de la carcasa.

Empleando la ecuación 3.16 y los valores de e, D y número de carcasas:

$$AO = b \times h \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$b = [(D \times N^\circ) + g \times (N^\circ - 1)] \quad (\text{Ec.3.17})$$

$$h = D \quad (\text{Ec. 3.18})$$

$$g = (e - D) = 40 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.17 y 3.18 en la ecuación 3.16, se tiene:

$$AO = b \times h = [(D \times N^\circ) + g \times (N^\circ - 1)] \times D$$

$$AO = b \times h = [(10 \text{ pulg} \times 24) + 40 \text{ pulg} \times (24 - 1)] \times 10 \text{ pulg} = 11.600 \text{ pulg}^2$$

$$AO = 11.600 \text{ pulg}^2 \times (1 \text{ pie}^2 / 144 \text{ pulg}^2) \times (0,09290 \text{ m}^2 / 1 \text{ pie}^2) = 7,49 \text{ m}^2$$

El área ocupada fue determinada de la misma manera para los intercambiadores tipo A, B y C, para cada unidad y los resultados se encuentran registrados en la tabla 3.21.



3.5.4.2 Área estimada para intercambiadores tipo espiral

Para determinar el área ocupada por los intercambiadores tipo espiral, se tomó en consideración el diámetro externo del equipo, ubicado en un área cuadrada. La figura 3.26, representa el espacio ocupado.

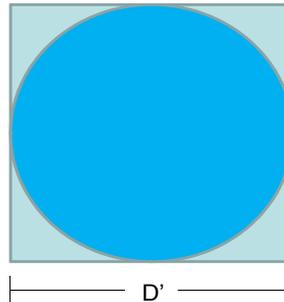


Figura 3.26. Cálculo del área ocupada por intercambiadores tipo espiral.

Para el intercambiador tipo espiral diseñado para la unidad 82, el área ocupada viene dada por:

Diámetro externo del equipo: 141,20 pulg

$$AO = D' \times D' \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Sustituyendo el diámetro externo en la ecuación 3.19 y haciendo la conversión de unidades se tiene:

$$AO = D' \times D' = 141,20 \text{ pulg} \times 141,20 \text{ pulg} = 19.937,44 \text{ pulg}^2$$

$$AO = 19.937,44 \text{ pulg}^2 \times (1 \text{ pie}^2 / 144 \text{ pulg}^2) = 138,45 \text{ pie}^2$$

$$AO = 138,45 \text{ pie}^2 \times (0,09290 \text{ m}^2 / 1 \text{ pie}^2) = 12,86 \text{ m}^2$$

La tabla 3.21 muestra las áreas ocupadas por los equipos de intercambio de calor determinadas.

**Tabla 3.21. Área ocupada por los intercambiadores de calor.**

Intercambiador	Unidad	AO (m ²)
A	79	6,84
	80	6,84
	82	7,49
B	79	6,19
	80	6,19
	82	6,84
C	79	6,84
	80	6,84
	82	7,49
D	79	12,87
	80	12,87
	82	12,87

3.5.5 Empleo de correlaciones empíricas para la predicción de la erosión en los equipos de intercambio de calor

La predicción de la erosión en los intercambiadores de calor se realizó partiendo de dos correlaciones empíricas: la primera recomendada por el Instituto Americano del Petróleo (API) y la segunda extraída de la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). API. (1991). TEMA. (1999).

3.5.5.1 Cálculo de la velocidad de erosión siguiendo la recomendación de la API

Empleando la ecuación 2.8 y tomando los valores las tablas A6, A7, A8, y A9 (anexo A) referentes a la densidad másica de las corrientes de flujo tanto de lodo, como de aceite atemperado, para cada intercambiador de calor, se determinó la velocidad de erosión en cada caso, como se muestra a continuación:

Para el intercambiador E-7921/41, caso 92% de conversión, corriente de lodo:

$$V_e = C/\sqrt{\rho m}$$

Se recomienda el valor de C de 100 para servicios continuos y de 120 para servicios intermitentes, por el hecho de que en el servicio continuo la facilidad con que ocurra erosión será mayor. Se tomó como valor de C el más bajo recomendado, el cual es de 100. Esto debido a que mientras más alto sea, la velocidad de erosión será mayor, y por la presencia de sólidos la velocidad de erosión tiende a ser más baja, que en un servicio donde no existan sólidos suspendidos.

Debido a la variación de la densidad con la temperatura se determinó la velocidad de erosión a las tres temperaturas de referencia para cada intercambiador de calor de cada unidad, por el lado de la carcasa y por el lado del lodo, y se determinó la velocidad promedio:



Para el lodo en el intercambiador E-7921, en el caso de 92% de conversión, en la condición de entrada, se obtiene:

$$V_e = 100 / \sqrt{66,8 \text{ lb/pie}^3} = 12,24 \text{ pies/s}$$

De igual manera se calculó la velocidad de erosión, en las condiciones de salida e intermedia y se determinó el promedio para el intercambiador E-7921 (tablas 3.22, 3.23 y 3.24), como se muestra:

$$V_{ePROM} = \frac{V_{eENTRADA} + V_{eINTERMEDIA} + V_{eSALIDA}}{3} =$$

$$V_{ePROM} = \frac{12,24 \text{ pies/s} + 12,23 \text{ pies/s} + 12,22 \text{ pies/s}}{3} = 12,23 \text{ pies/s}$$

Por último se determinó un porcentaje entre la velocidad de flujo en los intercambiadores de calor y la velocidad de erosión (% Vel. Erosión) en los intercambiadores de calor de cada unidad y para cada caso de diseño. Los porcentajes de la velocidad de erosión y las velocidades promedios se encuentran registrados en las tablas 3.25 a 3.27.

Tabla 3.22. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-7921/41.

Caso	Lodo			Aceite atemperado	
	Localización	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)
92% Conv	Entrada	66,8	12,24	54,81	13,51
	Intermedia	66,86	12,23	53,53	13,67
	Salida	66,92	12,22	52,25	13,83
	Prom	66,86	12,23	53,53	13,67
85% Conv	Entrada	65,61	12,35	54,81	13,51
	Intermedia	65,8	12,33	54,095	13,6
	Salida	65,99	12,31	53,38	13,69
	Prom	65,8	12,33	54,095	13,6
Arranque	Entrada	57,25	13,22	59,74	12,94
	Intermedia	57,56	13,18	58,495	13,07
	Salida	57,87	13,15	57,25	13,22
	Prom	57,56	13,18	58,495	13,08



Tabla 3.23. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-8020/40.

Caso	HGO			Aceite atemperado	
	Localización	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)
Modo calentamiento	Entrada	55,44	16,12	54,81	16,21
	Intermedia	55,38	16,13	57,44	15,83
	Salida	55,31	16,14	60,06	15,48
	Prom	55,38	16,13	57,44	15,84
Fluidos	Lodo			Aceite atemperado	
Modo enfriamiento	Entrada	58,18	15,73	60,62	15,41
	Intermedia	58,59	15,68	55,63	16,09
	Salida	58,99	15,62	50,63	16,86
	Prom	58,59	15,68	55,63	16,12

Tabla 3.24. Velocidades de erosión determinadas de acuerdo a la recomendación API, para intercambiadores E-8201 A/B.

Caso	Lodo			Aceite atemperado	
	Localización	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)	pm (lb/ pie ³)	Ve (pie/s)
Modo calentamiento	Entrada	68,23	14,53	54,81	16,21
	Intermedia	68,17	14,53	56,12	16,02
	Salida	68,11	14,54	57,43	15,83
	Prom	68,17	14,53	56,12	16,02
Modo enfriamiento	Entrada	66,86	14,68	60,62	15,41
	Intermedia	67,17	14,64	59,91	15,5
	Salida	67,48	14,61	59,19	15,6
	Prom	67,17	14,64	59,91	15,503

Tabla 3.25. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 79.

Tipo de intercambiador	Caso	Vf lodo (pie/s)	Ve lodo (pie/s)	% Velocidad de erosión	Vf AT (pie/s)	Ve AT (pie/s)	% Velocidad de erosión
A, B y C	92% conv.	5,33	12,23	43,58	0,92	13,67	6,73
	85% conv.	5,41	12,33	43,88	3,84	13,6	28,24
	Arranque	6,19	13,18	46,97	4,37	13,08	33,41
D	92% conv.	1,22	12,23	9,98	0,31	13,67	2,27
	85% conv.	1,24	12,33	10,06	1,31	13,6	9,63
	Arranque	1,41	13,18	10,7	1,49	13,08	11,39

Tabla 3.26. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 80.

Tipo de intercambiador	Caso	Vf HGO/lodo (pie/s)	Ve lodo (pie/s)	% Velocidad de erosión	Vf AT (pie/s)	Ve AT (pie/s)	% Velocidad de erosión
A, B y C	Calentamiento	8,38	16,13	51,95	0,2	15,84	1,26
	Enfriamiento	1,62	15,68	10,33	8,32	16,12	51,61
D	Calentamiento	1,91	16,13	11,84	0,07	15,84	0,44
	Enfriamiento	1,9	15,68	12,12	0,54	16,12	3,35



Tabla 3.27. Velocidad de flujo del lodo y aceite atemperado (AT), y porcentajes de la velocidad de erosión, para los intercambiadores de calor de la unidad 82.

Tipo de intercambiador	Caso	Vf lodo (pie/s)	Ve lodo (pie/s)	% Velocidad de erosión	Vf AT (pie/s)	Ve AT (pie/s)	% Velocidad de erosión
A, B y C	Calentamiento	7,52	14,53	51,75	0,61	16,02	3,81
	Enfriamiento	8,4	14,64	57,38	8,11	15,5	52,32
D	Calentamiento	1,72	14,53	11,84	12,98	16,02	81,02
	Enfriamiento	1,92	14,64	13,11	2,76	15,5	17,81

3.5.5.2 Cálculo del factor de erosión empleando la recomendación de la norma TEMA

El factor de erosión viene dado por la ecuación 3.20.

$$E = \rho_m \times V_f^2 \quad (\text{Ec. 3.20})$$

donde:

E= factor de erosión

ρ_m = densidad másica (lb/h)

V_f = velocidad de flujo (pie/s)

Tomando las densidades de las corrientes, y las velocidades de flujo de las tablas A6 a A9 (Anexo A) se determinaron los factores de erosión, para cada intercambiador y en cada caso, como se muestra a continuación:

Para el intercambiador E-7921/41 (tipos A, B y C), caso 92% de conversión, corriente de lodo:

$$E = 66,8 \text{ lb/pie}^3 \times (5,33 \text{ pies/s})^2 = 1.899,42 \text{ pies}^2 \text{ lb/ s}^2 \text{ h}$$

Debido a que la densidad varía con la temperatura, se determinó el factor de erosión a las densidades tomadas a las temperaturas de referencia (a la entrada del intercambiador, en una zona intermedia y a la salida), y se promediaron los factores.

$$E_{\text{prom}} = \frac{1.899,42 + 1.863,91 + 1.869,31}{3} = 1.899,42 \text{ pie}^2 \text{ lb/ s}^2 \text{ h}$$

Se determinó el porcentaje del factor de erosión respecto al valor de 6.000; mientras más se acerque a este valor, mayor será la probabilidad de que ocurra erosión en los intercambiadores de calor. Los factores de erosión determinados, y el porcentaje del factor de erosión se encuentran registrados en las tablas 3.28 a 3.33.



Tabla 3.28. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 79.

Caso	Localización	Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
92% Conv	Entrada	66,8	5,33	1.898	31,63	54,81	0,92	46	0,77
	Intermedia	66,86	5,33	1.899	31,65	53,53	0,92	45	0,75
	Salida	66,92	5,33	1.901	31,68	52,25	0,92	44	0,73
	Prom	66,86	5,33	1.899	31,65	53,53	0,92	45	0,75
85% Conv	Entrada	65,61	5,41	1.920	32,00	54,81	3,84	808	13,47
	Intermedia	65,8	5,41	1.926	32,10	54,095	3,84	798	13,3
	Salida	65,99	5,41	1.931	32,18	53,38	3,84	787	13,12
	Prom	65,8	5,41	1.926	32,10	54,095	3,84	798	13,3
Arranque	Entrada	57,25	6,19	2.194	36,57	59,74	4,37	1.140	19
	Intermedia	57,56	6,19	2.205	36,75	58,495	4,37	1.117	18,62
	Salida	57,87	6,19	2.217	36,95	57,25	4,37	1.093	18,22
	Prom	57,56	6,19	2.205	36,75	58,495	4,37	1.117	18,62

Tabla 3.29. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 80.

Caso	Localización	HGO/Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
Modo calentamiento	Entrada	55,44	8,38	3.893	64,88	54,81	0,2	2	0,03
	Intermedia	55,38	8,38	3.889	64,82	57,44	0,2	2	0,03
	Salida	55,31	8,38	3.884	64,73	60,06	0,2	2	0,03
	Prom	55,38	8,38	3.889	64,82	57,44	0,2	2	0,03
Modo enfriamiento	Entrada	58,18	1,62	153	2,55	60,62	8,32	4.196	69,93
	Intermedia	58,59	1,62	154	2,57	55,63	8,32	3.851	64,18
	Salida	58,99	1,62	155	2,58	50,63	8,32	3.505	58,42
	Prom	58,59	1,62	154	2,57	55,63	8,32	3.851	64,18

Tabla 3.30. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo A, B y C, de la unidad 82.

Caso	Localización	Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
Modo calentamiento	Entrada	68,23	7,52	3.858	64,30	54,81	0,61	20	0,33
	Intermedia	68,17	7,52	3.855	64,25	56,12	0,61	21	0,35
	Salida	68,11	7,52	3.852	64,20	57,43	0,61	21	0,35
	Prom	68,17	7,52	3.855	64,25	56,12	0,61	21	0,35
Modo enfriamiento	Entrada	66,86	8,4	4.718	78,63	60,62	8,11	3.987	66,45
	Intermedia	67,17	8,4	4.740	79,00	59,91	8,11	3.940	65,67
	Salida	67,48	8,4	4.761	79,35	59,19	8,11	3.893	64,88
	Prom	67,17	8,4	4.740	79,00	59,91	8,11	3.940	65,67

Tabla 3.31. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 79.

Caso	Localización	Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
92% Conv	Entrada	66,8	1,22	99	1,65	55	0,31	5	0,08
	Intermedia	66,86	1,22	100	1,67	54	0,31	5	0,08
	Salida	66,92	1,22	100	1,67	52	0,31	5	0,08
	Prom	66,86	1,22	100	1,67	54	0,31	5	0,08
85% Conv	Entrada	65,61	1,24	101	1,68	55	1,31	94	1,57
	Intermedia	65,8	1,24	101	1,68	54	1,31	93	1,55
	Salida	65,99	1,24	101	1,68	53	1,31	91	1,52
	Prom	65,8	1,24	101	1,68	54	1,31	93	1,55
Arranque	Entrada	57,25	1,41	114	1,9	60	1,49	133	2,22
	Intermedia	57,56	1,41	114	1,9	58	1,49	129	2,15
	Salida	57,87	1,41	115	1,92	57	1,49	127	2,12
	Prom	57,56	1,41	114	1,9	58	1,49	129	2,15



Tabla 3.32. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 80.

