

**DISEÑO DE UN EQUIPO DE DESTILACIÓN PARA LA
EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES MEDIANTE EL
MÉTODO DE HIDRODESTILACIÓN Y DESTILACIÓN AGUA -
VAPOR, USANDO BIOMASA COMO FUENTE DE ENERGÍA**

**JAIR CUESTA GÓMEZ
DIEGO FERNANDO PEDROZA URIBE**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO DE UN EQUIPO DE DESTILACIÓN PARA LA
EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES MEDIANTE EL
MÉTODO DE HIDRODESTILACIÓN Y DESTILACIÓN AGUA -
VAPOR, USANDO BIOMASA COMO FUENTE DE ENERGÍA**

**JAIR CUESTA GÓMEZ
DIEGO FERNANDO PEDROZA URIBE**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
OMAR GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA

Este trabajo de grado lo dedico a quienes siempre me apoyaron:

A Dios por brindarme sabiduría y fortaleza,

A YADIRA GÓMEZ CONTRERAS mi madre, por el apoyo incondicional en todas las decisiones que he tomado, por guiarme y aconsejarme en cada circunstancia y por ser mi motor y ejemplo de vida,

A mi padre y mi hermano, por sus consejos y apoyo absoluto,

Al profesor OMAR GELVEZ por todas sus enseñanzas,

A mis familiares y amigos por acompañarme en el camino y creer en mí,

JAIR CUESTA GOMEZ

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a todos aquellos quienes en algún momento fueron fuente de sabiduría, conocimiento, consejo, apoyo, guía y fortaleza durante esta etapa de mi formación profesional.

En primer lugar a Dios sin el nada sería posible ni tendría propósito alguno en mi vida,

A Rubén Pedroza Pimiento y Eva Uribe Ortiz, mis padres quienes siempre han sido un apoyo incondicional y un ejemplo en mi vida,

A Martha Roció Rojas por su amor, paciencia, apoyo y sacrificio durante esta etapa de mi vida,

A mis hermanas por la preocupación y apoyo que siempre me han demostrado,

Al profesor Omar Armando Gélvez Arocha por tan excelente labor de enseñanza y transferencia de conocimiento durante la carrera y el proyecto.

DIEGO FERNANDO PEDROZA URIBE

AGRADECIMIENTOS

Nuestros más sinceros agradecimientos a todas aquellas personas y entidades que de una u otra forma nos apoyaron en la realización del presente trabajo de grado.

A nuestro director de proyecto el Ing. Omar Armando Gélvez Arocha M.Sc. a nuestra codirectora Elena Stashenko, Química, Ph.D. a los integrantes del grupo CENIVAM UIS por su colaboración, en especial a Jairo René Martínez, Ph.D y a Diego Camilo Duran, M.Sc. al grupo de empresas metalmecánicas locales (Grupo 10M) por sus asesorías en la etapa de optimización del diseño, a nuestros padres y familiares y a todos nuestros amigos que en algún momento fueron fuente de conocimiento y fortaleza.

TABLA DE CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-------------|
| INTRODUCCIÓN | 23 |
| 1. GENERALIDADES DE LOS ACEITES ESENCIALES | 25 |
| 1.1 DEFINICIÓN | 25 |
| 1.2 CARACTERÍSTICAS | 25 |
| 1.3 RESEÑA HISTÓRICA | 26 |
| 1.4 MÉTODOS DE EXTRACCIÓN | 27 |
| 1.4.4 Enfleurage | 28 |
| 1.4.4 Extracción con solventes | 28 |
| 1.4.3 Extracción por prensado | 29 |
| 1.4.4 Extracción con fluidos supercríticos | 30 |
| 1.4.5 Extracción asistida por la radiación de microondas | 32 |
| 1.4.6 Hidrodestilación | 33 |
| 1.4.7 Destilación Agua-Vapor | 35 |
| 1.4.8 Destilación por arrastre de vapor | 36 |
| 2. GENERALIDADES DE LOS BIOCOMBUSTIBLES | 38 |
| 2.1 ETAPAS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN DE LA BIOMASA | 38 |
| 2.2 CARACTERÍSTICAS DE LA CENIZA DE LA BIOMASA | 42 |
| 2.2.1 Material inorgánico inherente | 43 |
| 2.2.2 Material inorgánico extraño | 43 |
| 2.3 TECNOLOGÍAS DE COMBUSTIÓN | 44 |
| 2.3.1 Combustión en lecho fijo | 45 |
| 2.3.2 Combustión en lecho fluidizado | 57 |
| 2.3.3 Combustión de combustible pulverizado | 60 |
| 3. PLANTEAMIENTO DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN | 61 |
| 3.1 DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN | 62 |

| | | |
|-------|--|----|
| 3.1.1 | Alambique | 63 |
| 3.1.2 | Condensador | 65 |
| 3.1.3 | Vaso separador de aceites | 67 |
| 3.1.4 | Sistema de cohobación | 68 |
| 3.1.5 | Cámara de combustión | 69 |
| 3.2 | CRITERIOS Y PROCESO DE DISEÑO | 71 |
| 4. | DISEÑO TÉRMICO DEL ALAMBIQUE | 73 |
| 4.1 | PROCEDIMIENTO APLICADO DURANTE LAS PRUEBAS DE LABORATORIO. | 74 |
| 4.2 | INFLUENCIA DE LAS VARIABLES OPERATIVAS EN EL RENDIMIENTO DEL PROCESO DE EXTRACCIÓN | 77 |
| 4.2.1 | Densidad de empacado | 78 |
| 4.2.2 | Presión a la entrada del alambique | 79 |
| 4.2.3 | Tamaño de partícula | 81 |
| 4.3 | PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR EL FLUJO TEÓRICO DE VAPOR DESARROLLADO POR EL INGENIERO TIM DENNY | 81 |
| 4.3.1 | Método para el cálculo del flujo de vapor | 83 |
| 4.3.2 | Balance de energía en el hidroddestilador | 84 |
| 4.3.3 | Cálculo del tiempo de calentamiento (T_c) | 86 |
| 4.3.4 | Cálculo del tiempo de extracción | 87 |
| 4.3.5 | Corrección de los factores “ t ”, “ s ” y la altura H | 88 |
| 4.3.6 | Cálculo del tiempo de extracción corregido. | 90 |
| 4.4 | PROCESO LA DETERMINACIÓN DEL TIEMPO BÁSICO “ t ” Y EL PARÁMETRO DE INCREMENTO DE ACEITE ESENCIAL “ s ” | 92 |
| 4.4.1 | Determinación de los parámetros estándar y el calor específico para la Lippia origanoides | 92 |
| 4.4.2 | Cálculo del tiempo básico “ t ” y el parámetro de incremento de aceite esencial “ s ” para la Lippia origanoides | 93 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 4.4.3 | Comprobación en la fiabilidad de los parámetros | 97 |
| 4.5 | CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DE VAPOR | 99 |
| 5. | DISEÑO MECÁNICO DEL ALAMBIQUE | 102 |
| 5.1 | DISEÑO DEL CUERPO DEL DESTILADOR | 103 |
| 5.1.1 | Geometría del destilador | 103 |
| 5.1.2 | Cálculo de espesores del cuerpo del destilador | 105 |
| 5.2 | DISEÑO DE LA TAPA MÓVIL DEL DESTILADOR | 113 |
| 5.2.1 | Diseño detallado de la tapa móvil del destilador | 113 |
| 5.2.2 | Cálculo del espesor de la tapa cónica | 115 |
| 6. | DISEÑO DEL CONDENSADOR | 117 |
| 6.1 | DISEÑO TÉRMICO | 117 |
| 6.1.1 | Datos de entrada | 119 |
| 6.1.2 | Diseño Térmico: Zona de Condensación | 123 |
| 6.1.3 | Diseño Térmico: Zona de Subenfriamiento | 135 |
| 6.1.4 | Área del condensador | 139 |
| 6.1.5 | Caída de Presión en el condensador | 140 |
| 6.1.6 | Tabulación de datos para el diseño del condensador | 142 |
| 6.2 | DISEÑO MECÁNICO | 147 |
| 6.2.1 | Partes del intercambiador de calor | 147 |
| 6.2.2 | Clasificación y designación de intercambiadores de calor | 148 |
| 6.2.3 | Diseño del casco del condensador | 151 |
| 6.2.4 | Diseño de los tubos del condensador | 153 |
| 6.2.5 | Diseño de los Baffles del condensador | 154 |
| 6.2.6 | Diseño de los cabezales del condensador | 156 |
| 6.2.7 | Selección de los empaques | 156 |
| 6.2.8 | Diseño de la placa portatubos | 156 |
| 6.2.9 | Diseño de las Bridas | 158 |
| 7. | DISEÑO DEL SEPARADOR DE ACEITES ESENCIALES | 168 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 7.1 | FACTORES IMPORTANTES EN EL DISEÑO DEL SEPARADOR | 168 |
| 7.2 | VELOCIDAD DE SEPARACIÓN DEL ACEITE ESENCIAL | 169 |
| 7.3 | FUNCIONAMIENTO Y PARTES DEL VASO FLORENTINO | 170 |
| 7.4 | CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL VASO FLORENTINO | 171 |
| 8. | DISEÑO DEL SISTEMA DE COHOBACIÓN | 175 |
| 8.1 | TANQUE DE ALMACENAMIENTO | 175 |
| 8.2 | SISTEMA DE TUBERÍAS | 177 |
| 8.3 | SELECCIÓN DE LA BOMBA | 179 |
| 9. | DISEÑO CÁMARA DE COMBUSTIÓN | 180 |
| 9.1 | DISEÑO TÉRMICO | 180 |
| 9.1.1 | Termodinámica aplicada al diseño | 181 |
| 9.1.2 | Transferencia de calor aplicada al diseño | 189 |
| 9.1.3 | Solución del diseño térmico | 215 |
| 9.1.4 | Especificaciones suministro de aire | 220 |
| 9.2 | DISEÑO MECÁNICO | 222 |
| 9.3.1 | Diseño mecánico del horno | 222 |
| 9.3.2 | Diseño mecánico de la camisa de gases | 230 |
| 9.3.3 | Diseño mecánico de la chimenea | 247 |
| 10. | CONCLUSIONES | 248 |
| 11. | RECOMENDACIONES | 249 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 250 |
| | ANEXOS | 253 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|------|
| Figura 1. Enfleurage | 28 |
| Figura 2. Diagrama P-T | 31 |
| Figura 3. Equipo de extracción supercrítica | 32 |
| Figura 4. Extracción asistida por radiación de microondas | 33 |
| Figura 5. Equipo Tradicional de Hidrodestilación | 34 |
| Figura 6. Equipo tradicional de destilación Agua-Vapor | 35 |
| Figura 7. Equipo Tradicional de Destilación por Arrastre de Vapor | 37 |
| Figura 8. Etapas del proceso de combustión de un biocombustible solido | 39 |
| Figura 9. Procesos de conversión para la quema de madera | 42 |
| Figura 10. Ilustración esquemática del proceso de formación de ceniza en la combustión de biomasa | 44 |
| Figura 11. Principales tecnologías de combustión para la biomasa | 45 |
| Figura 12. Proceso de combustión para combustibles en lecho fijo | 47 |
| Figura 13. Clasificación de la tecnología de combustión de parrillas | 48 |
| Figura 14. Detalles parrillas viajeras | 50 |
| Figura 15. Parrilla móvil inclinada | 52 |
| Figura 16. Parrilla móvil horizontal | 52 |
| Figura 17. Parrilla vibrante alimentada por fogoneros esparcidores | 53 |
| Figura 18. Quemador cigarro | 54 |
| Figura 19. Parrilla giratoria de alimentación inferior | 55 |
| Figura 20. Horno fogonero de alimentación inferior | 56 |
| Figura 21. Horno LFB | 58 |
| Figura 22. Horno LFC | 59 |
| Figura 23. Diseño conceptual del sistema de destilación | 63 |
| Figura 24. Esquema conceptual del alambique | 64 |

| | |
|--|-----|
| Figura 25. Condensador de casco y tubos | 65 |
| Figura 26. Condensador de serpentín y cámara de expansión | 66 |
| Figura 27. Condensador de flujo de aire cruzado | 67 |
| Figura 28. Vasos separadores de aceites esenciales | 67 |
| Figura 29. Esquema conceptual del sistema de cohobación | 69 |
| Figura 30. Esquema conceptual de la cámara de combustión | 70 |
| Figura 31. Esquema del proceso de diseño | 72 |
| Figura 32. Lippia origanoides. | 74 |
| Figura 33. Toma de muestras en probetas durante las pruebas | 75 |
| Figura 34. Influencia de la densidad de empaclado en el rendimiento del proceso | 78 |
| Figura 35. Influencia de la presión a la entrada en el rendimiento del proceso | 80 |
| Figura 36. Diagrama de balance de energía del hidrodestilador | 85 |
| Figura 37. Flujograma para el cálculo del flujo másico de vapor | 91 |
| Figura 38. Gráfica END-POINT para la prueba No. 9. | 94 |
| Figura 39. Gráfica END-POINT para la prueba No. 4. | 95 |
| Figura 40. Tapas circulares aplicables al diseño. | 110 |
| Figura 41. Análisis tapa plana de 21 mm de espesor. | 112 |
| Figura 42. Análisis diseño alternativo tapa plana de menor espesor. | 112 |
| Figura 43. Cierre tipo mariposa. | 114 |
| Figura 44. Geometría tapa del destilador. | 114 |
| Figura 45. Principales dimensiones de tapas de sección variable. | 115 |
| Figura 46. Zonificación del condensador | 118 |
| Figura 47. Esquema de localización de fluidos | 120 |
| Figura 48. Combinación adecuada de diámetros casco-tubo | 121 |
| Figura 49. Geometría del arreglo de 30° en los tubos | 122 |
| Figura 50. Corte del bafle | 123 |
| Figura 51. Factores J_i y f_i para banco de tubos ideal para un arreglo a 30° | 126 |
| Figura 52. Separación entre bafles | 128 |

| | |
|--|-----|
| Figura 53. Geometría del área transversal del Condensador. | 131 |
| Figura 54. Designación de intercambiadores. | 150 |
| Figura 55. Configuraciones de los bafles | 154 |
| Figura 56. Valores recomendados del corte del bafle | 155 |
| Figura 57. Velocidad de separación de las partículas de aceite de lavanda | 169 |
| Figura 58. Recipiente separador. | 170 |
| Figura 59. Sistema general tubería de hidrolato. | 178 |
| Figura 60. Prueba poder calorífico. | 184 |
| Figura 61. Software desarrollado en EES | 188 |
| Figura 62. Aprovechamiento térmico de la cámara de combustión. | 190 |
| Figura 63. Flujo de calor en la base del alambique. | 191 |
| Figura 64. Diferencial de área base del alambique. | 193 |
| Figura 65. Flujo de calor en la superficie cilíndrica del alambique. | 199 |
| Figura 66. Diferencial de área superficie cilíndrica del alambique. | 200 |
| Figura 67. Variables geométricas para la superficie aleteada. | 201 |
| Figura 68. Referencia geométrica de un área anular. | 204 |
| Figura 69. Resistencias térmicas camisa de gases | 207 |
| Figura 70. Planteamiento solución por resistencias térmicas | 214 |
| Figura 71. Caracterización resultados de la combustión | 215 |
| Figura 72. Caracterización propiedades del aire | 216 |
| Figura 73. Caracterización conductividad acero SA-516 Gr 70 | 217 |
| Figura 74. Interfaz de usuario del programa en Matlab | 218 |
| Figura 75. Interfaz con la solución del diseño térmico | 219 |
| Figura 76. Control de suministro de aire. | 221 |
| Figura 77. Primer prototipo para el horno | 223 |
| Figura 78. Segundo prototipo para el horno | 225 |
| Figura 79. Montaje del prototipo del horno, la caldera y el FielPoint | 227 |
| Figura 80. Resultados prueba final | 227 |

| | |
|---|-----|
| Figura 81. Pandeo en cilindros de pared delgada | 235 |
| Figura 82. Brida tipo opcional a diseñar como integral | 238 |
| Figura 83. Solución en EES para el cálculo de las bridas de la camisa de gases | 246 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Criterios para la etapa de diseño | 71 |
| Tabla 2. Formato para pruebas de laboratorio | 76 |
| Tabla 3. Resultados prueba de laboratorio | 77 |
| Tabla 4. Datos usados para el análisis de la densidad de empaçado. | 78 |
| Tabla 5. Datos utilizados para el analisis de la presion a la entrada del alambique. | 79 |
| Tabla 6. Datos utilizados para el análisis del tamaño de partícula | 81 |
| Tabla 7. Condiciones estándar para la lavanda | 82 |
| Tabla 8. Parámetros estándar adoptados para la Lippia origanoides | 92 |
| Tabla 9. Cálculos del tiempo de extracción y la altura virtual de carga | 96 |
| Tabla 10. Cálculo del tiempo básico “t” y del parámetro de incremento de aceite esencial “s” | 97 |
| Tabla 11. Segundo chequeo en la confiabilidad de los parámetros calculados | 98 |
| Tabla 12. Parámetros de diseño. | 99 |
| Tabla 13. Resultados del cálculo de tiempo de calentamiento. | 100 |
| Tabla 14. Resultados del cálculo de tiempo de extracción. | 100 |
| Tabla 15. Resultados del cálculo del flujo másico. | 101 |
| Tabla 16. Flujo de vapor de diseño. | 101 |
| Tabla 17. Geometría cuerpo del destilador. | 104 |
| Tabla 18. Datos del proceso. | 120 |
| Tabla 19. Constantes para el cálculo de J_i y f_i para un arreglo de 30° . | 127 |
| Tabla 20. Valores de L_{tpef} y L_{pp} según el arreglo. | 132 |
| Tabla 21. Diseño térmico de la zona de condensación (Primera Iteración) | 143 |
| Tabla 22. Diseño térmico de la zona de condensación (Segunda Iteración) | 144 |
| Tabla 23. Diseño térmico de la zona de subenfriamiento (Primera Iteración) | 145 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 24. Diseño térmico de la zona de subenfriamiento (Segunda Iteración) | 146 |
| Tabla 25. Cálculo de la longitud real de los tubos. | 147 |
| Tabla 26. Cálculo de la presión de diseño en el casco. | 152 |
| Tabla 27. Espesores mínimos de cascos de intercambiadores. | 153 |
| Tabla 28. Cálculo de la placa portatubos. | 158 |
| Tabla 29. Condiciones de diseño para la brida. | 163 |
| Tabla 30. Características del empaque | 163 |
| Tabla 31. Brazos de momentos de las bridas | 166 |
| Tabla 32. Parámetros de diseño. | 171 |
| Tabla 33. Resultados del diseño del vaso florentino. | 174 |
| Tabla 34. Resultados del diseño del tanque de almacenamiento | 176 |
| Tabla 35. Resultados del tanque de almacenamiento | 177 |
| Tabla 36. Perdidas en la tubería de hidrolato. | 178 |
| Tabla 37. Geometría cuerpo del destilador. | 181 |
| Tabla 38. Reactivos ecuación estequiométrica. | 182 |
| Tabla 39. Poder calorífico superior PCS biomasa residual. | 186 |
| Tabla 40. Poder calorífico inferior PCI biomasa residual | 186 |
| Tabla 41. Resultados termodinámicos de la combustión de biomasa | 189 |
| Tabla 42. Número de Nusselt para flujo laminar en un área anular | 204 |
| Tabla 43. Resultados del diseño térmico | 219 |
| Tabla 44. Caudal de aire requerido para combustión de biocombustible | 220 |
| Tabla 45. Pruebas experimentales del primer prototipo de horno | 224 |
| Tabla 46. Pruebas experimentales del segundo prototipo de horno | 226 |
| Tabla 47. Resultados definitivos para las bridas de la camisa de gases | 246 |

LISTA DE ANEXOS

| | Pág. |
|---|-------------|
| Anexo A. TIEMPO DE EXTRACCIÓN HERBÁCEAS MUY ABSORBENTES CON ACEITE SUPERFICIAL | 253 |
| Anexo B. FACTORES GEOMÉTRICOS INVOLUCRADOS EN EL CALCULO DE ESFUERZOS SOBRE LAS BRIDAS | 255 |
| Anexo C. VALORES DE ESFUERZOS PERMITIDOS, UHA 23 SECCIÓN VII CÓDIGO ASME | 256 |
| Anexo D. PROPIEDADES DE LOS SELLOS O EMPAQUES | 257 |
| Anexo E. FICHA TÉCNICA DE LA BOMBA DEL COHOBADOR | 259 |
| Anexo F. AISLAMIENTOS TÉRMICOS INDUSTRIALES | 261 |
| Anexo G. GRÁFICAS PARA EL CÁLCULO DE FACTORES EN EL DISEÑO DE BRIDAS | 263 |
| Anexo H. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO | 265 |

RESUMEN

TÍTULO:

Diseño de un equipo de destilación para la extracción de aceites esenciales mediante el método de hidrodestilación y destilación agua - vapor, usando biomasa como fuente de energía.*

AUTORES:

Jair Cuesta Gómez.

Diego Fernando Pedroza Uribe. **

PALABRAS CLAVES:

Aceites esenciales, Hidrodestilación, Arrastre con vapor, Alambique, Diseño, Construcción, Biomasa.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño de un equipo de destilación para la extracción de aceites esenciales mediante el método de hidrodestilación y destilación agua - vapor, usando biomasa como fuente de energía.

La planta diseñada pretende reducir los costos energéticos referentes a la producción de vapor en los procesos de hidrodestilación y destilación agua-vapor, impulsar el desarrollo de la agroindustria de esencias y extractos medicinales, y brindar la oportunidad de desarrollar investigación en el uso de biomasa como fuente de energía alternativa para los procesos de extracción.

Esta tesis se desarrolló en nueve capítulos distribuidos así: En el primer capítulo se describen las generalidades de los aceites esenciales, métodos de obtención y equipos utilizados. En el segundo capítulo se describen las generalidades de los biocombustibles y las tecnologías de combustión. En el tercer capítulo se desarrolla un diseño conceptual del equipo a construir. En el cuarto capítulo se presenta el diseño térmico del destilador, en el cual se determina el flujo másico de vapor. En el capítulo cinco aparece el diseño mecánico y la construcción del hidrodestilador. En el capítulo seis se muestra el diseño térmico y mecánico del condensador. El capítulo siete contiene el diseño del recipiente separador. En el capítulo ocho se presenta el diseño del sistema de cohobación. Finalmente en el capítulo nueve se encuentra el diseño térmico y mecánico de la cámara de combustión.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gelvez.

SUMMARY

TITLE:

Design distillation equipment for essential oils extraction by hydrodistillation method and water - steam distillation using biomass as energy source. *

AUTHORS:

Jair Cuesta Gómez.

Diego Fernando Pedroza Uribe. **

KEY WORDS:

Essential oils, Hydrodistillation, Steam distillation, Alembic, Design, Construction, Biomass.

DESCRIPTION:

The objective of this degree work is the design of distillation equipment for the extraction of essential oils by the method hydrodistillation and water - steam distillation, using biomass as an energy source.

The designed plant aims to reduce energy costs related to the production of steam in the process of hydrodistillation and water-steam distillation, promote the development of agroindustry medicinal essences and extracts, and provide the opportunity to develop research in the use of biomass as alternative energy source for the extraction processes.

The present thesis has nine chapters, distributed as follows: The first chapter describes the overview of essential oils, preparation methods and equipment used. In the second chapter is describes the overview of biofuels and combustion technologies. The third chapter develops a conceptual design of distiller. In the fourth chapter is presents the thermal design of the distiller, in which is determined the mass flow of steam. In chapter five is shows the mechanical design and construction of the distiller. Chapter six shows the thermal and mechanical design of the condenser. Chapter seven contains the separator vessel design. In chapter eight is presents the cohobation system design. Finally in chapter nine it will find the thermal and mechanical design of the combustion chamber.

* Degree work

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Omar Gelvez Arocha

INTRODUCCIÓN

Colombia es un país con significativas riquezas naturales entre ellas su gran biodiversidad de plantas, ocupando el segundo puesto a nivel mundial con 41.000 especies, esto lo convierte en un potencial productor de aceites esenciales y derivados de extractos de plantas aromáticas y medicinales.¹

El Centro Nacional de Investigaciones para la Agro-Industrialización de Especies Vegetales Aromáticas y Medicinales Tropicales (CENIVAM) tiene como misión la investigación integral de especies aromáticas y medicinales colombianas para impulsar el desarrollo competitivo y sostenible de la agroindustria de esencias, extractos y derivados naturales en Colombia, transfiriendo los nuevos conocimientos a las comunidades campesinas, las asociaciones de productores y a los sectores farmacéutico e industrial del país.

En cumplimiento de esta misión el CENIVAM ha venido desarrollando tecnología e investigación a través del diseño y construcción de equipos piloto, y el estudio de diferentes plantas tropicales con posible potencial para la extracción de aceite esencial y su uso a nivel agroindustrial, con el fin de analizar e identificar oportunidades de mejora que aumenten su rentabilidad y eficiencia.

El alto costo de los combustibles fósiles es uno de los principales inconvenientes de la agroindustria de los aceites esenciales, esto reduce la competitividad a nivel mundial con respecto a otros países donde estos combustibles son subsidiados, haciendo que el costo de producción sea demasiado alto.

¹ INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN DE RECURSOS BIOLÓGICOS ALEXANDER VON HUMBOLDT. Informe sobre el estado de la biodiversidad en Colombia 2006-2007: Bogotá D.C., 2008. P. 39.

El principal objetivo de este trabajo de grado titulado **“Diseño de un equipo de destilación para la extracción de aceites esenciales mediante el método de hidrodestilación y destilación agua - vapor, usando biomasa como fuente de energía”**. Es reducir los costos del proceso, haciendo uso de biomasa residual como fuente de energía térmica, e impulsar el desarrollo de la agroindustria diseñando un equipo que permitirá adelantar actividades de investigación en el uso de biomasa como fuente de energía alternativa en los diferentes procesos de extracción.

Los resultados obtenidos serán de vital importancia para la naciente industria de los aceites esenciales, ya que se generará un diseño para la fabricación de nuevos equipos de extracción de aceites esenciales, contribuyendo de esta manera en la misión de la Universidad Industrial de Santander de apoyar la investigación y la agroindustria en Colombia.

1. GENERALIDADES DE LOS ACEITES ESENCIALES

1.1 DEFINICIÓN

Los aceites esenciales son mezclas de sustancias obtenidas de plantas que presentan como características principales su compleja definición química y su carácter fuertemente aromático (refiriéndonos al término aroma y no al concepto químico de aromaticidad). De los millones de plantas existentes en nuestro planeta, se conocen alrededor de 4000 aceites esenciales distintos, aunque evidentemente, no todas las plantas contienen estas sustancias y hay las que presentan una concentración tan baja que hacen imposible su obtención práctica.

Las plantas aromáticas son las que concentran una mayor cantidad de esencias y por lo tanto constituyen la materia prima para su obtención, bien sea empleando toda la planta, solo sus hojas, flores, frutos o raíces dependiendo de la planta concreta que se trate.²

1.2 CARACTERÍSTICAS

Los aceites esenciales, en general, constituyen del 0,1 al 1% del peso seco de la planta. Son líquidos con escasa solubilidad en agua, solubles en alcoholes y en disolventes orgánicos. Cuando están frescos, a temperatura ambiente, son incoloros, ya que al oxidarse se resinifican y toman un color amarillento oscuro (lo que se previene depositándolos en recipientes de vidrio de color topacio, totalmente llenos y cerrados herméticamente). La mayoría de los aceites son menos densos que el agua (salvo excepciones como los aceites de canela, sazafrán y

² ORTUÑO SANCHEZ, Manuel. Manual práctico de aceites esenciales, aromas y perfumes. España: Ed. Aiyana, 2006.p 7-45.

clavo) y con un alto índice de refracción, los hay muy viscosos o semisólidos, denominados bálsamos u oleorresinas.³

1.3 RESEÑA HISTÓRICA

Los aceites esenciales, resinas, extractos y especias son conocidos y utilizados desde la antigüedad en gran número de aplicaciones: perfumes, ambientadores, cosméticos y medicinas. Existen referencias en manuscritos egipcios, chinos y hay alrededor de 200 citas en la biblia relacionadas con esta sustancia “aceite esencial”

Fue un término utilizado por primera vez en el siglo XVI por Paracelso (famoso médico y farmacéutico) quien utilizó aceites esenciales como medicamentos y los consideró como la “quintaesencia”, o elemento inmaterial presente en todo ser, propuesta por Aristóteles dos mil años antes y que junto a la tierra, el aire, el fuego y el agua constituyen los elementos fundamentales que conforman todo ser vivo o inanimado, según la teoría aristotélica.

Entre los siglos XVI y XVII se prepararon por primera vez en las farmacias de todo el mundo la mayor parte de los aceites esenciales de que se dispone en la actualidad. Con la llegada de la medicina moderna, la utilización de vacunas y antibióticos sustituyó a los antiguos remedios basados en aceites esenciales, aunque desde el siglo XIX su demanda creció hasta hacer necesaria la industrialización de la producción debido a su empleo masivo en perfumes y sabores para alimentación. Sobre el año 1850 el fuerte impulso de la química orgánica sintética y el análisis de componentes en algunos aceites esenciales llevó a la producción de aceites aromáticos sintéticos que imitaban a los naturales de “wintergreen” vainilla o almendras amargas.

³ INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN DE RECURSOS BIOLÓGICOS ALEXANDER VON HUMBOLDT. Análisis del Mercado Internacional de Aceites Esenciales y Aceites Vegetales: Bogotá D.C., 2002.

En la actualidad, los modernos métodos de análisis permiten una identificación exhaustiva de los componentes presentes en los aceites esenciales, particularmente los que están en cantidades traza, responsables del perfil aromático, sutileza y finura de los productos naturales, lo que abre nuevas posibilidades en la obtención de productos interesantes. Por otra parte, la utilización de aceites esenciales como sustancias medicinales es una aplicación que actualmente vive un nuevo impulso, al quedar englobada dentro del gran auge que experimentan los productos naturales desde hace algunas décadas en los países más desarrollados. Así, cada vez ven la luz un mayor número de estudios y trabajos de investigación relacionados con interesantes características y propiedades de los aceites esenciales

1.4 MÉTODOS DE EXTRACCIÓN

Existen diferentes métodos para la extracción de aceites esenciales, entre los cuales tenemos

- Enfleurage.
- Extracción con solventes.
- Extracción por prensado.
- Extracción con fluidos supercríticos.
- Extracción asistida por radiación de microondas.
- Hidrodestilación.
- Destilación agua-vapor
- Destilación por arrastre con vapor.

1.4.4 Enfleurage

Método tradicionalmente utilizado para extraer aceite esencial de flores delicadas como el jazmín y la rosa, que consiste en colocar capas de pétalos sobre un cristal, cubiertas con un aceite esencial tibio y con mucha grasa (antiguamente se utilizaba tocino o cera). Después, los cristales donde se encuentran las rosas se ponen unos encima de otros. Tras algunas semanas, las flores empiezan a deteriorarse, por lo que se substituyen por flores frescas. La grasa que recubre las flores y absorbe sus esencias se lava con alcohol para eliminar las esencias absorbidas. Sin embargo, el alcohol se evapora y origina, de este modo, aceites esenciales muy concentrados conocidos como absolutos. Este es un método muy eficaz y de elevados costos, pero que es utilizado por algunos productores de perfumes.

Figura 1. Enfleurage



Fuente: <http://www.copper-alembic.com>.

1.4.4 Extracción con solventes

El material previamente debe ser molido, macerado o picado, para permitir mayor área de contacto entre el sólido y el solvente. El proceso ha de buscar que el

sólido, o el líquido , o ambos, estén en movimiento continuo (agitación), para lograr mejor eficiencia en la operación. Se realiza preferiblemente a temperatura y presión ambiente. El proceso puede ejecutarse por batch (por lotes o cochadas) o en forma continua (percolación , lixiviación, extracción tipo soxhlet). Los solventes más empleados son: Etanol, metanol, isopropanol, hexano, ciclohexano, tolueno, xileno, ligroína, éter etílico, éter isopropílico, acetato de etilo, acetona, cloroformo; no se usan clorados ni benceno por su peligrosidad a la salud. Los solventes se recuperan por destilación y pueden ser reutilizados.

El solvente adicionalmente extrae otros componentes como colorantes, gomas, mucílagos, ceras, grasas, proteínas carbohidratos. En la etapa de recuperación de los solventes (atmosférica o al vacío), después de los condensadores ha de disponerse de una unidad de enfriamiento, para la menor pérdida del solvente. El material residual en la marmita de destilación, contiene concentrados las materias odoríficas y se le conoce como “concreto”.