Caso	Localización	HGO/Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
Modo calentamiento	Entrada	55,44	1,91	202	3,37	54,81	0,07	0	0
	Intermedia	55,38	1,91	202	3,37	57,44	0,07	0	0
	Salida	55,31	1,91	202	3,37	60,06	0,07	0	0
	Prom	55,38	1,91	202	3,37	57,44	0,07	0	0
Modo enfriamiento	Entrada	58,18	1,9	210	3,5	60,62	0,54	18	0,3
	Intermedia	58,59	1,9	212	3,53	55,63	0,54	16	0,27
	Salida	58,99	1,9	213	3,55	50,63	0,54	15	0,25
	Prom	58,59	1,9	212	3,53	55,63	0,54	16	0,27

Tabla 3.33. Densidades, velocidades de flujo, factores de erosión, y porcentajes del factor de erosión para los intercambiadores tipo D, de la unidad 82.

Caso	Localización	Lodo				AT			
		pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E	pm (lb/ pie ³)	Vf (pie/s)	E (pie ² .lb/h.s ²)	% E
Modo calentamiento	Entrada	68,23	1,72	202	3,37	54,81	12,98	9.234	153,9
	Intermedia	68,17	1,72	202	3,37	56,12	12,98	9.455	157,58
	Salida	68,11	1,72	201	3,35	57,43	12,98	9.676	161,27
	Prom	68,17	1,72	202	3,37	56,12	12,98	9.455	157,58
Modo enfriamiento	Entrada	66,86	1,92	246	4,1	60,62	2,76	462	7,7
	Intermedia	67,17	1,92	248	4,13	59,91	2,76	456	7,6
	Salida	67,48	1,92	249	4,15	59,19	2,76	451	7,52
	Prom	67,17	1,92	248	4,13	59,91	2,76	456	7,6

3.5.6 Cálculo de la velocidad crítica de flujo de suspensiones

Partiendo de la ecuación 2.7 se determinó la velocidad crítica de flujo de una suspensión, como se muestra a continuación:

$$U_c^2 = 34,6 C_v \times D \times U_t \sqrt{g(s-1)/d}$$

D= 0,67 pie

psólido= 42,61 lb/pie³

g= 32,2 pies/s²

Para el cálculo de la fracción volumétrica de sólidos (Cv) se aplicó la ecuación 3.21, tomándose del anexo D la densidad del sólido y los flujos de sólido y líquido, mientras que las densidades máscas fueron tomadas de la corriente total de los balances de materia existentes para las unidades 79, 80 y 82 (tabla 3.34).

$$C_v = \frac{V_{sólido}}{V_{total}} = \frac{m_{sólido}/psólido}{m_{total}/pt} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

donde:

V= volumen (pie³)

m= flujo másico (lb/h)

pm= densidad másica (lb/pie³)



$$Cv = \frac{(116.500,3 \text{ lb/h})/(42,61 \text{ lb/pie}^3)}{(330.690 \text{ lb/h})/(66,86 \text{ lb/pie}^3)} = 0,55$$

Tabla 3.34. Flujo másico total, de sólido y de líquido, y densidades de líquido y corriente total, para las unidades 79, 80 y 82.

Unidad	Caso	m total(lb/h)	m sólidos (lb/h)	ρm total (lb/pie ³)	m líquido (lb/h)	ρm líquido (lb/pie ³)
79	92% conversión	330.690	116.500	66,86	214.190	96,84
	85% conversión	330.690	60.408	65,8	270.282	74,91
80	Enfriamiento	451.720	157.957	58,59	293.763	73,39
82	Enfriamiento	523.840	46.633	67,17	477.207	71,18
	Calentamiento	476.218	50.955	68,17	425.263	73,45

El diámetro de partículas (d) asumido fue de 531 μm (0,002 pie) partiendo del rango de 212 μm a 850 μm (anexo D), el cual representa la totalidad de diámetros de partículas de coque añadidas en la unidad de preparación del aditivo, que serán distribuidas a todas las unidades aguas abajo del proceso (79, 80 y 82). “s” representa la relación entre las densidades del sólido y del líquido (tabla 3.34), calculada mediante la ecuación 3.22. Para el lodo de la unidad 79 a 92% de conversión, el factor s es igual a:

$$s = \frac{\rho \text{ líquido}}{\rho \text{ sólido}} = \frac{96,84}{42,61} = 2,27 \quad (\text{EC. 3.22})$$

U_t representa la velocidad terminal de la partícula, extraída de la figura D1 del anexo D, partiendo de los valores de s y d.

$$U_t = 0,001 \text{ pies/s}$$

Sustituyendo los valores de Cv, D, d, U_t , s y g en la ecuación 2.7 y despejando U_c , se obtiene la velocidad crítica de flujo para el lodo de la unidad 79 a 92% de conversión

$$U_c^2 = 34,6 \times 0,55 \times 0,67 \text{ pies} \times 0,001 \text{ pies/s} \sqrt{32,2 \text{ lb/pie}^3 (2,27 - 1)/0,002 \text{ pies}}$$

$$U_c = 1,35 \text{ pies/s}$$

Las velocidades críticas de flujo fueron determinadas para cada unidad y para cada caso, y se muestran en la tabla 4.11.

3.5.7. Elaboración de la escala de puntuación para el criterio de costos

La escala de puntuación para el criterio de costos de capital de los equipos fue realizada colocando la mayor puntuación al equipo de menor costo (5 puntos) y estableciendo las puntuaciones para los demás equipos según la ecuación 3.23,



en la cual se divide el costo total de los equipos más baratos entre el costo total de cada propuesta y se multiplica por la mayor puntuación (5 puntos), con la finalidad de incluir el efecto de la diferencia de costos en las calificaciones.

$$\text{Calificación} = \frac{C_{\text{menor}}}{C_{\text{equipo}}} \times 5 \quad (\text{Ec. 3.23})$$

donde:

C_{menor} = menor costo total de los equipos (\$)

C_{equipo} = costo total de los equipos para cada propuesta (\$)

Determinando la calificación para los equipos de la propuesta de intercambiadores tipo A (actuales del proyecto):

$$\text{Calificación} = \frac{3.050.514\$}{4.840.709\$} \times 5 = 3,15$$

De manera análoga se determinó la calificación referente a costos para cada propuesta, las mismas se registran en la tabla 3.12 (citada anteriormente).

3.5.8. Elaboración de matriz final para selección y evaluación de equipos de intercambio de calor

Para la elaboración de la matriz final de selección y evaluación de los intercambiadores de calor se tomaron los pesos por cada atributo, de la tabla 3.5 y se multiplicaron, por cada una de las calificaciones dadas para los equipos, registradas en la tabla 3.12, como se muestra a continuación:

Para el intercambiador tipo A, criterio de sobredimensionamiento (S):

$$4 \times 0,28 = 1,12$$

De igual manera se determinó la puntuación para cada intercambiador en relación a cada atributo y posteriormente se sumaron los puntajes de todos los atributos, obteniéndose el puntaje total.

Puntaje total para el intercambiador tipo A:

$$1,12 + 0,66 + 0,88 + 0,68 + 0,25 + 0,06 = 3,65$$

Los puntajes por atributo y los puntajes totales obtenidos se encuentran registrados en la tabla 4.15.

CAPÍTULO 4-ANÁLISIS DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Reproducción, a las condiciones de diseño, del funcionamiento de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82

La reproducción del funcionamiento de los intercambiadores de calor en el programa de evaluación, diseño y simulación de HTRI, fue realizada en la modalidad de evaluación (rating) con la finalidad de revisar el diseño actual de los intercambiadores propuestos para el proyecto. En la tabla 4.1 se muestran las características de los intercambiadores extraídas de las hojas de datos y las arrojadas por el programa, para los intercambiadores de la unidad 79, en cuanto a coeficientes globales de transferencia de calor (U_{act} , U_{req}), calor total transferido (Q), velocidad de flujo (V_T : velocidad por los tubos, V_C : velocidad por la coraza), caídas de presión (ΔP), área de transferencia y sobrediseño, con el porcentaje de desviación respectivo.

Tabla 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.

Fuente	HTRI		Hoja de datos		HTRI		Hoja de datos	
Propiedad	85% Conv	85% Conv	%Desv.	92% Conv	92% Conv	% Desv.		
Velocidad tubos (pie/s)	5,41	5,42	-0,18	5,33	5,33	0		
Velocidad carcasa (pie/s)	3,84	3,64	5,49	0,92	0,88	4,55		
P entrada tubos (psia)	70,65	70,65	0	65,69	65,69	0		
ΔP tubos permitido (psi)	20	20	0	20	20	0		
ΔP tubos (psi)	8,78	12,6	-30,32	10,13	13,9	-27,12		
P entrada carcasa (psia)	87,91	87,91	0	87,93	87,93	0		
ΔP carcasa permitido (psi)	30	30	0	30	30	0		
ΔP carcasa (psi)	19,438	17,3	12,36	1,337	1,2	11,42		
Q transferido (MMBTU/h)	3,05	3,09	-1,29	1,37	1,34	2,24		
U actual (BTU/pie ² .h.F)	27,21	26,95	0,96	19,96	19,58	1,94		
U requerido (BTU/pie ² .h.F)	24,14	24,53	-1,59	18,3	17,79	2,87		
Área (pie ²)	1784,54	1782	0,14	1784,54	1782	0,14		
Sobrediseño (%)	12,7	9,87	28,67	9,12	10,06	-9,34		

Tabla 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo. (Continuación).

Fuente	HTRI		Hoja de datos	
Propiedad	Arranque	Arranque	%Desv.	
Velocidad tubos (pie/s)	6,19	6,2	-0,16	
Velocidad carcasa (pie/s)	4,37	4,14	5,56	
P entrada tubos (psia)	105,35	105,35	0	
ΔP tubos permitido (psi)	20	20	0	
ΔP tubos (psi)	12,243	16,5	-25,8	
P entrada carcasa (psia)	88,83	88,83	0	
ΔP carcasa permitido (psi)	30	30	0	
ΔP carcasa (psi)	29,186	26,3	10,97	
Q transferido (MMBTU/h)	5,84	5,87	-0,51	
U actual (BTU/pie ² .h.F)	24,01	23,71	1,27	
U requerido (BTU/pie ² .h.F)	20,99	21,05	-0,29	
Área (pie ²)	1784,54	1782	0,14	
Sobrediseño (%)	14,39	12,64	13,84	



Los resultados pueden ser observados gráficamente en las figuras 4.1 a 4.3 para los casos de 92, 85% de conversión y arranque en la unidad 79.

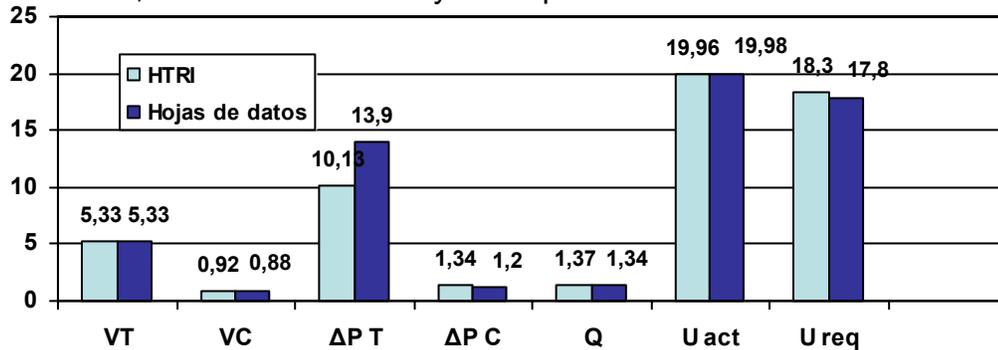


Figura 4.1. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el caso de 92% de conversión.

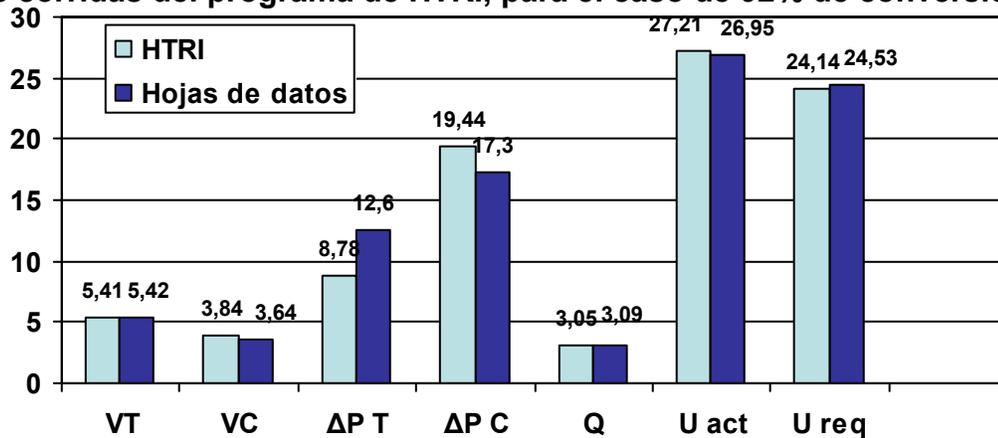


Figura 4.2. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el caso de 85% de conversión.

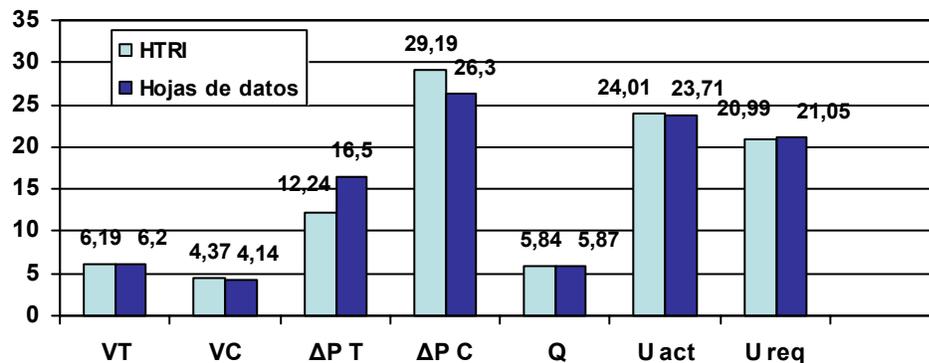


Figura 4.3. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 79 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el arranque.



En cuanto a los coeficientes globales de transferencia de calor y el calor transferido determinado, las desviaciones son menores al 3%, el área efectiva de transferencia de calor tiene una desviación de 0,14 %, la velocidad de los tubos con desviaciones de menos de 0,2 % y las correspondientes a la velocidad de flujo por el lado carcasa son menores al 6%. Todas éstas se encuentran en un rango aceptable para la reproducción del funcionamiento del equipo. Por la parte hidráulica, la caída de presión por el lado de los tubos determinada en la reproducción del funcionamiento es menor en aproximadamente un 30 % para todos los casos y para el lado de la carcasa la caída de presión es mayor que la registrada en hojas de datos, en un 11% aproximadamente.

La tabla 4.2 y 4.3 muestran las velocidades de flujo, caídas de presión, calor transferido, coeficientes globales de transferencia de calor, área efectiva y sobrediseño para los intercambiadores de las unidades 80, y 82 en la reproducción realizada en HTRI y para los datos extraídos de las hojas de datos de los equipos. Estos valores pueden ser observados gráficamente en las figuras 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7.

Tabla 4.2. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.

Fuente	HTRI			Hoja de datos		
Propiedad	Modo HGO	Modo HGO	%Desv.	Modo lodo	Modo lodo	%Desv.
Velocidad tubos (pie/s)	8,38	8,38	0	8,32	8,33	-0,12
Velocidad carcasa (pie/s)	0,2	0,19	5,26	1,62	1,54	5,19
P entrada tubos (psia)	56	56	0	62,3	62,3	0
ΔP tubos permitido (psi)	25	25	0	25	25	0
ΔP tubos (psi)	15,499	23	-32,61	15,468	23,4	-33,9
P entrada carcasa (psia)	63,03	63,03	0	50,21	50,21	0
ΔP carcasa permitido (psi)	15	15	0	15	15	0
ΔP carcasa (psi)	0,175	0,16	9,37	3,983	3,4	17,15
Q transferido (MMBTU/h)	0,6	0,6	0	8,85	8,81	0,45
U actual (BTU/pie ² .h.F)	10,21	9,61	6,24	28,68	28,38	1,06
U requerido (BTU/pie ² .h.F)	6,5	6,7	-2,99	25,54	25,41	0,51
Área (pie ²)	1784,54	1782	0,14	1784,54	1782	0,14
Sobrediseño (%)	57,09	57,08	0,02	12,3	11,69	5,22

Tabla 4.3. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, con el porcentaje de desviación respectivo.

Fuente	HTRI			Hoja de datos		
Propiedad	Enfriamiento	Enfriamiento	%Desv.	Calentamiento	Calentamiento	%Desv.
Velocidad tubos (pie/s)	8,4	8,41	-0,12	7,52	7,53	-0,13
Velocidad carcasa (pie/s)	8,11	7,7	5,32	0,61	0,57	7,02
P entrada tubos (psia)	207,8	207,8	0	163,7	163,7	0
ΔP tubos permitido (psi)	50	50	0	50	77,02	-35,08
ΔP tubos (psi)	35,013	45,2	-22,54	38,068	46,2	-17,6
P entrada carcasa (psia)	164,99	164,99	0	77,02	77,02	0
ΔP carcasa permitido (psi)	99	99	0	15	15	0
ΔP carcasa (psi)	100,555	98,9	1,67	0,796	0,73	9,04
Q transferido (MMBTU/h)	6,14	6,14	0	0,91	0,9	1,11
U actual (BTU/pie ² .h.F)	25,8	24,98	3,28	13,5	12,87	4,9
U requerido (BTU/pie ² .h.F)	24,3	24,3	0	11,58	11,59	-0,09
Área (pie ²)	1946,77	1945	0,09	1946,77	1945	0,09
Sobrediseño (%)	6,17	2,8	120,36	16,56	11,04	50

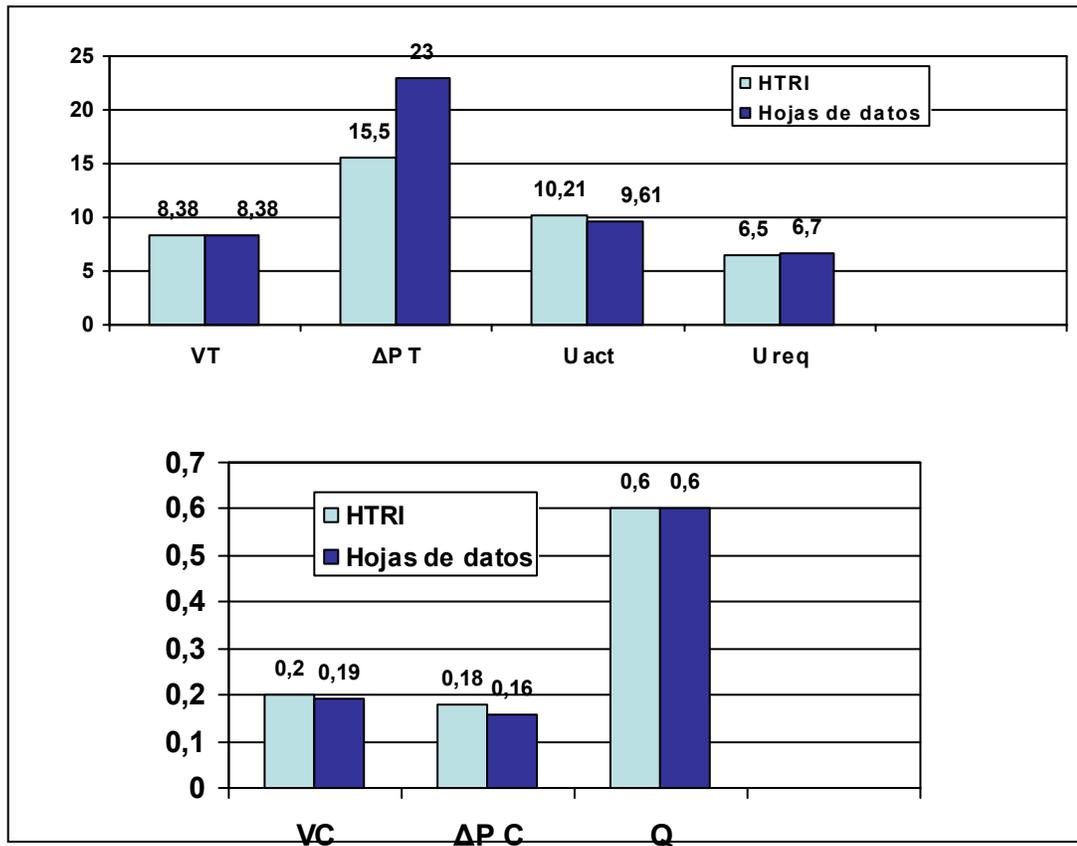


Figura 4.4. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el calentamiento de HGO.

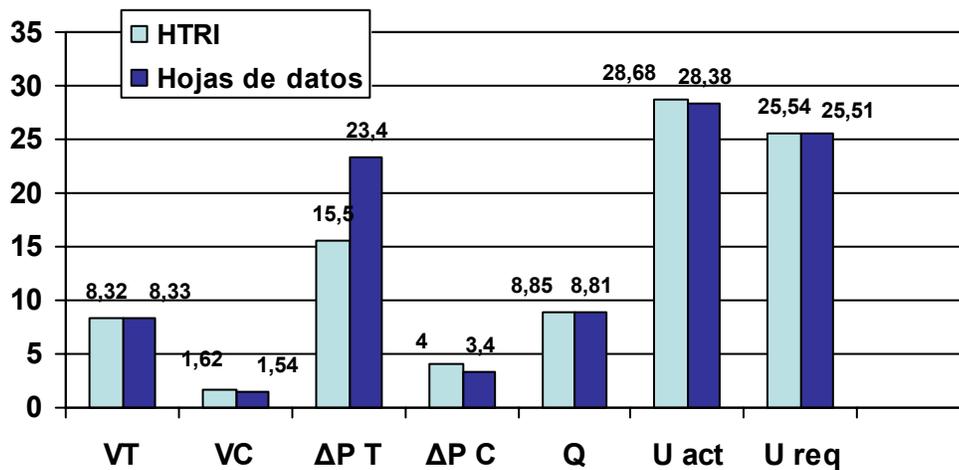




Figura 4.5. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 80 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el enfriamiento del lodo.

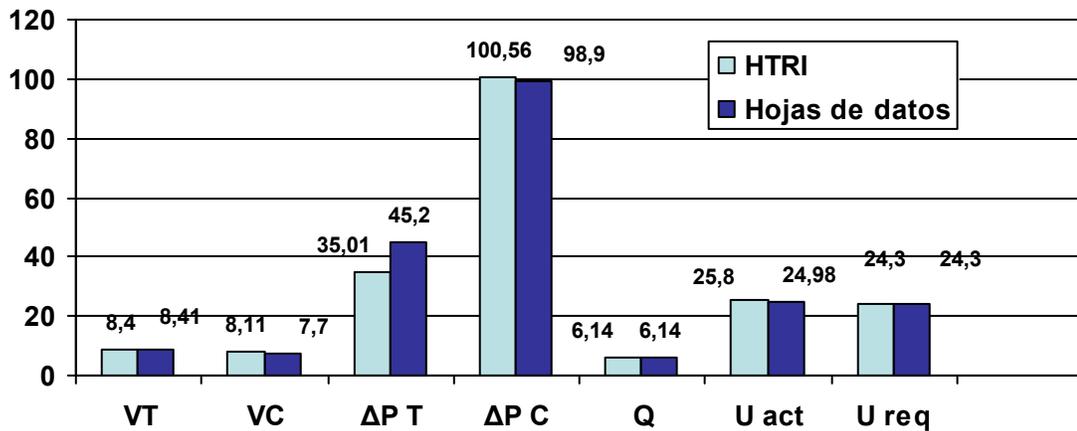


Figura 4.6. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el enfriamiento del lodo.

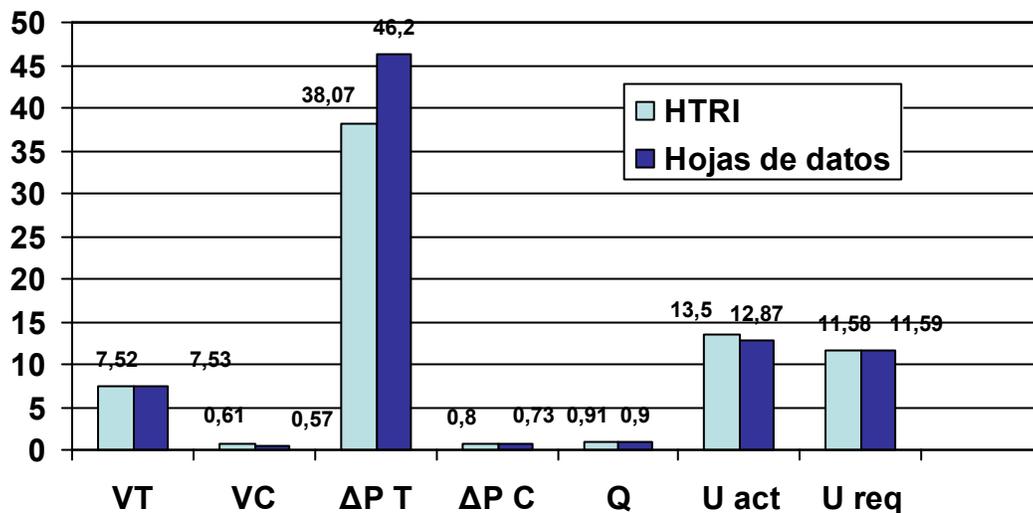


Figura 4.7. Comparación de las características de los intercambiadores de la unidad 82 extraídas de las hojas de datos de los equipos, y los obtenidos en las corridas del programa de HTRI, para el calentamiento del lodo.

Para la unidad 80, en cuanto a los coeficientes globales de transferencia de calor y el calor transferido determinado, las desviaciones fueron menores al 3%, exceptuando el caso de calentamiento de HGO, en cuyo caso el coeficiente global



de transferencia de calor en la reproducción del funcionamiento del equipo, es un 6% mayor al extraído de las hojas de datos de los equipos. El área efectiva de transferencia de calor tiene una desviación de 0,14 %, la velocidad de los tubos tiene desviaciones de menos de 0,2 % y las correspondientes a la velocidad de flujo por el lado carcasa son menores al 6%. Todas estas se encuentran en un rango aceptable para la reproducción del funcionamiento del equipo en HTRI.

La caída de presión por el lado de los tubos determinada es menor en aproximadamente un 30 % para todos los casos, con respecto a las hojas de datos. Para el lado de la carcasa la caída de presión es mayor que la registrada en hojas de datos, en un 20% aproximadamente.

En la unidad 82, para los coeficientes globales de transferencia de calor las desviaciones son menores al 5%, el calor transferido determinado tiene una desviación del 0 % para el modo enfriamiento y de 1,11% para el modo calentamiento. El área efectiva de transferencia de calor tiene una desviación de 0,09 %, la velocidad de los tubos tiene desviaciones de menos de 0,2 % y las correspondientes a la velocidad de flujo por el lado carcasa son de máximo 7%. Todas estas se encuentran en un rango aceptable para la reproducción del equipo.

La caída de presión por el lado de los tubos determinada en el programa de HTRI es menor en aproximadamente un 20 % para todos los casos y para el lado de la carcasa la caída de presión es mayor que la registrada en hojas de datos, en un máximo de 9% aproximadamente.

De manera general en la reproducción de los intercambiadores de calor, en cuanto a la eficiencia térmica, las velocidades de flujo y el área se obtuvieron valores aceptables. Para el caso de la hidráulica se obtuvieron valores que difirieron de los extraídos de las hojas de datos con desviaciones de hasta 33,9%, teniéndose en todos los casos para el lado de los tubos caídas de presión, en la reproducción, menores que los estipulados en las hojas de datos, y para el lado de la carcasa, valores de caída de presión mayores, pero aún en rangos aceptables.

Las diferencias encontradas entre las características del intercambiador actual y la reproducción del modelo realizado en HTRI son debidas a los datos empleados para su reproducción, los cuales fueron la densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, tomados como referencia a la entrada y a la salida del intercambiador de calor (a las temperaturas de entrada y salida), extraídos de las hojas de datos, e interpolando linealmente un tercer valor para condiciones intermedias. Al introducir los datos en solo tres puntos de referencia el programa asumirá que estas propiedades del fluido tienen una relación lineal con la temperatura. Por el contrario si se introdujera una matriz de propiedades que incluya un mayor número de puntos, el programa desarrollara las curvas de propiedades más ajustadas a los valores reales.

Esta limitación se ve reflejada con mayor impacto sobre la determinación de las caídas de presión en los tubos, y su relación con la viscosidad y la densidad



del fluido. Al asumirse la linealidad de estas propiedades se genera una influencia en las caídas de presión. Por lo tanto se recomienda suministrar un mayor número de puntos para las propiedades del fluido, y así obtener resultados más precisos.