1.4.3 Extracción por prensado

También se le conoce como “expresión”. El material vegetal es sometido a presión, bien sea en prensas tipo batch o en forma continua, dentro de éstos se tienen los equipos: Tornillo sin fin de alta o de baja presión, extractor expeller, extractor centrífugo, extractor decanter y rodillos de prensa. Para los cítricos antiguamente se empleó el método manual de la esponja, especialmente en Italia, que consiste en exprimir manualmente las cáscaras con una esponja hasta que se empapa de aceite, se exprime entonces la esponja y se libera el aceite esencial.

Otros métodos corresponden a raspado, como el del estilete o “ecuelle”, donde la fruta se pone a girar en un torno y con un estilete se raspa la corteza únicamente; permanentemente cae un rocío de agua que arrastra los detritos y el aceite es

liberado. Otro proceso emplea una máquina de abrasión similar a una peladora de papas, la “pellatrice” y también hace uso del rocío de agua. En estos procesos la mezcla detritos-agua-aceite se centrifuga a 5000 rpm durante 40 minutos y el aceite esencial recuperado se coloca en una nevera a 3°C durante 4 horas, para solidificar gomas y ceras que se localizan en la superficie. El aceite esencial se guarda en recipientes oscuros a 12 °C. Los aceites obtenidos por prensado y/o raspado, se les comercializa como “expresión en frío” y cumplen la funciones de odorizantes (smell oils) y saborizantes (taste oils).

1.4.4 Extracción con fluidos supercríticos

Punto crítico corresponde a las condiciones de temperatura y presión, para un gas o un vapor, por encima de las cuales la sustancia ya no puede ser “licuada” por incremento de presión. Adicionalmente las propiedades de la fase líquida y/o vapor son las mismas, es decir no hay diferenciación visible ni medible entre gas y líquido. Se habla así de P_c , T_c , V_c , D_c .

La sustancia más empleada es el CO_2 , que en estas condiciones presenta baja viscosidad, baja tensión superficial, alto coeficiente de difusión (10 veces más que un líquido normal), que conlleva un alto contacto con la superficie del material y puede penetrar a pequeños poros y rendijas del mismo lo que asegura una buena eficiencia en la extracción en un corto tiempo. En la parte final del proceso hay una remoción total del solvente y se realiza a una temperatura baja, se disminuye la pérdida de sustancias volátiles y se evita la formación de sabores y olores extraños; presenta un C_p bajo, lo que disminuye notoriamente el consumo de energía del proceso, en intensidad y en tiempo. El CO_2 no es tóxico, ni explosivo,

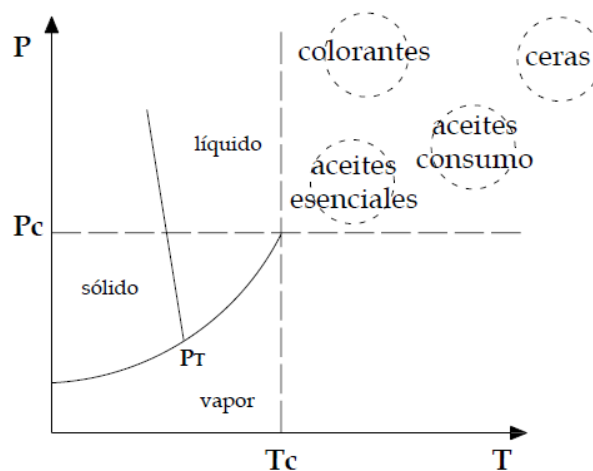
ni incendiario, es bacteriostático y es clasificado por la FDA como GRAS (Generally Recognized As Safe).⁴

Puede tenerse la siguiente solubilidad en CO₂ supercrítico:

- Solubles: Hidrocarburos, éteres, ésteres, cetonas, lactosas, alcoholes, aldehídos, mono y sesquiterpenos.
- Ligeramente solubles: Grasas, resinas, esteroides, alcaloides, carotenos, oligómeros.
- Insolubles: Azúcares, glicósidos, aminoácidos, plásticos, proteínas, polisacáridos.

En el diagrama P- T, puede verse la operación del equipo.

Figura 2. Diagrama P-T

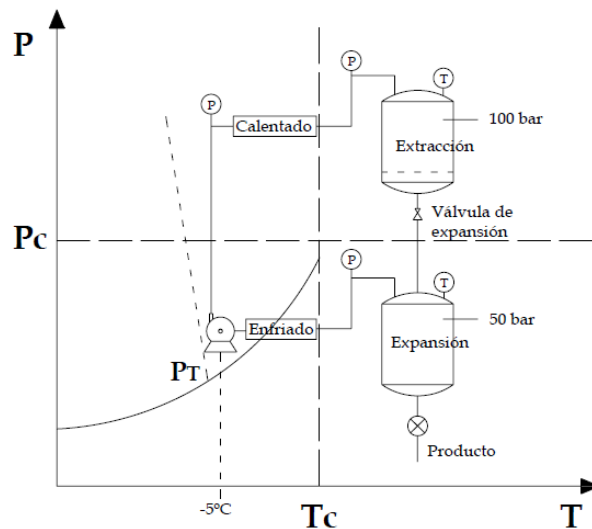


Fuente: II Segundo Congreso Internacional de Plantas Medicinales y Aromáticas. Universidad Nacional de Colombia, Sede Palmira, Octubre 19-21 de 2006.

⁴ CONGRESO INTERNACIONAL DE PLANTAS MEDICINALES Y AROMÁTICAS.(2; 19-21, octubre, 2006: Palmira, Colombia). Memorias. Palmira: Universidad Nacional de Colombia, Sede Palmira, 2006

Después de la extracción el CO₂ debe ser enfriado por debajo de 5°C, para que la bomba pueda tomarlo líquido y bombearlo.

Figura 3. Equipo de extracción supercrítica



Fuente: II Segundo Congreso Internacional de Plantas Medicinales y Aromáticas. Universidad Nacional de Colombia, Sede Palmira, Octubre 19-21 de 2006.

1.4.5 Extracción asistida por la radiación de microondas

El principal efecto de las microondas consiste en su capacidad de producir cambios en la rotación molecular y en la movilidad iónica del medio sin alterar la muestra. Las microondas producen dos interacciones básicas:

Disipación de energía por conductividad térmica: Al atravesar una onda electromagnética un fluido, los iones presentes en esta se ven afectados por su paso ejerciendo una fuerza que hace migrar los iones en función del campo eléctrico. Esta migración iónica lleva asociada una resistencia del fluido al movimiento de iones. De este modo esa resistencia produce un calentamiento generalizado de la muestra ya que los iones están en todas partes del fluido.

Disipación de energía por rotación de dipolos: en moléculas con dipolos eléctricos el campo eléctrico asociado a la radiación electromagnética produce un alineamiento de los mismos con el campo. De este modo cuando pasa la onda los dipolos se encuentran ordenados perfectamente en la dirección del campo pero cuando este cesa las moléculas se reorganizan anárquicamente produciéndose fricción con el disolvente y, por lo tanto, calor.

Figura 4. Extracción asistida por radiación de microondas



Fuente: CENIVAM. Laboratorio de Cromatografía.

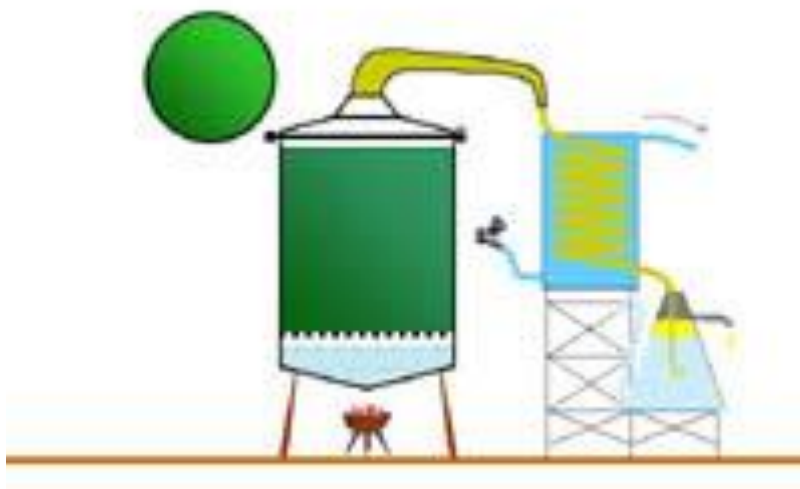
1.4.6 Hidrodestilación

El principio de la destilación en agua es llevar a estado de ebullición una suspensión acuosa de un material vegetal aromático, de tal manera que los vapores generados puedan ser condensados y colectados. El aceite, que es inmisible en agua, es posteriormente separado por decantación. Este sistema de extracción es particularmente empleado en zonas rurales que no cuentan con instalaciones auxiliares para la generación de vapor.

En la destilación con agua el material vegetal siempre debe encontrarse en contacto con el agua. Un factor de especial importancia a considerar es si el calentamiento del extractor es con fuego directo, en este caso el agua presente dentro del extractor deberá ser suficiente y permanente para llevar a cabo toda la destilación a fin de evitar el sobrecalentamiento o carbonización del material vegetal, dado que este hecho provocaría la formación de olores desagradables en el producto final.

Si el aceite contiene compuestos de alto punto de ebullición, el tiempo de destilación deberá ser mayor. Dado que generalmente no es posible colocar suficiente agua para soportar todo el ciclo de destilación, se han diseñado equipos que presentan un tubo de cohobación lateral que permite el retorno de agua hacia la olla.

Figura 5. Equipo Tradicional de Hidrodestilación



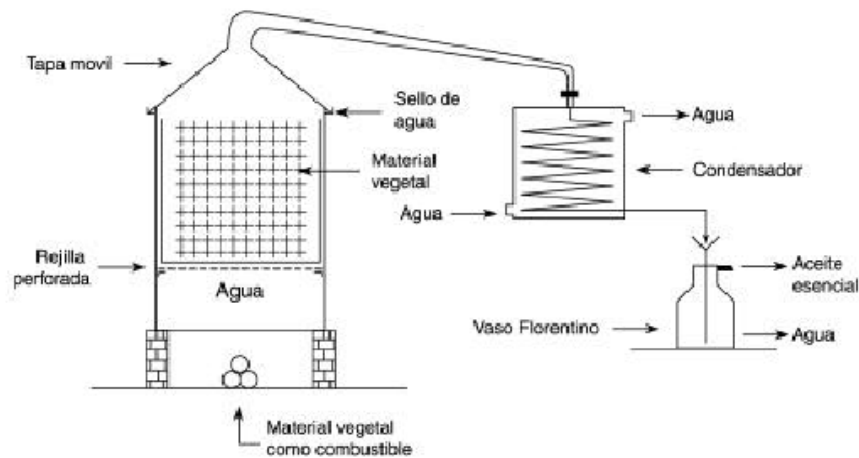
Fuente: <http://www.herbotecnia.com.ar>.

Los aceites esenciales obtenidos mediante destilación en agua normalmente presentan notas más fuertes y un color más oscuro con respecto a los producidos por otros métodos.

1.4.7 Destilación Agua-Vapor

En este caso el vapor puede ser generado mediante una fuente externa o dentro del propio cuerpo del extractor, aunque separado del material vegetal. La diferencia radical existente entre estos sistemas y el de hidrodestilación es que el material vegetal se encuentra suspendido sobre un tramado (falso fondo) que impide el contacto del material vegetal con el medio líquido en ebullición. Este sistema reduce la capacidad neta de carga de materia prima dentro del extractor pero mejora la calidad del aceite obtenido. En la Figura 6 se muestra un equipo tradicional de un proceso de destilación agua - vapor:

Figura 6. Equipo tradicional de destilación Agua-Vapor



Fuente: BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000.

Si la cantidad de agua contenida en el extractor no es suficiente para sostener el proceso de destilación, es conveniente utilizar un sistema de cohobación a través del cual, el agua ya condensada es retornada al cuerpo del extractor para volver a ser calentada.

1.4.8 Destilación por arrastre de vapor

La destilación por arrastre con vapor, es similar al anterior método, pero en el fondo de la retorta no hay agua, el vapor es proveído por una caldera. La presión del vapor es una de las variables de trabajo, que se selecciona para el tipo de material vegetal a procesar. Este método de destilación puede considerarse el más sencillo, seguro e inclusive, el más antiguo, ya que se menciona en textos tan antiguos como la Biblia.

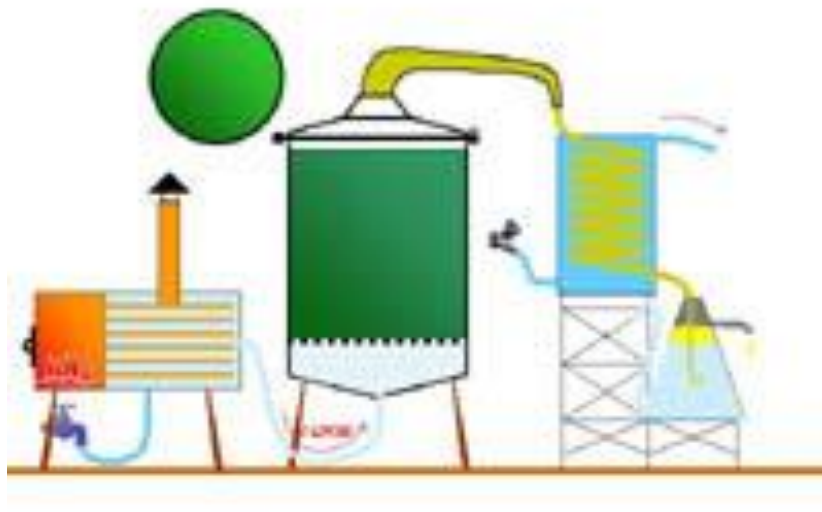
Técnicamente el proceso está ligado a la producción de alcohol y está basado en que la mayor parte de las sustancias olorosas que se encuentran en una materia vegetal, pueden ser arrastradas por el vapor de agua.

La destilación por arrastre con vapor que se emplea para extraer la mayoría de los aceites esenciales produce una mezcla de dos productos inmiscibles, este método consiste en una vaporización a temperaturas inferiores a las de ebullición de los componentes volátiles del material vegetal por efecto de una corriente directa de vapor de agua, el cual ejerce la doble función de calentar la mezcla hasta su punto de ebullición y disminuir la temperatura de ebullición por acción de la tensión de vapor. Los vapores que salen del cuello de cisne se enfrían en un condensador donde regresan a la fase líquida, los dos productos inmiscibles, agua y aceite esencial finalmente se separan en un separador o vaso florentino.

En la destilación por arrastre con vapor, el vapor húmedo o seco se produce por separado en una caldera y se inyecta por la parte inferior del recipiente que contiene el material vegetal, en la figura 7 se puede ver esta configuración.

La ventaja de este tipo de destilación “seca” es que es relativamente rápida, consume menos energía y causa menos transformaciones químicas a los componentes lábiles o reactivos de los aceites esenciales.⁵

Figura 7. Equipo Tradicional de Destilación por Arrastre de Vapor



Fuente: <http://www.herbotecnia.com.ar>.

⁵ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. P. 141-149.

2. GENERALIDADES DE LOS BIOCOMBUSTIBLES

Los biocombustibles se producen orgánicamente y a diferencia de los combustibles fósiles son una fuente de energía renovable. Los biocombustibles provienen de la biomasa: materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía.

Para la obtención de los biocombustibles se pueden utilizar especies de uso agrícola tales como el maíz o la mandioca, ricas en carbohidratos, o plantas oleaginosas como la soja, girasol y palmas. También se pueden emplear especies forestales como el eucalipto y los pinos. Al utilizar estos materiales se reduce el CO₂ que es enviado a la atmósfera terrestre ya que estos materiales van absorbiendo el CO₂ a medida que se van desarrollando, mientras que emiten una cantidad similar que los combustibles convencionales en el momento de la combustión.

2.1 ETAPAS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN DE LA BIOMASA

Los combustibles sólidos orgánicos tienen la característica de no ser inflamables bajo condiciones ambiente. Para que una fuente sólida de bioenergía se quemé, se debe desarrollar una cadena de procesos de conversión termoquímicos, los cuales son:

- Calentamiento.
- Secado.
- Descomposición pirolítica.
- Gasificación del combustible libre de agua.
- Gasificación del carbón sólido.

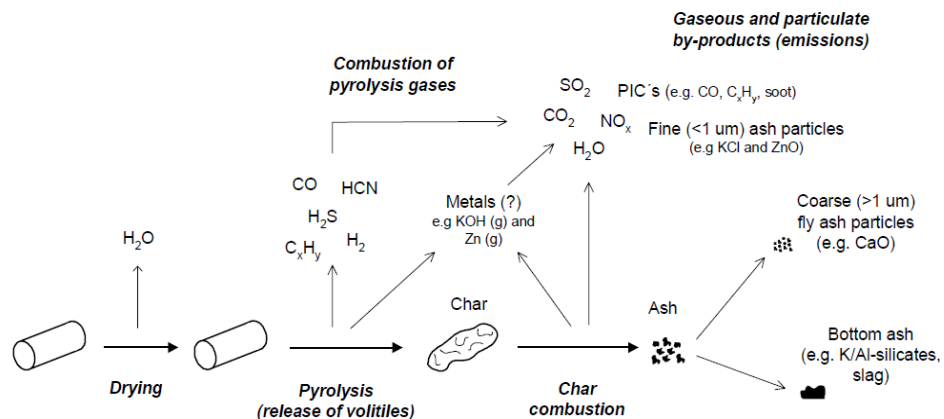
- Oxidación de los gases combustibles.

Los siguientes son los requisitos técnicos para una conversión completa de combustibles sólidos:

- El aire de oxidación debe ser suministrado en exceso (más que el estequiométrico).
- Se debe garantizar una buena mezcla entre los gases del combustible y el aire de combustión suministrado.
- La mezcla generada en el proceso, requiere un tiempo de residencia lo suficientemente largo en la zona de reacción.
- El proceso de combustión requiere una temperatura de combustión lo suficientemente alta.

En la Figura 8 se aprecian los procesos de conversión termoquímicos de un biocombustible sólido y la formación de partículas y emisiones indeseadas en el proceso.

Figura 8. Etapas del proceso de combustión de un biocombustible sólido



Fuente: BOMAN, Christoffer. Particulate and gaseous emissions from residential biomass combustion, Solfjädern Offset AB, Umeå, Sweden, 2005.

Las calderas modernas que trabajan con combustibles sólidos se diseñan de tal forma que puedan crear estas condiciones técnicas. Esencialmente se alcanzan estas condiciones por medio de una separación espacial entre el suministro de aire al lecho de brasas (entrada de aire primario) y el suministro de aire a la zona de combustión del gas del combustible (entrada de aire secundario) esto garantiza la combustión completa y una reducción en las emisiones. Las siguientes son las fases que se presentan en la quema de combustibles sólidos⁶:

Fase 1: Calentamiento del combustible (a menos de 100°C). Cuando el combustible sólido ingresa en el sistema de combustión se encuentra generalmente a temperatura ambiente de almacenaje es decir, a una temperatura que se encuentra entre 10°C y 25°C. Antes que otras reacciones puedan comenzar, el combustible sólido necesita pasar por una fase de calentamiento.

Fase 2: Secado del combustible (entre 100°C y 150°C). Sobre los 100°C comienza la vaporización del agua que está adherida y atrapada dentro del combustible. Esta escapa del combustible como vapor de agua.

Fase 3: Descomposición pirolítica de los componentes (entre 150°C y 230°C). La descomposición pirolítica comienza a temperaturas alrededor de los 150°C. En este proceso la larga cadena de componentes de los combustibles sólidos se rompen en una corta cadena de compuestos. Los productos que se presentan como resultado de esto son compuestos líquidos de alquitrán y gases tales como monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos gaseosos (C_mH_n). La descomposición pirolítica no requiere oxígeno.

⁶ THE GERMAN SOLAR ENERGY SOCIETY (DGS), Ecofys. Planning and installing bioenergy systems: A Guide for Installers, Architects and Engineers. London: James & James/Earthscan, 2005. P. 36-37.

Las fases 1-3 son reacciones endotérmicas (calor absorbido). Ocurren automáticamente en cualquier proceso de combustión, sirven para preparar al combustible para la oxidación. Una vez que se alcanza el punto de inflamación, aproximadamente unos 230°C, comienzan las reacciones exotérmicas (calor liberado), con el suministro del oxígeno. La madera puede ser externamente encendida alrededor de los 300°C, y desde los 400°C experimenta la combustión espontánea.

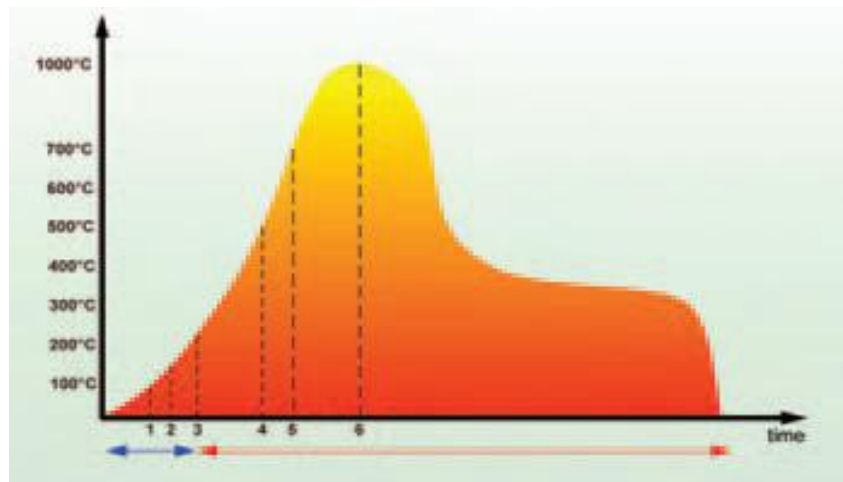
Fase 4: Gasificación del combustible libre de agua (entre 230°C y 500°C). La descomposición térmica del combustible libre de agua bajo la influencia de oxígeno comienza en el punto de inflamación alrededor de 230°C. La gasificación ocurre principalmente en el lecho de brasas del combustible sólido. Aquí el oxígeno suministrado como aire primario emite suficiente calor en su reacción con los productos gaseosos (C_mH_n) de la pirólisis siendo capaz de afectar los sólidos y los productos líquidos de la pirólisis como el carbón y el alquitrán.

Fase 5: Gasificación del carbón sólido (de 500°C a 700°C). En esta fase, bajo influencia del dióxido de carbono (CO_2), el vapor de agua disponible y el oxígeno (O_2), se genera el monóxido de carbono combustible. La gasificación del carbón sólido es exotérmica y emite rayos de luz y calor que toman la forma de una llama visible.

Fase 6: Oxidación de los gases combustibles (de 700°C a alrededor de 1400°C). La oxidación de todos los gases combustibles resultantes de las anteriores etapas del proceso representa el final de la reacción de la combustión para los combustibles sólidos. Bajo influencia del aire secundario, se produce la combustión limpia y completa de la mezcla de los gases.

Para el quemado de la madera, los procesos de conversión se pueden observar en la Figura 9. La madera quemada que es encendida con una carga de combustibles tiene la curva de calor mostrada en la figura. La combustión de materiales sólidos se basa en un balance entre las reacciones endotérmicas (calor absorbido), mostradas con una flecha azul, y las reacciones exotérmicas (calor liberado), mostradas con una flecha roja. Puede verse el contraste entre el encendido de combustibles sólidos, en comparación con las llamas constantes de los combustibles gaseosos o líquidos, esto significa tiempos más largos de calentamiento y una salida de calor fluctuante.

Figura 9. Procesos de conversión para la quema de madera



Fuente: GERMAN SOLAR ENERGY SOCIETY (DGS) AND ECOFYS, Planning and installing bioenergy systems: a guide for installers, architects and engineers, James & James, London, UK and USA, 2005.

2.2 CARACTERÍSTICAS DE LA CENIZA DE LA BIOMASA

Las recientes actividades de investigación y desarrollo sobre las técnicas de caracterización de la ceniza de biomasa, se han desarrollado durante años desde la comprensión de las reacciones experimentadas por las especies inorgánicas en los combustibles sólidos en la combustión y en otros procesos de alta temperatura.

En términos muy generales, los materiales inorgánicos en la mayoría de los combustibles sólidos, incluyendo la biomasa, se pueden dividir en dos amplias categorías:

- El material inorgánico inherente
- El material inorgánico extraño

2.2.1 Material inorgánico inherente

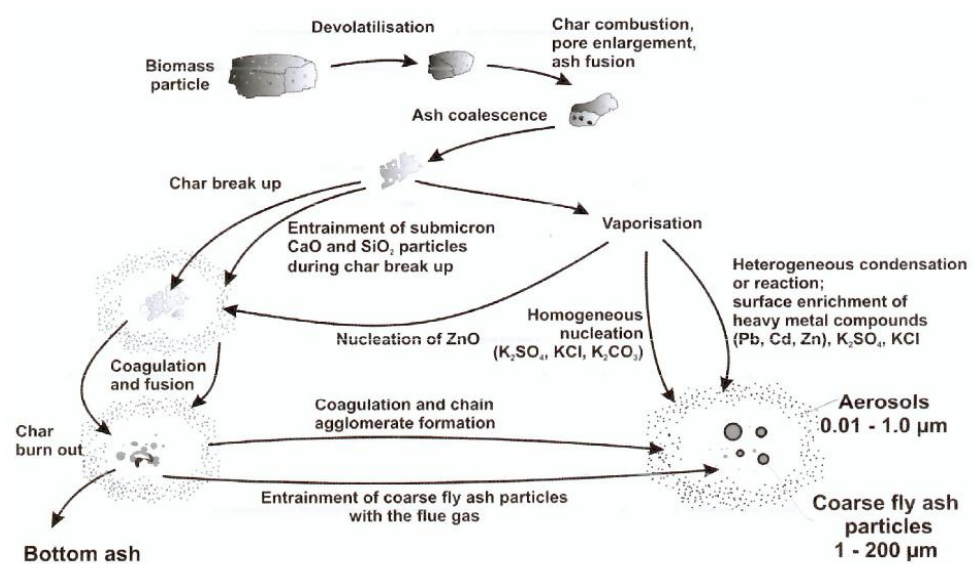
El material inorgánico inherente, que existe como parte de la estructura orgánica del combustible, y es más comúnmente asociado con el oxígeno, azufre, y nitrógeno conteniendo grupos funcionales dentro de la estructura orgánica. Estos grupos funcionales pueden proporcionar un adecuado lugar para que la especie inorgánica sea asociada químicamente bajo la forma de cationes o quelatos. La materia de la biomasa tiende a ser relativamente rica en oxígeno contenida en estos lugares, y una fracción significativa del material inorgánico en la mayoría de los combustibles de la biomasa está en esta forma. Es también posible que cierta especie inorgánica esté presente en forma de partículas muy finas dentro de la estructura orgánica de algunos de los combustibles, y se comporte esencialmente como componente inherente del combustible.

2.2.2 Material inorgánico extraño

El material que se ha agregado al combustible por procesos geológicos o durante la cosecha, la manipulación y el procesamiento del combustible. Los combustibles de la biomasa, por ejemplo, se contaminan comúnmente con el suelo y otros materiales, que han llegado a ser mezclados con el combustible durante la recolección, la manipulación o el almacenaje.

El material inorgánico extraño puede estar en muchas formas. En la mayoría de los casos, sin embargo, toma la forma de contaminación con la arena, el suelo u otros materiales minerales, componentes de metal vagabundo, etc.⁷

Figura 10. Ilustración esquemática del proceso de formación de ceniza en la combustión de biomasa



Fuente: BOMAN, Christoffer. Particulate and gaseous emissions from residential biomass combustion, Solfjädern Offset AB, Umeå, Sweden, 2005.

2.3 TECNOLOGÍAS DE COMBUSTIÓN

Las siguientes tecnologías de combustión están concebidas para una capacidad térmica moderada 50Kw - 100Kw, incluyen sistemas de alimentación del

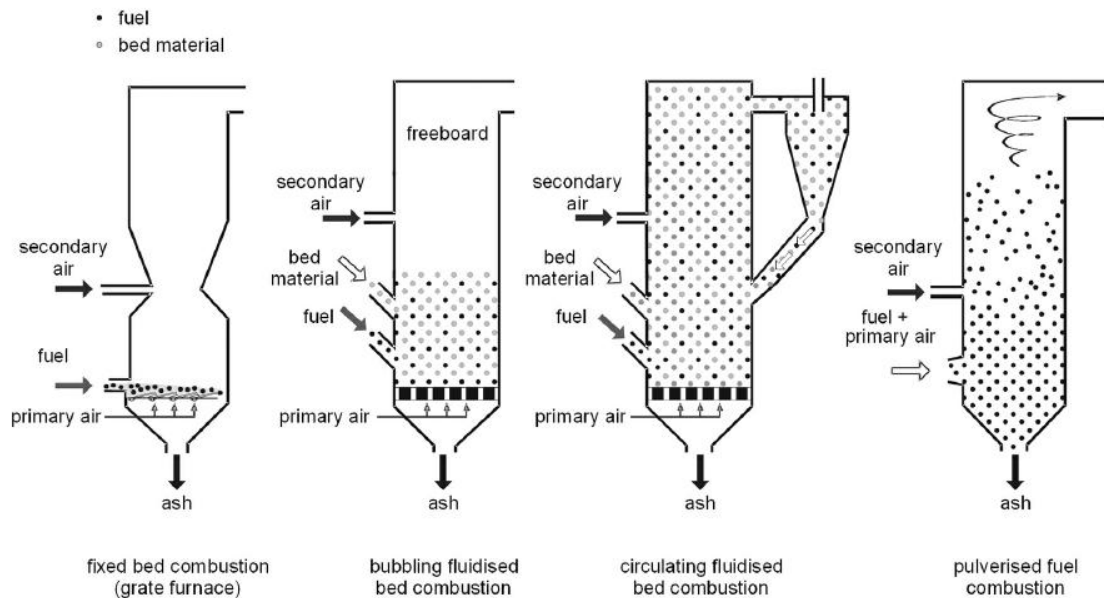
⁷ TOSCANO MORALES, Luis Alberto. Análisis de los parámetros y Selección de hornos para la combustión de biomasa (APLICACIÓN A BIOMASAS LOCALES TÍPICAS). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, 2009.

combustible mecánico o neumático, la alimentación manual del combustible no es aconsejable debido al alto costo del personal y a los estrictos límites de emisión.⁸

Se pueden distinguir las siguientes tecnologías de combustión

- Combustión en lecho fijo.
- Combustión en lecho fluidizado.
- Combustión pulverizada del combustible.

Figura 11. Principales tecnologías de combustión para la biomasa



Fuente: SJAACK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, p. 134-150.

2.3.1 Combustión en lecho fijo

Hay varias tecnologías de hornos de parrilla disponibles para la combustión en lecho fijo: sistemas de parrillas fijas, parrillas móviles, parrillas transportadoras,

⁸ VAN LOO, Sjaak and KOPPEJAN, Jaap. The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing, Earthscan. London: Earthscan, 2008. p. 134-155.

parrillas rotativas y parrillas vibratorias. Todas estas tecnologías tienen ventajas y desventajas, dependiendo de las propiedades del combustible, lo que hace importante la selección cuidadosa y la planificación.

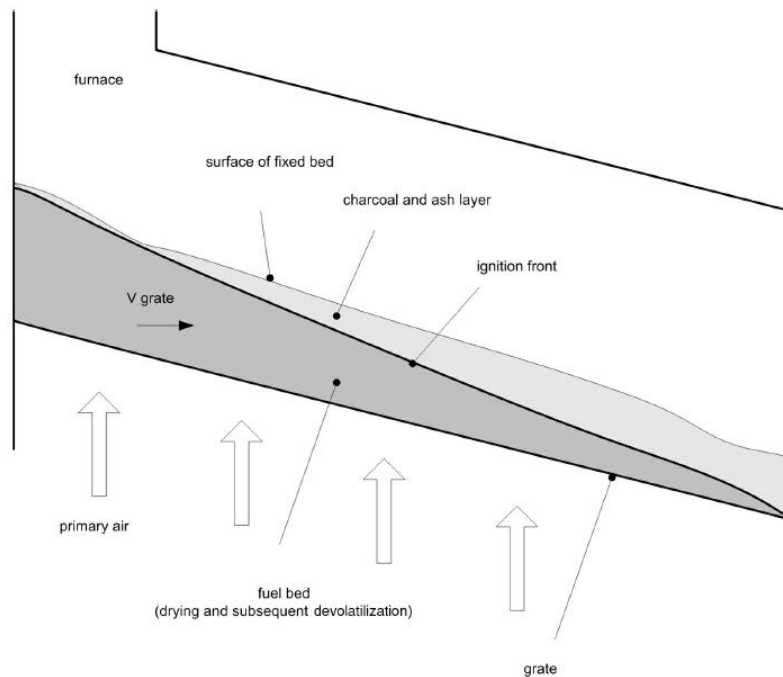
Los hornos de parrilla son apropiados para los combustibles de biomasa con un alto contenido de humedad, con diferentes tamaños de partículas y alto contenido de cenizas. Se pueden utilizar mezclas de combustibles de madera, pero la tecnología actual no permite las mezclas de combustibles de madera y paja, cereales y pasto, debido a su diferente comportamiento de la combustión, bajo contenido de humedad y de bajo punto de fusión de cenizas. Sólo construcciones de parrillas especiales son capaces de hacer frente a las mezclas de combustibles de la biomasa leñosa y herbácea, por ejemplo, parrillas vibrantes o parrillas rotativas las cuales aseguran una buena mezcla de los combustibles.