Otro aspecto resaltante es el hecho de que en la reproducción, por emplearse un modelo de carcasa tubo AEL, en serie, no se determina con exactitud las caídas de presión que se tendrán realmente en el intercambiador de calor. En el diseño del equipo, la presencia de un codo para el paso del fluido entre rama y rama de los intercambiadores de calor, genera un aumento en las caídas de presión, lo que puede ser la causa que exista mayor caída de presión en los equipos, que lo predicho por el simulador.

4.2 Análisis del requerimiento energético de la red intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82

La figura 4.8 muestra el sistema de aceite atemperado. Los equipos corresponden a 2 intercambiadores de la unidad 79 (E-9021/41), 2 de la unidad 80 (E-8020/40) y 2 de la unidad 82 (E-8201 A/B).

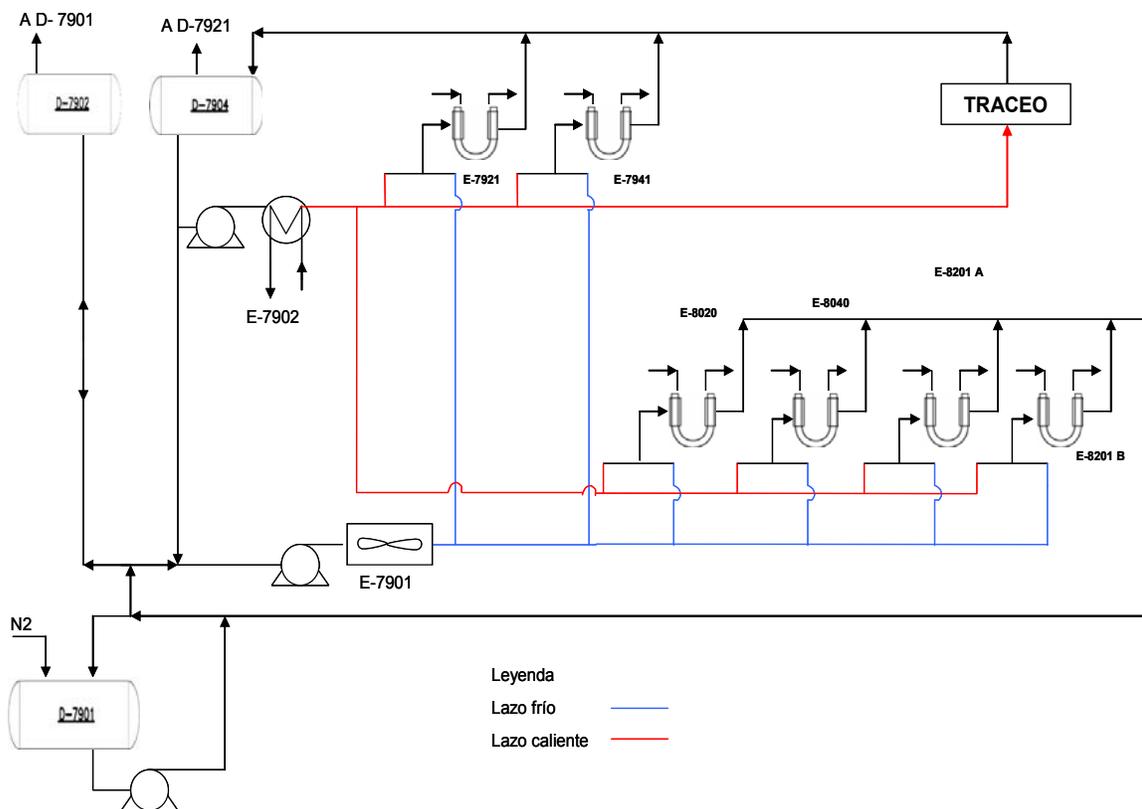


Figura 4.8. Esquema de aceite de calentamiento/enfriamiento para los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.



El complejo HDHPLUS puede trabajar a distintas condiciones, por lo tanto los intercambiadores deben desempeñar diferentes funciones, es decir, que el sistema debe tener flexibilidad operacional. De acuerdo a esto es de suma importancia que exista la posibilidad de cambiar las temperaturas de suministro de aceite eficazmente, por lo que el esquema existente para el circuito de aceite atemperado, que consta de un lazo de circulación frío y otro caliente, con posibilidad de mezcla de los flujos a distintas temperaturas es adecuado.

En el estudio del sistema de aceite atemperado se tomaron en consideración escenarios relevantes y en los que se incluían las condiciones de diseño de los intercambiadores de calor, como lo es: caso de 92% de conversión, desalojo de emergencia y operación a 85% de conversión.

Para cada escenario se determinó el calor total que se requiere extraer o suministrar al sistema, los cuales se encuentran plasmados en la tabla 4.4. En el caso de 92% de conversión se requiere adición de calor en el precalentador de 0,32 MMBTU/h y para los casos de 85% de conversión y de arranque se requiere extraer calor a una velocidad de 3,18 y 19,2 MMBTU/h respectivamente. Para el caso de 92% de conversión, el cual es el caso de diseño del esquema de aceite atemperado, existen registrados en los diagramas de flujo del proceso las cargas térmicas de operación, teniéndose una desviación del 0% para el requerimiento del precalentador. La tabla 4.5 muestra las cargas térmicas de operación y diseño del enfriador por aire y el precalentador y la tabla 4.6 muestra las desviaciones de los requerimientos con respecto a la carga térmica de diseño y de operación según sea el caso. En todos los casos, los equipos seleccionados para extraer o añadir calor al sistema cumplen con el requerimiento. El enfriador por aire tiene una holgura en la operación con respecto a la condición de diseño, en el caso de emergencia de 37,1 %, y en el caso de que se esté trabajando a 85% de conversión hasta de un 89,6 %; en el caso de 92% de conversión, no se requiere labor en el enfriador por aire. El precalentador, en funcionamiento en el caso de 92% de conversión, tiene una holgura en la operación de 96,83% de su capacidad (tabla 4.6). Por lo tanto los equipos correspondientes para suministrar o retirar energía el sistema están sobredimensionados para las operaciones normales y casos de emergencia.

Tabla 4.4. Calor que se requiere extraer o añadir al sistema en los diferentes escenarios seleccionados.

Caso	Observación	q (BTU/h)	q (MMBTU/h)
92% conversión	Operación normal PFD	317.647,62	0,32
85% conversión	Operación normal PFD	-3.180.720,90	-3,18
Emergencia	Calculado	-19.153.832,70	-19,2

Calor, q (-): extracción de calor.

Calor, q (+): suministro de calor.

**Tabla 4.5. Cargas térmicas de operación y diseño del enfriador por aire y el precalentador del sistema de aceite atemperado.**

Equipo	q diseño (MMBTU/h)	q operación (MMBTU/h)
Enfriador por aire	30,46	3,16
Precalentador	10,55	0,32

Tabla 4.6. Desviación del calor extraído/suministrado al sistema de aceite atemperado con respecto a las cargas térmicas de diseño y/u operación.

Escenario	% Desviación			
	q A.C diseño	q P.H operación	q A.C operación	q P.H diseño
92% conversión	N/A	0	N/A	-96,8
85% conversión	-89,6	N/A	0,6	N/A
Emergencia	-37,1	N/A	N/A	N/A

A.C: enfriador por aire (Air cooler).

P.H: precalentador (Preheater).

N/A: no aplica para este caso.

Calor, q (-): extracción de calor.

Calor, q (+): suministro de calor.

En el caso de 92% de conversión no se requiere la mezcla de aceite del lazo frío y caliente cuando se ha alcanzado el estado estacionario.

Cabe destacar que estos análisis fueron realizados empleando balances de masa y energía en estado estacionario. Además no se consideraron las cargas térmicas que deben soportar estos equipos al momento del arranque para lograr las temperaturas requeridas, por lo que es adecuado que sean de mucha mayor capacidad de transferencia de calor que la requerida para las operaciones del sistema luego de que se ha alcanzado el estado estacionario.

La temperatura establecida de 248 °F para el lazo frío, no puede ser disminuida en la operación, debido a que esta temperatura ha sido establecida como la temperatura mínima para evitar que el lodo se solidifique en las paredes de los intercambiadores debido a que puede alcanzar su punto de ablandamiento, y con esto comprometer seriamente la transferencia de calor, ya que se convertiría en una resistencia de ensuciamiento adicional, o puede ocasionar taponamiento de los intercambiadores.

La temperatura de 464 °F como temperatura de diseño del lazo caliente, por el contrario si puede ser aumentada, dependiendo de los requerimientos de la operación. En los casos de 85% de conversión y en el caso de emergencia se emplea aceite a 559 °F. La temperatura de ignición del aceite atemperado es de 750°F, por lo tanto no se debe exceder la temperatura a más de 700°F, evitando también la degradación del aceite por exceso de temperatura.

En el caso de operación normal a 85% de conversión, no se utiliza aceite a 464°F como está estipulado en los casos de diseño de los intercambiadores de calor, pero se utilizan flujos equivalentes para una temperatura de 516 °F,



manteniendo el mismo calor a ser transferido con las corrientes de lodo, y así se evita alterar las corrientes de proceso.

Los casos de 85% de conversión y de emergencia, emplean la mezcla de aceite de lazo frío y caliente para lograr la temperatura requerida de entrada a los intercambiadores de calor. En el caso de 92% de conversión no se requiere esta mezcla. Los flujos y las temperaturas de las corrientes del sistema están registrados en las tablas 3.13, 3.14 para casos de 92 y 85% de conversión y en la 3.16 los correspondientes al balance de masa calculado para el caso de emergencia de ambos trenes de la unidad 76, siguiendo la nomenclatura establecida en la figura 3.21.

Es importante resaltar que la línea “K” representada en la figura 3.21 tiene las facilidades para transportar el fluido bien sea del lazo frío al caliente o viceversa según sea el caso, hecho que no se encuentra explícito en el diagrama de flujo para el sistema de aceite atemperado existente en el proyecto; según la dirección de las flechas en el diagrama de flujo de proceso, el flujo siempre estará dirigido desde el lazo caliente al lazo frío, y en ese caso no se cuenta con la reposición del aceite del lazo frío al caliente, por una vía diferente a la entrada directa hacia los puntos de mezcla de los intercambiadores E-7921/41.

4.3 Elaboración de una propuesta para la sustitución de los intercambiadores planteados por el proyecto, por otros de diferente diseño

En la elaboración de las propuestas de intercambiadores de calor que podrían funcionar para el fluido de procesos se empleó la investigación y la herramienta de selección de tipo de intercambiador de HTRI, la cual recomendaba trabajar con intercambiadores de calor de tipo espiral de placas o intercambiadores de carcasa- tubo. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos (tradicionales) fueron descartados en primera instancia por entrevistas realizadas a los diseñadores de procesos, los cuales de acuerdo a su experiencia, no consideraron este diseño debido a que por la disgregación del flujo y su geometría tenían una alta probabilidad de taponarse constantemente, generando problemas operacionales constantes. Se requería de un diseño de intercambiador diferente al intercambiador de tubo y coraza, comúnmente empleado en las operaciones de refinación, debido a las condiciones especiales del proceso.

Se seleccionaron por lo tanto, intercambiadores de calor de doble tubo, e intercambiadores tipo espiral de placas, como propuestas para trabajar en este servicio.

El diseño de los intercambiadores de doble tubo consistió en proponer un equipo doble tubo de horquilla que incluye la zona de los codos como área de transferencia. En estos diseños se observó que para lograr la eficiencia, las modificaciones posibles al intercambiador se encontraban en un rango muy pequeño, ya que sólo se logró disminuir la altura de 36,09 a 34 pies y a 32 pies, longitudes que se encuentran muy por encima de la recomendación para este tipo



de intercambiador, la cual es de 20 pies. En el caso de mantener la altura del intercambiador en 36,09 pies, se logró la disminución del número de carcassas en 2 y en 4. Por lo tanto con estas propuestas, se mantiene la eficiencia del intercambiador, pero no se disminuye en gran medida su tamaño, siendo aún intercambiadores poco convencionales, que requieren de instalaciones especiales para su montaje y edificaciones.

Para el diseño de los intercambiadores de tipo espiral, se seleccionaron dimensiones enmarcadas dentro de los rangos recomendados por Tranter y la recopilación de normas de diseño de Exxon Mobil, y se comprobó el diseño siguiendo el esquema definido en la figura 3.20. Las tablas B1 y B2 (anexo B) muestran las propiedades de los intercambiadores tipo B y C. Y la tabla B3, las de los tipo espiral (D), diseñados en HTRI.

Las características de los intercambiadores tipo espiral diseñados son:

- Ancho del canal aceite: 1 pulg.
- Ancho del canal lodo/HGO: 2,76 pulg.
- Ancho de plato: 59,06 pulg.
- Diámetro de centro: 8 pulg.
- Espesor de pared: 0,315 pulg.
- Materiales: Acero inoxidable 321.

Las características de los intercambiadores tipo doble tubo diseñados se muestran en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Características geométricas de los intercambiadores doble tubo de horquilla diseñados.

Característica	Tipo B		Tipo C	
	U-80/79	U-82	U-80/79	U-82
Diámetro tubos (pulg)	8	8	8	8
Diámetro carcasa (pulg)	10	10	10	10
Longitud efectiva (pies)	36,09	36,09	32	34
Espesor de pared (pulg)	0,874	0,874	0,874	0,874
Número de carcassas	20	22	22	24
Área efectiva (pies ²)	1.773,79	1.951,17	1.747,99	2.015,28

Los coeficientes globales de transferencia de calor requeridos en los intercambiadores doble tubo son similares entre sí y mayores a los obtenidos para los intercambiadores de tipo espiral. La carga térmica de los intercambiadores doble tubo es la misma. Las caídas de presión por los tubos son mayores en los intercambiadores tipo B, y las de los doble tubo mayores que las desarrolladas en los equipos tipo D. Los intercambiadores tipo A son los que tienen mayores caídas de presión registradas para el lado de los tubos.



4.4 Comparación de los intercambiadores de calor presentados por el proyecto y los alternativos en cuanto a eficiencia y costos

En la comparación realizada se tomaron en cuenta los factores de sobredimensionamiento, eficiencia mecánica, eficiencia técnica, mantenimiento, costos, y espacio ocupado por el equipo. Las figuras 4.9 a 4.11 muestran la representación gráfica del sobrediseño en los intercambiadores de calor para cada unidad.

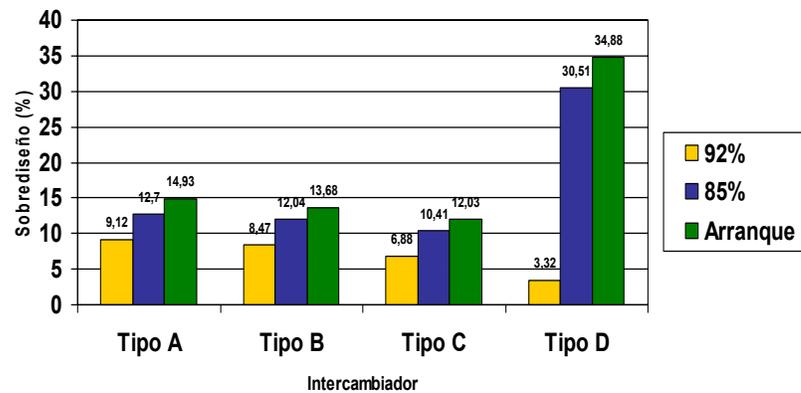


Figura 4.9. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 79.

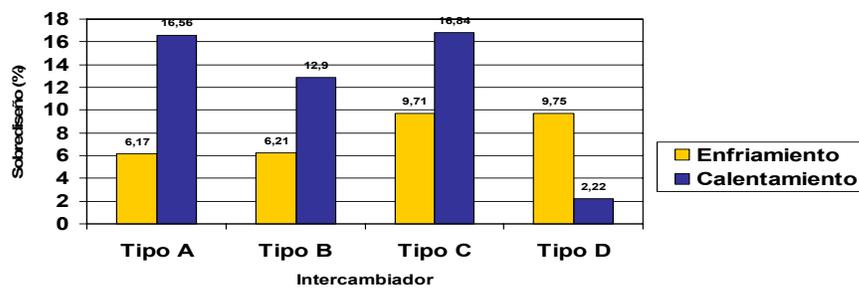


Figura 4.10. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 82.

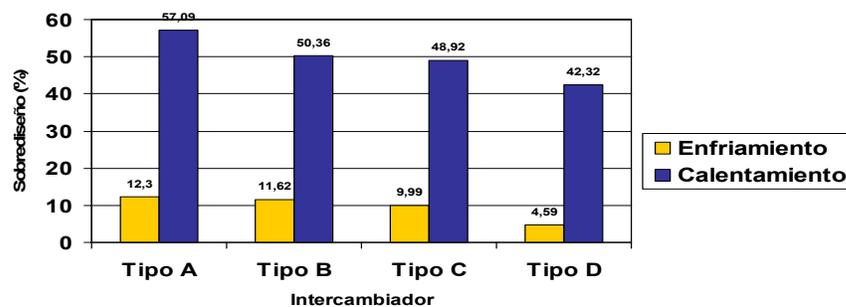


Figura 4.11. Sobrediseño de los intercambiadores de calor propuestos con respecto a los actuales para la unidad 80.



El sobrediseño debe estar en el rango recomendado de 0 a 20% debido a que en este rango se garantiza la eficiencia del equipo, al existir sobrediseños mayores al 20% las temperaturas de salida de las corrientes pueden ser diferentes a las requeridas.

Para los intercambiadores tipo A, B y C en todos los casos, exceptuando el caso de calentamiento del HGO en recirculación, el sobrediseño se encuentra entre 0 y 20%, encontrándose en el rango recomendado. Para los intercambiadores tipo D (espiral de placas) se observa que el sobrediseño para los correspondientes a la unidad 79, en el caso de 92% de conversión es de 3,32, para el caso de 85% de conversión es de 30,51% y en el arranque, de 34,88%.

Para la unidad 79, a pesar de que se está manejando el mismo flujo de lodo, se desean lograr ΔT de 8, 17 y 28 °F, el equipo muestra un sobrediseño razonable para el caso de 92 % de conversión pero para los casos de 85% conversión y arranque, se muestra sobrediseñado en un 30,53 y 34,88%. Para el caso de 92% de conversión el ΔT que se desea por el lado del lodo es de 8 °F, el cual es mucho menor que los ΔT para 85% de conversión y arranque. Por lo tanto, al variar bruscamente las condiciones del proceso el equipo cambia su eficiencia, por lo que su flexibilidad operacional se muestra comprometida. Para corroborar el cambio en las temperaturas de salida del lodo ante este margen de sobrediseño que sobrepasa los límites establecidos, se trabajó en el programa de HTRI en la modalidad de simulación, colocando las temperaturas de entrada tanto del aceite como del lodo, obteniéndose las temperaturas de salida mostradas en la tabla 4.8.

A pesar de que se tiene un sobrediseño de 30,53%, en el caso de 85% de conversión, la temperatura de salida del lodo aumenta en 1,36 ° F, lo cual es aun un valor aceptable. Pero en el caso de arranque, con sobrediseño de 34,88%, la temperatura de salida del lodo disminuye en 7 grados y la del aceite atemperado aumenta en 19,67 grados, por lo que la eficiencia del equipo disminuye para este servicio. En los intercambiadores de la unidad 82, se observan sobrediseños de 9,75 y 2,22% para los casos de calentamiento y enfriamiento respectivamente, los cuales se encuentran en el rango establecido.

Tabla 4.8. Temperaturas de salida requeridas para el lodo en la unidad 79 y temperaturas obtenidas en intercambiador de espiral, cuando el sobrediseño es mayor al 20%.

Caso	Lodo		AT	
	T requerida	T obtenida	T requerida	T obtenida
85% de conv con sobrediseño de 30,53%	554	552,64	516	519,45
Arranque con sobrediseño de 34,88%	471	464,31	373	392,67

En la unidad 80 el efecto del sobrediseño produce el siguiente escenario: en el caso del calentamiento de HGO para todos los tipos de intercambiadores el



sobrediseño es de más del 30% en todos los casos, esto debido a que el flujo de aceite atemperado que se envía al intercambiador en estas condiciones es mucho más pequeño que el enviado cuando se está en estado de emergencia, y el intercambiador está diseñado para trabajar eficientemente en el estado de emergencia. Al existir muy poco flujo de aceite atemperado (6.072 lb/h) para un área tan extensa de intercambio de calor y con un flujo de HGO de 431.060 lb/h el aceite se enfría de 464 °F hasta 270°F (192°F de diferencia) generando una aproximación al cruce de temperaturas, en donde, en este caso, las temperaturas de salida del fluido caliente y frío son similares.

En el estudio de la erosión en los intercambiadores de calor se emplearon las ecuaciones 2.8 y 3.18. La primera referida a recomendaciones de las normas API y la segunda a recomendaciones de las normas TEMA.

La ecuación 2.8 incluye el aporte de la densidad de la mezcla en la velocidad de erosión y la ecuación 3.18, incluye las velocidades de flujo además de la densidad de la mezcla. En ambos casos no se incluyen los factores correspondientes porcentaje de sólidos presentes y el tamaño de partícula, los cuales influyen sobre la erosión del material.

Los resultados obtenidos para las velocidades de erosión calculadas por la norma API se muestran en las tablas 3.22 a 3.24, y las determinadas por la norma TEMA en las tablas 3.28 a 3.33. Las figuras 4.12 a 4.20 muestran la representación gráfica de las velocidades de erosión y los factores de erosión obtenidos.

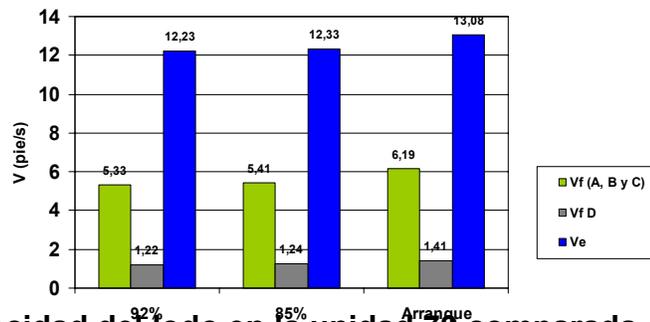


Figura 4.12. Velocidad del fodo en la unidad 79 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

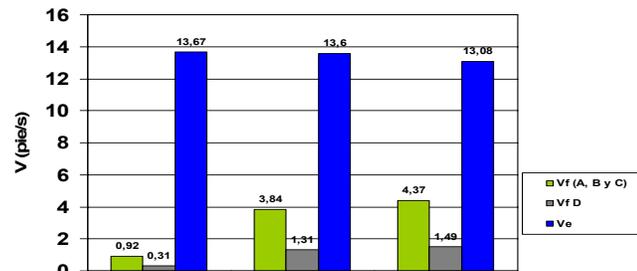


Figura 4.13. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 79 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

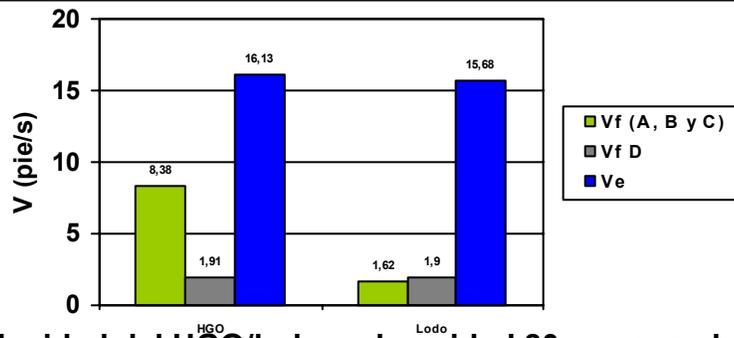


Figura 4.14. Velocidad del HGO/lodo en la unidad 80 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

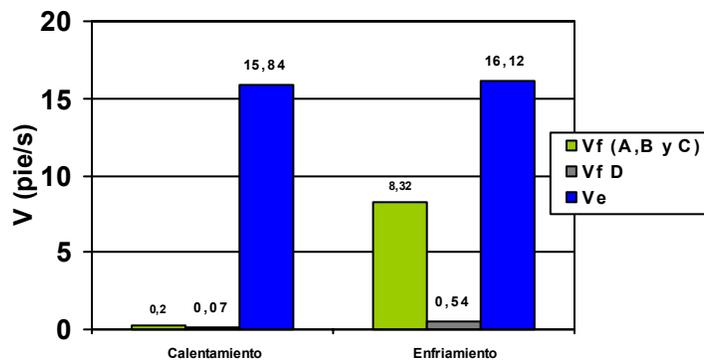


Figura 4.15. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 80 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

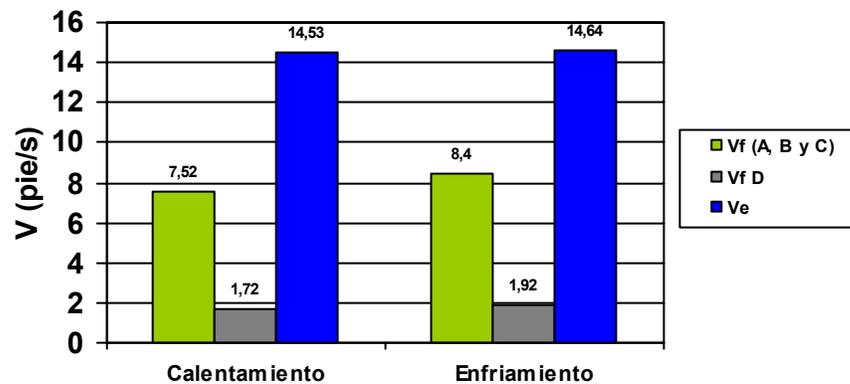


Figura 4.16. Velocidad del lodo en la unidad 82 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

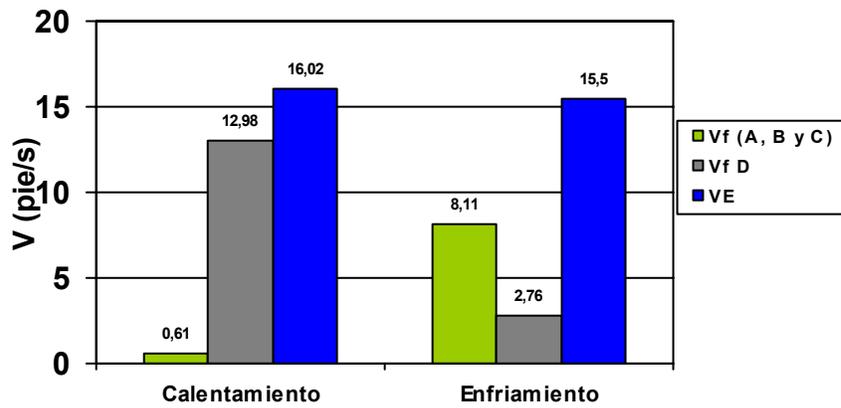


Figura 4.17. Velocidad del aceite atemperado en la unidad 82 comparada con la velocidad de erosión determinada por la recomendación de la norma API, en los distintos intercambiadores y para los diferentes escenarios.

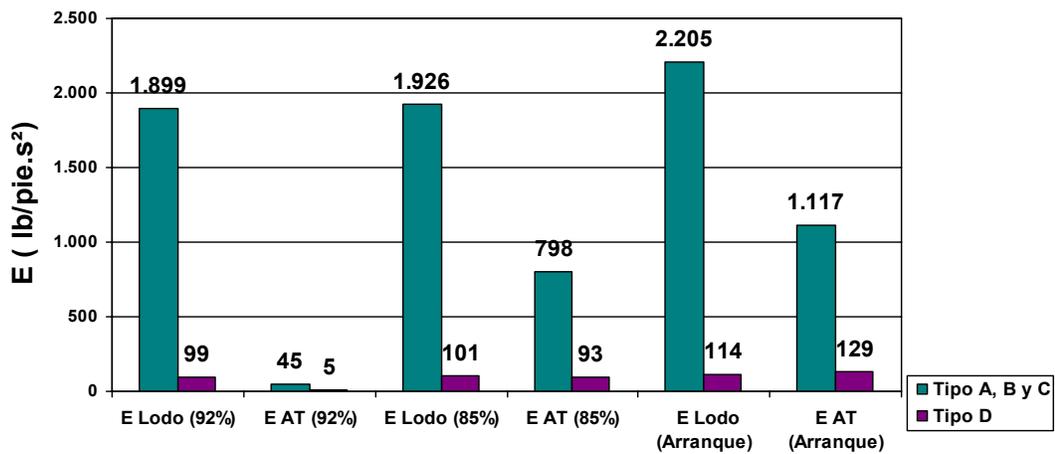


Figura 4.18. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 79.