Un buen diseño y un buen control de la parrilla garantizan una distribución homogénea del combustible y del lecho de brasas sobre toda la superficie de la parrilla. Esto es muy importante para garantizar un igual suministro de aire primario en las diferentes áreas de la parrilla. Un suministro de aire no homogéneo puede causar la creación de escoria, una mayor cantidad de cenizas volátiles y puede aumentar el exceso de oxígeno necesario para una combustión completa, lo que resulta en pérdidas de calor de la caldera. Por otra parte, el transporte del combustible por la chimenea tiene que ser lo más suave y homogéneo posible con el fin de mantener el lecho de brasas en calma y homogéneo y así evitar la formación de "agujeros", la dispersión de cenizas volátiles y las partículas no quemadas tanto como sea posible.

La tecnología necesaria para alcanzar estos objetivos incluye parrillas continuamente móviles, un sistema de alto control del lecho de brasas por

ejemplo, el uso de rayos infrarrojos y ventiladores de aire primario con control de frecuencia para las secciones variables de la parrilla. El suministro de aire primario debe estar dividido en secciones con el fin de poder ajustar las cantidades de aire específicas a las requeridas en las zonas donde el secado, la gasificación y la combustión de carbón prevalecen (Figura 12). Este suministro de aire primario regulable por separado también permite el buen funcionamiento de los hornos de rejilla en las cargas parciales hasta un 25 por ciento de la carga nominal del horno, los sistemas de parrilla pueden ser refrigerados por agua para evitar la formación de escoria y extender la vida útil de los materiales.

Figura 12. Proceso de combustión para combustibles en lecho fijo



Fuente: SJAAK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, *The handbook of biomass combustion and co-firing*, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

En los hornos de parrilla la combustión por etapas debe ser obtenida por la separación de las cámaras de combustión primaria y secundaria con el fin de

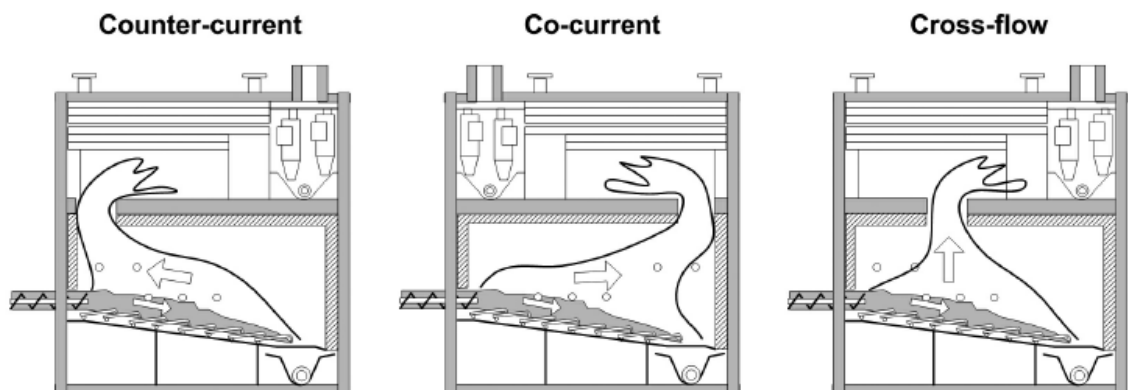
evitar la retro mezcla del aire secundario y para separar las zonas de gasificación y oxidación. Debido a que la mezcla del aire y los gases de combustión en la cámara de combustión primaria no es óptima por la baja turbulencia necesaria para la calma del lecho de brasas en la parrilla, la geometría de la cámara de combustión secundaria y la inyección de aire secundario tiene que garantizar la mezcla de los gases de combustión y el aire para que sea lo más completa posible. Cuanto mejor sea la calidad de la mezcla entre los gases de la combustión y el aire de combustión secundaria, menor es la cantidad de exceso de oxígeno necesario para la combustión completa y mayor será la eficiencia.

2.3.1.1 Clasificación de la combustión en lecho fijo según el flujo

La combustión en parrillas fijas se puede clasificar de acuerdo a las direcciones del flujo de combustible y los gases de combustión de la siguiente forma:

- Flujo contracorriente.
- Flujo unicorriente.
- Flujo cruzado.

Figura 13. Clasificación de la tecnología de combustión de parrillas



Fuente: VAN LOO, Sjaak and KOPPEJAN, Jaap. The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing, Earthscan. London: Earthscan, 2008, 134-150.

Flujo contracorriente: es adecuado para combustibles con bajos valores de calor (Cortezas húmedas, astillas de madera o aserrín) el secado y el transporte de vapor de agua desde el lecho de combustible se incrementa por convección. Este sistema requiere una buena mezcla de los gases de combustión y el aire secundario en la cámara de combustión con el fin de evitar la formación de flujos estriados enriquecidos con gases no quemados aumentando las emisiones.

El flujo unicorriente: se aplica a los combustibles secos como los residuos de madera o paja, o en los sistemas donde se utiliza aire primario precalentado. Este sistema aumenta el tiempo de residencia de los gases no quemados liberados del lecho de combustible y puede mejorar la reducción de NO_x por aumento del contacto de los gases de combustión con el lecho de brasas. Puede presentarse un mayor arrastre de cenizas volátiles el cual se debe obstaculizar por las condiciones de flujo apropiadas (diseño del horno).

El flujo cruzado: es una combinación de los anteriores se aplica especialmente en las plantas de combustión con cámaras de combustión secundaria vertical.

2.3.1.2 Clasificación de la combustión en lecho fijo por diseño

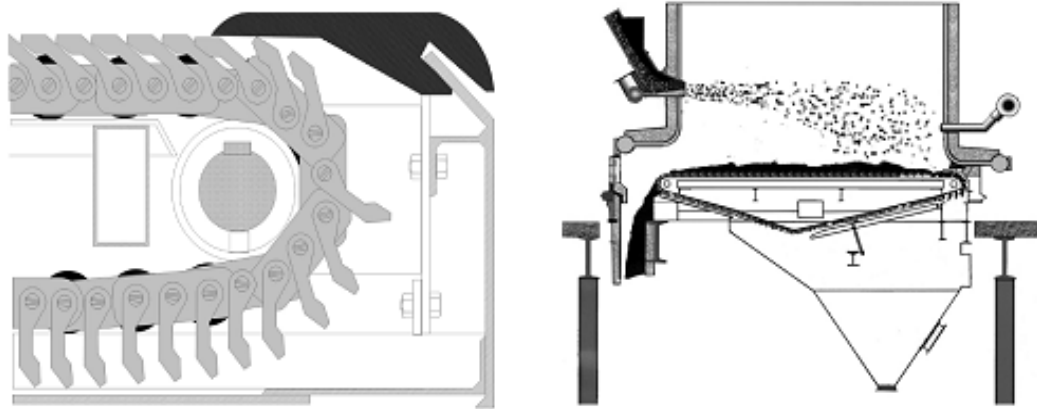
Como se mencionó anteriormente hay un gran número de diseños de hornos para la combustión de biocombustibles sólidos en lechos fijos la siguiente es una pequeña descripción de estos:

- Parrillas viajeras.
- Parrillas fijas.
- Parrillas móviles, inclinadas y horizontales.

- Parrillas vibrantes.
- Quemadores cigarro.
- Parrillas giratorias de alimentación inferior.
- Fogoneros de alimentación inferior.

Parrillas viajeras: Los hornos con parrillas viajeras se compone de barras de rejillas que forma una banda sin fin que se mueve a través de la cámara de combustión, el combustible es suministrado en un extremo de la cámara de combustión en la parrilla, por transportadores de tornillo, o se distribuye en la parrilla por fogoneros esparcidores que inyectan el combustible en la cámara de combustión Figura 14. El lecho de combustible no se mueve, pero es transportado a través de la cámara de combustión por la parrilla, contrario a los hornos de parrilla móvil donde el lecho de combustible se mueve sobre la parrilla. Al final de la cámara de combustión se limpian las cenizas y la suciedad de la parrilla mientras la banda da la vuelta. La velocidad de la parrilla de viaje es de ajuste continuo con el fin de lograr el quemado completo del combustible.

Figura 14. Detalles parrillas viajeras



Fuente: SJAAK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

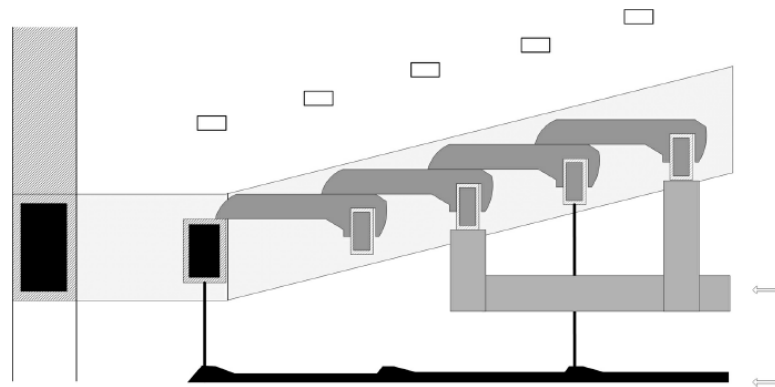
Parrillas Fijas: los sistemas de parrilla fija sólo se utilizan en aplicaciones a pequeña escala. En estos sistemas, el transporte de combustible se lleva a cabo por el sistema de alimentación y la gravedad. Dado que el transporte y la distribución del combustible sobre la parrilla no se pueden controlar adecuadamente, esta tecnología ya no se aplica en las modernas plantas de combustión de biomasa.

Parrillas móviles inclinadas y horizontales: Los hornos de parrilla móvil por lo general tienen una parrilla inclinada compuesta de filas de barras de parrilla fijas y móviles. Por los movimientos alternativos horizontales hacia delante y hacia atrás de las secciones móviles, el combustible es transportado a lo largo de la parrilla. De este modo son mezcladas las partículas de combustible sin quemar con las quemadas, la superficie del lecho de combustible se renueva logrando una mejor distribución del combustible sobre la superficie de la parrilla (lo cual es importante para una igual distribución de aire primario a través del lecho de combustible). Las barras de la parrilla están hechas de aleaciones de acero resistente al calor. Están equipadas con pequeños canales en sus paredes laterales para el suministro de aire primario y deben ser lo más estrechas posible con el fin de distribuir el aire primario a través del lecho de combustible de la mejor manera posible. En el horno de parrilla móvil, se puede utilizar una amplia variedad de biocombustibles. Los hornos de parrilla móvil refrigerados por aire usan el aire primario para el enfriamiento de la parrilla y son convenientes para corteza húmeda, aserrín y virutas de madera.

Las parrillas de movimiento horizontal cuentan con un lecho de combustible totalmente horizontal. Esto se logra por la posición diagonal de las barras de la parrilla. Las ventajas de esta tecnología son el hecho de que los movimientos incontrolados del combustible sobre la parrilla por la gravedad son impedidos y que el efecto de avivar por los movimientos de la parrilla se incrementan, lo cual

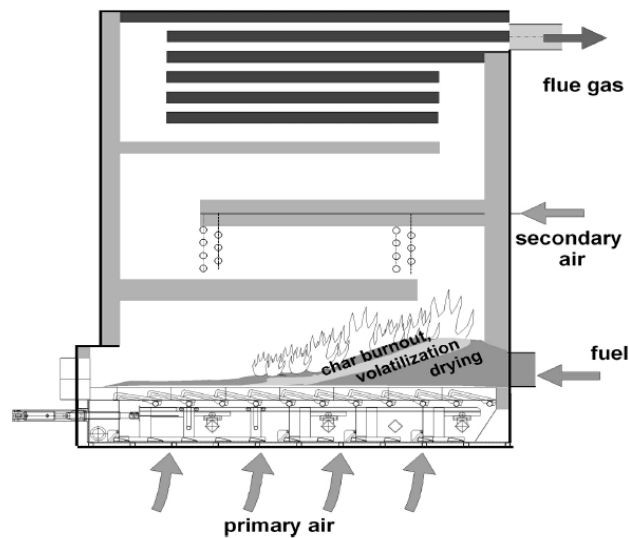
conduce a una distribución más homogénea del material en la superficie de la parrilla y obstaculiza la formación de escoria, como resultado de los puntos calientes. Otra ventaja de la parrilla horizontal en movimiento es que la altura total se puede reducir.

Figura 15. Parrilla móvil inclinada



Fuente: SJAAP VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

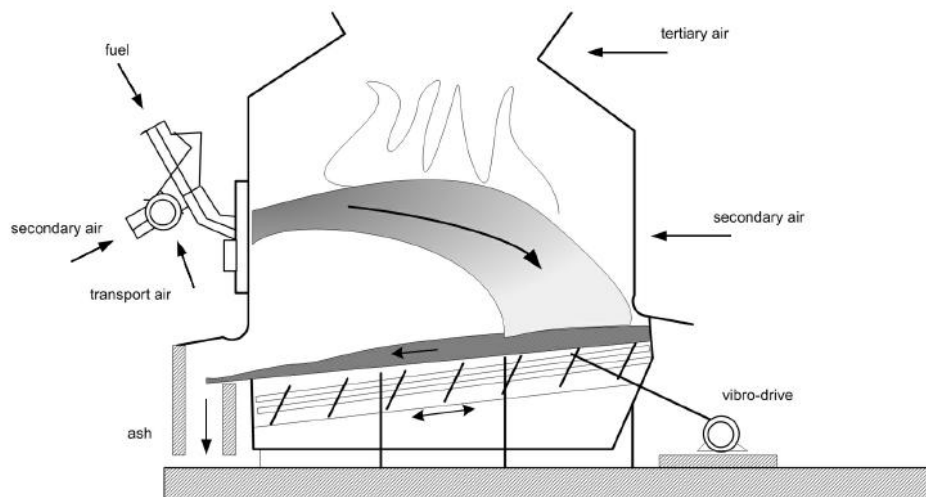
Figura 16. Parrilla móvil horizontal



Fuente: SJAAP VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

Parrillas vibrantes: Los hornos de parrilla vibrante consisten en una pared de tubos con aletas inclinados colocados en resortes. El combustible se introduce en la cámara de combustión por esparcidores, alimentadores de tornillo o sistemas hidráulicos. El aire primario se alimenta a través del lecho de combustible desde abajo a través de los orificios ubicados en los costados de las paredes de tubos con aletas. Gracias a los periodos de vibración de la parrilla se inhibe la formación de grandes partículas de escoria, esta es la razón por la cual esta tecnología de parrilla es especialmente aplicada con los combustibles que tienden a presentar aglomeraciones y a convertirse en escoria (por ejemplo, residuos de madera y paja). Las desventajas de las parrillas vibrantes son las altas emisiones de cenizas provocada por las vibraciones, el aumento de las emisiones de CO debido a las alteraciones periódicas del lecho de combustible y un quemado incompleto de las cenizas del fondo porque el transporte de combustible y cenizas son más difíciles de controlar.

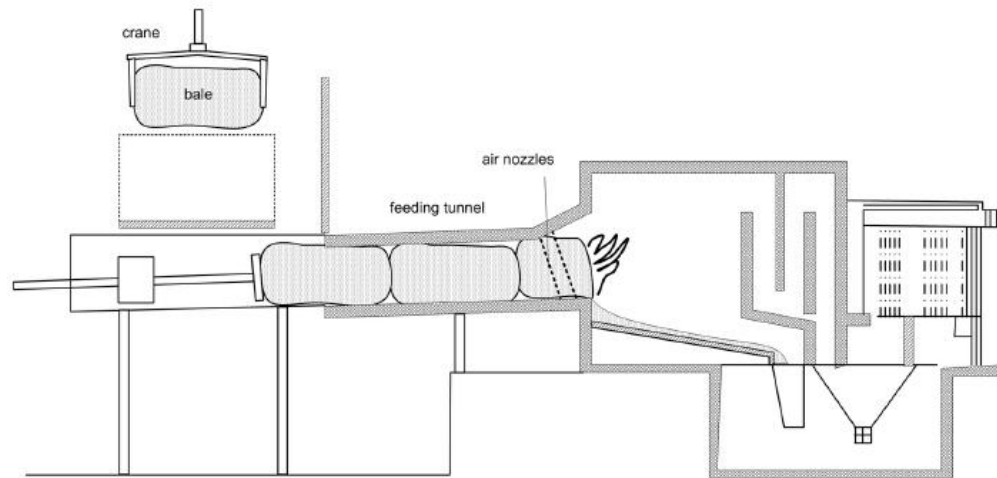
Figura 17. Parrilla vibrante alimentada por fogoneros esparcidores



Fuente: SJAAK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

Quemadores cigarro: Los quemadores cigarro se han desarrollado para la combustión de balas de paja y de cereales. Las balas de paja y cereal se entregan en un proceso continuo por un pistón hidráulico a través de un túnel de alimentación a una parrilla móvil refrigerada por agua. Al entrar en la cámara de combustión, el combustible comienza a gasificar y la combustión del carbón continúa mientras que el material no quemado se mueve sobre la parrilla.

Figura 18. Quemador cigarro

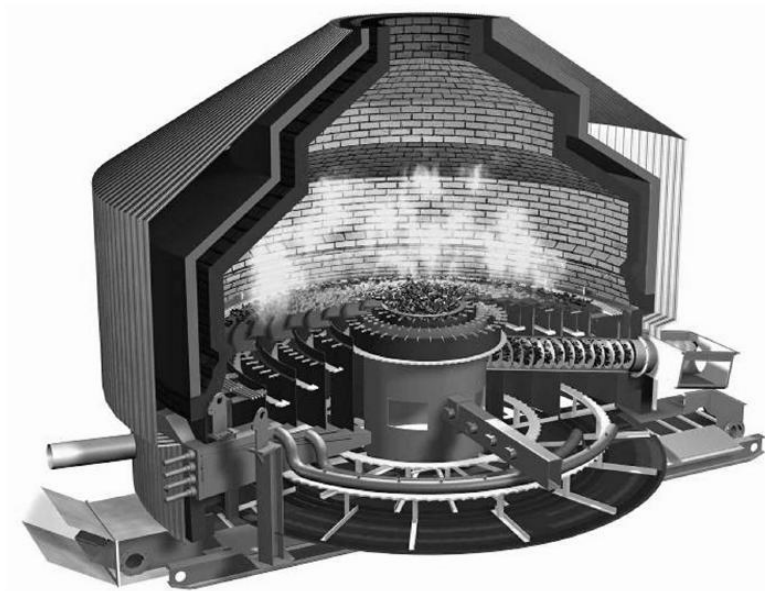


Fuente: SJAAK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

Parrillas giratorias de alimentación inferior: Es una nueva tecnología Finlandesa de combustión de biomasa que hace uso de parrillas de sección cónica que giran en direcciones opuestas y son suministrada con aire primario desde abajo. Como resultado, los combustibles húmedos e inflamables son bien mezclados, Lo cual hace que el sistema sea adecuado para el quemado de combustibles muy húmedos, como cortezas, virutas y astillas de madera (con un contenido de humedad hasta del 65%). Los gases combustibles formados son quemados con aire secundario en una cámara de combustión separada horizontal

o vertical. El combustible se alimenta a la parrilla desde abajo por los transportadores de tornillo, por lo cual es necesario mantener un tamaño medio de partícula inferior a 50 mm. El combustible se traslada a la periferia de la parrilla circular. En el borde de la parrilla la ceniza cae en un recipiente para cenizas lleno de agua debajo de la parrilla.

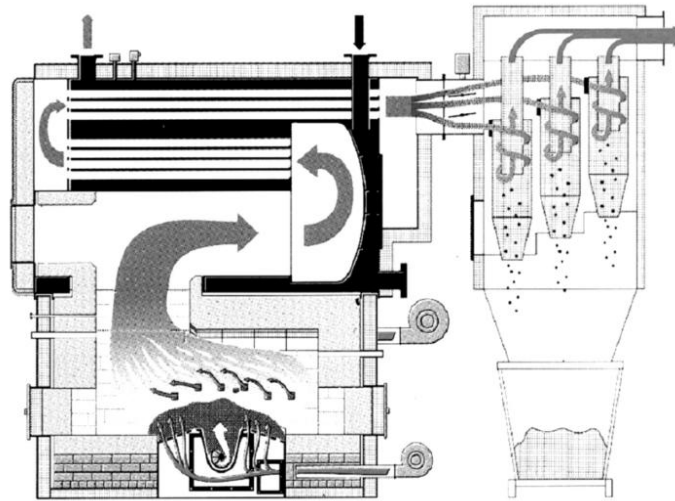
Figura 19. Parrilla giratoria de alimentación inferior



Fuente: SJAACK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

Fogoneros de alimentación inferior: El combustible se introduce en la cámara de combustión por transportadores de tornillo desde abajo y es transportado hacia arriba en una parrilla interior o exterior. Las parrillas exteriores son más comunes en las plantas de combustión modernas debido a que permiten una operación más flexible y el sistema automático de remoción de cenizas se puede aplicar más fácilmente. El aire primario se suministra a través de la parrilla, el aire secundario generalmente se suministra a la entrada de la cámara de combustión secundaria.

Figura 20. Horno fogonero de alimentación inferior



Fuente: SJAACK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, *The handbook of biomass combustion and co-firing*, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

Los fogoneros de alimentación inferior son adecuados para biocombustibles con bajo contenido de ceniza (astillas, serrín, pellets) y tamaños pequeños de partículas (hasta 50 mm). Los biocombustibles ricos en cenizas como cortezas, pajas y los cereales necesitan sistemas de remoción de cenizas más eficiente. Además las partículas de ceniza sinterizada o fundida que cubre la superficie superior del lecho de combustible pueden causar problemas en los fogoneros de alimentación inferior, debido a las condiciones inestables de combustión cuando el combustible y el aire son cubiertos por cenizas a través de la abertura en la superficie. Una ventaja de los fogoneros de alimentación inferior es su buen comportamiento con carga parcial y su simple control de carga. Los cambios de carga se pueden lograr con mayor facilidad y rapidez que en las plantas de combustión de parrilla, ya que el suministro de combustible se puede controlar con más facilidad y la masa de combustible en el horno es comparativamente baja.

2.3.2 Combustión en lecho fluidizado

Los sistemas de combustión en lecho fluidizado (FBC por sus siglas en inglés) se han aplicado desde 1960 para la combustión de residuos municipales e industriales. En cuanto a las aplicaciones tecnológicas se distinguen en dos clases, lecho fluidizado burbujeante (LFB) y lecho fluidizado circulante (LFC).

Un lecho fluidizado consiste en un recipiente cilíndrico con una placa de fondo perforada, lleno con un lecho en suspensión de material caliente, inerte y granular. Los materiales comunes para el lecho son la arena de sílice y la dolomita. El material del lecho representa el 90-98 por ciento de la mezcla entre el combustible y el material del lecho. El aire primario de combustión entra en el horno desde abajo a través de la placa de distribución de aire y fluidifica el lecho para que se convierta en una masa agitada de partículas y burbujas. La intensa transferencia de calor y la mezcla ofrece buenas condiciones para la combustión completa con baja demanda de exceso de aire (λ entre 1,1 y 1,2 para las plantas LFC y entre 1,2 y 1,3 para las plantas LFB). La temperatura de combustión tiene que mantenerse baja (generalmente 650-900 ° C) con el fin de evitar que la ceniza se sinterice en el lecho. Esto se puede lograr con superficies internas de intercambio de calor, por recirculación de gases de combustión, mediante la inyección de agua o por operación del lecho subestequiométrico (en las plantas de combustión de lecho fijo las temperaturas de combustión son generalmente de 100-200 ° C más alta que en las unidades de LFC).

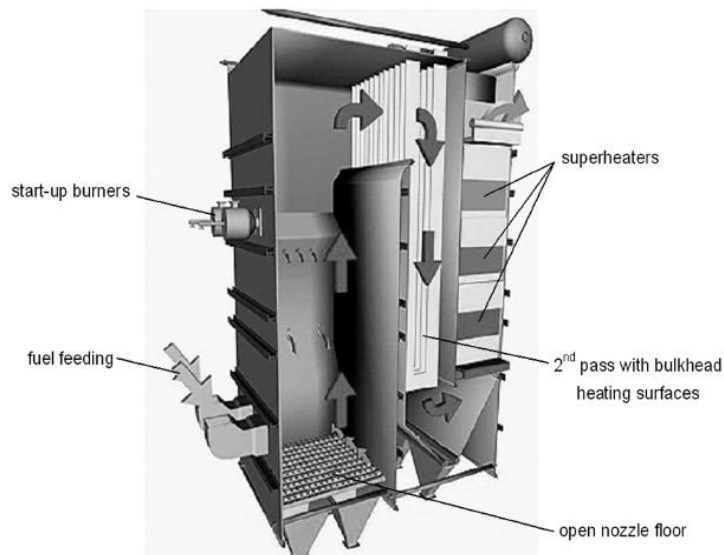
Debido a que se logran buenas mezclas, las plantas LFC pueden tener flexibilidad con diferentes mezclas de combustible, pero son limitados cuando se trata del tamaño de las partículas y las impurezas contenidas en el combustible. Se hace necesario un adecuado pre-tratamiento del combustible para la reducción del tamaño de las partículas y para la separación de los metales.

Los sistemas de combustión en lecho fluidizado necesitan un tiempo relativamente largo de arranque en el cual se utilizan quemadores de petróleo o gas. Se logran bajas emisiones de NO_x debido al buen suministro del aire, a la buena mezcla y a los bajos requerimientos de exceso de aire.

2.3.2.1 Combustión en lecho fluidizado burbujeante (LFB)

En los hornos de LFB el material del lecho se encuentra en la parte inferior del horno. El aire primario se suministra a través de una tobera en la placa de distribución desde abajo y fluidifica el lecho. El material del lecho suele ser de arena de sílice de alrededor de 0.5-1.0 mm de diámetro, la velocidad de fluidización del aire varía entre 1,0 y 2,0 m/s.

Figura 21. Horno LFB



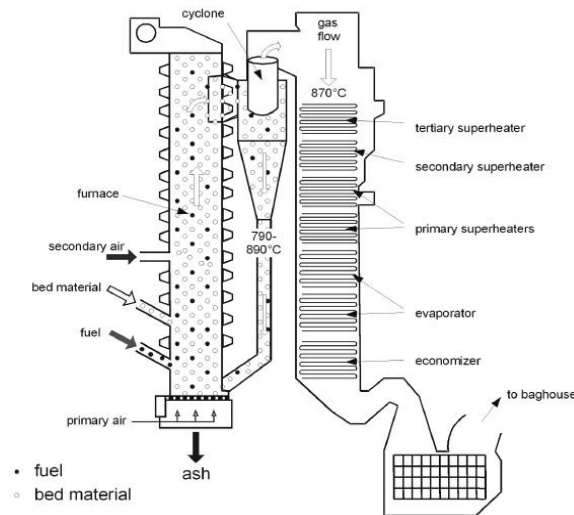
Fuente: SJAAK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, *The handbook of biomass combustion and co-firing*, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

El aire secundario se introduce a través de grupos de toberas dispuestas horizontalmente en el comienzo de la parte superior del horno, asegurando un suministro de aire por etapas para reducir las emisiones de NOx.

2.3.2.2 Combustión en lecho fluidizado circulante (LFC)

Al aumentar la velocidad de fluidización a unos 5-10 m/s junto con el uso de pequeñas partículas de arena (0.2-0.4mm de diámetro) se logra un sistema de LFC. Las partículas de arena son arrastradas por los gases de la combustión, se separan en un ciclón caliente o en un separador de viga en U y se retornan a la cámara de combustión. La temperatura del lecho (750-900 °C) es controlada por intercambiadores de calor externos enfriando la arena reciclada, o por paredes enfriadas por agua. La alta turbulencia en los hornos de LFC conlleva a una mejor transferencia de calor y a una distribución muy homogénea de la temperatura en el lecho. Las desventajas de los hornos de LFC son su mayor tamaño y por lo tanto su alto costos.

Figura 22. Horno LFC



Fuente: SJAACK VAN LOO and JAAP KOPPEJAN, The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, UK and USA, 2008, 134-150.

2.3.3 Combustión de combustible pulverizado

En los sistemas de combustión de combustible pulverizado, los combustibles como el aserrín y las virutas finas son inyectados neumáticamente en el horno. El aire de transporte se utiliza como aire primario. La puesta en marcha del horno se logra mediante un quemador auxiliar. Cuando la temperatura de combustión alcanza cierto valor, se inicia la inyección de biomasa y el quemador auxiliar se apaga. La calidad del combustible en los sistemas de combustión de combustible pulverizado tiene que ser muy constante. Debe mantenerse un tamaño máximo de las partículas del combustible de 10-20mm y el contenido de humedad del combustible no debe exceder el 20% (BH). Las mezclas de combustible/aire se inyectan por lo general tangencialmente en la mufla del horno cilíndrico para establecer un flujo rotacional. El movimiento rotacional puede ser sostenido por la recirculación de los gases de combustión en la cámara de combustión. Debido a la alta densidad de energía en las paredes del horno y a la elevada temperatura de combustión, la mufla debe ser enfriada por agua. La gasificación del combustible y la combustión tienen lugar al mismo tiempo, debido al pequeño tamaño de las partículas. Por lo tanto, se puede lograr cambios rápidos de carga y un control de carga eficiente.

Se están empleando con mayor frecuencia para la combustión de biomasa pulverizada los hornos con mufla para polvo y los quemadores de ciclón. La mufla tiene un cuello, donde se agrega el aire secundario con el fin de lograr una buena mezcla con los gases de la combustión la ceniza es arrastrada con los gases de combustión y es en parte precipitada en una cámara de postcombustión. Los quemadores de ciclón se pueden controlar fácilmente dependiendo del diseño del ciclón y de la ubicación de la inyección del combustible, del tiempo de residencia de las partículas de combustible en el horno y de su quemado.

3. PLANTEAMIENTO DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

El proceso de extracción de aceites esenciales por hidrodestilación es un método ampliamente utilizado en la industria después del método de arrastre con vapor, su uso se debe a su gran utilidad en la destilación de material vegetal que tiende a aglomerarse con el uso del vapor. También a la facilidad de operación al no requerir de instalaciones adicionales para la generación de vapor lo cual también reduce los costos para la fabricación del equipo en comparación con otros métodos.

En este método el material vegetal siempre debe encontrarse en contacto con agua en cantidad suficiente y permanente para llevar a cabo la destilación, evitando así el sobrecalentamiento y la carbonización del material vegetal, lo cual provocaría la contaminación y la formación de olores desagradables en el producto final, mediante un sistema de cohobación lateral se permite el retorno de condensado hacia el alambique, garantizando la presencia de suficiente cantidad de agua en el destilador.⁹

En el proceso de extracción de aceites esenciales por el método de destilación agua-vapor, se genera vapor a partir de agua contenida dentro del mismo alambique, el material vegetal se dispone sobre un falso fondo para evitar que entre en contacto directo con el agua. En este método también se requiere de un sistema de cohobación que garantice la presencia permanente de agua durante el proceso.

⁹ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. p. 142.

3.1 DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

Para llevar a cabo los anteriores métodos de destilación se requiere de un recipiente en el cual se almacene la biomasa a destilar. Una fuente de energía térmica para generar el vapor necesario para el arrastre de los aceites esenciales, un equipo que se encargue de condensar la mezcla de vapores generados en el recipiente de destilación, un equipo que permita separar el aceite esencial del condensado y un sistema que reenvíe el condensado hacia el recipiente donde se lleva a cabo la destilación.

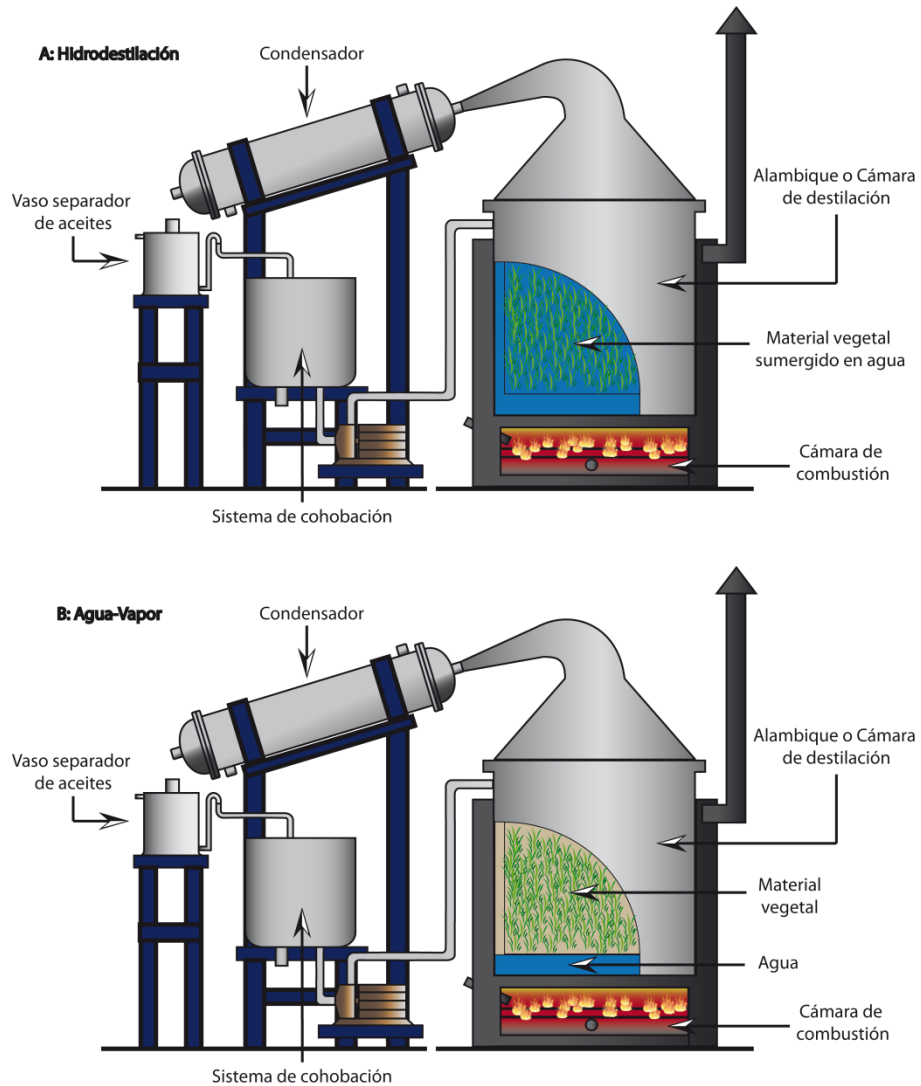
Teniendo en cuenta lo anterior el diseño del sistema de destilación deberá contar con los siguientes componentes o subsistemas:

- Alambique (Cámara de destilación).
- Condensador.
- Vaso separador de aceites.
- Sistema de cohobación.
- Cámara de combustión.

En la Figura 23 se aprecia el diseño conceptual del sistema de destilación para los dos métodos que debe cubrir el diseño, en la parte A se muestra el esquema conceptual para el proceso de *hidrodestilación* y en la parte B se muestra el esquema para el proceso *agua-vapor*, en ambos esquemas se muestran todos sus componentes permitiendo comprender un poco más la aplicación de cada uno de ellos dentro del sistema, así como el proceso del sistema en general.

Sin embargo a continuación se presenta una descripción general de la finalidad de cada uno de los componentes por los cuales está constituido el sistema.

Figura 23. Diseño conceptual del sistema de destilación



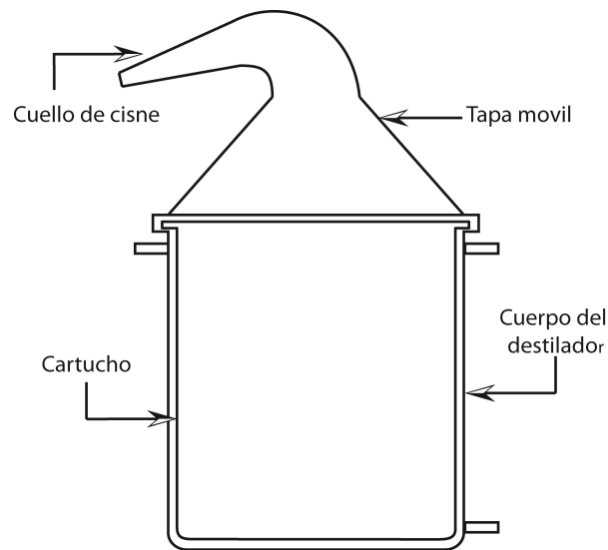
Fuente: Autores.

3.1.1 Alambique

El alambique o cámara de destilación es el componente principal del sistema al ser donde se lleva a cabo el proceso de extracción del aceite esencial a partir del material vegetal. Debido al índice de corrosión de algunos aceites esenciales es preferible fabricarlo con acero inoxidable.

El alambique lo conforma un tanque cilíndrico exterior el cual puede ser catalogado como el cuerpo del destilador, en su interior va alojado un cartucho removible el cual contiene el material vegetal a destilar, en el fondo del cuerpo se puede disponer de un distribuidor de vapor en el caso que se desee hacer uso del equipo en el proceso de destilación por arrastre con vapor.

Figura 24. Esquema conceptual del alambique



Fuente: Autores.

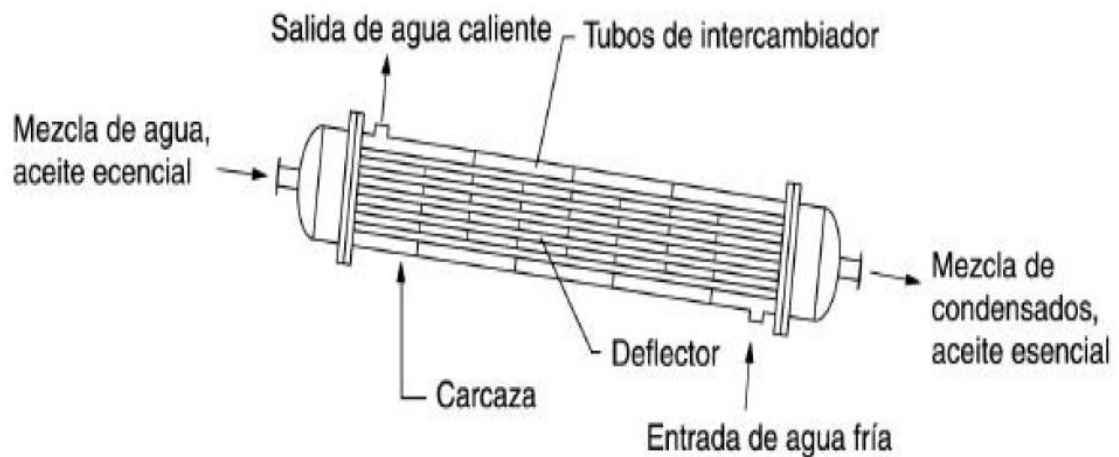
En la parte superior del alambique se encuentra la tapa del destilador la cual debe ser móvil y al mismo tiempo garantizar un cierre hermético del equipo con el fin de evitar fugas de vapor desde el interior del equipo, la tapa también debe ser construida a partir de acero inoxidable y su geometría debe ser cónica con el fin de atrapar los vapores generados en el cuerpo del destilador para luego disponerlos en el cuello de cisne el cual se extiende desde su parte superior y conduce la mezcla de vapor de agua y aceite esencial hacia el condensador.

3.1.2 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor el cual debe condensar el vapor proveniente del destilador y garantizar que el condensado salga a una temperatura óptima para la adecuada separación de las fases de aceite esencial e hidrosol (extracto acuoso obtenido de la destilación).

El diseño del condensador puede variar significativamente teniendo en cuenta los diferentes equipos de intercambio de calor existentes como puede ser el de casco y tubos enfriados con agua el cual se caracteriza por su alto costo pero también por su alta eficiencia y seguridad.

Figura 25. Condensador de casco y tubos

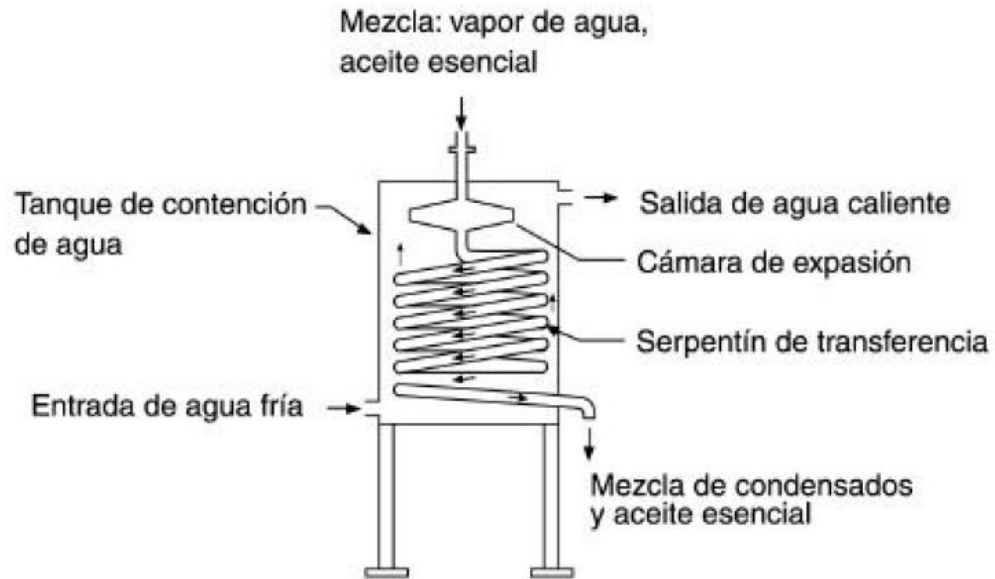


Fuente: BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000, 168.

También suele usarse el condensador tipo serpentín con cámara de expansión sumergidos en un tanque de contención de agua de enfriamiento el cual es más económico pero menos seguro, en la cámara de expansión es donde se obtiene la mayor cantidad del condensado, el serpentín se debe fabricar con menores diámetros a medida que se aleja del cuello de cisne para evitar el taponamiento en

el comienzo del serpentín y optimizar la transferencia al final de este, el agua de enfriamiento del tanque de contención debe estar en circulación para aumentar el coeficiente de transferencia de calor.

Figura 26. Condensador de serpentín y cámara de expansión



Fuente: BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000, 167.

También están los condensadores enfriados por flujo de aire cruzado, en los que el líquido refrigerante es reemplazado por un flujo de aire suministrado por ventiladores el cual sirve como medio de enfriamiento, lo especial de este tipo de condensador es que no necesita torre de enfriamiento por lo cual se emplea cuando no hay abundante agua o para aplicaciones móviles.

Figura 27. Condensador de flujo de aire cruzado

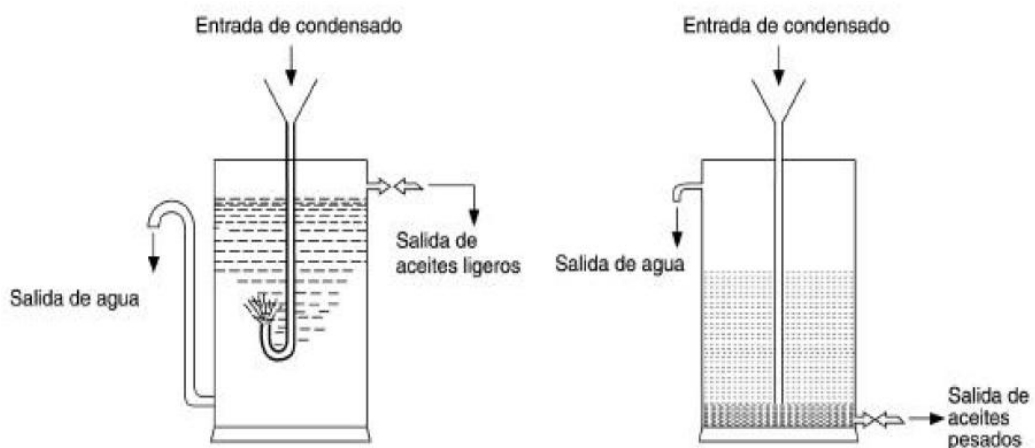


Fuente: <http://www.termetsa.com>.

3.1.3 Vaso separador de aceites

También llamado vaso florentino es un recipiente diseñado con el propósito de realizar la separación del aceite esencial del vapor de agua condensado que se utilizó para su extracción. Los hay de dos tipos para separación de aceites esenciales pesados (densidad mayor a la del agua) y ligeros (densidad menor a la del agua).

Figura 28. Vasos separadores de aceites esenciales



Fuente: BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000, 168.

Con el fin de otorgarle al aceite esencial el tiempo necesario para que se separe eficazmente de la mezcla de condensado que sale del condensador, se suele emplear más de un separador de aceites en serie cuando la velocidad del condensado es muy alta imposibilitando el tiempo necesario para una buena separación o cuando hay demasiada turbulencia en la caída del líquido condensado.

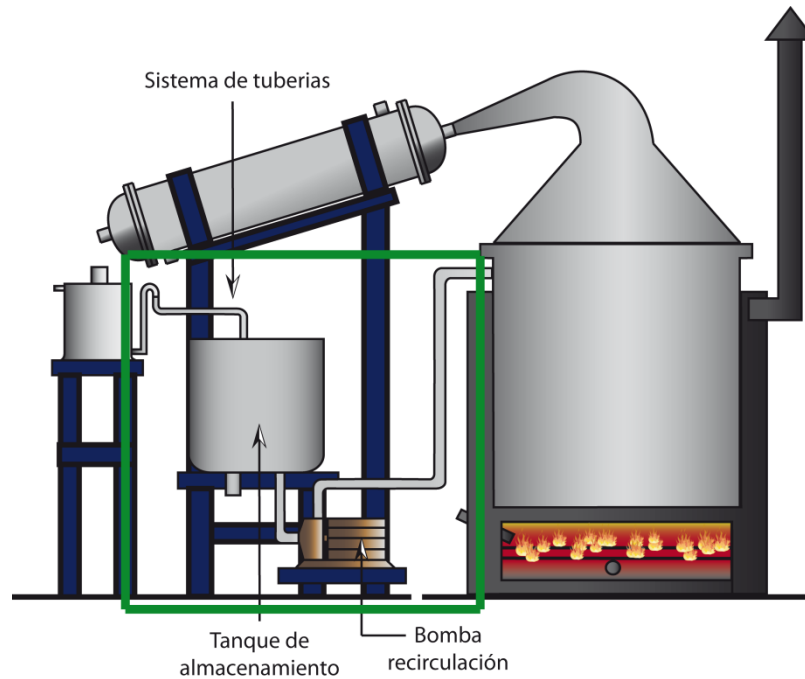
3.1.4 Sistema de cohobación

Este sistema permite retornar el condensado hacia el interior del destilador después de haberse retirado el aceite esencial que pudiera contener, es decir después de pasar por el vaso separador de aceites o vaso florentino. A parte de garantizar la presencia de agua en los métodos de destilación en los que se emplea, también minimiza las pérdidas de componentes oxigenados particularmente los fenoles que presentan una gran solubilidad en agua, también al reusarse el agua se satura con los constituyentes disueltos impidiendo que se sigan disolviendo un mayor número de componentes¹⁰.

En la figura 29 se observa un esquema conceptual de lo que sería el sistema de cohobación, el cual está compuesto por un tanque de almacenamiento que debe ser de acero inoxidable, una bomba encargada de reenviar el condensado hacia el equipo de destilación y un sistema de tuberías encargadas de conducir el condensado desde el vaso separador de aceites hacia el tanque de almacenamiento y posteriormente hacia el destilador.

¹⁰ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. p. 148-149.

Figura 29. Esquema conceptual del sistema de cohobación



Fuente: Autores.

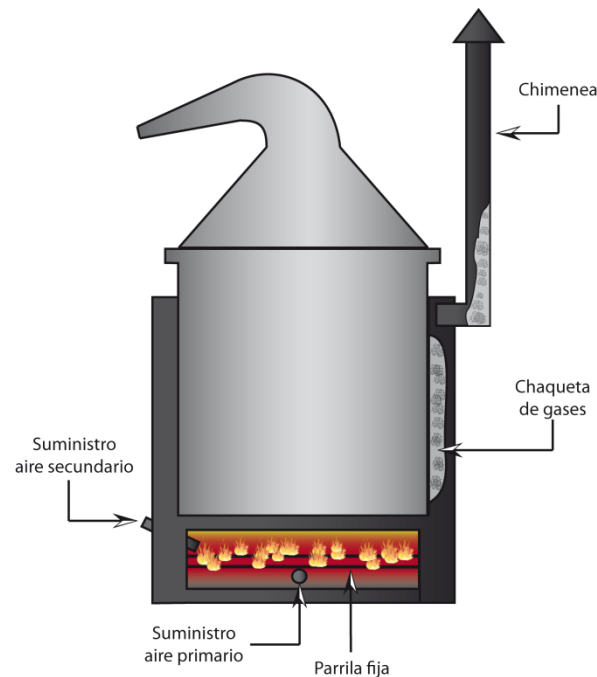
3.1.5 Cámara de combustión

En los métodos de destilación agua - vapor e hidrodestilación se requiere de una fuente de energía térmica que le otorgue al agua contenida en el interior del alambique el calor suficiente para llevarla de su punto de líquido subenfriado a vapor saturado con el fin de lograr la extracción de los aceites esenciales por medio de los vapores generados en este proceso de calentamiento, por lo general se hace uso de quemadores de Gas o ACPM en el inferior del alambique con el fin de llevar a cabo este proceso.

Con el fin de disminuir los costos en la producción de los aceites esenciales se hace necesario hacer uso de la biomasa residual de los mismos procesos de destilación

como fuente de energía térmica en la destilación, por lo tanto se requiere el diseño de una cámara de combustión que trabaje con biomasa residual.

Figura 30. Esquema conceptual de la cámara de combustión



Fuente: Autores.

En la figura 30 Se muestra un esquema conceptual de la cámara de combustión la cual será del tipo de parrilla fija y lecho fijo, con suministro de aire primario y secundario con el fin de mejorar la combustión y reducir las emisiones, sobre esta cámara de combustión se dispone el destilador para que aproveche la energía liberada en el proceso de combustión de la biomasa. Para aprovechar al máximo la energía remanente en los gases de combustión se requiere del diseño de una camisa de gases de combustión para que puedan transferir calor para el proceso de destilación a través de las paredes del cuerpo cilíndrico del destilador.

3.2 CRITERIOS Y PROCESO DE DISEÑO

Teniendo en cuenta las recomendaciones del CENIVAM, los requerimientos identificados en la planeación del proyecto y los objetivos propuestos en el mismo, se determinaron los siguientes criterios de diseño con el fin de dar cumplimiento a los compromisos adquiridos en el proyecto.

Tabla 1. Criterios para la etapa de diseño

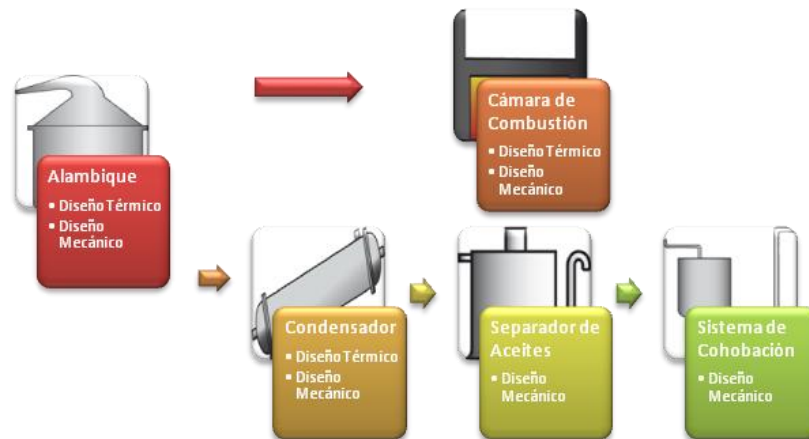
| CRITERIOS ESTABLECIDOS PARA LA ETAPA DE DISEÑO | |
|--|---|
| 1 | Los métodos de destilación que el equipo debe soportar serán los métodos de hidrodestilación y destilación agua - vapor. |
| 2 | La capacidad de la cámara de destilación en volumen será de 1 m ³ para el almacenamiento del material vegetal a destilar. |
| 3 | Uso de normas y estándares de diseño que garanticen la calidad, operatividad y seguridad del equipo y de los procesos de destilación. |
| 4 | Selección y uso de materiales adecuados con el fin de evitar un deterioro anticipado de los mismos, garantizando que el equipo sea resistente mecánica, térmica y químicamente. |
| 5 | El equipo debe ser confiable, seguro y de fácil manejo durante la operación y el mantenimiento. |
| 6 | La fuente de energía necesaria para los procesos de destilación debe ser biomasa residual de los mismos procesos de destilación que se desarrollan en el CENIVAM y en sus proyectos de extensión rural. |
| 7 | El impacto ambiental generado por la fabricación, operación y mantenimiento del equipo deberá ser lo más bajo posible. |

Fuente: Autores.

Establecidos los anteriores criterios, se hace necesario plantear un proceso de diseño en el cual se establezca un orden para desarrollar el diseño de detalle de cada uno de los componentes y sistemas planteados en el diseño conceptual del sistema de destilación.

En la figura 31 se aprecia el proceso de diseño planteado en el cual cada uno de los componentes del diseño básico conforma una etapa en el proceso de diseño general, lo cual permite organizar el diseño de todo el sistema de destilación, garantizando el cumplimiento de los criterios establecidos.

Figura 31. Esquema del proceso de diseño



Fuente: Autores.

De esta forma se logra una estructuración del diseño ordenada y sistemática en la que el punto de partida es el diseño del alambique junto con los requerimientos del cliente y los criterios de diseño, abarcadas las etapas de diseño (Térmico y Mecánico) del alambique, sus resultados sirven como requerimientos de entrada para el diseño de la cámara de combustión y del condensador y así sucesivamente siguiendo el orden mostrado en la figura 31 la cual constituye el proceso de diseño del presente proyecto.

4. DISEÑO TÉRMICO DEL ALAMBIQUE

En esta sección se busca calcular el flujo de vapor necesario en el proceso de extracción de aceite esencial, para las especias vegetales tipo arbusto (muy absorbentes), tomando como referencia el proceso recomendado por el ingeniero Tim Denny para este tipo de plantas y comparándolo con pruebas realizadas en la planta piloto que se encuentra en el CENIVAM dentro del campus universitario de la Universidad Industrial de Santander, UIS. Esta planta piloto fue diseñada para una capacidad de 60 kg de material vegetal a una densidad de empacado de 200 kg/m³.¹¹

El material vegetal utilizado durante las pruebas fue “*Lippia origanoides*”, los cuales fueron cultivados y cosechados, en parcelas ubicadas en pescadero (Santander) donde se realizaba el debido seguimiento y control de la especie para luego ser empacadas en sacos de aproximadamente 10 kg y llevadas al CENIVAM.

Las pruebas realizadas en la planta piloto fueron diseñadas con dos objetivos:

- 1 Optimizar las variables y parámetros operacionales que afectan el rendimiento del proceso de extracción.
- 2 Aplicar la teoría desarrollada por el ingeniero Tim Denny para el cálculo del flujo másico de vapor

Para esto fue necesario conocer los proyectos de grado realizados anteriormente y el control operacional de los equipos. Este flujo másico de vapor obtenido

¹¹ DENNY, Tim. Field distillation for herbaceous oils. Australia: Denny, Mckenzie Associates, 2001.

permitirá diseñar la cámara de combustión, el condensador y dimensionar el recipiente separador (vaso florentino).

4.1 PROCEDIMIENTO APLICADO DURANTE LAS PRUEBAS DE LABORATORIO.

El material vegetal fue desempacado y picado (en los casos que fue necesario) y posteriormente pesado para su respectiva carga en el destilador, de manera que formara un lecho fijo compactado. Una vez se depositó el material vegetal dentro del cartucho del destilador éste se compacto por medio del peso de una o dos personas dependiendo de la densidad de empacado requerida, por otra parte el vapor fue inyectado mediante un distribuidor de vapor interno ubicado debajo de la base del cartucho garantizando que este atravesase el lecho de “Lippia origanoides” de la manera más homogénea posible.

Figura 32. Lippia origanoides.

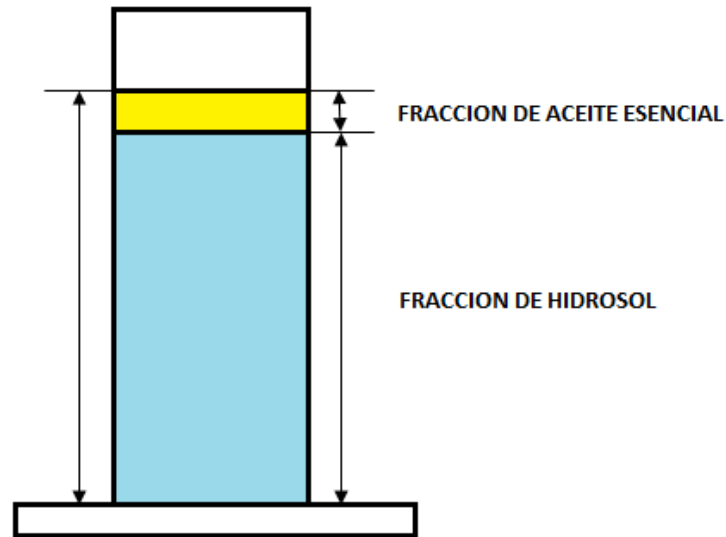


Fuente: CENIVAM.

Conforme el vapor entra en contacto con el lecho, la materia prima se calienta y va liberando el aceite esencial siendo este arrastrado por el vapor saturado que fluye por el cuello de cisne hacia el condensador, en el cual la mezcla de vapor y aceite se condensa para luego iniciar la etapa de recolección de muestras secuenciales de condensado, (Hidrosol + aceite esencial), con duración de aproximadamente un

minuto en probetas de capacidad un litro, esta etapa de recolección de muestras se realiza durante los primeros 30 minutos momento en el cual la fracción de aceite de las muestra disminuye significativamente.

Figura 33. Toma de muestras en probetas durante las pruebas



Fuente: Autores.

Tanto el volumen total del condensado en cada probeta y la fracción de aceite presente en cada muestra fue registrado, esta medición se hizo de forma visual siendo posible que se obtenga un margen significativo de error en la lectura del volumen de aceite esencial, por tal motivo al final de cada prueba el aceite obtenido es medido nuevamente para corregir los errores de lectura.

Luego de finalizar la destilación se debe descargar el material vegetal agotado del alambique y cargarlo nuevamente con material vegetal fresco, para realizar la siguiente prueba bajo las condiciones especificadas.

Los datos fueron recolectados en un formato que se muestra a continuación:

Tabla 2. Formato para pruebas de laboratorio

| | | | | | |
|--|---------|---------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------|
| Código parcela: L.O. exp. 8 | | Productor: Cenivam | | | |
| Especie: Lippia origanoides | | Talonario cosecha: pescadero | | | |
| MANEJO POSTCOSECHA: secado y picado | | Estado de la planta: fresco | | | |
| Peso material seco (kg): 60 kg | | Fecha pesado MV seco: 25-07-11 | | | |
| Tamaño de picado (cm): planta entera | | Fecha de picado: 25-07-11 | | | |
| DESTILACIÓN | | N°: 1 | Fecha destilación: 25-07-11 | | |
| DETALLES DE LA CARGA | | Hora muestra | Volumen total | Volumen del aceite esencial | Presión entrada |
| | | (hh:mm:ss) | (ml) | (ml) | (psi) |
| Peso del MV (kg): | 60 kg | 12:24 | 800 | 30 | 90 |
| Hora de inicio: | 12:20 | 12:25 | 1000 | 40 | 90 |
| Hora de terminación: | 2:45 | 12:26 | 800 | 60 | 90 |
| Hora no condensados: | 12:23 | 12:27 | 840 | 60 | 80 |
| Hora primera gota: | 12:24 | 12:28 | 720 | 40 | 80 |
| Altura cartucho (m) | 0,65 | 12:29 | 760 | 40 | 80 |
| Densidad de carga (kg/m³) | 240 | 12:30 | 750 | 30 | 80 |
| Flujo del condensado (ml/min) | 800 | 12:31 | 850 | 40 | 80 |
| Temperatura del Condensado (°C) | | 12:32 | 800 | 25 | 80 |
| SERVICIOS INDUSTRIALES | | 12:33 | 900 | 30 | 90 |
| CALDERA-ACPM | | 12:34 | 850 | 20 | 90 |
| Altura ACPM consumido (m) | | 12:35 | 820 | 20 | 90 |
| Consumo de ACPM (m³)x 0,2333 | | 12:36 | 860 | 10 | 90 |
| Consumo de ACPM (ga) /0,003785 | | 12:37 | 840 | 20 | 90 |
| Presión de vapor de trabajo (psi) | | 12:38 | 750 | 20 | 80 |
| Consumo de energía eléctrica (KW/h) | | 12:39 | 840 | 15 | 80 |
| Energía eléctrica inicial (KW/h) | 6254.4 | 12:40 | 900 | 15 | 90 |
| Energía eléctrica final (KW/h) | 6271 | 12:41 | 850 | 15 | 90 |
| Consumo energía (KW) | 16 ,6 | 12:42 | 780 | 10 | 90 |
| ACEITE ESENCIAL OBTENIDO | | 12:43 | 850 | 10 | 90 |
| Peso del envase vacío (kg) | 465.77 | 12:44 | 840 | 10 | 90 |
| Peso del envase + AE (kg) | 1134.29 | 12:45 | 860 | 10 | 80 |
| Peso del AE (kg) | 668.52 | 12:46 | 830 | 10 | 80 |
| RENDIMIENTO DE EXTRACCION | | 12:47 | 840 | 10 | 80 |
| Rendimiento del AE (%p/p) | 1.11 | 12:48 | 830 | 5 | 90 |
| OBSERVACIONES | | 12:49 | 900 | 8 | 90 |
| | | 12:50 | 870 | 5 | 90 |
| destilador multimodal 0.4 m³ A-V | | 12:51 | 850 | 5 | 90 |
| DESTILADOR DESOCUPADO | | 12:52 | 845 | 5 | 90 |
| | | 12:53 | 900 | 5 | 90 |
| | | 1:40 | 900 | 1 | 120 |
| | | 1:55 | 750 | 1 | 120 |
| | | 2:10 | 820 | 0 | 120 |

Fuente: Autores.

Tabla 3. Resultados prueba de laboratorio

| N° exp | Peso (kg) | Tamaño partícula (mm) | Presión (PSI) | Densidad (kg/m ³) | Altura carga (m) | Cantidad AE (kg) | Rendimiento % (p/p) |
|--------|-----------|-----------------------|---------------|-------------------------------|------------------|------------------|---------------------|
| 1 | 60 | 0,8 | 50 | 200 | 0,78 | 0,99397 | 1,66 |
| 2 | 60 | Sin picar | 50 | 200 | 0,78 | 0,74228 | 1,24 |
| 3 | 60 | 0,8 | 110 | 200 | 0,78 | 0,51049 | 0,85 |
| 4 | 60 | Sin picar | 110 | 200 | 0,78 | 0,85277 | 1,42 |
| 5 | 60 | 0,8 | 50 | 240 | 0,65 | 1,00334 | 1,67 |
| 6 | 60 | Sin picar | 50 | 240 | 0,65 | 0,66027 | 1,1 |
| 7 | 60 | 0,8 | 110 | 240 | 0,65 | 0,60334 | 1,0 |
| 8 | 60 | Sin picar | 110 | 240 | 0,65 | 0,66852 | 1,11 |
| 9 | 60 | 0,8 | 80 | 220 | 0,71 | 0,7845 | 1,31 |
| 10 | 60 | Sin picar | 80 | 220 | 0,71 | 0,94275 | 1,57 |
| 11 | 60 | 1,5 | 50 | 220 | 0,71 | 0,70019 | 1,17 |
| 12 | 60 | 1,5 | 110 | 220 | 0,71 | 0,77686 | 1,29 |
| 13 | 60 | 1,5 | 80 | 200 | 0,78 | 0,78113 | 1,30 |
| 14 | 60 | 1,5 | 80 | 240 | 0,65 | 0,79817 | 1,33 |
| 15 | 66 | Sin picar | 110 | 212 | 0,81 | 0,8764 | 1,33 |
| 16 | 60 | 1,5 | 80 | 220 | 0,71 | 0,84255 | 1,40 |
| 17 | 60 | 1,5 | 80 | 220 | 0,71 | 0,85791 | 1,43 |

Fuente: Autores.