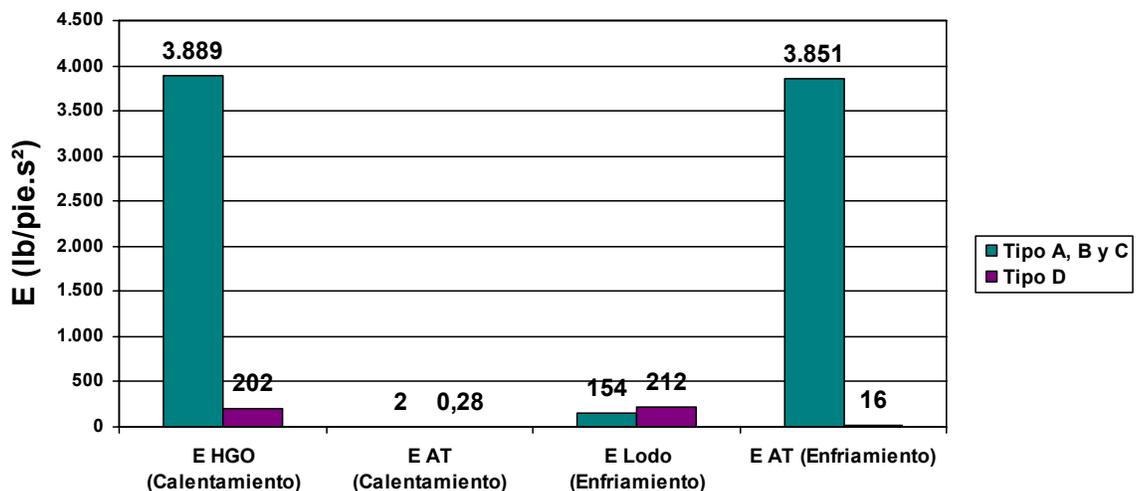




Figura 4.19. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 80.

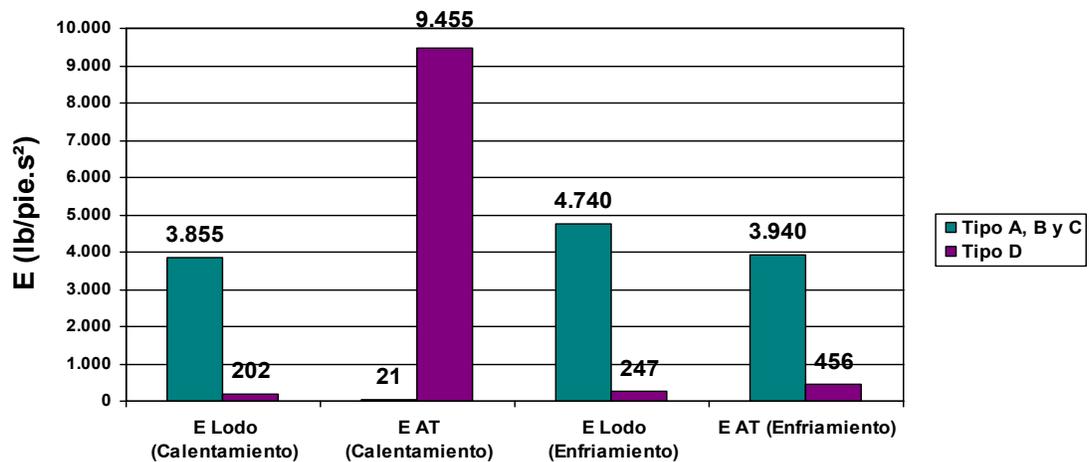


Figura 4.20. Factores de erosión determinados siguiendo la recomendación de la norma TEMA, para la unidad 82.

Al comparar las velocidades de erosión obtenidas según la norma API con las velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de calor, en ningún caso las velocidades de flujo sobrepasaron las velocidades de erosión. En cuanto a la norma TEMA, de igual manera los valores de factor de erosión calculados no sobrepasan el valor de 6.000, exceptuando para los intercambiadores tipo D, de la unidad 82, en modo calentamiento, por el lado del aceite atemperado, en donde se alcanza una velocidad de flujo de 12,98 pie/s y el factor de E toma el valor de 9.455.

Cabe destacar que a mayor velocidad de flujo la probabilidad de que ocurra erosión en los intercambiadores de calor aumenta. En las figuras 4.12 a 4.17, se comparan las velocidades de erosión con las velocidades de flujo. En los intercambiadores tipo doble tubo se generan mayores velocidades de flujo para el lodo; por lo tanto, en estos equipos la probabilidad de erosión aumenta, en comparación con los intercambiadores tipo espiral, en donde las velocidades de flujo desarrolladas para el lodo son mucho más bajas.

Además de las velocidades de flujo existen otros aspectos que influirán en la erosión de los equipos como lo son la concentración de sólidos y el diseño del intercambiador. La tabla 4.9 muestra la concentración de sólidos que se manejará en cada una de las unidades.

Tabla 4.9. Concentración de sólidos en peso manejados en cada unidad.

Unidad	Concentración en peso de sólidos (%)
79	35
80	38,47
82	11



En la unidad 80 se manejará el mayor porcentaje de sólidos con un 38,34%, pero se debe tomar en cuenta que esa será una condición eventual, ya que ésta unidad trabajará con lodo sólo en casos de emergencia. Los intercambiadores de la unidad 79, por otra parte, estarán en constante funcionamiento, y el contenido de sólidos es de 35%, por consiguiente, éstos serán los más críticos con respecto a la erosión por concentración de sólidos.

En cuanto al diseño de los intercambiadores, en los de tipo espiral el flujo está sometido constantemente a cambio de dirección, que producen el impacto constante de las partículas y el fluido sobre las paredes del equipo, lo que aumenta el potencial de erosión, por esta razón son construidos con espesores de seguridad determinados por el fabricante, que garantice la resistencia a la erosión, y así el tiempo de vida del equipo. La turbulencia generada en los mismos no se logra por mayor velocidad, sino por cambios constantes en el perfil de velocidad.

En los intercambiadores doble tubo, la erosión se presenta con mayor facilidad en los codos, debido al mismo principio de cambios de dirección, pero en los tramos rectos, la probabilidad de que ocurra erosión disminuye.

La velocidad crítica de flujo fue determinada partiendo de un diámetro de partícula supuesto entre el rango de diámetros de partículas que son ingresadas al proceso de conversión profunda (de 212 μm a 850 μm). Este diámetro se consideró como un valor intermedio el cual fue de 531 μm , lo que se tomó como base para la realización de los cálculos. La velocidad crítica de flujo para cada unidad y para cada caso se muestran en la tabla 4.10.

Tabla 4.10. Relación de densidades de sólido y líquido (s), velocidades terminales de asentamiento de la partícula (U_t), fracción volumétrica de sólidos (C_v) y velocidades críticas de flujo para las unidades 79, 80 y 82, en cada caso.

Unidad	Caso	S	U_t (pie/s)	C_v	U_c^2	U_c (pie/s)
79	92% conversión	2,27	0,001	0,55	1,82	1,35
	85% conversión	1,76	0,0006	0,28	0,43	0,66
80	Enfriamiento	1,72	0,0005	0,48	0,6	0,77
82	Enfriamiento	1,67	0,0004	0,14	0,13	0,36
	Calentamiento	1,72	0,0005	0,17	0,21	0,46

Estos valores representan la velocidad por debajo de la cual podría ocurrir sedimentación de las partículas en los intercambiadores de calor, y por encima de la cual existe una mayor probabilidad de que ocurra erosión.

Las figuras 4.21 a 4.23 muestran la comparación de las velocidades críticas determinadas con las velocidades de flujo desarrolladas en cada intercambiador de calor.

Obteniéndose que para la unidad 79 en los intercambiadores tipo A, B, C y D las velocidades desarrolladas superan la velocidad crítica, exceptuando para el caso de 92% de conversión para los intercambiadores tipo D, en donde la velocidad de 1,22 pie/s podría inducir la sedimentación de las partículas de mayor



diámetro. En la unidad 80 las velocidades de flujo exceden la velocidad crítica siendo la más alta en este caso la que se genera en los intercambiadores tipo D.

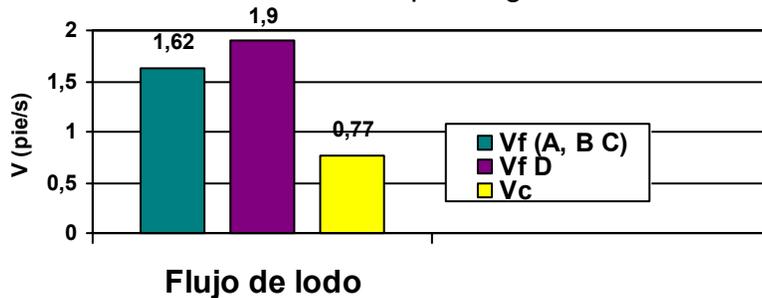


Figura 4.21. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 79.

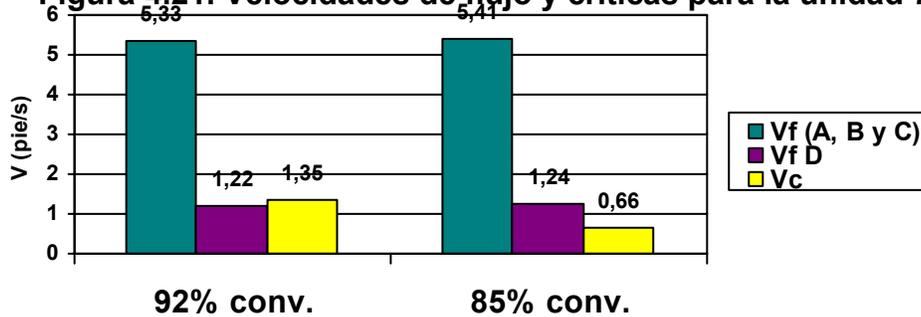


Figura 4.22. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 80.

En la unidad 82 las velocidades exceden la velocidad crítica de flujo, siendo mayores las velocidades correspondientes a los intercambiadores doble tubo.

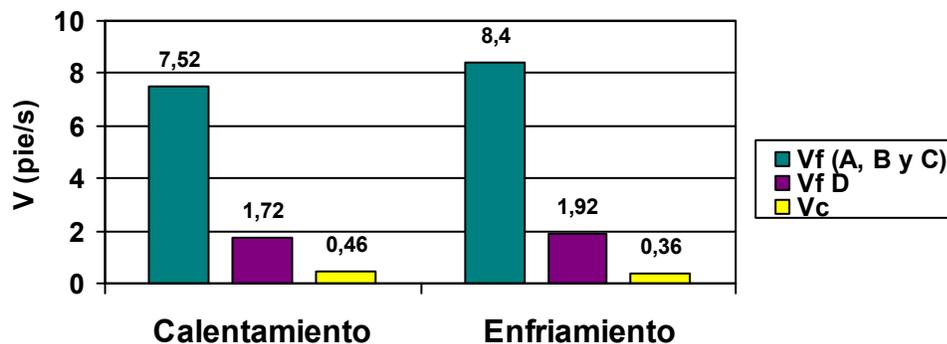


Figura 4.23. Velocidades de flujo y críticas para la unidad 82.

En las unidades 79 y 82, en los intercambiadores tipo A, B y C podría producirse erosión con mayor facilidad que en el caso de los intercambiadores tipo D y en la unidad 80 la probabilidad de erosión aumenta para los intercambiadores tipo D.

El rango de diámetros de partículas es bastante grande por lo que asumir un diámetro de partícula intermedio solo brinda un cálculo referencial ya que las partículas prominentes pueden ser de diámetros distintos al considerado, y al



variar el diámetro de partícula se producen variaciones de las velocidades críticas de flujo.

La comparación en cuanto a mantenimiento del equipo incluyó la facilidad de mantenimiento, la necesidad de equipos y personal especializado; y por lo tanto los costos de mantenimiento (análisis cualitativo). Para los intercambiadores tipo espiral, el mantenimiento se realiza, removiendo las cubiertas, las cuales dejan a la vista del operador todos los canales, pudiendo el mantenimiento realizarse con agua a presión o con químicos, directamente, sin necesidad de personal especializado, ni de equipos especiales, y por su tamaño, son fáciles de limpiar. En el caso de los intercambiadores doble tubo tipo A, B y C, se presentan las dificultades para el mantenimiento mecánico debido a su gran tamaño (12 metros de altura) y de la presencia de los codos en los topes; para la limpieza mecánica, se requerirían de equipos especiales, o el empleo de una mayor cantidad de agua a presión y/o químicos para la limpieza. Cabe destacar que en el diseño actual los codos pueden removerse para el mantenimiento siendo más ventajosos que los doble tubo de horquilla convencionales.

En cuanto al espacio ocupado por el equipo se determinó el área de planta ocupada, los cuales se muestran en la tabla 3.21. La figura 4.24 muestra la representación gráfica del área de planta ocupada por los intercambiadores de calor y su comparación con el área disponible para cada unidad.

Los intercambiadores tipo espiral son los que cuentan con una mayor área de planta que sobrepasa por aproximadamente 2 m² los límites de la unidad, pero como ventaja tienen que pueden ocupar como máximo 4 m de alto si son colocados verticalmente. El cálculo del área ocupada se determinó considerando que los equipos se encuentren en posición horizontal, esta disposición es la que ocupa más espacio y hace el acceso más difícil, pero podrían ser colocados en posición vertical, requiriendo aun menos espacio y facilitar el acceso para mantenimiento.

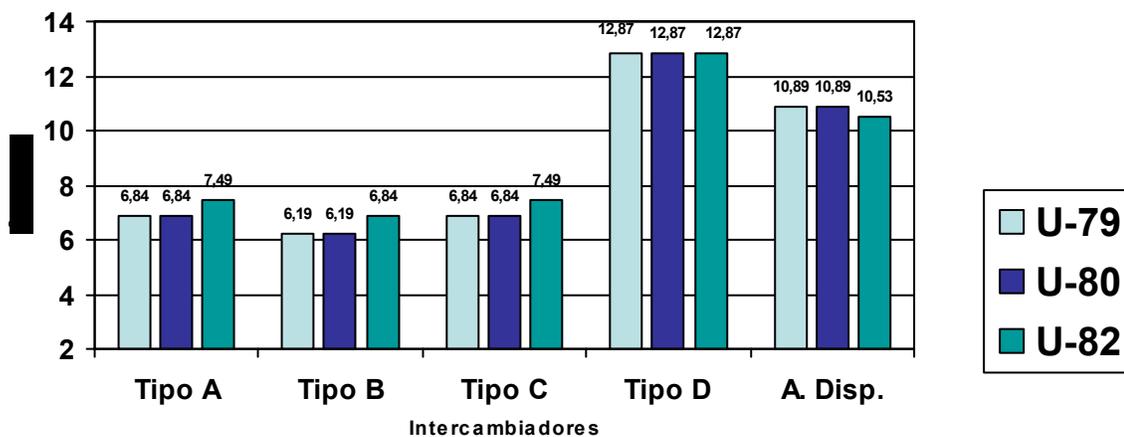


Figura 4.24. Área de planta ocupada por los intercambiadores de calor y área disponible en las unidades 79, 80 y 82.



Entre los intercambiadores de calor tipo A, B y C, el que ocupa menor área de planta es el tipo B, pero al igual que en el diseño original, es de 12 m de alto. El tipo C, ocupa la misma área de planta que el tipo A, pero su altura se ve disminuida en 61 cm (2 pies) para el equipo de la unidad 82 y en 122 cm (4 pies), para los de las unidades 79 y 80.