4.2 INFLUENCIA DE LAS VARIABLES OPERATIVAS EN EL RENDIMIENTO DEL PROCESO DE EXTRACCIÓN

Para analizar la influencia de la densidad de empacado, la presión a la entrada del alambique y el tamaño de partícula en el rendimiento del proceso de extracción, se tomaron las pruebas que más se ajustaron para cada caso particular, a continuación se muestran gráficas y tablas en las cuales se puede apreciar la tendencia de estas variables.

4.2.1 Densidad de empaçado

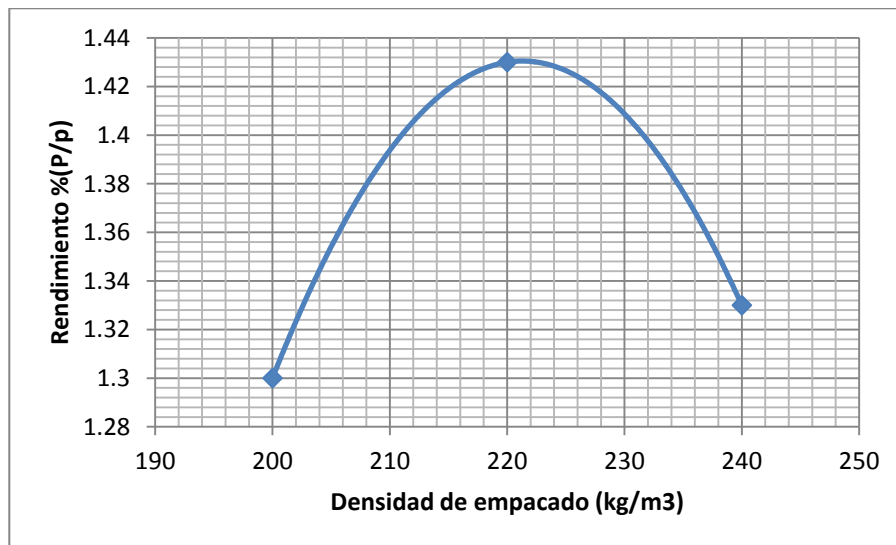
Para observar la influencia de la densidad de empaçado en el proceso de extracción se compararon las pruebas 13, 14 y 17 siendo estos los resultados obtenidos.

Tabla 4. Datos usados para el análisis de la densidad de empaçado.

| N° Exp. | Peso (kg) | tamaño de partícula(mm) | Presión (PSI) | densidad de empaçado (Kg/m ³) |
|---------|-----------|-------------------------|---------------|---|
| 13 | 60 | 1,5 | 80 | 200 |
| 14 | 62 | 1,5 | 80 | 240 |
| 17 | 60 | 1,5 | 80 | 220 |

Fuente: Autores.

Figura 34. Influencia de la densidad de empaçado en el rendimiento del proceso



Fuente: Autores.

Cuando se realizó la extracción con una densidad de 200 kg/m³ se obtuvo un rendimiento menor en comparación con las evaluaciones hechas con 220 kg/m³. Posiblemente, cuando se utiliza una densidad de 200 kg/m³ se pierde cierta

cantidad de material volátil, debido a que la transferencia de vapor encuentra poca resistencia para arrastrar dichos volátiles, influyendo negativamente en el rendimiento. Cuando se incrementó la densidad de empaçado a 240 kg/m³, se observó una disminución en el rendimiento. Esta reducción de la eficiencia de la extracción, pudo deberse a que se utilizó la capacidad máxima del equipo extractor, provocando una saturación del sistema que dificultó la transferencia de masa de los compuestos volátiles desde el material vegetal hacia la fase de vapor; y posiblemente, las capas superiores podrían actuar como barreras al vapor, al colisionar con estas, perdiendo energía y condensándose en el interior del extractor. Se recomienda utilizar una densidad de empaçado entre 215 kg/m³ y 225 kg/m³ con el fin de hacer uso de la máxima capacidad del equipo y obtener un mayor rendimiento.

4.2.2 Presión a la entrada del alambique

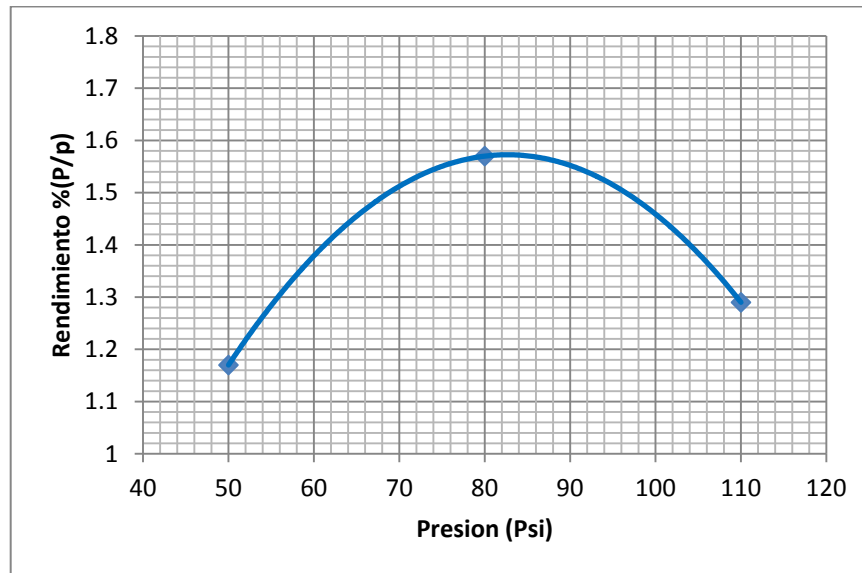
para evaluar la influencia de la presión a la entrada del alambique se tomaron como referencia las pruebas 10, 11 y 12.

Tabla 5. Datos utilizados para el análisis de la presión a la entrada del alambique.

| N° Exp. | Peso (kg) | Presión (PSI) | Densidad de empaçado (kg/m ³) | Rendimiento %(p/p) |
|---------|-----------|---------------|---|--------------------|
| 10 | 60 | 80 | 220 | 1,57 |
| 11 | 60 | 50 | 220 | 1,17 |
| 12 | 60 | 110 | 220 | 1,29 |

Fuente: Autores.

Figura 35. Influencia de la presión a la entrada en el rendimiento del proceso



Fuente: Autores.

Se puede observar en la Figura 35 que al incrementar la presión de vapor de 50 a 80 psi se aumentó drásticamente el rendimiento de la extracción, con lo cual se podría inferir, que la presión influyó de manera favorable en el coeficiente de transferencia de masa desde el material vegetal hacia la fase de vapor. También es posible que a bajas presiones (50 psi), no se alcance la fuerza suficiente para arrastrar el aceite esencial hacia el intercambiador de calor, presentándose así, condensaciones en el interior del alambique. Adicionalmente, los bajos rendimientos pueden ser atribuibles a que a estas bajas presiones (50 psi) no alcanzan a dilatar suficientemente las células del pericarpio del material vegetal que contienen el aceite esencial.

Al aumentar la presión de 80 a 110 psi, el rendimiento disminuyó considerablemente, lo cual pudo ser debido a una pérdida de aceite esencial a la atmósfera, ya que, a estas presiones (110 psi) se sobrepasó la capacidad de condensación del intercambiador de calor disponible. Se estableció como valor

óptimo de presión 80 psi, presión con la cual se obtuvo el mayor rendimiento en las pruebas realizadas.

4.2.3 Tamaño de partícula

Tabla 6. Datos utilizados para el análisis del tamaño de partícula

| N° Exp. | Peso (kg) | Densidad empacado (kg/m ³) | Tamaño de partícula (mm) | Rendimiento %(p/p) |
|---------|-----------|--|--------------------------|--------------------|
| 1 | 60 | 200 | 0,8 | 1,66 |
| 2 | 60 | 200 | sin picar | 1,24 |
| 13 | 60 | 200 | 1,5 | 1,3 |
| 5 | 60 | 240 | 0,8 | 1,67 |
| 6 | 60 | 240 | sin picar | 1,1 |
| 14 | 60 | 240 | 1,5 | 1,33 |

Fuente: Autores.

Se puede observar de la tabla 6, que a medida que el material vegetal fue picado ofrece un mejor comportamiento en el rendimiento en peso, esto ratifica trabajos realizados anteriormente donde también se concluyó que a medida que el material vegetal es picado ofrece un mejor rendimiento.

4.3 PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR EL FLUJO TEÓRICO DE VAPOR DESARROLLADO POR EL INGENIERO TIM DENNY

Para determinar el flujo de vapor teórico se optó por el procedimiento realizado por el ingeniero Tim Denny. Quien realizó experimentos con dos tipos de plantas para la obtención de aceites esenciales con superficies diferentes. Ligeramente absorbente (Menta) y muy absorbente (Lavanda), estableciendo condiciones estándar, que permiten tener un punto de partida a la hora de trabajar a condiciones diferentes y con material vegetal diferente, a continuación se

presentan las condiciones estándar para Lavanda ya que por sus características superficiales se asemeja a la Lippia origanoides.

Cualquier conjunto de condiciones reales puede ser optado como estándar, el ingeniero Tim Denny utilizo las siguientes para la lavanda:

Tabla 7. Condiciones estándar para la lavanda

| CONDICIONES ESTÁNDAR | |
|--|---|
| Área transversal de la carga (A) | 1.026 m ² |
| Densidad de empaçado | 307.78 kg/m ³ |
| Peso del material vegetal (M) | 300 kg |
| Flujo de vapor | 3.170 kg/min |
| Contenido de aceite en el material vegetal | 9.09 ml/kg |
| End-point ¹² | Momento en el cual la producción de aceite cae a 10 mil/min |
| Condiciones del material vegetal | El material no debe estar marchito por el sol y debe ser pesado y destilado inmediatamente es cosechado |
| Otras condiciones | El alambique está a presión atmosférica |

Fuente: DENNY, Tim. Field distillation for herbaceous oils. Denny, Mckenzie Associates. Australia. 2001.

Estas condiciones sirven como referencia a la hora de calcular el tiempo de calentamiento y de extracción de la lavanda a condiciones diferentes.

En la práctica no es posible asegurar que todas las pruebas se realicen a condiciones idénticas, pero si es necesario que los resultados de cada destilación sean realmente comparables con los demás. Para esto el ingeniero Tim Denny

¹² Solo los END-POINTS basados en una tasa estándar de producción de aceite son rigurosamente comparables, si se requiere una menor exactitud se puede determinar cómo el 95% de la producción real de aceite.

aplico una serie de “correcciones” para convertir los valores a los que se habría obtenido si hubiese sido posible trabajar a las mismas condiciones estándar.

La finalidad de esta teoría es el cálculo del flujo másico de vapor requerido para llevar a cabo el proceso de extracción de aceite esencial para una masa de material vegetal en un tiempo determinado.

4.3.1 Método para el cálculo del flujo de vapor

Para determinar el flujo másico de vapor requerido durante el proceso de destilación, es necesario conocer la masa de vapor requerida, (M_v) [Kg], y el tiempo de proceso, T_p [min].

$$M_v = \dot{m}_1 * T_{pr} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_v = \frac{M_v}{T_p} \quad (4.2)$$

Dónde:

M_v = Masa de vapor requerida para extraer el aceite esencial;

\dot{m}_1 = Flujo de vapor estándar para el material vegetal;

T_{pr} = Tiempo requerido para extraer el aceite esencial a condiciones estándar;

\dot{m}_v = Flujo de vapor requerido para extraer el aceite esencial;

T_p = Tiempo de proceso para extraer el aceite esencial.

El tiempo requerido para extraer el aceite esencial a condiciones estándar (T_{pr}), se obtiene al hallar todos los periodos en los que se divide el proceso de extracción, las cuales son:

- Tiempo de calentamiento: Se refiere al período de la primera admisión de vapor en el alambique, hasta el punto cuando el vapor rompe a través de la parte superior de la carga y el destilado se puede tomar como que fluye a un ritmo estable previsto por minuto.
- Tiempo de extracción: Se extiende desde que el flujo de destilado se estabiliza hasta el END-POINT de la destilación, momento en el cual no vale la pena continuar con el flujo de vapor.
- Tiempo de cambio: Es el período desde el END-POINT de una carga agotada hasta que esta ha sido reemplazada por material vegetal fresco y el vapor es introducido en la nueva carga.

Para nosotros el tiempo de cambio es solo una cuestión de un manejo eficiente del operario, por lo cual este tiempo no se tendrá en cuenta en los cálculos realizados.

$$\text{Entonces: } T_{pr} = T_c + T_e \quad (4.3)$$

Dónde:

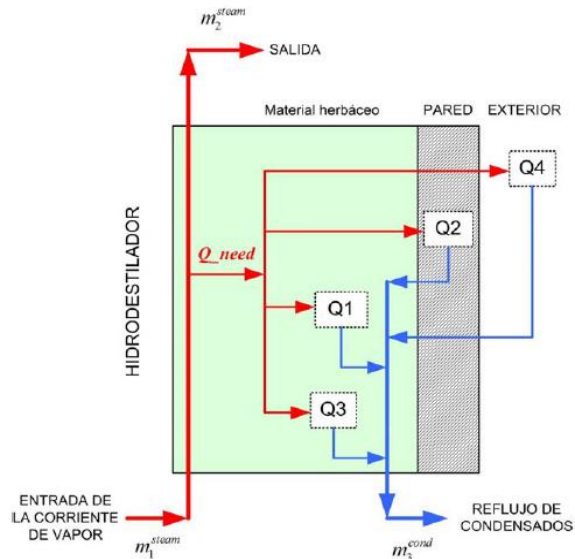
T_c = Tiempo requerido para la etapa de calentamiento a condiciones estándar;

T_e = Tiempo requerido para la etapa de extracción a condiciones estándar.

4.3.2 Balance de energía en el hidrodestilador

Para entender un poco más acerca de las etapas en las que se divide el proceso de extracción de aceite esencial, es necesario realizar un balance de energía global en el hidrodestilador, el cual se muestra a continuación.

Figura 36. Diagrama de balance de energía del hidroddestilador



Fuente: CERPA CHAVEZ, Manuel Guillermo. Hidroddestilación de aceites esenciales: modelado y caracterización. Tesis doctoral. Valladolid: Universidad de Valladolid. Departamento de ingeniería química y Tecnología del medio ambiente, 2007.

El flujo de energía necesario (Q_{need}) para realizar la operación de extracción del aceite esencial está compuesto por 4 términos:

- Q1= Energía necesaria para el calentamiento del material vegetal
- Q2= Energía necesaria para el calentamiento del hidroddestilador
- Q3= Energía necesaria para vaporizar el aceite esencial
- Q4= Flujo de calor perdido al exterior debido a la convección natural.

De las cuales la mayor energía requerida es para calentar el material vegetal y el hidroddestilador. Las pérdidas de calor al exterior son bajas, comparadas con la energía total necesaria, y explica la ausencia de aislamiento en los hidroddestiladores industriales. La energía (Q3) es la menor de todas y es la

encargada de producir la extracción del aceite esencial, es por esto que el proceso de destilación por lotes es de baja eficiencia térmica.

4.3.3 Cálculo del tiempo de calentamiento (Tc)

El tiempo de calentamiento es el necesario para elevar la temperatura del material vegetal y del hidroddestilador hasta la temperatura donde comienza a desprenderse el aceite esencial.

Para obtener el tiempo de calentamiento es necesario realizar un balance de energía para establecer la masa de vapor requerida para calentar el material vegetal y el destilador, y luego dividir la masa total de vapor requerida para el calentamiento sobre el flujo másico de vapor de referencia.

$$Q_C = Q_{VCS} + Q_{VCH} \quad (4.4)$$

$$Q_C = M_{CT} * h_{fg} \quad (4.5)$$

$$M_{CT} * h_{fg} = M_s * C_{ps} * \Delta T + M_h * C_{ph} * \Delta T \quad (4.6)$$

$$M_{CT} = \frac{M_s * C_{ps} * \Delta T + M_h * C_{ph} * \Delta T}{h_{fg}} \quad (4.7)$$

$$T_c = \frac{M_{ct}}{\dot{m}} \quad (4.8)$$

Dónde:

Q_C = Energía total requerida para la etapa de calentamiento

Q_{VCS} = Energía requerida para calentar el sistema

Q_{VCH} = Energía requerida para calentar el material vegetal;

M_s = Masa del sistema;

M_h = Masa del material vegetal;

C_{ps} = Calor específico del acero inoxidable;

C_{ph} = Calor específico del material vegetal;

ΔT = Diferencia entre la temperatura ambiente y la del vapor;

h_{fg} = Calor latente del vapor;

M_{CT} = Masa de vapor requerida para la etapa de calentamiento.

4.3.4 Cálculo del tiempo de extracción

El tiempo de extracción (T_e) es el período después del calentamiento hasta el END-POINT escogido momento en el cual el flujo de aceite es muy bajo y el proceso deja de ser rentable. Su cálculo depende de la capacidad absorbente de agua de la herbácea (muy absorbente y ligeramente absorbente), como el material vegetal a procesar (*Lippia origanoides*) es de la clase muy absorbente solo se mostrará el procedimiento de cálculo para este tipo.

El tiempo de extracción para este tipo de plantas, depende de dos parámetros, que son únicos para cada herbácea,

- El tiempo básico, “ t ” requerido para evaporar un parche¹³ típico de aceite natural formado por una glándula reventada.
- y el parámetro de incremento de la cantidad de aceite por unidad de altura de la carga “ s ”.

Estos parámetros están definidos en el anexo A y se relacionan matemáticamente así:

$$T_e = t * \sqrt{1 + \frac{H}{S}} \quad (4.9)$$

¹³ El parche es una glándula de aceite que se revienta debido al calor suministrado por el vapor y se deposita sobre la superficie de la herbácea

Dónde:

H = es la altura de la carga en el destilador.

El parche típico tiende a aumentar su tamaño a medida que aumenta la altura de la carga, para expresar la relación entre el área del parche de aceite y su incremento de área por unidad de altura de la carga se utiliza el parámetro de incremento de la cantidad de aceite por unidad de altura de la carga (s).

Como estos parámetros son únicos para cada herbácea debemos calcular el tiempo básico "t" y el parámetro de incremento de aceite esencial "s" para la herbácea a procesar; para esto es necesario realizar dos pruebas a densidades de empacado similares y altura de carga diferentes, y reemplazar los tiempos de extracción de cada prueba, T_{e1} y T_{e2} , y las alturas respectivas, H_1 y H_2 , en las siguientes ecuaciones, deducidas por Tim Denny.

$$\frac{T_{e1}}{T_{e2}} = \sqrt{\frac{s+H_1}{s+H_2}} \quad (4.10)$$

$$t = T_{e1} * \sqrt{\frac{s}{s+H_1}} \quad (4.11)$$

Una vez conocido los valores de "t" y "s", y al reemplazarlos en la Ecuación 4.9 se obtiene el tiempo de extracción a condiciones estándar, para saber el tiempo de extracción a condiciones diferentes, se hace necesario corregir los valores de "t" y H.

4.3.5 Corrección de los factores "t", "s" y la altura H

Cuando se tiene una densidad de empacado diferente a la estándar escogida se hace necesario corregir los valores de "t", "s" y la altura H debido a que esto

ocasiona cambios en el normal flujo de vapor, ya que si la densidad de empaqueo es mayor implica que el material vegetal está más compactado creando una mayor resistencia para el paso del flujo de vapor, si por el contrario la densidad de empaqueo es menor, el material vegetal queda más suelto facilitando el tránsito del vapor por el material vegetal.

4.3.5.1 Cálculo del tiempo básico corregido

El cálculo del tiempo básico corregido “ t_c ” se obtiene al dividir el tiempo básico (t) con el factor de corrección de densidad¹⁴ (F_{cd}).

$$t_c = \frac{t}{F_{cd}} \quad (4.12)$$

$$F_{cd} = \frac{(A - 0.00664 * (\rho_l * H * A)^{2/3})}{(A - 0.00664 * (M_h)^{2/3})} \quad (4.13)$$

Dónde:

A = Área transversal a la dirección del flujo de vapor

ρ_l = Densidad de empaqueo estándar

H = Altura de la carga

M_h = Masa del material vegetal

4.3.5.2 Cálculo de la altura de carga corregida

La altura se modifica multiplicando su valor por la relación de densidades, así:

$$H_v = \frac{\rho}{\rho_l} * H \quad (4.14)$$

¹⁴ El factor de corrección de densidad (F_{cd}), fue desarrollado por el ingeniero Tim Denny gracias al estudio de las pruebas que él realizó y con el único propósito de simplificar el proceso de determinación del flujo de vapor.

Dónde:

H_v = altura virtual de la carga¹⁵

ρ = densidad de empaque de diseño

4.3.5.3 Corrección del parámetro de incremento de aceite esencial (s)

Cuando el rendimiento R_d en [ml de aceite producido / kg de material vegetal] es diferente del rendimiento estándar, El parámetro de incremento de aceite esencial "s" se debe modificar:

$$S_c = S * \frac{R}{R_d} \quad (4.15)$$

Dónde:

S = parámetro de incremento de aceite esencial

S_c = parámetro de incremento de aceite esencial corregido

Los valores de "S" se toman como los valores reales, sin hacer ninguna modificación, ya que el rendimiento por 1 kg "R" depende básicamente de las condiciones de suelo y clima donde se cultive la herbácea.

4.3.6 Cálculo del tiempo de extracción corregido.

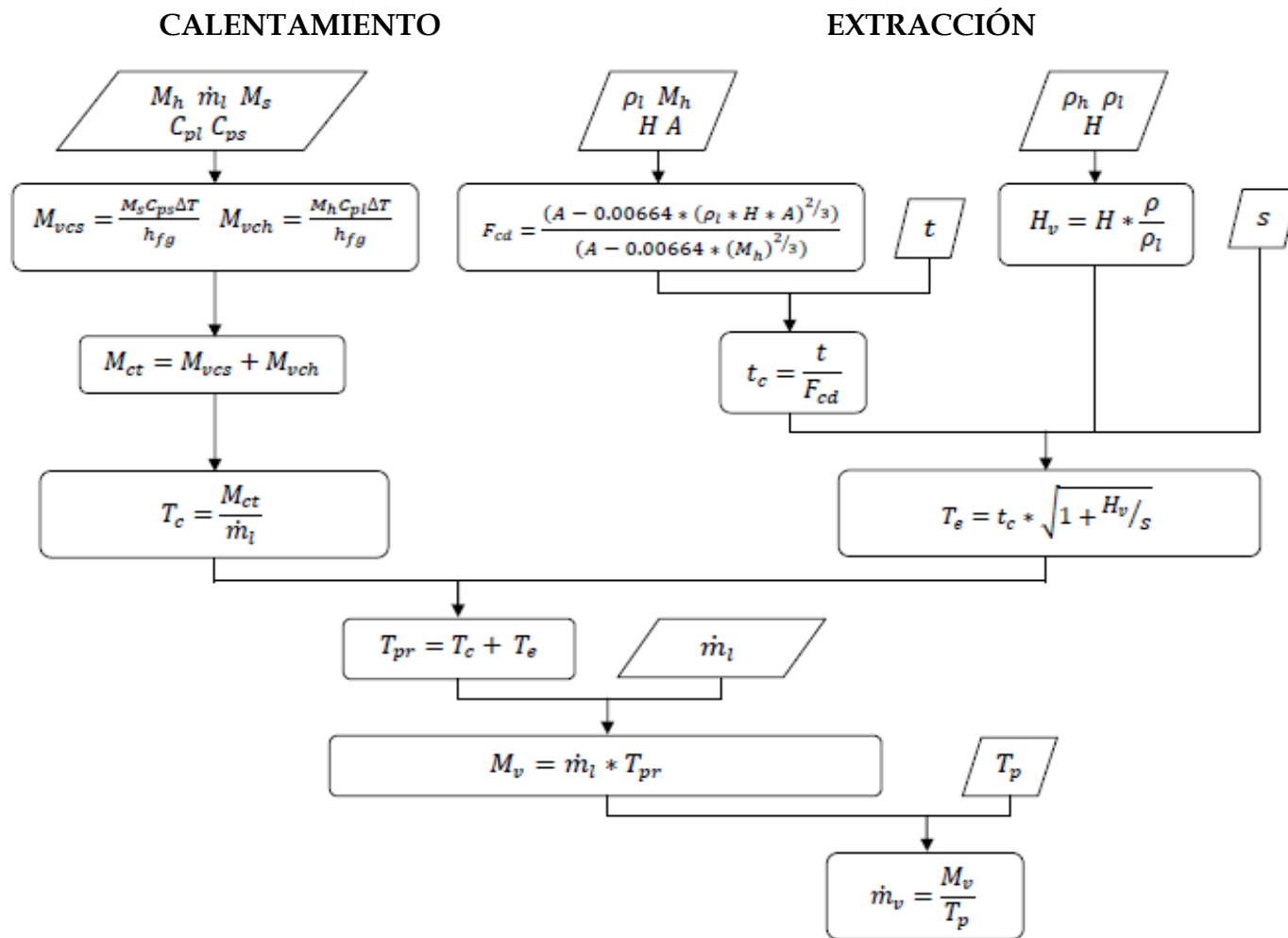
El tiempo de extracción " T_e " a las condiciones de diseño se calcula entonces reemplazando los valores corregidos de "t", "s" y H en la Ecuación 4.9.

$$T_e = t_c * \sqrt{1 + \frac{H_v}{S}} \quad (4.16)$$

A continuación se muestra el flujograma para el cálculo del flujo másico de vapor requerido " \dot{m}_v " para condiciones diferentes a las estándar.

¹⁵ La altura virtual de la carga es la altura a la densidad de referencia

Figura 37. Flujograma para el cálculo del flujo másico de vapor



Fuente: Denny, E. F. K. Field Distillation for Herbaceous Oils. 3 Ed. Tasmania.: Denny, Mckenzie Associates, 2001.

4.4 PROCESO LA DETERMINACIÓN DEL TIEMPO BÁSICO “t” Y EL PARÁMETRO DE INCREMENTO DE ACEITE ESENCIAL “s”

4.4.1 Determinación de los parámetros estándar y el calor específico para la *Lippia origanoides*

Con el fin de poder aplicar la teoría desarrollada por el ingeniero Tim Denny debemos determinar los parámetros “t” y “s” para la *Lippia origanoides*, y al igual que el procedimiento realizado por él fue necesario fijar parámetros estándar para corregir los resultados de las demás pruebas llevándolos todos a un mismo punto de comparación, las condiciones estándar que se adoptaron fueron las siguientes.

Tabla 8. Parámetros estándar adoptados para la *Lippia origanoides*

| Parámetros estándar | |
|---|--------|
| Área transversal (m ²) | 0,3848 |
| Densidad de empaqueo (kg/m ³) | 220 |
| Peso del material vegetal (kg) | 60 |
| Flujo de agua (ml/min) | 800 |
| Flujo terminal estándar (ml/min) | 10 |
| Contenido AE (ml/kg) | 8,66 |
| Contenido AE (ml/cm) | 7,32 |
| C _p l (J/kg.K) | 3350 |

Fuente: Autores.

- Calor Específico: Se determinó usando la correlación de SIEBEL (1918), quien observó que para vegetales y frutas libres de grasas, el calor específico [J/kg^oK] varía con el contenido de humedad, pudiéndose determinar como la media entre el peso del calor específico del agua y el calor específico de los sólidos.

Para un material libre de grasa, con una fracción en masa de agua (M), el calor específico del agua por encima del punto de congelación es 1 BTU/lbm.°F (4186.8 J/kg.K) y para sólidos no grasos es 0.2 BTU/lbm.°F (837.36 J/kg.K).

$$C_{pm} = 4186,8 M + 837,6 (1 - M) \text{ [J/kg.K]} \quad (4.17)$$

Entonces; se tiene que:

$$C_{pl} = 4186,8 * 0,75 + 837,6 (1 - 0,75)$$

$$C_{pl} = 3350 \text{ [J/kg.K]}$$

4.4.2 Cálculo del tiempo básico "t" y el parámetro de incremento de aceite esencial "s" para la Lippia origanoides

Para determinar estas variables se tomaron 6 pruebas las cuales fueron realizadas a condiciones semejantes, y se ejecutaron cada uno de los pasos sugeridos por el ingeniero Tim Denny, los valores obtenidos en cada una de las pruebas fueron corregidos por los parámetros estándar.

Una vez obtenido el tiempo de extracción y la altura virtual para cada una de las pruebas se calcula el tiempo básico "t" y el parámetro de incremento de aceite esencial "s" mediante las ecuaciones 4.10 y 4.11, luego verificamos que estos parámetros obtenidos sean realmente confiables mediante dos chequeos sugeridos también por el ingeniero Tim Denny, para así luego poder realizar el cálculo teórico del flujo de vapor a las condiciones de diseño. A continuación se muestra los cálculos realizados para 2 de las 6 pruebas escogidas.

Prueba No. 9

Masa=60 kg

Eve¹⁶ = 520 ml

Contenido estándar de aceite = 8,66 ml/kg (Por kilogramo de material vegetal)

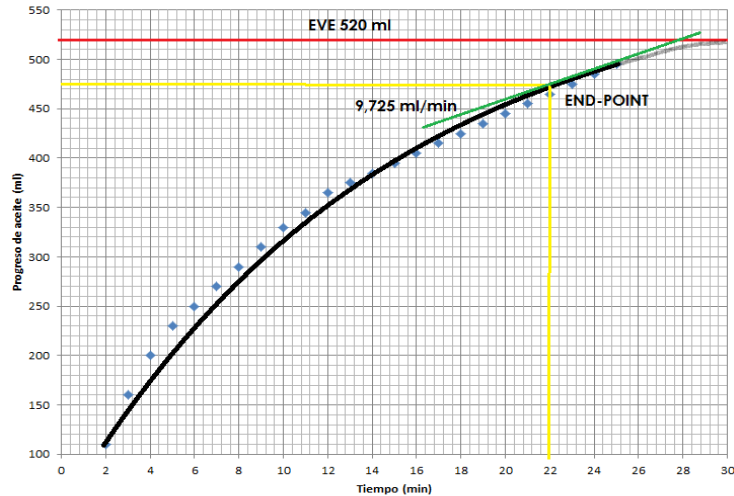
Contenido estándar de aceite = 7,32 ml/cm (Por unidad de altura de la carga)

Flujo de condensados en el END POINT = 778 ml

Flujo terminal de aceite = $10 \cdot (778/800) = 9,725 \text{ ml/min}$

Flujo registrado en la primera muestra= 550 ml/min

Figura 38. Gráfica END-POINT para la prueba No. 9.



Fuente: Autores del proyecto

Según la gráfica el END-POINT ocurre al minuto 22 cuando la producción de aceite es 470 ml.

Caudal promedio de condensados hasta el minuto 22 = 769 ml/min

Tiempo virtual primera muestra = $550/769 = 0,7152 \text{ min}$

Tiempo de recolección hasta el END-POINT = 21 min

Tiempo de extracción bajo las condiciones actuales = 21,7152 min

¹⁶ Eve: Estimación de contenido virtual de agotamiento en el contenido de aceite

Tiempo de extracción bajo condiciones estándar = $21,7152 \cdot (769/800) = \underline{20,8737 \text{ min}}$

Altura virtual de carga = 71 cm

Prueba No. 4

Masa = 60 kg

Eve = 730 ml

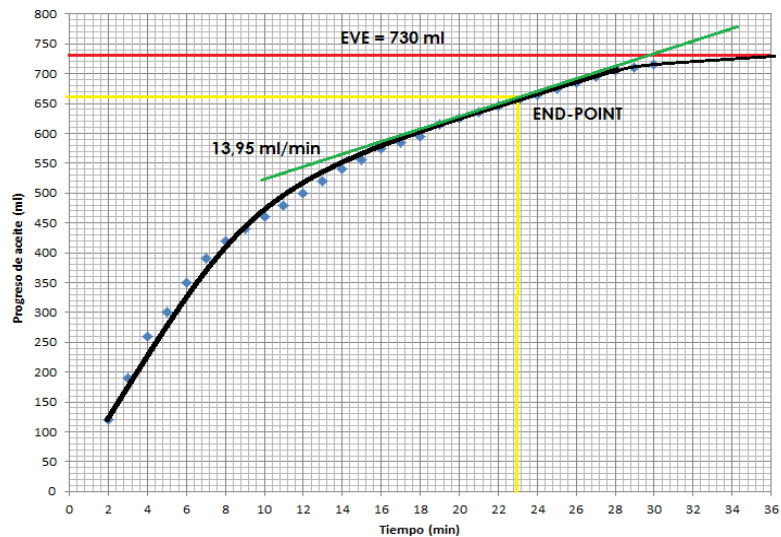
Contenido de aceite = 12,16 ml/kg

Flujo de condensados en el END POINT = 780 ml

Flujo terminal de aceite = $10 \cdot (780/800) \cdot (12,16/8,66) = 13,95 \text{ ml/min}$

Flujo registrado en la primera muestra = 900 ml/min

Figura 39. Gráfica END-POINT para la prueba No. 4.



Fuente: Autores del proyecto

Según la gráfica el END-POINT ocurre al minuto 23 cuando la producción de aceite es 660 ml.

Caudal promedio hasta el minuto 23 = 814,5 ml/min.

Tiempo virtual primera muestra = $900/814,5 = 1,10 \text{ min.}$

Tiempo de recolección hasta el END-POINT = 22 min.

Tiempo de extracción bajo las condiciones actuales = 23,10 min.

Tiempo de extracción bajo condiciones estándar = $23,10 \cdot (814,5/800) = \underline{23,52 \text{ min.}}$

Altura virtual de carga = $730/7,32 = \underline{99,72 \text{ cm.}}$

Tabla 9. Cálculos del tiempo de extracción y la altura virtual de carga

| Prueba | Peso | Densidad | EVE | Contenido AE | Tiempo virtual primera muestra | Tiempo extracción | Altura virtual |
|--------|------|-------------------|-----|-----------------|--------------------------------------|----------------------|-------------------|
| Nº | Kg | Kg/m ³ | ml | ml/kg | (min) | (min) | (cm) |
| 9 | 60 | 220 | 520 | 8,66 | 0,7152 | 20,87 = Te1 | 71 = H1 |
| 4 | 60 | 200 | 730 | 12,16 | 1,10 | 23,52 = Te2 | 99,72 = H2 |
| 8 | 60 | 235 | 615 | 11,18 | 0,96 | 22,11 = Te3 | 84 = H3 |
| 19 | 60 | 213 | 835 | 12,65 | 0,996 | 24,76 = Te4 | 114,1 = H4 |
| 10 | 60 | 209 | 800 | 14,03 | 0,52 | 24,46 = Te5 | 109,3 = H5 |
| 14 | 60 | 207 | 640 | 10,32 | 1,08 | 22,47 = Te6 | 87,43 = H6 |

Fuente: Autores.

Reemplazando en la ecuación 4.10 y 4.11

$$\left[\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right]^2 = \frac{s + H2}{s + H1}$$

$$\left[\frac{23,52}{20,87} \right]^2 = \frac{s + 99,72}{s + 71}$$

$$\underline{s = 35,34}$$

$$t = T_{e1} * \sqrt{\frac{s}{s + H1}}$$

$$t = 20,87 * \sqrt{\frac{35,34}{35,34 + 71}}$$

$$\underline{t = 12,03}$$

Tabla 10. Cálculo del tiempo básico “t” y del parámetro de incremento de aceite esencial “s”

| Prueba | T _{e1} | T _{e2} | H1 | H2 | s | T |
|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|-------|-------|-------|
| 9 - 4 | 20,87 | 23,52 | 71 | 99,72 | 35,34 | 12,03 |
| 9 - 8 | 20,87 | 22,11 | 71 | 84 | 35,24 | 12,02 |
| 8 - 4 | 22,11 | 23,52 | 84 | 99,72 | 35,44 | 12,04 |
| Promedio | | <u>35,34</u> | <u>12.03</u> | | | |

Fuente: Autores.

4.4.3 Comprobación en la fiabilidad de los parámetros

Primer chequeo para verificar la confiabilidad de los parámetros calculados

Usando la ecuación 4.16 calculamos el tiempo de extracción para todas las cargas para las cuales hemos obtenido la altura virtual y comparamos el tiempo calculado con el tiempo observado bajo las condiciones estándar, para fines de diseño estos dos tiempos deben ser muy similares.

i. Cálculo del tiempo de extracción T_{e3} con una altura virtual de 84 cm

$$T_e = 12,03 * \sqrt{1 + \frac{84}{35,34}} \text{ donde tiempo extracción calculado} = 22,11 \text{ min}$$

Tiempo observado = 22,11 min

ii. Cálculo del tiempo de extracción T_{e4} con una altura virtual de 114,1 cm

$$T_e = 12,03 * \sqrt{1 + \frac{114,1}{35,34}} \text{ donde tiempo extracción calculado} = 24,74 \text{ min}$$

Tiempo observado = 24,76 min

iii. Calculo del tiempo de extracción T_{e5} con una altura virtual de 87,43cm

$$T_e = 12,03 * \sqrt{1 + \frac{87,43}{35,34}} \text{ donde tiempo extracción calculado} = 22,42 \text{ min}$$

Tiempo observado = 22,47 min

iv. Calculo del tiempo de extracción T_{e6} con una altura virtual de 109,3 cm

$$T_e = 12,03 * \sqrt{1 + \frac{109,3}{35,34}} \text{ donde tiempo extracción calculado} = 24,34 \text{ min}$$

Tiempo observado = 22,47 min

Segundo chequeo en la confiabilidad de los parámetros calculados

Se debe asegurar que el aceite abandonado en ml/m² en cada carga debido a la parada de la destilación en el END-POINT, sea aproximadamente proporcional al contenido de aceite en ml/kg

Tabla 11. Segundo chequeo en la confiabilidad de los parámetros calculados

| | Prueba 9 | Prueba 14 | Prueba 4 | Prueba 10 |
|--|----------|-----------|----------|-----------|
| | A | B | C | D |
| Masa (kg) | 60 | 62 | 60 | 57 |
| EVE (ml) | 520 | 640 | 730 | 800 |
| Aceite recuperado (ml) | 470 | 580 | 660 | 720 |
| Aceite abandonado (ml) | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Aceite abandonado ml/m ² | 130 | 156 | 182 | 209 |
| Contenido de aceite ml/kg | 8,66 | 10,32 | 12,16 | 14,03 |
| Cargas comparadas | A : B | A : C | A : D | |
| Relación de contenido de aceite ml/kg | 1,19168 | 1,404 | 1,62 | |
| Relación de pérdida de aceite por m ² | 1,2 | 1,4 | 1,607 | |
| Cargas comparadas | B : C | B : D | C : D | |
| Tasa de pérdida de aceite por m ² | 1,178 | 1,3595 | 1,15378 | |
| Relación de contenido de aceite | 1,167 | 1,3397 | 1,14835 | |

Fuente: Autores.

4.5 CÁLCULO DEL FLUJO MÁSIICO DE VAPOR

Utilizando los parámetros s y t calculados anteriormente podemos determinar el requerimiento de flujo de vapor a las condiciones de diseño del equipo.

A continuación se muestran las condiciones de diseño a la cual se va a realizar el cálculo del flujo másico de vapor requerido para el proceso de extracción de aceite.

Tabla 12. Parámetros de diseño.

| Datos | Valor | Observación |
|---------------------|------------------------|---|
| M_h | 200 kg | Masa de la Lippia origanoides de diseño |
| ρ | 200 kg/m ³ | Densidad de diseño |
| ρ_l | 220 kg/m ³ | Densidad de la Lippia origanoides |
| C_{pl} | 3,350 kJ/kg.K | Calor específico de la Lippia origanoides |
| ρ_s | 7900 kg/m ³ | Densidad del acero |
| C_{ps} | 0,451 kJ/kg.K | Calor específico para el acero |
| h_{fg} | 2257 kJ/kg | Calor latente de vaporización |
| ΔT | 80 | Se toma temperatura ambiente, 20 °C (Bucaramanga) |
| T_p | 60 min | Tiempo del proceso |
| D_i | 1,15 m | Diámetro del cartucho |
| $\dot{m}_{asumido}$ | 0,907 kg/min | Flujo másico de vapor (asumido) |
| t_l | 12.03 min | Tiempo básico de la Lippia origanoides |
| s_l | 0,3534 m | Incremento de aceite de la Lippia origanoides |
| M_w | 30 kg | Masa del cartucho |
| M_c | 130 kg | Masa del cuerpo |
| M_t | 45 kg | Masa de la tapa |
| M_s | 205 kg | Masa del sistema (Total) |

Fuente: Autores.

El cálculo del flujo másico es un proceso iterativo y se realiza de la siguiente manera:

1) Se asume un flujo másico para iniciar la iteración

$$\dot{m}_l = 0,907 \text{ kg/min}$$

2) Se calcula el tiempo de calentamiento ver sección (4.3.3)

Tabla 13. Resultados del cálculo de tiempo de calentamiento.

| DATOS | VALOR | OBSERVACIÓN |
|-----------|----------------------|---|
| A | 1,039 m ² | Área transversal del cartucho |
| H | 0,9628 m | Altura de carga de diseño |
| M_{VCS} | 3,277 kg | Masa de vapor de calentamiento del sistema |
| M_{VCH} | 29,69 kg | Masa de vapor de calentamiento del material vegetal |
| M_{CT} | 32,96 kg | Masa de vapor total de calentamiento |
| T_c | 36,34 min | Tiempo de calentamiento teórico |

Fuente: Autores.

3) Se calcula el tiempo de extracción ver sección (4.3.4)

Tabla 14. Resultados del cálculo de tiempo de extracción.

| DATOS | VALOR | OBSERVACIÓN |
|----------|-----------|-----------------------------------|
| F_{cd} | 1,028 | Factor de corrección por densidad |
| t_c | 11,7 min | Tiempo básico corregido |
| H_v | 1,094 m | Altura virtual de la carga |
| T_e | 23,69 min | Tiempo de extracción teórico |

Fuentes: Autores.

4) se calcula el flujo másico de vapor ver sección (4.3.1)

Tabla 15. Resultados del cálculo del flujo másico.

| DATOS | VALOR | OBSERVACIÓN |
|-------------|--------|----------------------------------|
| T_{pr} | 60,03 | Tiempo total teórico del proceso |
| M_v | 56,65 | Masa de vapor |
| \dot{m}_v | 0,9075 | Flujo másico |

Fuentes: Autores.

5) Se compara el flujo másico asumido con el flujo másico calculado.

6) Se calcula la potencia requerida en la cámara de combustión.

Para determinar la potencia de la cámara de combustión expresada en “caballos de caldera” (BHP, Boiler Horse Powers), hay que dividir el flujo de vapor requerido (kg/h) sobre 15,65 (kg/h) de vapor saturado a 100°C.

$$BHP_{requerido} = \frac{54,45 \text{ kg/h}}{15,65 \text{ kg/h}} = 3,48 \text{ BHP} = 34,15 \text{ KW}$$

$$BHP_{camara \text{ de } combustion} = \frac{BHP_{requerido}}{0,8} = 42,7 \text{ KW}$$

Donde la eficiencia de la cámara de combustión es tomada como 0,8

Tabla 16. Flujo de vapor de diseño.

| FLUJO DE VAPOR DE DISEÑO | | | | |
|--------------------------|--------------------|------------------|-------------------------|------------------------|
| \dot{m}_v | Potencia requerida | Potencia caldera | Potencia diseño caldera | Flujo másico de diseño |
| 0,9075 kg/min | 34,15 KW | 42,7 KW | <u>50 KW</u> | <u>1,33 kg/min</u> |

Fuente: Autores.

5. DISEÑO MECÁNICO DEL ALAMBIQUE

Este capítulo tiene como fin demostrar el procedimiento de cálculo para determinar la geometría, dimensiones y materiales del alambique, siempre teniendo presentes los criterios de diseño determinados en el capítulo 3 y consignados en la tabla 1 del presente proyecto de grado.

En la sección 3.1.1 se describió brevemente lo que es el alambique, su aplicación en la destilación y los componentes que lo conforman, en la figura 24 se pueden apreciar sus tres partes principales las cuales son:

- Cuerpo del destilador
- Cartucho
- Tapa móvil

Las partes del destilador anteriormente relacionadas tendrán contacto directo con el material vegetal a destilar y con la esencia ya extraída por esta razón se recomienda diseñarlas en acero inoxidable calidad 304 teniendo en cuenta lo anterior se decidió utilizar el material SAE-AISI 304 para todos los componentes que se requieran en acero inoxidable.¹⁷

El principal dato de entrada para el diseño mecánico del alambique es el requerimiento de volumen de 1m³ disponible para el almacenamiento del material vegetal a destilar, el cuerpo del destilador está conformado principalmente por un

¹⁷ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. p. 162.

recipiente cilíndrico el cual deberá satisfacer las necesidades de volumen, relaciones geométricas y resistencia de los materiales a utilizar.

5.1 DISEÑO DEL CUERPO DEL DESTILADOR

El cuerpo del destilador será un recipiente cilíndrico cuyo diseño deberá tener en cuenta dos consideraciones a parte del requerimiento de volumen que como ya se dijo es de 1m^3 . La primera es que solo se puede llenar máximo un 80% de su capacidad, debido a que el material vegetal aumenta su tamaño por la absorción del agua.¹⁸ Segundo que el diámetro del alambique debe ser igual o ligeramente inferior a su altura.¹⁹

5.1.1 Geometría del destilador

Con el fin de establecer las dimensiones geométricas más convenientes para el destilador se tuvieron presentes las anteriores consideraciones, por lo tanto teniendo en cuenta la expansión del material vegetal a destilar, el volumen del destilador deberá ser mínimo de $1\text{ m}^3/0.8 = 1,25\text{ m}^3$.

En cuanto a la relación altura diámetro son diversas las posibilidades geométricas siempre y cuando sean mayores y cercanas a 1, además estas relaciones deben cumplir con la exigencia de volumen de $1,25\text{ m}^3$.

$$\text{Volumen Destilador} = \frac{\pi}{4} D^2 \times h = 1,25\text{ m}^3 \quad (5.1)$$

$$\text{Relacion } h/D \geq 1 \quad (5.2)$$

¹⁸ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. p. 163.

¹⁹ DENNY, Tim. Field distillation for herbaceous oils. Australia: Denny, Mckenzie Associates, 2001.

Dónde:

D=Diámetro del cuerpo del destilador.

h=Altura del cuerpo del destilador.

Resolviendo las ecuaciones 5.1 y 5.2 para varios valores de h se obtienen diferentes valores de D, se determina los resultados que cumplan con el requerimiento de volumen y con la relación $h/D \geq 1$. La tabla 17, muestra los resultados obtenidos.

Tabla 17. Geometría cuerpo del destilador.

| No. | h [m] | Volumen Cartucho [m3] | D [m] | Relación h/D |
|-----|-------|-----------------------|------------|--------------|
| 1 | 0,1 | 1,25 | 3,98942280 | 0,02506628 |
| 2 | 0,2 | 1,25 | 2,82094792 | 0,07089815 |
| 3 | 0,3 | 1,25 | 2,30329433 | 0,13024823 |
| 4 | 0,4 | 1,25 | 1,99471140 | 0,20053026 |
| 5 | 0,5 | 1,25 | 1,78412412 | 0,28024956 |
| 6 | 0,6 | 1,25 | 1,62867504 | 0,36839761 |
| 7 | 0,7 | 1,25 | 1,50786009 | 0,46423405 |
| 8 | 0,8 | 1,25 | 1,41047396 | 0,56718523 |
| 9 | 0,9 | 1,25 | 1,32980760 | 0,67678963 |
| 10 | 1 | 1,25 | 1,26156626 | 0,79266546 |
| 11 | 1,1 | 1,25 | 1,20285623 | 0,91449000 |
| 12 | 1,2 | 1,25 | 1,15164716 | 1,04198581 |
| 13 | 1,3 | 1,25 | 1,10646681 | 1,17491098 |
| 14 | 1,4 | 1,25 | 1,06621809 | 1,31305219 |
| 15 | 1,5 | 1,25 | 1,03006454 | 1,45621943 |
| 16 | 1,6 | 1,25 | 0,99735570 | 1,60424210 |
| 17 | 1,7 | 1,25 | 0,96757715 | 1,75696583 |
| 18 | 1,8 | 1,25 | 0,94031597 | 1,91425016 |
| 19 | 1,9 | 1,25 | 0,91523636 | 2,07596647 |
| 20 | 2 | 1,25 | 0,89206206 | 2,24199649 |

Fuente: Autores.

Los datos de la fila 12 en adelante serían los más indicados para el diseño del cuerpo del destilador. Teniendo en cuenta que la lámina SAE-AISI 304 se consigue

comercialmente a nivel local en dos presentaciones una de 4X8 pies y la otra de 5X10 pies se decidió tomar esta última y aplicarle un proceso de rolado en frío obteniéndose un recipiente cilíndrico de 970.2 mm de diámetro y 1524 mm de altura el cual solo requerirá una costura longitudinal, esto permite que el proceso de manufactura sea más sencillo y económico al ahorrarse cortes en la lámina y posibles cordones de soldadura adicionales al requerido.

5.1.2 Cálculo de espesores del cuerpo del destilador

El cuerpo del alambique estará sometido a cargas estáticas como el peso del material vegetal, la presión hidrostática del fluido contenido en su interior y su propio peso; y también estará sometido a temperaturas cercanas a los 100 °C ya que el agua que se encuentra en su interior junto con el material vegetal a destilar estará en cambio de fase constantemente y el sistema de cohobación garantizará que siempre se encuentre hidrolato en estado líquido en su interior.

El diseño del destilador debe soportar las anteriores cargas y considerándose que un recipiente a presión es cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica se decidió diseñar el destilador aplicando la norma ASME BPVC sección VIII división 1.

5.1.2.1 Espesor del cuerpo

Para determinar el espesor del cuerpo del alambique lo primero que se debe determinar es la presión de diseño (P) la cual hace referencia a un valor de presión que se debe utilizar en las ecuaciones de cálculo de las partes constitutivas del recipiente. Según la norma ASME BPVC sección VIII división 1 esta presión de diseño debe considerar como mínimo la condición más severa de presión y temperatura que se tendrán en la operación normal del equipo. Sin embargo se

recomienda utilizar como presión de diseño un valor superior a la presión a la cual se operara el recipiente.²⁰

Para el cálculo de la presión de diseño (P) se definen las ecuaciones 5.3 y 5.4 teniendo en cuenta las recomendaciones expuestas por la norma en las secciones UG-98, UG-99 y UG-134 en las cuales se tiene en cuenta los dispositivos de alivio de presión y la condición en la cual el equipo está sometido a fuentes de calor externa.²¹

$$P = (P_o + P_H) * 1.1 \quad (5.3)$$

$$P = P_o + P_H + 30 \text{ PSI} \quad (5.4)$$

Dónde:

P_o : Presión de Operación

P_H : Presión Hidrostática

La presión de operación es la presión manométrica a la cual trabajará el equipo, debido a que este operará a presión atmosférica, la presión de operación (P_o) es cero.

La presión hidrostática es función de la densidad del contenido del recipiente, de la gravedad y de su altura. El contenido del recipiente será material vegetal a destilar sumergido en agua. Dependiendo del material vegetal a destilar este se carga en el recipiente con una densidad de empaqueo entre 180 y 250 kg/m³, en

²⁰THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p. 15.

²¹ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p. 73-98

cuanto al agua su densidad es de 1000 kg/m³ a condiciones ambiente, por lo tanto la condición crítica de diseño se presenta cuando el recipiente se encuentre totalmente lleno con agua y sin presencia de material vegetal, de acuerdo a lo anterior el cálculo de la presión hidrostática se realiza asumiendo que el recipiente está completamente lleno con agua.

La altura del recipiente está definida en la sección 5.1.1 con un valor de 1524 mm, por tanto se tiene que la presión hidrostática es:

$$P_H = \rho * g * H = \gamma * H = 1000 \frac{Kgf}{m^3} * 1,524 m = 1524 \frac{Kgf}{m^2} = 2,17 \frac{lb_f}{in^2} \quad (5.5)$$

Con el valor de presión hidrostática calculado se procede a evaluar las ecuaciones 5.3 y 5.4 con el fin de hallar la presión de diseño como se muestra a continuación.

$$P = (P_o + P_H) * 1.1 = \left(0 + 2,17 \frac{lb_f}{in^2} \right) * 1.1 = 2,387 \frac{lb_f}{in^2}$$

$$P = P_o + P_H + 30 \frac{lb_f}{in^2} = 0 + 2,17 \frac{lb_f}{in^2} + 30 \frac{lb_f}{in^2} = 32,17 \frac{lb_f}{in^2}$$

Para el cálculo del espesor del recipiente se toma la mayor presión de diseño de las anteriormente determinadas con el fin de garantizar la integridad del equipo al definir de esta forma un mayor factor de seguridad.

Teniendo en cuenta la sección UG-27 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1, para recipientes cilíndricos sometidos a presión interna, con esfuerzos circunferenciales (junta longitudinal) se recomienda utilizar la siguiente ecuación para calcular el espesor del recipiente.

$$t = \frac{PR}{SE-0,6P} \quad (5.6)$$

Dónde:

t : Espesor del recipiente cilíndrico

P : Presión de diseño

R : Radio del recipiente cilíndrico

S : Esfuerzo de diseño a la tensión = 25% del esfuerzo último a la tensión

E : Eficiencia de la Junta

El esfuerzo de diseño a la tensión depende del material y de la temperatura de operación del equipo, teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del SAE-AISI 304 (Ver anexo B), para la temperatura de operación de 100 °C el esfuerzo último a la tensión es 530 MPa. El esfuerzo de diseño a la tensión se define:

$$S = 0,25 * (530 \text{ MPa}) = 132,4 \text{ MPa} = 19217,5 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2}$$

La eficiencia de la junta se determina teniendo en cuenta que el cuerpo del cilindro se soldará por medio de un cordón longitudinal y que no va a ser radiografiado en ninguno de sus puntos, teniendo en cuenta lo anterior se toma una eficiencia de 0.7 a partir de la tabla UW-12 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1.

Determinadas las anteriores variables se calcula el espesor del recipiente mediante la ecuación 5.6.

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6 P} = \frac{32,17 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} * 19,0985 \text{ in}}{19217,5 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} * 0,7 - 0,6 * 32,17 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2}} = 0,045738 \text{ in} = 1,16 \text{ mm}$$

Se tiene que el espesor debe ser mínimo de 1.16 mm, este valor se debe normalizar de acuerdo a los espesores comerciales de las láminas de acero SAE-AISI 304,

teniendo en cuenta que el recipiente puede verse sometido a golpes durante la operación y/o el mantenimiento se toma 2.5 mm como espesor del recipiente.

5.1.2.2 Espesor tapa inferior del cuerpo

En la sección UG-34 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1, se referencian algunos diseños de tapas planas para recipientes, teniendo en cuenta los procesos de manufactura disponibles a nivel local y la facilidad de construcción se decide diseñar una tapa plana tipo (e) o (f) las cuales se muestran en la figura 40.²²

El cálculo del espesor de la tapa plana del fondo del recipiente se calcula por medio de la ecuación 5.7 la cual se muestra a continuación.

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} \quad (5.7)$$

Dónde:

t: Espesor de la tapa plana

d: Diámetro de la tapa plana

C: Factor dependiente del método de fijación de la tapa

P: Presión de diseño

S: Esfuerzo de diseño a la tensión = 25% del esfuerzo último a la tensión

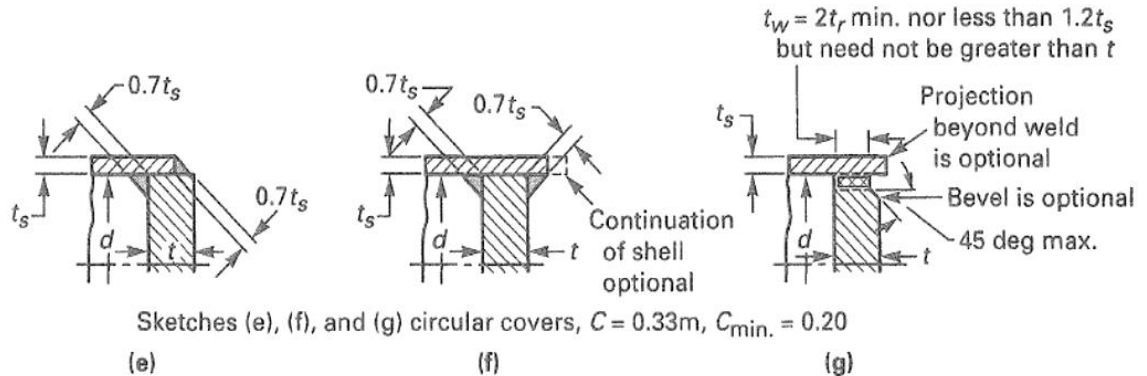
E: Eficiencia de la Junta

Las variables requeridas en el diseño de la tapa plana del fondo ya han sido determinadas excepto el factor C el cual depende del método de fijación de la tapa, en la Figura 40 se muestran algunos tipos de tapas planas circulares que pueden

²² THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p. 33-37

ser utilizadas en el diseño, estas fueron preseleccionadas por la facilidad que ofrecen para su construcción debido a que solo requieren dos procesos, uno de corte y otro de soldadura para fijarlas al recipiente.

Figura 40. Tapas circulares aplicables al diseño.



Fuente: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p.34.

Para estas opciones el factor C tiene un valor igual a $0,33*m$, y no menor a 0,2 donde m es la relación adimensional de los espesores de diseño del casco como se muestra en la ecuación 5.8.

$$m = \frac{t_r}{t_s} = \frac{1,16}{2,5} = 0,464 \quad (5.8)$$

Dónde:

t_r : Espesor requerido del cuerpo

t_s : Espesor real del cuerpo

Por lo tanto el valor del factor C es igual a $0,33 * m = 0,15$, como es menor al valor mínimo permitido tomamos $C = C_{min} = 0,2$. En cuanto el diámetro de la tapa " d ",

depende del diámetro externo y del espesor del recipiente a continuación se determina su valor.

$$d = D - 2t_s = 970,2 \text{ mm} - 2 * 2,5 \text{ mm} = 965,2 \text{ mm} = 38 \text{ in} \quad (5.9)$$

Determinados los valores de las variables que influyen en su diseño se calcula el espesor de la tapa del fondo mediante la ecuación 5.7.

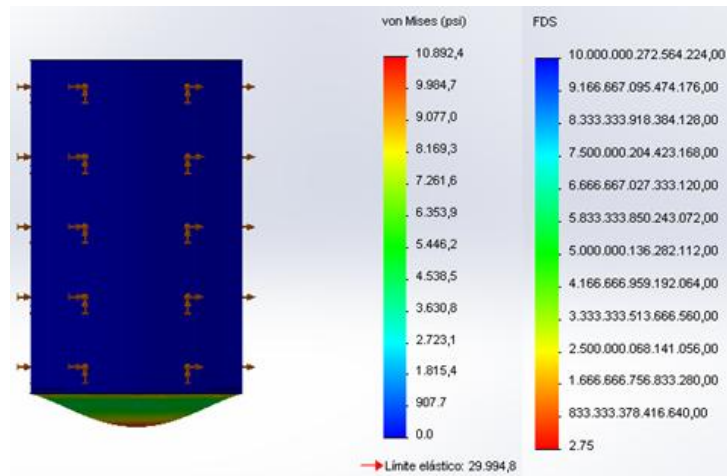
$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} = 38 \text{ in} \sqrt{\frac{0,2 * 32,17 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2}}{19217,5 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} * 0,7}} = 0,831 \text{ in} = 21,1 \text{ mm}$$

En base al anterior cálculo se requiere como mínimo una lamina de acero inoxidable SAE-AISI 304 de 21 mm de espesor, debido a la poca disponibilidad en el mercado y a la búsqueda de economía en los materiales a utilizar en la construcción, se decide diseñar una tapa con un espesor menor al calculado junto con un refuerzo, este diseño alternativo debe tener un comportamiento muy parecido al que tendría la tapa de 21 mm de espesor ante la presión de diseño de 32.17 PSI.

En la figura 41 se muestra los resultados del análisis de la tapa plana de 21 mm de espesor sometida a la presión de diseño, estos resultados se obtienen haciendo uso de la herramienta de diseño y análisis SolidWorks.

La tapa alcanza una tensión máxima de Von Mises de 10.892,4 PSI, la cual es significativamente menor al límite elástico del material 29.994,8 PSI, por lo tanto se obtiene un factor de seguridad de 2.75 en la zona donde se genera la mayor tensión.

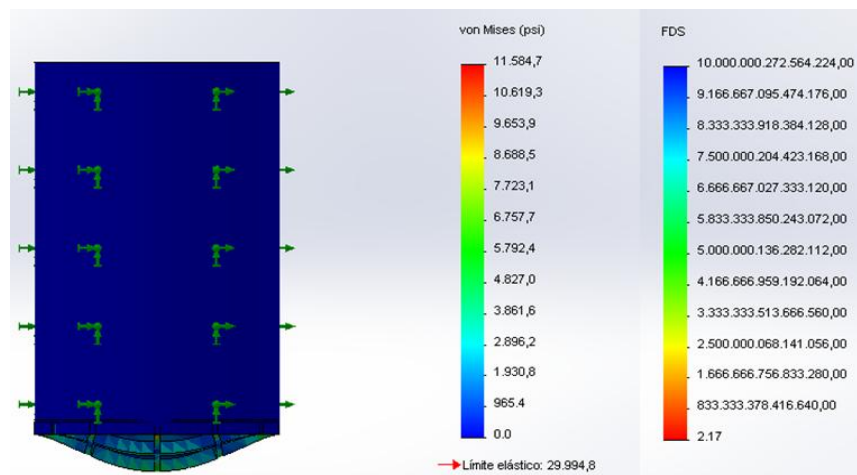
Figura 41. Análisis tapa plana de 21 mm de espesor.



Fuente: Autores.

Con el fin de establecer un diseño alternativo que garantice un comportamiento muy parecido al de la tapa de 21 mm de espesor, se modelaron diferentes opciones variando los espesores tanto de la tapa como del refuerzo y proponiendo diferentes configuraciones, cada opción se analizó sometiéndola a la presión de diseño de 32.17 PSI, en la figura 42 se muestra los resultados del diseño alternativo que mejor se comportó ante la presión de diseño.

Figura 42. Análisis diseño alternativo tapa plana de menor espesor.



Fuente: Autores

Los resultados mostrados corresponden a un diseño alternativo compuesto por una tapa plana de 9 mm de espesor, con un refuerzo conformado por 6 platinas de 4.5 mm de espesor y con una altura de 50 mm cada una de ellas, el largo de las platinas varía según la zona donde se ubiquen. La tensión máxima de Von Mises para este caso es de 11.584,7 PSI, por lo cual el factor de seguridad es de 2.17 para la zona donde se genera la mayor tensión, este diseño es viable debido a que la tensión máxima está muy por debajo del límite elástico del material, además que el análisis se hizo para una presión mucho mayor a la de operación la cual tan solo es de 2.17 PSI.

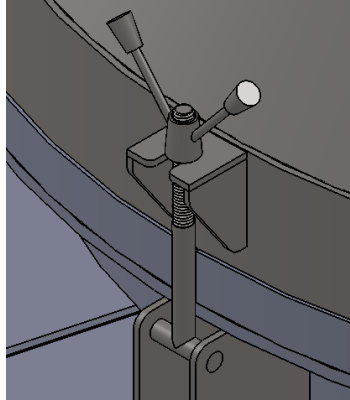
5.2 DISEÑO DE LA TAPA MÓVIL DEL DESTILADOR

En la sección 3.1.1 se comenta el diseño básico de la tapa del destilador, en esa sección se plantea su forma geométrica y algunas características propias de la operación, a continuación se detallan estas características y se define su diseño de detalle.

5.2.1 Diseño detallado de la tapa móvil del destilador

La tapa del destilador debe cerrar herméticamente para evitar fugas de vapor desde el interior del destilador, al mismo tiempo debe poder abrirse y cerrarse con facilidad con el fin de reducir el tiempo de operación en el cargue y descargue del material vegetal a destilar, basados en los buenos resultados de diseños previos se decide utilizar un sistema de cierre basado en tornillos tipo mariposa los cuales aferran la tapa al destilador y son de fácil apertura y cierre.

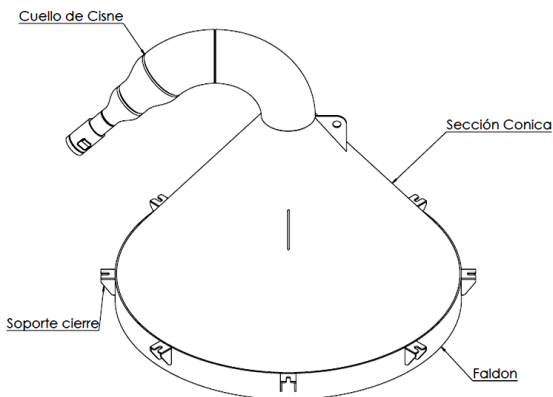
Figura 43. Cierre tipo mariposa.