La velocidad de flujo que se genera en los equipos se encuentra restringida para flujo del lodo, con la finalidad de evitar que ocurra sedimentación de las partículas sólidas o erosión en el intercambiador, y además para mantener las caídas de presión en rangos aceptables. El resumen de las velocidades recomendadas por H-Tech, se muestra en la tabla 4.11.

Tabla 4.11. Recomendaciones de velocidades de flujo para líneas de lodo. (H-Tech, 2008)

Especificación	Velocidad (pie/s)
Fondo torre de vacío	Máximo 1,64
Flujo vertical	0,65-0,82
Hacia bomba de fábrica de hojuelas	3,28-4,92

En las figuras 4.25 a 4.27 se muestran las velocidades de flujo para cada tipo de intercambiador en cada unidad. En la tabla 4.13 se muestran los porcentajes de las velocidades alcanzadas en los intercambiadores de calor respecto a la máxima velocidad de restricción de flujo de lodo, la cual es de 4,9 pie/s.

Tabla 4.12. Desviación de las velocidades de flujo alcanzadas en los intercambiadores de calor, respecto a la máxima velocidad de restricción en las líneas de lodo (4,9 pie/s).

Tipo de Intercambiador	TAG	Caso	Vf Lodo (pie/s)	% Vel. Máxima
A	E-7921	92% Conv	5,33	108,78
		85% de Conv	5,41	110,41
		Arranque	6,19	126,33
	E-8020	Modo Enfriamiento	8,32	169,8
		Modo Calentamiento	8,38	171,02
		Modo Enfriamiento	8,4	171,43
E-8201	Modo Calentamiento	7,52	153,47	
	92% Conv	5,33	108,78	
B	E-7921	85% de Conv	5,41	110,41
		Arranque	6,19	126,33
		Modo Enfriamiento	8,32	169,8
	E-8020	Modo Calentamiento	8,38	171,02
		Modo Enfriamiento	8,4	171,43
	E-8201	Modo Calentamiento	7,52	153,47
C	E-7921	92% Conv	5,33	108,78
		85% de Conv	5,41	110,41
		Arranque	6,19	126,33
	E-8020	Modo Enfriamiento	8,32	169,8
		Modo Calentamiento	8,38	171,02
	E-8201	Modo Enfriamiento	8,4	171,43
Modo Calentamiento		7,52	153,47	
D	E-7921	92% Conv	1,22	24,9
		85% de Conv	1,24	25,31
		Arranque	1,41	28,78
	E-8020	Modo Enfriamiento	1,9	38,78
		Modo Calentamiento	1,91	38,98
	E-8201	Modo Enfriamiento	1,92	39,18
Modo Calentamiento		1,72	35,1	

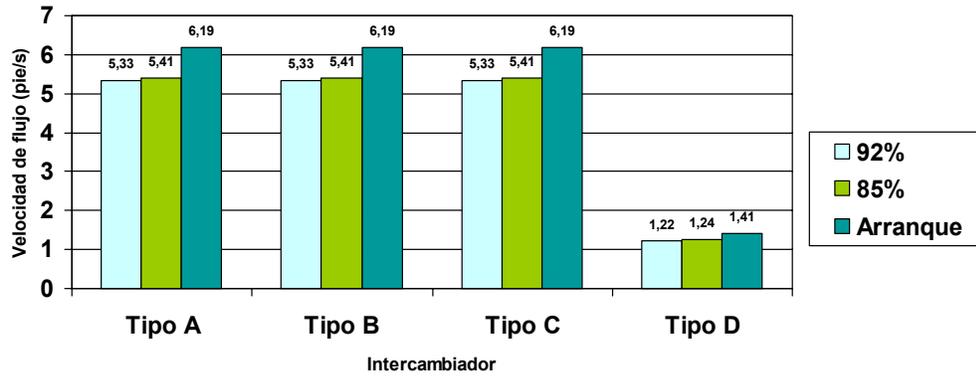


Figura 4.25. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la

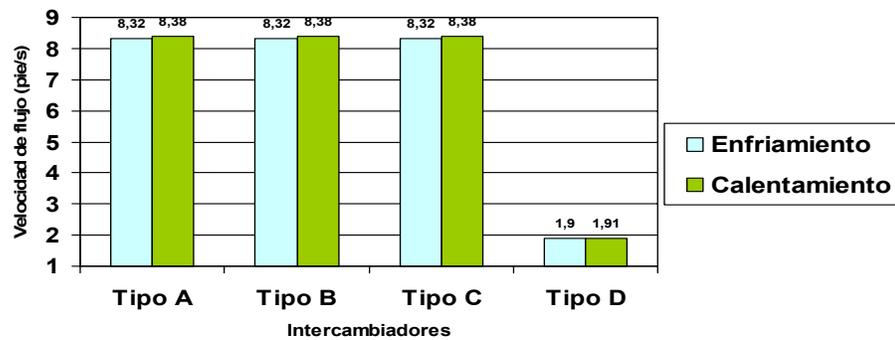


Figura 4.26. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la unidad 80.

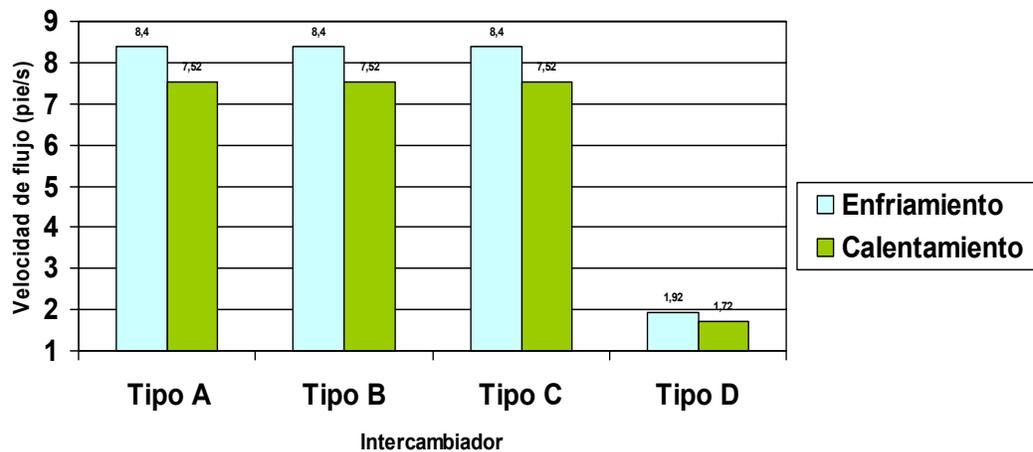


Figura 4.27. Velocidades de flujo desarrolladas en los intercambiadores de la unidad 82.

En los intercambiadores tipo A, B, C se desarrollan las mismas velocidades de flujo, y los porcentajes de la velocidad máxima van desde 108,78 hasta 141,73%,



es decir que la velocidad de flujo supera en todos los casos la máxima velocidad de restricción, por lo que se prevé un aumento en la posibilidad de erosión de los equipos, así como altas caídas de presión, siendo los correspondientes a la unidad 82, los que presentan las mayores velocidades de flujo, y por lo tanto la condición de velocidades más críticas.

Por otra parte, en los intercambiadores tipo D, las velocidades de flujo son 24,9% a 39,18% de la velocidad máxima (4,9 pie/s) disminuyendo la probabilidad de erosión y las caídas de presión.

Gracias a la turbulencia generada y la viscosidad del fluido, la sedimentación de partículas se dificulta, en todos los intercambiadores de calor. Debido a que el tamaño de partículas de coque se encuentra en un rango entre 212 y 850 micrones, el lodo puede considerarse mayormente como una suspensión en fase homogénea.

En el cálculo de los costos de los equipos se determinaron los costos por unidad de área de cada tipo de intercambiador con la ayuda del programa de estimación de costos de Aspen Tech y realizando ajustes por presión, temperaturas y materiales.

Para el cálculo de los costos de los intercambiadores tipo A se empleó el mismo factor de costos que para los intercambiadores tipo B y C, los cuales son intercambiadores doble tubo de horquilla convencionales que incluyen el área de transferencia en los codos. El tipo A es un diseño especial y simplificado de intercambiador de calor tipo horquilla, en los que al no incluir área de transferencia de calor en los codos facilita la construcción y podría disminuir el costo de capital del equipo; pero también influye el hecho de que es un diseño exclusivo, y para este tipo de construcciones los costos de los equipos se ven aumentados.

Los intercambiadores tipo espiral diseñados son de dimensiones que se encuentran en los límites máximos de equipos que se han construido, por lo que se requeriría igualmente la construcción de un diseño especial, y no de equipos estándares empleados en la industria, por lo que el costo también podrá verse aumentado. La tabla 4.13 muestra los costos de capital determinados para los intercambiadores de calor tipo A, B y C. En la figura 4.28 puede verse la representación gráfica de los costos de capital de los equipos.

Tabla 4.13. Costos calculados para los intercambiadores de calor propuestos y actuales.

Tipo de Intercambiador	Unidad	Cantidad	C unitario(\$)	C total (\$)
A	79	2	1.090.184,83	4.840.709
	80		667.673,52	
	82		662.496,18	
B	79	2	1.085.162,15	4.828.715
	80		664.597,43	
	82		664.597,77	
C	79	2	1.069.378,33	4.821.487
	80		654.930,78	
	82		686.434,59	
D	79	2	508.419,01	3.050.514
	80		508.419,01	
	82		508.419,01	



A: Intercambiadores del diseño original.

B: Intercambiadores doble tubo de horquilla HTRI con modificación en el número de carcassas.

C: Intercambiadores doble tubo de horquilla HTRI con modificación en la longitud efectiva.

D: Intercambiadores tipo espiral de placas.

El área de transferencia y el material de construcción influyen directamente en el costo de los equipos determinados por este método, siendo los intercambiadores tipo A, los de mayor costo de capital y los de tipo D, los de menor costo, como se puede observar en la figura 4.28.

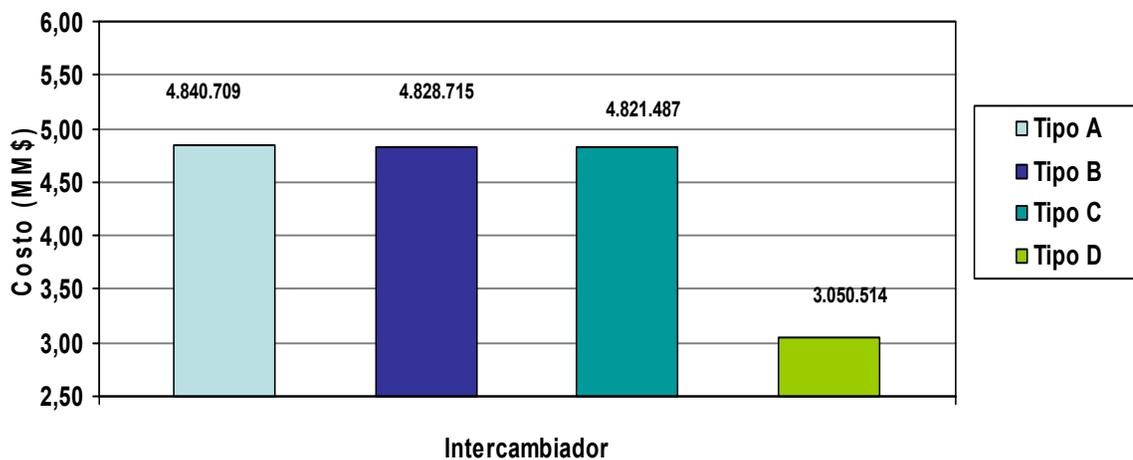


Figura 4.28. Costos de intercambiadores de calor.

Los materiales de construcción de los equipos deben ser los adecuados para resistir las condiciones del proceso, en este caso deben soportar las condiciones de temperatura y presión, además del contenido de sólidos en las unidades. La tabla A5 (anexo A) muestra los tipos de materiales de construcción de los intercambiadores de calor, siendo los de la unidad 79 de acero inoxidable 321, los de la unidad 82 de acero al carbono y los de la unidad 80 de acero bajo al cromo, para los tipos A, B y C.

Esta selección de materiales se debe al contenido de sólidos por unidad, a las temperaturas y a la frecuencia con que usan los equipos en la operación.

En cuanto a las temperaturas de trabajo, los materiales se seleccionan de acuerdo a los siguientes parámetros:

Para temperaturas de trabajo entre 0° F y 752 °F se puede utilizar el acero al carbono. Para temperaturas entre 932 y 1.202°F se recomiendan aleaciones de cromo. Para temperaturas de aproximadamente 1.292 °F se recomienda el acero inoxidable.



Las temperaturas máximas de trabajo de cada unidad se encuentran registradas en la tabla 4.14.

Tabla 4.14. Temperaturas máximas de operación en los intercambiadores de las unidades 79, 80 y 82.

Intercambiador	T máxima de trabajo Tubos (°F)	T máxima de trabajo Carcasa (°F)
E-7921/41	572	559
E-8020/40	698	619
E-8201 A/B	419	464

Todas las temperaturas se encuentran entre el rango de 0 y 752° F por lo que correspondería emplear acero al carbono. Pero debido al contenido de sólidos de las unidades 80 y 79, se consideraron materiales que brindan mayor resistencia mecánica, como lo es el acero inoxidable y el acero al cromo.

El material más resistente es el acero inoxidable, correspondiente a la unidad 79 debido a que estos equipos estarán en continuo funcionamiento y el contenido de sólidos es de un 35%. El acero al cromo, correspondiente a los equipos de la unidad 80, es menos resistente que el acero inoxidable, y aunque en la unidad 80 se trabaja con un contenido mayor de sólidos, solo se usa de forma eventual, cuando se presenten casos de emergencia, por lo que esta selección de material es adecuada.

En la unidad 82, se manejan las temperaturas más bajas y el menor contenido de sólidos (11%), por lo que se podría trabajar con intercambiadores de acero al carbono, aunque se recomienda un material que brinde una mayor resistencia como el acero al cromo, debido a que podrían ser utilizados frecuentemente.

En el caso de los intercambiadores de espiral, debido a su diseño compacto y la alta probabilidad de erosión debido al cambio de perfil de velocidades, se seleccionó el material de acero inoxidable, por su alta resistencia mecánica y térmica.

En cuanto a las caídas de presión desarrolladas en los equipos cabe destacar que los intercambiadores tipo espiral a pesar de su geometría generan menores caídas de presión que los equipos de doble tubo, lo cual influye directamente en los costos operacionales, reduciendo el costo de bombeo.

La comparación realizada con las matrices de evaluación y selección incluyen todos los aspectos analizados anteriormente. En la ponderación de los atributos se consideró con más peso que el sobrediseño del equipo sea positivo y se encuentre en el rango recomendado para que pueda cumplir con las exigencias del proceso en primer lugar, luego que sea eficiente técnica y mecánicamente, teniendo estos el mismo peso. En tercer lugar, lo correspondiente a las facilidades de mantenimiento del equipo, en cuarto lugar el costo de capital y por último el espacio ocupado.