Fuente: Autores.

Además de lo anterior su principal función será conducir la mezcla de vapor de agua y aceite esencial que se genera en el interior del destilador durante el proceso de destilación, motivo por el cual debe ser de sección variable es por esto que se recomienda una sección cónica para la geometría de la tapa, al final de la sección cónica se requiere lo que se conoce en el mundo de la destilación de los aceites esenciales como cuello de cisne el cual es un conducto de sección variable y curvo que debe conducir la mezcla de vapores hacia el condensador, en la figura 44 se muestra el diseño de la tapa móvil del destilador.

Figura 44. Geometría tapa del destilador.



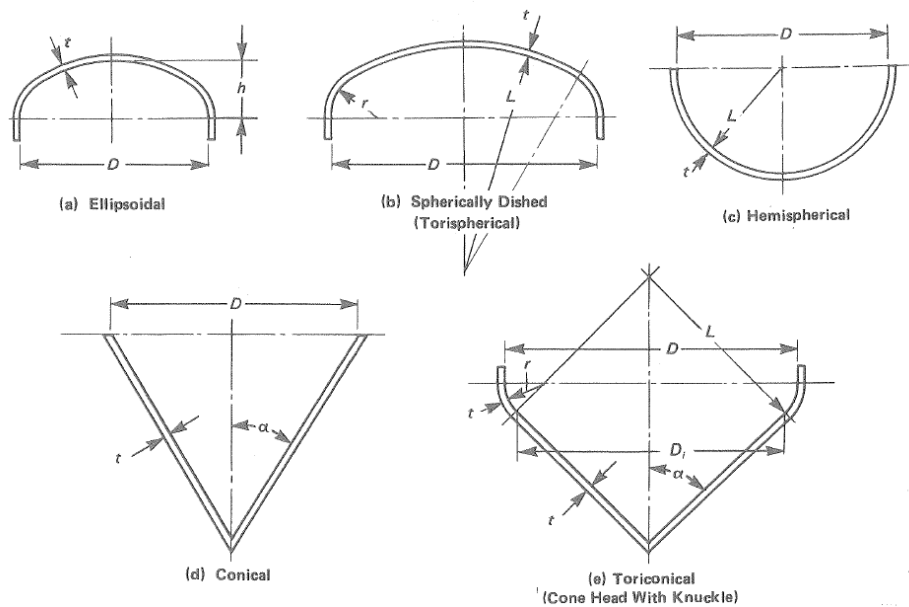
Fuente: Autores.

Por economía en la manufactura de la tapa móvil, el cuello de cisne se construirá con accesorios comerciales de acero inoxidable, estos accesorios serán dos codos de 6 pulgadas uno de 90° y otro de 45°, dos reducciones una de 6 a 4 pulgadas y otra de 4 a 2 pulgadas y un niple con rosca para la instalación del conector que permitiera instalar una manguera flexible de acero inoxidable de referencia comercial S-96 de 2 pulgadas la cual conectara la tapa con el condensador.

5.2.2 Cálculo del espesor de la tapa cónica

En la sección UG-32 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1, se establece el procedimiento de cálculo para tapas de sección variable sometidas a presión en su lado cóncavo entre ellas las tapas cónicas sometidas a presión interna, en la siguiente figura se pueden apreciar detalles geométricos de estas tapas.

Figura 45. Principales dimensiones de tapas de sección variable.



Fuente: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p.329.

Siguiendo las recomendaciones de la norma se procede a calcular el espesor de la tapa cónica por medio de la siguiente ecuación.

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0,6 P)} \quad (5.10)$$

Dónde:

t : Espesor de la tapa cónica

D : Diámetro interno de la tapa cónica

P : Presión de diseño

S : Esfuerzo de diseño a la tensión

E : Eficiencia de la Junta

α : Angulo medio al interior del ápice $\leq 30^\circ$

Las variables de la ecuación 5.10 ya han sido determinadas con anterioridad al interior de este capítulo para poder desarrollar el cálculo del espesor del cuerpo del destilador y de la tapa plana del mismo, debido a que las condiciones de operación y los materiales a utilizar en la construcción de la tapa cónica son los mismos se pueden utilizar los mismos valores.

Desarrollando la ecuación 5.10 tenemos

$$t = \frac{32,17 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} * 40,95 \text{ in}}{2 \cos(30) (19217,5 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} * 0,7 - 0,6 * 32,17 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2})} = 0,0566 \text{ in} = 1,44 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que la tapa estará sometida a golpes y esfuerzos producidos por su apertura y cierre durante los procesos de cargue y descargue del destilador el espesor se normaliza por integridad estructural a 2,5 mm, quedando del mismo espesor que el cuerpo del destilador.

6. DISEÑO DEL CONDENSADOR

El tipo de intercambiador más conveniente para condensar la mezcla de vapor-aceite es un intercambiador de casco y tubos, ya que proporciona una gran área de transferencia de calor utilizando poco volumen y con un peso relativamente pequeño, también pueden soportar altas presiones y temperaturas, y se pueden limpiar con bastante facilidad.

El diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos se encuentra bastante estandarizado y es así como su construcción está bien establecida de acuerdo con procedimientos y recomendaciones estándares de algunas instituciones especializadas y de los mismos fabricantes. Para este caso el diseño del condensador se realiza en dos fases o etapas, primero el diseño térmico el cual determinara el área de transferencia de calor a utilizar y seguidamente se desarrolla el diseño mecánico donde se dimensionan las diferentes piezas que componen el intercambiador de calor.

Para el diseño y construcción del condensador se tendrán en cuenta las siguientes normas y recomendaciones

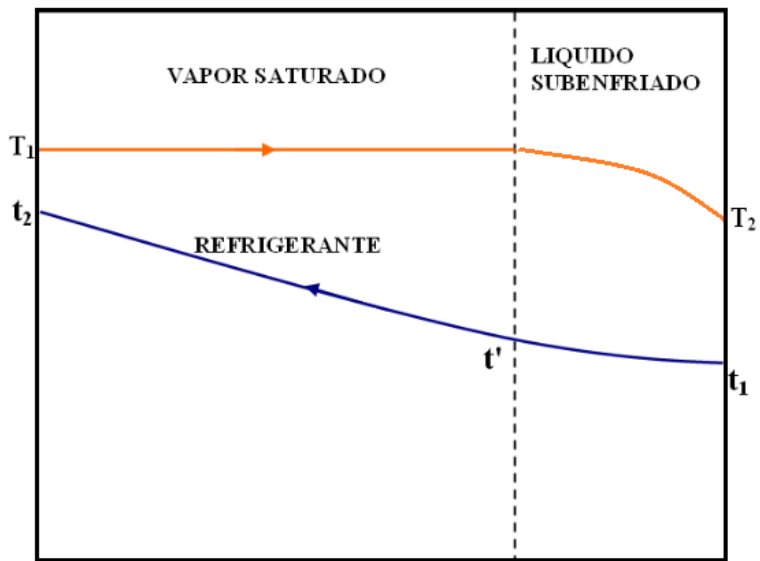
- Recomendaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)
- Normas ASME (American Society of Mechanical Engineers). Sección VIII
- El manual HEDH (Heat Exchange Design Handbook). Capítulos 3 y 4

6.1 DISEÑO TÉRMICO

El objetivo del diseño térmico es determinar el área de transferencia de calor requerida para cumplir con los requerimientos determinados por el proceso. El

intercambiador de calor deberá ser capaz de condensar la mezcla vapor-aceite proveniente del destilador, garantizando así que el condensado salga a una temperatura de 45°C, la cual es la más apropiada para la correcta separación del aceite esencial y el agua; para el análisis térmico se divide el intercambiador en dos zonas; la primera es la zona de condensación en donde el vapor cambia a estado líquido y la segunda es la zona de subenfriamiento donde el condensado se enfría hasta la temperatura deseada; por lo que hay que tratar cada zona como un intercambiador por separado. A cada zona se le calculará su propio coeficiente global de transferencia, su diferencia media de temperatura y su área de transferencia, y posteriormente se sumaran las áreas individuales obtenidas hallando así el área total de transferencia del intercambiador.

Figura 46. Zonificación del condensador



Fuente: Autores.

6.1.1 Datos de entrada

El primer paso para realizar el diseño térmico de un intercambiador de casco y tubos consiste en determinar los datos conocidos y los requisitos con los que se cuentan antes de empezar el diseño, estos son:

- Datos de proceso.
- Datos geométricos.
- Datos de criterio.

6.1.1.1 Datos de proceso

Corresponden a los datos referentes a los fluidos, a las cantidades, temperaturas, presiones de los fluidos que intercambian el calor

Flujo másico de vapor: Se calculó comparando los resultados teóricos basados en la metodología del ingeniero Tim Denny y los datos experimentales obtenidos mediante pruebas realizadas en la planta piloto que se encuentra en el CENIVAM, obteniendo un flujo de vapor de 93.9 kg/h (0.02608 kg/s).

Temperaturas del proceso:

$T_1 = 99,88^{\circ}\text{C}$ Temperatura de entrada del vapor al condensador

$T_2 = 45^{\circ}\text{C}$ Temperatura de salida del condensado.

$t_1 = 30^{\circ}\text{C}$ Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

$t_2 = 44^{\circ}\text{C}$ Temperatura de salida del agua enfriamiento.

$t' = ?$ Temperatura intermedia del agua de enfriamiento por hallar.

Tabla 18. Datos del proceso.

| Tipo de dato | Lado tubo | Lado casco |
|---------------------------------|-----------|------------|
| Fluido | Vapor | Agua |
| Temperatura entrada (°C) | 100 | 30 |
| Temperatura salida (°C) | 45 | 44 |
| Flujo másico (kg/min) | 1,33 | ¿? |

Fuente: Autores.

El flujo másico de agua necesaria (\dot{m}_a) para el proceso se determina de la siguiente manera:

$$Q_{total} = \dot{m}_a * C_p * \Delta T \quad (6.1)$$

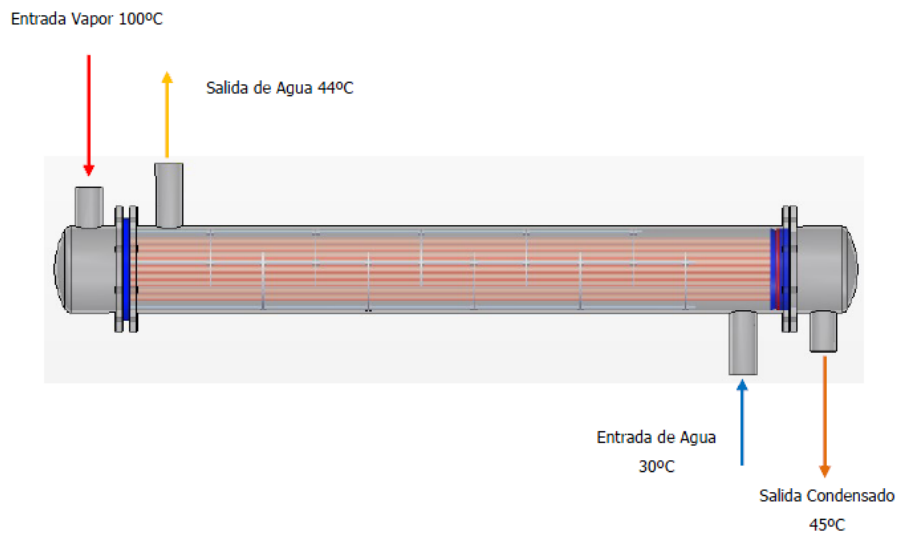
Dónde:

$$Q_{total} = Q_{condensacion} + Q_{subenfriamiento} \quad (6.2)$$

$$Q_{condensacion} = \dot{m}_v * h_{fg} \quad (6.3)$$

$$Q_{subenfriamiento} = \dot{m}_v * C_{pv} * \Delta T_{subenfriamiento} \quad (6.4)$$

Figura 47. Esquema de localización de fluidos

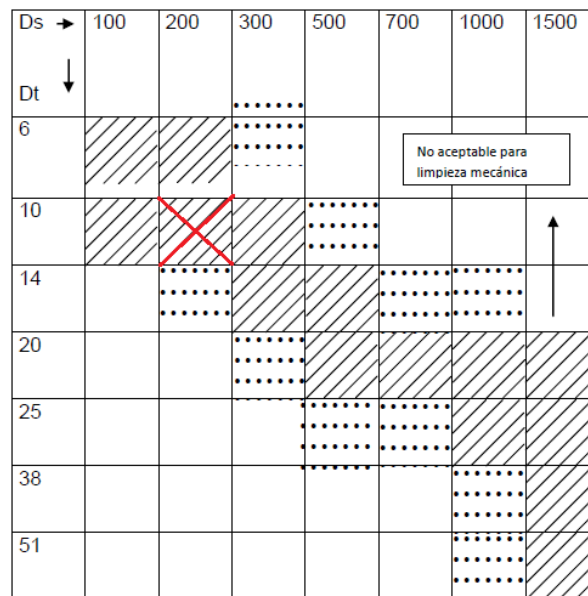


Fuente: Autores.

6.1.1.2 Datos geométricos

Corresponden a la geometría de los tubos seleccionados como lo son el diámetro externo e interno, la longitud y el arreglo con el cual se van a distribuir en el haz de tubos. Para la selección de materiales de los tubos y del casco se tuvo en cuenta el mercado local, tomando para el haz de tubos, tubería tipo tubing en acero inoxidable de 1/2" (De=1/2"=12.7 mm, Di=10.922 mm), se optó por acero inoxidable, ya que en las pruebas de laboratorio se detectó contaminación del aceite esencial por ser la tubería en cobre. Para el casco se seleccionó un tubo de acero inoxidable de 6" SCH 10 (De=168.3 mm; Di=161.494 mm; Espesor=3.403mm). El cual cumple con la combinación recomendada por el manual HEDH.

Figura 48. Combinación adecuada de diámetros casco-tubo

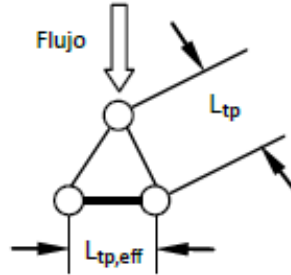


Fuente: Heat Exchange Design Handbook

Las áreas achuradas son las preferidas, Las áreas con puntos son aceptables bajo condiciones específicas.

Geometría del arreglo: El haz de tubos tendrá un arreglo estándar de 30°.

Figura 49. Geometría del arreglo de 30° en los tubos



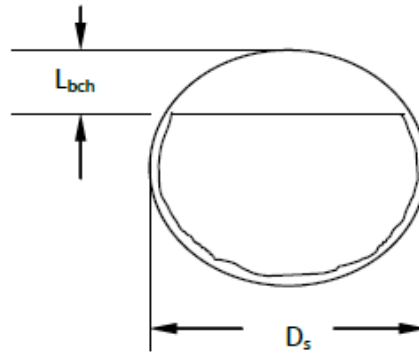
Fuente: Heat Exchange Design Handbook

El parámetro $L_{tp,eff}$ corresponde a la longitud de la sección de flujo mínima (S_m) para cuando el fluido del lado del casco pasa por el exterior del haz de tubos, esta sección mínima sirve para determinar la velocidad máxima utilizada para calcular el número de Reynolds externo. Con el arreglo de 30° se puede obtener una mayor densidad de tubos dentro del arreglo y considerando que no se requiere realizar limpieza entre los tubos debido a que el refrigerante a usar es agua sin impurezas en recirculación.

6.1.1.3 Datos de criterio

- El condensador se construirá todo en acero inoxidable.
- El vapor irá por dentro de los tubos y el agua por el lado del casco.
- Por razones de mantenimiento el haz de tubos se hará desmontable.
- El claro diametral entre el casco-haz (L_{bb}) será el menor posible.
- El agua para enfriamiento y el vapor viajarán en contraflujo.
- El corte del bafle (B_c) se obtiene a partir del porcentaje de corte del bafle ($\%B_c$) definido por la relación entre la longitud de separación de los bafles centrales y el diámetro interno de carcasa. $B_c = \left(\frac{L_{bch}}{D_s} \right) * 100$

Figura 50. Corte del bafle



Fuente: Manual HEDH, ítem 11, página 3.3.5-7

6.1.2 Diseño Térmico: Zona de Condensación

En esta zona se presenta un cambio de fase por lo que el calor de condensación que debemos remover es calor latente por parte del vapor el cual será igual al calor sensible del agua; el proceso es similar por el lado del casco; se hace necesario el uso de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{condensacion} = \dot{m}_v * h_{fg} \quad (6.5)$$

$$Q'_{agua} = \dot{m}_a * C_{p_a} * (t_2 - t') \quad (6.6)$$

$$Q = U * A'_{cond} * LTDM \quad (6.7)$$

$$LTDM = \frac{(T_{sat} - t') - (T_{sat} - t_2)}{\ln \frac{(T_{sat} - t')}{(T_{sat} - t_2)}} \quad (6.8)$$

Para el diseño térmico en esta zona se tuvieron en cuenta los siguientes pasos:

PASO 1. Cantidad de calor a extraer en la condensación.

La cantidad de calor a extraer en la zona de condensación se obtiene de la ecuación (6.3):

$$Q_{condensacion} = \dot{m}_v * h_{fg}$$

Dónde:

$Q_{condensacion}$: Calor latente de condensación.

\dot{m}_v : Flujo másico por los tubos, vapor.

h_{fg} : Entalpía de vaporización.

PASO 2. Temperatura intermedia.

El calor que desprende el vapor en su cambio de fase es igual al que recibe el agua:

$$Q_{condensacion} = Q'_{agua} \quad (6.9)$$

Entonces podemos conocer la temperatura de entrada a la zona de condensación del agua despejando de la ecuación (6.6):

$$t' = t_2 - \frac{Q_{agua}}{\dot{m}_a * c_{pa}}$$

Dónde:

\dot{m}_a : Flujo másico por el lado del casco.

t_2 : Temperatura de salida del agua de refrigeración.

t : Temperatura de entrada del agua a la zona de condensación.

C_{pa} : Calor específico a la temperatura media del agua

PASO 3. Diferencia de temperatura media logarítmica

El procedimiento para calcular la diferencia de temperatura media logarítmica en cada una de las zonas es similar al utilizado en los intercambiadores sin cambio de fase y se obtiene a partir de la ecuación (6.8):

$$LTDM = \frac{(T_{sat}-t')-(T_{sat}-t_2)}{\ln \frac{(T_{sat}-t')}{(T_{sat}-t_2)}}$$

PASO 4. Cálculo de área de condensación asumida.

De la ecuación (6.7), se calcula un área de transferencia de condensación a partir de un U asumido = 850 W/m².K, con esta área de condensación asumida calculamos los parámetros necesarios para corregir el U asumido mediante un proceso de iteración.

$$A'_{\text{cond}} = \frac{Q}{U_{\text{asumido}} * LMTD}$$

PASO 5. Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado Casco

Se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor real externo; al calcular el coeficiente ideal se asume que el flujo es totalmente transversal al haz de tubos y que existe una única corriente de igual efectividad respecto de los tubos. Pero esto no es así ya que se presentan diversos tipos de corrientes que afectan el desempeño y que se deben tener en cuenta, los diferentes tipos de corrientes son:

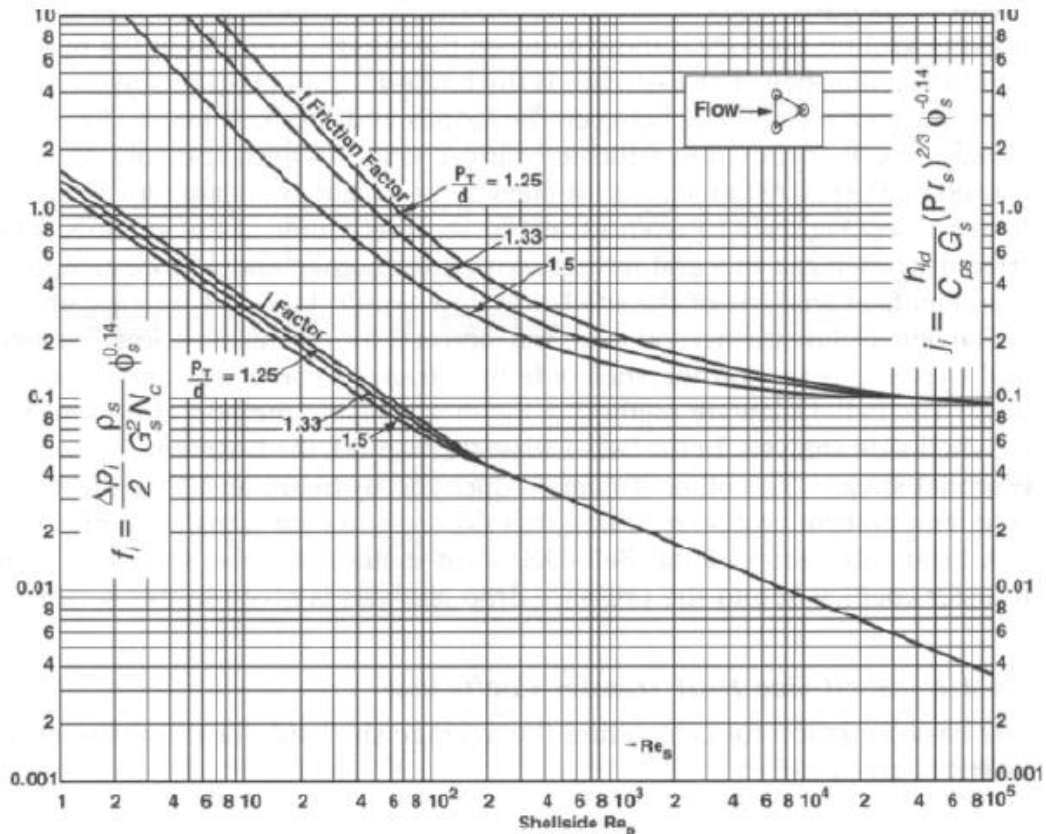
- Corrientes de fuga de baffle- casco
- Corrientes de fuga de tubo - baffle
- Corrientes de Bypass
- Corrientes de ventana
- Corriente principal en los baffles principales y extremos.

Primero, se calcula el valor ideal y, luego, se corrige por una serie de factores que tienen en cuenta las diferentes zonas del flujo del lado del casco en donde la interacción térmica entre el fluido y la superficie exterior de los tubos es diferente.

El método utilizado fue desarrollado por la universidad de Delaware y está basado en una serie de datos de un banco de tubos ideal con geometría similar a un intercambiador de casco y tubos práctico. Por esta razón, se utiliza la tabla y

ecuaciones descritas a continuación o la siguiente gráfica como base para los cálculos.

Figura 51. Factores J_i y f_i para banco de tubos ideal para un arreglo a 30°



Fuente: Heat Exchanger and Steam Generator Design, Lecture Notes 7 Part 2, Page 16

J_i es el factor de Corlbun transferencia de calor

f_i es el factor de fricción

$$J_i = (a_i) * \left(\frac{1,33}{\frac{Ltp}{de}} \right)^a * (Rec)^{a2} \text{ Donde, } a = \frac{a3}{1+0,14*(Rec)^{a4}} \quad (6.10)$$

$$f_i = b_i * \left(\frac{1,33}{\frac{Ltp}{de}} \right)^b * (Rec)^{b2} \text{ Donde, } b = \frac{b3}{1+0,14*(Rec)^{b4}} \quad (6.11)$$

Tabla 19. Constantes para el cálculo de J_i y f_i para un arreglo de 30° .

| Angulo trazado | Re | a1 | a2 | a3 | a4 | b1 | b2 | b3 | b4 |
|----------------|----------------------------------|-------|--------|-------|-------|--------|--------|------|-------|
| 30° | 10 ⁵ -10 ⁴ | 0,321 | -0,388 | | | 0,372 | -0,123 | | |
| | 10 ⁴ -10 ³ | 0,321 | -0,388 | | | 0,486 | -0,152 | | |
| | 10 ³ -10 ² | 0,593 | -0,477 | | | 4,570 | -0,476 | | |
| | 10 ² -10 | 1,360 | -0,657 | 1,450 | 0,519 | 45,100 | -0,973 | 7,00 | 0,500 |
| | <10 | 1,400 | -0,667 | | | 48,000 | -1,000 | | |

Fuente: Sección 3.3.7 del HEDH

Los factores de J_i se hallan de la tabla conociendo el número de Re:

$$Re_c = \frac{de \cdot \dot{m}s}{\mu} \quad (6.12)$$

Donde $\dot{m}s$ es el flujo másico por unidad de área mínima de flujo que pasa por el exterior del banco de tubos, se define de la siguiente manera:

$$\dot{m}s = \frac{\dot{m}c}{S_m} \quad (6.13)$$

Dónde:

$\dot{m}c$: Corresponde a la rata de masa que se mueve por el casco [kg/s].

P_{rs} : Número de Prandtl del fluido del casco

$(\phi_s)^r$: Es el factor de corrección que tiene en cuenta la variación de la viscosidad entre el valor a la temperatura de la pared del tubo y la temperatura media del fluido:

$$\phi_c = \frac{\mu_c}{\mu_w} \quad (6.14)$$

S_m Es el área transversal de flujo mínima dada por la ecuación genérica:

$$S_m = L_{bc} * \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp_{eff}}} (L_{tp} - Dt) \right] \quad (6.15)$$

Dónde:

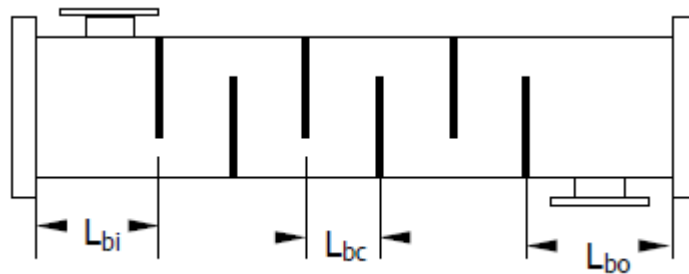
L_{bc} : Separación entre baffles centrales

L_{bb} : Espacio diametral en el canal de Bypass.

$L_{tp_{eff}}$: Es igual a L para arreglos de 30 y 90

D_{ctl} : Diámetro del círculo a través de los centros de los tubos más alejados.

Figura 52. Separación entre baffles



Fuente: Capítulo 5, Sección 16.2 - página 283 del HEDH

El factor J_i de banco de tubos ideales se relaciona con el coeficiente de convección ideal por la siguiente fórmula:

$$h_{ideal} = J_i * \frac{(Cp)s * \dot{m}s}{(P_{rs})^{2/3} * (\phi)^{-r}} \quad (6.16)$$

Factores de corrección del coeficiente de transferencia de calor del casco

El coeficiente calculado en la sección anterior es un coeficiente de transferencia de calor ideal que necesita ser corregido usando los siguientes factores:

$$J_{total} = J_c * J_l * J_b * J_s * J_r \quad (6.17)$$

Dónde:

J_c : factor de corrección por corte del bafle

J_l : factor de corrección por fuga en el bafle

J_b : factor de corrección por corriente de bypass en el haz

J_s : factor de corrección por espaciamiento desigual en la entrada y la salida

J_r : factor de corrección por gradientes de temperatura

Factor de corrección por corte del bafle (J_c): El factor J_c es función del corte del bafle B_c y del diámetro D_{ctl}, por tanto, ambos valores determinan el número de tubos en la ventana del bafle.

En cálculos prácticos el rango de cortes de baffles entre 15 y 45 % se puede expresar como una línea recta dada por la ecuación:

$$J_c = 0.55 + 0.72 * F_c \quad (6.18)$$

$$F_c = 1 - 2 * F_w \quad \text{y} \quad F_w = \frac{A_w}{A} = \frac{N_{tw}}{N_{tt}} \quad (6.19)$$

Dónde:

F_c : Fracción de tubos en flujo transversal;

F_w : Fracción de tubos ubicados en la ventana;

N_{tw} : Número de tubos en la ventana;

N_{tt} : Número de tubos totales.

Factor de corrección por fuga en el bafle (J_l): La diferencia de presión entre los dos Compartimentos separados por un bafle, hace que el fluido penetre en los espacios entre el casco y el borde de la circunferencia del bafle y el espacio entre tubos y orificios en el bafle.

De las dos consideraciones anteriores el flujo entre el casco y el bafle es el que más afecta la transferencia de calor, ya que este no interactúa con los tubos. Por el contrario, el flujo entre el tubo y el bafle pasa por la superficie y es parcialmente efectivo. Aunque en algunos casos este flujo va disminuyendo con el paso del tiempo debido a que los pequeños espacios entre el tubo y bafle se van tapando debido a la suciedad.

$$J_1 = 0.44 (1-r_s) + [1-0.44 (1-r_s)] * e^{-2.2r_{lm}} \quad (6.20)$$

Dónde:

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad \text{y} \quad r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (6.21)$$

Para el cálculo se deben determinar los siguientes valores:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(Dt + Ltb)^2 - de^2] (Ntt) (1 - Fw) \quad (6.22)$$

$$S_{sb} = \pi Di \left(\frac{Lsb}{2} \right) \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad (6.23)$$

$$\theta_{ds} = 2 * \cos^{-1} \left(1 - 2 \left(\frac{BC}{100} \right) \right) [DEG] \quad (6.24)$$

Para el cálculo de L_{sb} se tiene que:

$$L_{sb} = 1.6 + 0.004D \quad \text{Aplicaciones de bajo riesgo}$$

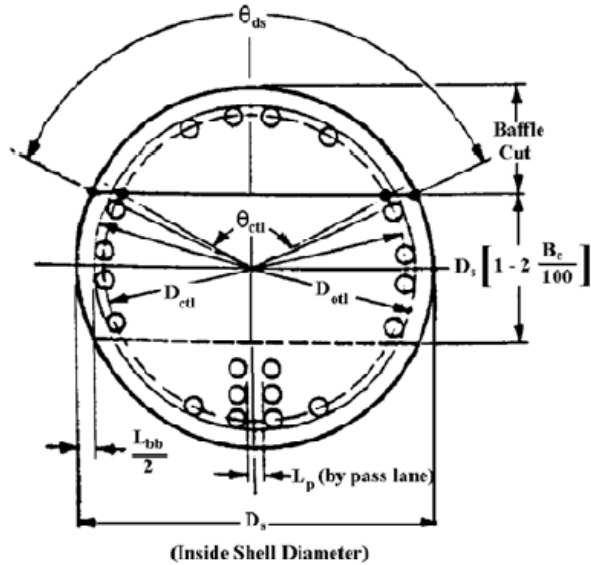
$$L_{sb} = 3.1 + 0.004D \quad \text{Con factor de seguridad}$$

Longitud máx. no soportada L_{tb}

$$< 36'' \text{ o } D > 1 \frac{1}{4}'' \quad 1/32'' \quad (0.8 \text{ mm})$$

$$> 36'' \quad 1/64'' \quad (0.4 \text{ mm})$$

Figura 53. Geometría del área transversal del Condensador.



Fuente: Capítulo 5, Sección 16.2 – página 277 del HEDH

S_{sb} : Área de fuga entre el casco y el baffle;

S_{tb} : Área de fuga entre el tubo y el orificio del baffle ;

S_m : Área de flujo cruzado al centro de haz de tubos.

Factor de corrección por corrientes de bypass en el haz (J_b): La resistencia al flujo en el espacio entre el casco y el haz de tubos es menor que a través del haz. Por esta razón, una parte del flujo buscará irse por allí en proporción a la relación de resistencias del área de bypass y el área de flujo cruzado en el haz.

$$J_b = \exp[-C_{bh} * F_{sbp} * (1 - \sqrt[3]{2 * r_{ss}})] \quad (6.25)$$

Para determinar J_b se deben conocer los siguientes parámetros:

$C_{bh} = 1.35$ Flujo laminar $Re_s < 100$

$C_{bh} = 1.25$ Flujo turbulento y de transición $Re_s > 100$

$$F_{sbp} = \frac{s_b}{s_m} \text{ y } s_b = L_{bc}[L_{bb} + L_{pl}] \quad (6.26)$$

$L_{pl} = 0$ para cálculos estándar

$L_{pl} = L_p/2$ asuma $L_p = d_e$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} ; N_{ss} = \frac{N_{tt} * F_w}{6} ; N_{tcc} = \frac{D_c}{L_{pp}} \left[1 - 2 \frac{B_c}{100} \right] \quad (6.27)$$

Tabla 20. Valores de $L_{tp,ef}$ y L_{pp} según el arreglo.

| Arreglo | $L_{tp,ef}$ | L_{pp} |
|---------|------------------|------------------|
| 30° | L_{tp} | $0.866 * L_{tp}$ |
| 45° | $0,707 * L_{tp}$ | $0,707 * L_{tp}$ |
| 90° | L_{tp} | L_{tp} |

Fuente: Capítulo 5, Sección 16.2 – página 282 del HEDH

S_b = Área de flujo por las corrientes de Bypass;

L_{bc} = Espaciamiento central entre bafles;

L_{bb} = Espacio casco – haz;

L_{pl} = Expresa el efecto de Bypass en el espacio de partición de los tubos;

$L_{tp,ef}$ = Paso efectivo, depende del arreglo de los tubos;

N_{ss} = Número de platinas de sello en un bafle;

N_{TB} = Número de tubos en el bafle;

L_{pp} = Distancia entre filas de tubos en la dirección del flujo;

N_{tcc} = Numero de filas de tubos cruzados entre las puntas de bafles en una sección de bafles.