En la elaboración de las escalas de puntuación se tomó como valor de 5 la condición más favorable y como la 1 la menos favorable, obteniéndose como resultado la matriz representada en la tabla 4.15, en donde el equipo que resulta más recomendado es el intercambiador doble tubo de horquilla actual del proyecto de 36,09 pies de longitud efectiva, de 22 carcasas en serie para las unidades 79 y 80 y de 24 carcasas en serie para la unidad 82, el cual corresponde al tipo A.

Tabla 4.15. Matriz final de selección y evaluación de equipos de intercambio de calor.

Intercambiadores	A	Puntaje	B	Puntaje	C	Puntaje	D	Puntaje
Atributos								
S	4	1,12	4	1,12	4	1,12	3	0,84
ET	3	0,66	3	0,66	3	0,66	4	0,88
EM	4	0,88	4	0,88	4	0,88	2	0,44
M	4	0,68	3	0,51	3	0,51	5	0,85
C	3,15	0,25	3,16	0,25	3,16	0,25	5	0,4
E	2	0,06	3	0,09	2	0,06	4	0,12
TOTAL		3,65		3,51		3,48		3,53

De acuerdo al puntaje obtenido para cada equipo, se determinó el orden, partiendo desde el más recomendado, hasta el menos recomendado, el cual se muestra en la tabla 4.16.

Tabla 4.16. Orden final en la selección y evaluación de equipos de intercambio de calor.

Orden	Equipo
1ero	Tipo A
2do	Tipo D
3ro	Tipo B
4to	Tipo C



4.5 CONCLUSIONES

- 1) Se logró la reproducción de los intercambiadores de calor en cuanto a las velocidades de flujo, los coeficientes globales de transferencia de calor, y el área efectiva de transferencia, pero se encontraron diferencias con respecto a las hojas de datos en las caídas de presión, las cuales varían en un promedio de 11,72% para el lado de la carcasa y en un 27,13% para el lado de los tubos.
- 2) El enfriador por aire del sistema de aceite de calentamiento y enfriamiento está sobrediseñado en 89,57% y 37,17%, para los casos de 85% de conversión y emergencia respectivamente, y el precalentador en un 96,83% para el escenario a 92% de conversión; el sobrediseño puede justificarse, en todos los casos, con los requerimientos energéticos que existirán en el arranque, y en el alcance de las operaciones en estado estacionario.
- 3) Se elaboraron tres propuestas de intercambiadores de calor, realizando el diseño de los equipos en HTRI; la primera propuesta corresponde a intercambiadores doble tubo de horquilla con modificación en el número de carcasas (tipo B), la segunda a intercambiadores doble tubo de horquilla con modificación en la longitud efectiva (tipo C) y la tercera a intercambiadores tipo espiral de placas (tipo D), obteniéndose sobrediseños entre 0 y 20% para la mayoría de los casos.
- 4) En los escenarios evaluados se encontró que los intercambiadores tipo espiral presentan menor caída de presión que los de doble tubo equivalentes.
- 5) Los intercambiadores actuales del proyecto (tipo A) resultaron ser los de mayor costo de capital con 4,8 millones de dólares, y los de espiral (tipo D), los de menor costo, con 3,05 millones de dólares de inversión total de los equipos de este sistema.
- 6) Los intercambiadores tipo espiral son los que cuentan con una mayor área de planta que sobrepasa por menos de 2 m² los límites de la unidad, pero como ventaja ocupan menos de 4 metros de alto.
- 7) Para los intercambiadores tipo A, B y C en todos los casos, exceptuando el caso de calentamiento del HGO en recirculación, el sobrediseño se encuentra entre 0 y 20%, ubicándose en el rango recomendado.
- 8) La velocidad de flujo es mayor en los intercambiadores de calor de tipo doble tubo que en los de tipo espiral, sobrepasando en todos los casos la velocidad máxima recomendada para flujo de lodo de 4,9 pies/s.



9) En ninguno de los casos la velocidad de flujo sobrepasa la velocidad de erosión determinada según la norma API.

10) Los factores de erosión no sobrepasan el valor de 6.000 recomendado por la norma TEMA, exceptuando el caso del aceite atemperado en la unidad 82 en modo calentamiento, en donde se obtiene un valor de 9.455.

11) Las correlaciones empíricas empleadas para la estimación de la erosión, correspondientes a las normas TEMA y API, no consideran el efecto de la concentración y tamaño de partículas sólidas suspendidas.

12) En los intercambiadores tipo A, B y C se generan velocidades de flujo mayores que en los tipo D, aumentando la probabilidad de erosión, en cuanto a ese aspecto; pero en los intercambiadores tipo D, de espiral, el flujo está sometido constantemente a cambios de dirección, los cuales producen el impacto constante de las partículas y el fluido sobre las paredes del equipo lo que aumenta significativamente el potencial de erosión.

13) La selección de materiales se adecua al contenido de sólidos por unidad, a las temperaturas y a la frecuencia con que usan los equipos en la operación.

14) En la comparación de los intercambiadores de calor se obtuvo que el equipo más adecuado es el intercambiador doble tubo de horquilla actual del proyecto de 36,09 pies de longitud efectiva, de 22 carcadas en serie para las unidades 79 y 80 y de 24 carcadas en serie para la unidad 82, que corresponde al intercambiador tipo A estudiado.

4.6 RECOMENDACIONES

1) Verificar las ventajas del diseño original de los intercambiadores doble tubo de horquilla actuales, en relación a los intercambiadores doble tubo de horquilla convencionales, con los fabricantes de equipos especiales.

2) Seleccionar un material para el intercambiador de la unidad 82, de mayor resistencia, como acero bajo al cromo, ya que existe la posibilidad de que sean empleados con más frecuencia y se requiera un material más resistente para garantizar la vida útil.

3) Verificar la temperatura máxima de trabajo recomendada con aceite atemperado para evitar la degradación térmica o craqueo del aceite.



- 4) Resaltar la ubicación de líneas de flujo bidireccional en el diagrama de flujo del sistema de aceite atemperado.

- 5) Revisar la capacidad de las bombas para lodo y los costos de bombeo asociados en el caso de los intercambiadores de calor tipo A, ya que las caídas de presión a través de éstos son elevadas, especialmente para los intercambiadores de la unidad 82.

- 6) Incluir en matrices de selección de equipos los aspectos concernientes a la experiencia operacional y a las referencias de instalación de los equipos en condiciones similares.

- 7) Realizar un análisis estadístico para determinar si las diferencias existentes entre los puntajes obtenidos para cada intercambiador propuesto son significativos, con el fin de comprobar si es factible o no descartar por completo las opciones que no fueron seleccionadas.

BIBLIOGRAFÍA

Alfa Laval. (2011). **Spiral heat exchangers**. <http://www.alfalaval.com>. [Consulta 10/09/2010].

Alfonzo, O. (2006). **Evaluación de los intercambiadores de calor pertenecientes al tren de procesos A de la planta de extracción San Joaquín**. Tesis de grado en Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto La Cruz, Venezuela.

API. (1991). **Recommended practice for design and installation of off shore production platform piping systems**. Norma 14E (API RPI4E). Washington DC.

Briceño, M. (2005). **Dimensionamiento de intercambiadores de calor**. Material Complementario. Universidad de Los Andes. Mérida, Venezuela.

Exxon Mobil. (2001). **Calculation procedure double pipe and multitube hairpin heat exchangers**.

Exxon Mobil. (2002). **Design consideration for all types of heat exchangers**.

Exxon Mobil. (2005). **Exchanger types and applications**.

García, Y. (2002). **Diseño térmico de intercambiadores criogénicos en servicio gas-gas sin cambio de fase, mediante hoja de cálculo**. Tesis de grado en Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto La Cruz, Venezuela.

Garrido, D. (2001). **Estudio de confiabilidad y disponibilidad del sistema de parada de emergencia de la planta de extracción San Joaquín e ingeniería básica para el reemplazo de la lógica de control por un sistema electrónico con capacidad de redundancia y autodiagnóstico**. Tesis de grado en Ingeniería Electrónica. Universidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada Nacional. Maracay, Venezuela.

Geankoplis, C. (1998). **Procesos de transporte y operaciones unitarias**. Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México.

Holman, J. (1999). **Transferencia de calor**. Primera edición. Editorial McGraw-Hill. México.

H-Tech, (2008). **Listado de clarificación de INTEVEP por H-Tech**. Los Teques, Venezuela.

HTRI. (2006). **Design manual**. Texas.

IFP. (2010). **Heat exchanger project**. Master of science in refining, engineering and gas.

Marin, F. (2008). **Introducción a la teoría de transferencia de calor**. <http://www.thermoequipos.com.ve>. [Consulta 10/09/20010].

Miranda, R. (2009). **Evaluación de la red de intercambiadores de calor para el precalentamiento de crudo de la unidad de destilación atmosférica en una Refinería**. Tesis de maestría en Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto La Cruz, Venezuela.

Moody, P. (1991). **Toma de decisiones gerenciales**. Editorial Mc-Graw Hill. Bogotá.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Balances de materia y energía para el sistema de aceite atemperado**. Documento N° 3006-1801-FP20504. Tsuyoshi Hibino.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Diagrama de aceite atemperado**. Documento N° 3006-1791-FP20503. Tsuyoshi Hibino.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Diagrama de flujo del proceso**. Documento 3006-4001-FP20502.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Diagrama de flujo del proceso U-79**. Documento 3006-1791-FP20501. Tsuyoshi Hibino.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Diagrama de flujo del proceso U-80**. Documento N° 3006-1801-FP20503. María Tanahashi.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Diagrama de flujo del proceso U-82**. Documento 30061821-FP-20502.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Descripción del proceso U-79**. Documento 3006-1791-FP10601.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Descripción del proceso U-80**. Documento N° 3006-1801-FP10601. María Maehara.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Descripción del proceso U-82**. Documento 30061821-FP-10601.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Hoja de datos del equipo U-79**. Documento 3006-1791-FP80802, María Maehara.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Hoja de datos del equipo U-80**. Documento 3006-1801-FP80802, María Maehara.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Hoja de datos del equipo U-82**. Documento 3006-1821-FP80801, María Maehara.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Planos de planta U-82**. Documento 3006-1821-FM20601, Mitsumata.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Planos de planta U-79**. Documento 3006-1791-FM20601, Gozu.

PDVSA-CONFEEED, (2009). **Planos de planta HDHPLUS-SHP**. Documento 3006-1761-FM20601, Mitsumata.

PDVSA. (1993). **Dimensionamiento de tuberías de proceso**. Manual de ingeniería de diseño. Guía de ingeniería.

PDVSA. (1997). **Flujo bifásico líquido sólido**. Manual de diseño del proceso.

PDVSA. (2006). **Memoria Descriptiva proyecto Conversión Profunda Refinería Puerto La Cruz**.

PDVSA. (1995). **Procedimiento de diseño para intercambiadores doble tubo**. Manual de diseño del proceso.

PDVSA. (1995). **Temperatura y presión de diseño**. Manual de diseño del proceso.

PDVSA. (199). **Transferencia de calor, intercambiadores de calor, principios básicos**. Manual de diseño del proceso.

PDVSA-Vepica. (2009). **Evaluación de tecnologías para un sistema de control de fugas de gas cloro en la P/P El Rincón**. Larry Linares.

Sifontes, J. (2008). **Evaluación de Alternativas para el incremento de la tasa de transferencia de calor del enfriador de Alquilato de sello E-40 de la unidad**

de Alquiler de la refinería de Puerto La Cruz. Tesis de grado en Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto La Cruz, Venezuela.

Silla, H. (2003). **Chemical process engineering, designs and economics.** Editorial Marcel Dekker Inc. New York.

Silva, H. (2007). **Balances de materia y energía.** Puerto La Cruz, Venezuela.

TEMA. (1999). **Impingement baffles and erosion protection.** Apartado RCB-4.63. New York.

Tranter. (2010). **Spiral heat exchangers.** <http://www.tranter.com/>. Consulta 06/10/2010].

Walas, S. (1990). **Chemical process equipment.** Editorial Butterworth-Heinemann. Washington, USA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL RESIDUO NO CONVERTIDO DEL PROYECTO CONVERSIÓN PROFUNDA DE LA REFINERÍA PUERTO LA CRUZ
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
ALVAREZ MEDINA JESSEVELY GRACIELA	CVLAC: 19.362.238 E MAIL:jessevelyalvarez@gmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALABRAS O FRASES CLAVES:

Intercambiadores, evaluación, diseño, HTRI, matriz de evaluación, costos, erosión, doble tubo, espiral de placas, mantenimiento.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Ingeniería	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

En el trabajo realizado se evaluó el sistema de intercambiadores de calor del residuo no convertido proveniente de la unidad de hidroconversión, del proyecto conversión profunda de la refinería Puerto La Cruz. Para esto se realizó la reproducción, a las condiciones de diseño, de los intercambiadores de calor de las unidades 79, 80 y 82, empleando el programa de HTRI. Se analizó el requerimiento energético de la red de intercambiadores de calor de estas unidades en los escenarios seleccionados. Se elaboraron propuestas de intercambiadores de calor de doble tubo de horquilla convencionales y diseños de intercambiadores de calor de placas en espiral empleando el programa de HTRI. Se realizó la comparación de los equipos en cuanto a costos, sobrediseño, eficiencia técnica, eficiencia mecánica, mantenimiento y espacio ocupado, empleando matrices de evaluación. Se logró la reproducción de los intercambiadores. Los equipos de extracción y suministro de calor al sistema de calentamiento/enfriamiento tienen un sobrediseño justificado. En la comparación de los intercambiadores de calor se obtuvo que el equipo más adecuado es el intercambiador doble tubo de horquilla actual del proyecto, que corresponde al intercambiador tipo A estudiado.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS X	TU	JU
RODULFO ARTURO	CVLAC:	8.300.709			
	E_MAIL	rodulfo99@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS X	TU	JU
PINO MILETZI	CVLAC:	645244			
	E_MAIL	pinomh@pdvsa.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
ÁLVAREZ LUCAS	CVLAC:	4.077.552			
	E_MAIL	lalvarezm@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
OCHOA OSVALDO	CVLAC:	3.995.379			
	E_MAIL	ochoa.osvaldo@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2011	03	31
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Intercambiadores Conversión Profunda	Word 2003

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K
L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z.
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico _____

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-Grado _____

ÁREA DE ESTUDIO:

Procesos de refinación de crudos pesados _____

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo de Anzoátegui _____

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De Acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS EN OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIÉN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”

Jessevely Álvarez
Autor

Arturo Rodulfo
Asesor académico

Miletzi Pino
Asesor industrial

Lucas Álvarez
Jurado Principal

Oswaldo Ochoa
Jurado Principal

Yraima Salas
Coordinador de la comisión