Factor de corrección por espaciamiento desigual en la entrada y salida (J_s): Este factor de corrección se aplica cuando el espacio de entrada y salida entre el primer y último bafle es más largo en comparación con el espacio normal entre baffles (L_{bc}).

$$J_s = \frac{(Nb-1)+(L_i^*)^{(1-n)}+(L_o^*)^{(1-n)}}{(Nb-1)+(L_i^*)+(L_o^*)} \quad (6.28)$$

Dónde:

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \text{ y } L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (6.29)$$

N_b : Número de baffles;

L_{bc} : Espaciamiento entre baffles centrales;

L_{bi} : Espaciamiento del primer bafle de entrada y la entrada del fluido, lado casco;

L_{bo} : Espaciamiento entre el último bafle y la salida del fluido.

n : Constante de aproximación

Los valores de la constante de aproximación. (n)

$n = 1/3$ para $Re_s \leq 100$, Flujo laminar.

$n = 0.6$ para $Re_s > 100$; Flujo turbulento.

Factor de corrección por gradientes de temperatura (J_R): Puede ser calculado según el Número de Reynolds Re_s , según las siguientes expresiones:

Para: $Re_s \leq 20$

$$J_r = \frac{1,55}{Nc^{0,18}} \quad (6.30)$$

Dónde:

$$Nc = (Nb + 1) * NFB + (Nb + 2) * NFW \quad (6.31)$$

Para: $20 \leq Re_s \leq 100$

$$J_r = \frac{1,55}{N_c^{0,18}} + \left[\frac{(20 - Re_s)}{80} \right] * \left[\left(\frac{1,55}{N_c^{0,18}} \right) - 1 \right] \quad (6.32)$$

Para $Re_s \leq 100$; Asumir: $J_R = 0.4$

Para $Re_s > 100$; Asumir: $J_R = 1$.

N_c : Número total de filas de tubos cruzadas en el intercambiador;

N_b : Número de bafles;

N_{FB} : Número de filas entre puntas de bafles;

N_{FW} : Número de filas en la ventana;

J_R : Factor de corrección por el número de filas cruzadas.

El coeficiente de transferencia de calor corregido (h_c) se halla del producto entre el coeficiente de transferencia de calor ideal (h_{ideal}) y el factor total de corrección (J_{total}) el cual es calculado con la ecuación (4.16).

$$h_c = h_{ideal} * J_{total} \quad (6.33)$$

PASO 6. Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado de los tubos

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección interno, se tomaran las ecuaciones de condensación del HEDH sección 3.4.6.

$$Re_t = \frac{\rho v * V_t * d_i}{\mu v} \quad (6.34)$$

$$Re > 40 \quad h' t = 0,8 * Re_t^{-0,22} * \left(\frac{g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l^2} \right)^{1/3} * k_l \quad (6.35)$$

Los subíndices l y v indican la fases de líquido y vapor; las propiedades se toman para cada fase a 100C.

k : conductividad térmica de tablas termodinámicas

PASO 7. Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia se determina a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados.

$$\frac{1}{U_{condensación}} = \frac{1}{h_t} * \frac{A_0}{A_i} + Rf_i + \frac{1}{h_c} + Rf_0 \quad (6.36)$$

PASO 8. Cálculo del Área de condensación

Para el cálculo del área requerida para la condensación se despejara de la Ecuación 6.7, teniendo ya el coeficiente global de transferencia de calor corregido.

$$A_{cond} = \frac{Q}{U * LMTD}$$

6.1.3 Diseño Térmico: Zona de Subenfriamiento

En esta zona se requiere bajar la temperatura del condensado de 99,88 a 45°C; el refrigerante, en este caso agua, remueve calor sensible subenfriando del condensado. Para el diseño térmico de la zona de subenfriamiento se hace necesario el uso de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{subenfriado} = m_t * c_{pt} * (T_{sat} - T_2) \quad (6.37)$$

$$Q_{agua} = m_a * Cp_c * (t' - t_1) \quad (6.38)$$

$$Q = U * A_{subenfriado} * LTDM \quad (6.39)$$

$$LTDM = \frac{(T_{sat}-t')-(T_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_{sat}-t'}{T_2-t_1}\right)} \quad (6.40)$$

El proceso de diseño térmico de la zona de subenfriamiento se describe en los siguientes pasos:

PASO 1. Cantidad de calor a extraer en el Subenfriamiento

Para calcular el flujo de calor que desprenderá el condensado al enfriarse dentro de los tubos se utiliza la ecuación (6.37):

$$Q_{subenfriado} = m_t * c_{pt} * (T_{sat} - T_2)$$

$Q_{subenfriado}$: Calor sensible del subenfriado.

m_t : Flujo másico por el lado de los tubos.

c_{pt} : Calor específico por el lado de los tubos.

PASO 2. Temperatura intermedia.

Para el cálculo de la temperatura intermedia del agua de enfriamiento (t'), se tiene en cuenta que el calor que desprende el condensado al enfriarse es igual al que recibe el agua:

$$Q_{subenfriado} = Q_{agua} \quad (6.41)$$

Despejando de la ecuación (6.38) obtenemos la temperatura de salida del agua de la zona de enfriamiento que debe ser la misma que la hallada para la entrada a la zona de condensación:

$$t' = \frac{Q_{agua}}{m_c * C_{PC}} + t_1$$

PASO 3. Diferencia de temperatura media logarítmica

El procedimiento para calcular la Diferencia de temperatura media logarítmica es similar al realizado para la zona de condensación, utilizando la ecuación (6.40).

$$LTDM = \frac{(T_{sat}-t')-(T_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_{sat}-t'}{T_2-t_1}\right)}$$

PASO 4. Cálculo de Área de subenfriamiento asumida.

De la ecuación (6.39) se calcula un área de transferencia de subenfriamiento a partir de un $U_{asumido}$ de $100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, con esta área de subenfriamiento asumida calculamos los parámetros necesarios para corregir el $U_{asumido}$ mediante un proceso de prueba y error.

$$A'_{subenfriado} = \frac{Q}{U_{asumido} * LMTD}$$

PASO 5. Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado Casco

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor real externo; es similar al de la zona condensación hallando un coeficiente ideal a partir de Reynolds y, luego, aplicando los factores de corrección:

$$Re_c = \frac{d_e m_s}{\mu} \tag{6.42}$$

$$h'_{ideal} = Ji \frac{(C_p) s^{m_s}}{(P_{rs})^{2/3} (\phi_c)^{-r}} \tag{6.43}$$

$$h'_c = h'_{ideal} * (J_{total}) \tag{6.44}$$

PASO 6. Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado de los tubos

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección interno es necesario calcular el Reynolds interno.

$$Re_t = \frac{\rho \cdot V_t \cdot d_i}{\mu} \quad (6.45)$$

Dónde V_t es la velocidad del fluido en cada tubo.

$$V_t = \frac{4 \cdot m_t}{N_{tt} \cdot \rho \pi \cdot d_i^2} \quad (6.46)$$

Si $Re_t < 2300$ entonces

$$Nu_D = \left[33,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{d}{L} \right) Re Pr}{1 + 0,44 \left(\frac{d}{L} \right) Re Pr} \right] * \emptyset \quad (6.47)$$

Si $Re_t > 10000$

$$Nu_D = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,7} * \emptyset \quad (6.48)$$

Si $2300 < Re_t < 10000$ se interpola entre el valor de h_i hallado a 2300 y 10000.

El factor \emptyset trata de corregir el efecto de la variación de la viscosidad con la temperatura de la sección transversal.

$$\emptyset_t = \frac{\mu_t}{\mu_w} \quad (6.49)$$

Donde μ_t se calcula a la temperatura media aritmética del fluido que se mueve por los tubos y μ_w a la temperatura de la superficie de los tubos.

El coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos se halla de la siguiente relación:

$$h_t = \text{Nu} \cdot K/D \quad (6.50)$$

PASO 7. Coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia se determina a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de los parámetros geométricos y de los factores de impureza Rf_i y Rf_o que son resistencias térmicas que dependen de la temperatura de operación, la velocidad del fluido y el tiempo de servicio del intercambiador.

$$\frac{1}{U_{\text{subenfriado}}} = \frac{1}{h_t} * \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + Rf_i + \frac{1}{h_c} + Rf_o \quad (6.51)$$

PASO 8. Calculo del Área de subenfriamiento:

Tomando el calor a desalojar y el coeficiente global de transferencia de calor corregido podemos despejar el área requerida para la zona de subenfriamiento, a partir de la ecuación (6.39):

$$A_{\text{subenfriado}} = \frac{Q}{U * LMTD}$$

6.1.4 Área del condensador

El cálculo del área total de transferencia de calor del condensador se obtiene sumando el área de condensación y el área de subenfriamiento:

$$A_{\text{Total}} = A_{\text{condesacion}} + A_{\text{subenfriado}} \quad (6.52)$$

Dónde:

$A_{condesacion}$: Área necesaria en la zona de condensación;

$A_{subenfriado}$: Área necesaria en la zona de subenfriamiento;

A_{Total} : Área total de tubos.

Esta es el área total mínima necesaria para condensar el vapor y a la temperatura necesaria para que el aceite esencial se separe apropiadamente.

Con el área total se halla la longitud real de los tubos:

$$A_{Total} = A_{t1} * N_{tt} ; \text{ENTONCES } L_{real} = \frac{A_{t1}}{\pi * d_i} + 2 * L_{ts} \quad (6.53)$$

Dónde:

A_{t1} : Área de un tubo del condensador;

L_{real} : Longitud real de los tubos del condensador;

L_{ts} : Espesor de la placa porta tubos;

N_{tt} : Número total de tubos.

6.1.5 Caída de Presión en el condensador

La caída de presión por el lado del casco se calcula mediante el procedimiento planteado en el HEDH²³ ; la cual se compone de tres distintas partes:

$$\Delta P_c \equiv \Delta P_f + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (6.54)$$

Dónde:

ΔP_f : Caída de presión del fluido cruzado entre los bafles;

²³ Capítulo 5, sección 16,2 - página 285-286 del HEDH

ΔP_W : Caída de presión en la ventana del bafle;

ΔP_e : Caída de presión al final de las zonas (espaciamiento en el primer y último bafle).

Caída de presión del fluido cruzado entre los bafles.

Está basada en la caída de presión en el banco de tubos ideal.

$$\Delta P_f = \Delta P_{bi} * (N_b - 1)(R_b)(R_l) \quad (6.55)$$

Dónde:

R_b : Factor de corrección por bypass;

R_l : Factor de corrección de fugas;

ΔP_{bi} : Caída de Presión para el banco de tubos ideal.

ΔP_{bi} Es basada en el banco de tubos ideal y se presenta entre los extremos de los bafles de cada compartimiento, donde el número de filas de tubos cruzados, $N_c=N_{tcc}$, y donde $(\Phi_s)^{-r}$ es el gradiente de viscosidad de pared del tubo.

$$\Delta P_{bi} = 2 \cdot f_i \cdot \frac{(m_s)^2}{\rho c} (\Phi_c)^{-r} \quad (6.56)$$

Dónde:

$$f_i = b_1 \left(\frac{L_{tp}}{D_t} \right)^b * (Re_c)^{b_2}; b = \frac{b_2}{1+0.14(Re_c)^{b_4}} \quad (6.57)$$

Factor de corrección por fugas:

$$R_1 = EXP(-1,33 * (1 + r_s) * r_{lm}^p); \text{ Donde } p = -0,15 * (1 + r_s) + 0,8 \quad (6.58)$$

Factor de corrección por bypass:

$$R_b = EXP \left(C_{bp} \cdot F_{sbp} (1^{\sqrt[3]{2r_{ss}}}) \right); \text{ Si } r_{ss} > 1/2 \text{ entonces } R_b = 1 \quad (6.59)$$

Caída de presión en la ventana del bafle:

La caída de presión en la ventana del bafle está definida por la siguiente ecuación:

$$\Delta p_w = N_B * \left[(2 + 0.6N_{tcw}) \frac{(m_w)^2}{2\rho_c} \right] * R_l \quad (6.60)$$

Dónde:

$$m_w = \frac{m_c}{\sqrt{S_m S_w}} \times 10^6 \quad (6.61)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (6.62)$$

$$S_{wt} = N_{tt} * F_w * (d_t^2 * \pi/4) \quad (6.63)$$

$$S_{wg} = (d_t^2 * \pi/4) * (\theta/360 - \text{sen}/2\pi) \quad (6.64)$$

Caída de presión al final de las zonas (espaciamiento en el primer y último bafle:

Está determinada por la siguiente ecuación:

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \cdot R_b \cdot R_s ; \text{ Donde } R_s = \left(\frac{L_{bc}}{l_{bo}} \right)^{2-n} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}} \right)^{2-n} \quad (6.65)$$

Asumiendo n=1 para flujo laminar, Re<100, y n=0.2 para flujo turbulento.

6.1.6 Tabulación de datos para el diseño del condensador

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada una de las zonas aplicando los pasos enunciados anteriormente.

Tabla 21. Diseño térmico de la zona de condensación (Primera Iteración)

| DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (CONDENSACIÓN) primera iteración | | | |
|---|-----------|---|----------|
| DATOS DEL PROCESO | | | |
| Temp. Entrada del Casco (°C) | 31,3 | Cp (J/Kg-K) | 4174 |
| Temp. Salida del Casco (°C) | 44 | Ma (Kg/s) | 0,9437 |
| Calor Transferido (W) | 50038 | hfg (J/Kg-K) | 2257000 |
| Temp. Entrada de los Tubos (°C) | 100 | Mv (Kg/s) | 0,02217 |
| Temp. Salida de los Tubos (°C) | 100 | Presión Entrada (KPa) | 101,3 |
| U (W/m ² -K) Asumido | 850 | Presión Entrada (KPa) | 101,3 |
| DATOS GEOMETRICOS | | | |
| Diámetro Int. Lado Tubos (mm) | 10,9220 | Diámetro Int. Lado Casco (mm) | 161,494 |
| Diámetro Ext. Lado Tubos (mm) | 12,7000 | Diámetro Ext. Lado Casco (mm) | 168,3 |
| Arreglo | 30° | Lbc (m) | 0,148 |
| Lbb (m) | 0,01815 | Lbi(m) | 0,1510 |
| Dotl (m) | 0,1433 | Lbo (m) | 0,1510 |
| Dctl (m) | 0,1306 | Lpl (m) | 0,00635 |
| K arreglo 30° | 0,8660 | Lpp (m) | 0,013 |
| Ltp (m) | 0,01588 | Ltb | 0,8 |
| Ltp eff (m) | 0,01588 | BC(%) | 29 |
| Lsb (m) | 3,746 | NTT | 61 |
| Rfi | 0,00035 | Rfo | 0,00035 |
| Sm (m ²) | 0,006553 | Ms(Kg/ m ² s) | 144 |
| PROPIEDADES | | | |
| LADO DE LOS TUBOS | | | |
| Vapor | | Líquido | |
| Tsat (°C) | 100 | Temperatura (°C) | 100 |
| ρ_v (Kg/m ³) | 0,5977 | ρ_l (Kg/m ³) | 958 |
| μ_v (Kg/m-s) | 0,0000123 | μ_l (Kg/m-s) | 0,000282 |
| K (W/m-K) | 1 | K (W/m-K) | 0,681 |
| LADO DEL CASCO | | | |
| Temperatura (°C) | 38,25 | Pr | 4,6 |
| ρ (Kg/m ³) | 993 | K (W/m-K) | 0,628 |
| μ (Kg/m-s) | 0,000695 | Cp (J/Kg-K) | 4174 |
| Temperatura de Pared (°C) | 95 | | |
| RESULTADOS | | | |
| Q total (W/m ² -K) | 50038 | LMTD | 62,14 |
| A supuesta (m ²) | 0,9474 | μ_w (Kg/m-s) | 0,000302 |
| Número de tubos totales | 61 | Número de Re en el casco | 2631 |
| Longitud de los tubos (m) | 0,42 | Ji (Factor de Colburn) | 0,01526 |
| Velocidad en los tubos (m/s) | 6,498 | hi (W/m ² -K) del Casco | 3727 |
| Número de Re en los tubos | 3445 | Factor total de Corrección J _{total} | 0,7448 |
| ht (W/m ² -K) de los tubos | 4391 | hc (W/m ² -K) del Casco | 2776 |
| U (W/m ² -K) Calculado | 644,9 | | |

Fuente: Autores.

Tabla 22. Diseño térmico de la zona de condensación (Segunda Iteración)

| DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (CONDENSACIÓN) Segunda iteración | | | |
|--|--------------|--|----------------|
| DATOS DEL PROCESO | | | |
| Temp. Entrada del Casco (°C) | 31,3 | Cp (J/Kg-K) | 4174 |
| Temp. Salida del Casco (°C) | 44 | Ma (Kg/s) | 0,9437 |
| Calor Transferido (W) | 50038 | hfg (J/Kg-K) | 2257000 |
| Temp. Entrada de los Tubos (°C) | 100 | Mv (Kg/s) | 0,02217 |
| Temp. Salida de los Tubos (°C) | 100 | Presión Entrada (KPa) | 101,3 |
| U (W/m ² -K) Asumido | 642,5 | Presión Entrada (KPa) | 101,3 |
| DATOS GEOMETRICOS | | | |
| Diámetro Int. Lado Tubos (mm) | 10,9220 | Diámetro Int. Lado Casco (mm) | 161,494 |
| Diámetro Ext. Lado Tubos (mm) | 12,7000 | Diámetro Ext. Lado Casco (mm) | 168,3 |
| Arreglo | 30° | Lbc (m) | 0,148 |
| Lbb (m) | 0,01815 | Lbi(m) | 0,1510 |
| Dotl (m) | 0,1433 | Lbo (m) | 0,1510 |
| Dctl (m) | 0,1306 | Lpl (m) | 0,00635 |
| K arreglo 30° | 0,8660 | Lpp (m) | 0,013 |
| Ltp (m) | 0,01588 | Ltb | 0,8 |
| Ltp eff (m) | 0,01588 | BC(%) | 29 |
| Lsb (m) | 3,746 | NTT | 61 |
| Rfi | 0,00035 | Rfo | 0,00035 |
| Sm (m ²) | 0,006553 | Ms(Kg/ m ² s) | 144 |
| PROPIEDADES | | | |
| LADO DE LOS TUBOS | | | |
| | Vapor | | Liquido |
| Tsat (°C) | 100 | Temperatura (°C) | 100 |
| ρ_v (Kg/m ³) | 0,5977 | ρ_l (Kg/m ³) | 958 |
| μ_v (Kg/m-s) | 0,0000123 | μ_l (Kg/m-s) | 0,000282 |
| K (W/m-K) | 1 | K (W/m-K) | 0,681 |
| LADO DEL CASCO | | | |
| Temperatura (°C) | 38,25 | Pr | 4,6 |
| ρ (Kg/m ³) | 993 | K (W/m-K) | 0,628 |
| μ (Kg/m-s) | 0,000695 | Cp (J/Kg-K) | 4174 |
| Temperatura de Pared (°C) | 95 | | |
| RESULTADOS | | | |
| Q total (W/m ² -K) | 50038 | LMTD | 62,14 |
| A supuesta (m ²) | 1,249 | μ_w (Kg/m-s) | 0,000302 |
| Número de tubos totales | 61 | Número de Re en el casco | 2631 |
| Longitud de los tubos (m) | 0,5199 | Ji (Factor de Colburn) | 0,01526 |
| Velocidad en los tubos (m/s) | 6,498 | hi (W/m ² -K) del Casco | 3727 |
| Número de Re en los tubos | 3445 | Factor total de Corrección J _{total} | 0,7448 |
| ht (W/m ² -K) de los tubos | 4391 | hc (W/m ² -K) del Casco | 2776 |
| | | A _{subenfriamiento} (m ²) | 1,249 |
| U (W/m ² -K) Calculado | 644,9 | L _{real} (m) | 0,52 |

Fuente: Autores.

Tabla 23. Diseño térmico de la zona de subenfriamiento (Primera Iteración)

| DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (SUBENFRIAMIENTO) Primera Iteración | | | |
|---|-----------|---|----------|
| Propiedades del fluido en los tubos | | Propiedades del fluido en el casco | |
| Fluido | Vapor liq | Fluido | Agua |
| Temp. Entrada de los Tubos (°C) | 100 | Temp. Entrada del Casco (°C) | 30 |
| Temp. Salida de los Tubos (°C) | 45 | Temp. Salida del Casco (°C) | 31,3 |
| hfg (J/Kg-K) | 2257000 | Cp (J/Kg-K) | 4176 |
| Mv (Kg/s) | 0,02217 | Mt (Kg/s) | 0,9437 |
| U (W/m ² -K) Asumido | 100 | | |
| DATOS GEOMETRICOS | | | |
| Diámetro Int. Lado Tubos (mm) | 10,9220 | Diámetro Int. Lado Casco (mm) | 161,494 |
| Diámetro Ext. Lado Tubos (mm) | 12,7000 | Diámetro Ext. Lado Casco (mm) | 168,3 |
| Arreglo | 30° | Lbc (m) | 0,0969 |
| Lbb (m) | 0,01815 | Lbi(m) | 0,1510 |
| Dotl (m) | 0,1433 | Lbo (m) | 0,1510 |
| Dctl (m) | 0,1306 | Lpl (m) | 0,00635 |
| K arreglo 30° | 0,8660 | Lpp (m) | 0,013 |
| Ltp (m) | 0,01588 | Ltb | 0,8 |
| Ltp eff (m) | 0,01588 | BC (%) | 29 |
| Lsb (m) | 3,746 | NTT | 61 |
| Lbb (m) | 0,01815 | Rfi | 0,00035 |
| Dotl (m) | 0,1433 | Rfo | 0,00035 |
| Sm (m ²) | 0,006553 | ms (Kg/m ² s) | 143,9 |
| PROPIEDADES | | | |
| LADO DE LOS TUBOS | | LADO DEL CASCO | |
| ρ_v (Kg/m ³) | 976 | ρ (Kg/m ³) | 995 |
| μ_v (Kg/m-s) | 0,0004 | μ (Kg/m-s) | 0,000798 |
| Pr | 2,52 | Pr | 5,38 |
| K (W/m-K) | 0,665 | K (W/m-K) | 0,618 |
| Cp (J/Kg-K) | 4188 | Cp (J/Kg-K) | 4176 |
| Temperatura de Pared (°C) | 39 | | |
| RESULTADOS (Primera Iteración) | | | |
| Q total (W/m ² -K) | 5107 | LMTD | 62,14 |
| A supuesta (m ²) | 1,447 | μ_w (Kg/m-s) | 0,000302 |
| Número de tubos totales | 61 | Número de Re en el casco | 2291 |
| Longitud de los tubos (m) | 0,6014 | Ji (Factor de Colburn) | 0,01612 |
| Velocidad en los tubos (m/s) | 0,003975 | hi (W/m ² -K) del Casco | 3231 |
| Número de Re en los tubos | 105,9 | Factor total de Corrección J _{total} | 0,7448 |
| Nusselt | 2,427 | hc (W/m ² -K) del Casco | 2407 |
| ht (W/m ² -K) de los tubos | 147,8 | U (W/m ² -K) Calculado | 63,72 |

Fuente: Autores.

Tabla 24. Diseño térmico de la zona de subenfriamiento (Segunda Iteración)

| DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (SUBENFRIAMIENTO) Segunda Iteración | | | |
|---|-------------------|--|-------------|
| Propiedades del fluido en los tubos | | Propiedades del fluido en el casco | |
| Fluido | Vapor liq. | Fluido | Agua |
| Temp. Entrada de los Tubos (°C) | 100 | Temp. Entrada del Casco (°C) | 30 |
| Temp. Salida de los Tubos (°C) | 45 | Temp. Salida del Casco (°C) | 31,3 |
| hfg (J/Kg-K) | 2257000 | Cp (J/Kg-K) | 4176 |
| Mv (Kg/s) | 0,02217 | Mt (Kg/s) | 0,9437 |
| U (W/m ² -K) Asumido | 63,68 | | |
| DATOS GEOMETRICOS | | | |
| Diámetro Int. Lado Tubos (mm) | 10,9220 | Diámetro Int. Lado Casco (mm) | 161,494 |
| Diámetro Ext. Lado Tubos (mm) | 12,7000 | Diámetro Ext. Lado Casco (mm) | 168,3 |
| Arreglo | 30° | Lbc (m) | 0,0969 |
| Lbb (m) | 0,01815 | Lbi(m) | 0,1510 |
| Dotl (m) | 0,1433 | Lbo (m) | 0,1510 |
| Dctl (m) | 0,1306 | Lpl (m) | 0,00635 |
| K arreglo 30° | 0,8660 | Lpp (m) | 0,013 |
| Ltp (m) | 0,01588 | Ltb | 0,8 |
| Ltp eff (m) | 0,01588 | BC (%) | 29 |
| Lsb (m) | 3,746 | NTT | 61 |
| Rfi | 0,00035 | Sm (m ²) | 0,006553 |
| Rfo | 0,00035 | ms (Kg/m ² s) | 143,9 |
| PROPIEDADES | | | |
| LADO DE LOS TUBOS | | LADO DEL CASCO | |
| Temperatura (°C) | 72,5 | Temperatura Agua (°C) | 30,75 |
| ρ_v (Kg/m ³) | 976 | ρ (Kg/m ³) | 995 |
| μ_v (Kg/m-s) | 0,0004 | μ (Kg/m-s) | 0,000798 |
| Pr | 2,52 | Pr | 5,38 |
| K (W/m-K) | 0,665 | K (W/m-K) | 0,618 |
| Cp (J/Kg-K) | 4188 | Cp (J/Kg-K) | 4176 |
| Temperatura de Pared (°C) | 39 | | |
| RESULTADOS (Segunda Iteración) | | | |
| Q total (W/m ² -K) | 5107 | LMTD | 62,14 |
| A supuesta (m ²) | 2,271 | μ_w (Kg/m-s) | 0,000302 |
| Número de tubos totales | 61 | Número de Re en el casco | 2291 |
| Longitud de los tubos (m) | 0,94 | Ji (Factor de Colburn) | 0,01612 |
| Velocidad en los tubos (m/s) | 0,003975 | hi (W/m ² -K) del Casco | 3231 |
| Número de Re en los tubos | 105,9 | Factor total de Corrección J _{total} | 0,7448 |
| Nusselt | 2,427 | hc (W/m ² -K) del Casco | 2407 |
| ht (W/m ² -K) de los tubos | 147,8 | A _{subenfriamiento} (m ²) | 2,271 |
| U (W/m ² -K) Calculado | 63,72 | L _{real} (m) | 0,9405 |

Fuente: Autores.

Área de transferencia de calor requerida:

Tabla 25. Cálculo de la longitud real de los tubos.

| Formula | Reemplazando | Valor |
|---|--|---------------------|
| $A_{total} = A_{condensacion} + A_{subenfriamiento}$ | $A_{total} = 1,249 + 2,271$ | 3,52 m ² |
| $L_{real} = \frac{A_{total}}{NTT * (\pi * Dt)} + (2 * Ltw)$ | $L_{real} = \frac{3,52}{60 * (\pi * 0,0127)} + (2 * 0,003402)$ | 1,453 m |

Fuente: Autores.

El haz de tubos estará conformado por 60 tubos de ½" en acero inoxidable de una longitud de 1.453 m, en un arreglo a 30 grados.

6.2 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico del condensador considera el dimensionamiento de cada uno de los elementos mecánicos que constituyen el intercambiador de calor, teniendo en cuenta los esfuerzos y presiones de trabajo a las que están sometidas.

6.2.1 Partes del intercambiador de calor

Un intercambiador de calor de casco y tubos consta de las siguientes partes:

Cabezal Frontal: Se le llama así al cabezal por donde entra el fluido del lado de los tubos.

Cuerpo del Intercambiador: Es por donde circula uno de los fluidos y dentro del cual ocurre la transferencia de calor, también alberga en su interior el haz de tubos; por otra parte el cuerpo del intercambiador puede ser fabricado con láminas enrolladas, cuerpos tipo " pipe " o tubo en donde el cuerpo es un tubo enterizo.

Cabezal Posterior: se le llama así al cabezal por donde sale el fluido del lado de los tubos. Consta de una brida y una cubierta soldadas entre sí.

Boquillas de entrada y de salida de los fluidos: Es por donde ingresan o salen los fluidos.

Baffles: cumplen dos funciones básicamente, guían el fluido del lado del cuerpo para que su circulación sea en lo posible de forma perpendicular a los tubos, incrementando así el coeficiente de transferencia de calor y a su vez el aumentando el recorrido del fluido en el cuerpo, y también sirve de soporte de los tubos. Son cortados de tal manera que el fluido del lado del cuerpo pueda circular.

Haz de tubos: va apoyado entre dos placas portatubos, su forma de fijación en la placa tubular será por expandido del tubo dentro de la placa. Por ellos circulara el fluido que entra en el intercambiador de calor.

Placa portatubos: se usa para sostener los tubos en el cuerpo del intercambiador de calor.

Empaquetaduras: van colocadas en todas las uniones entre las bridas.

6.2.2 Clasificación y designación de intercambiadores de calor

Según las normas TEMA los intercambiadores de calor de casco y tubos se clasifican por clases de acuerdo a la severidad del servicio que van a prestar:

CLASE R - Requerimientos severos, industria de petróleo o procesos relacionados. Son diseñados de tal forma que presentan una alta seguridad y durabilidad bajo servicio riguroso.

CLASE C - Requerimientos moderados en procesos comerciales y aplicaciones generales. Son equipos diseñados y fabricados de tal forma que sean económicos pero seguros.

CLASE B - Son intercambiadores usados en la industria química. Según clasificación y teniendo en cuenta que se busca diseñar un condensador para la destilación de aceites esenciales eficiente, económico y seguro se seleccionó como condensador de casco y tubo clase C.

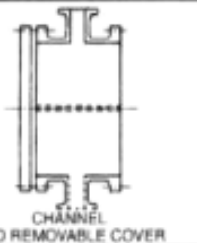
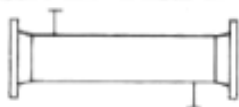
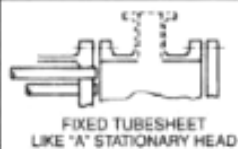
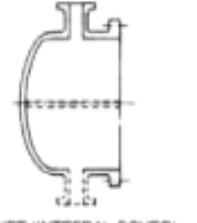
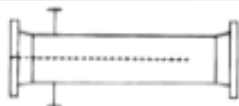
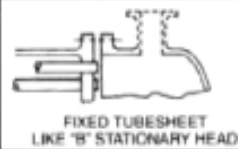
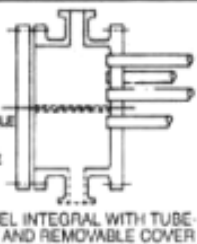
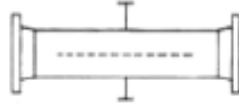
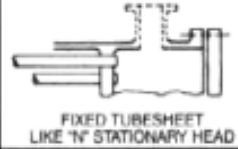
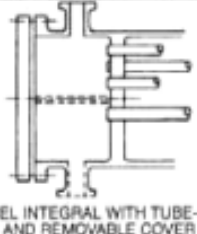


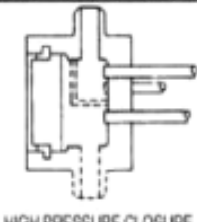
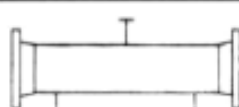
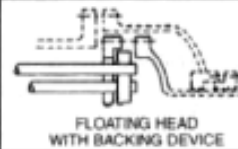
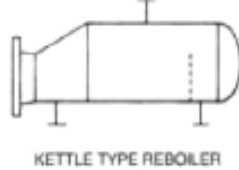
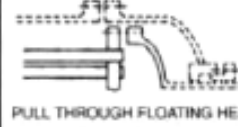
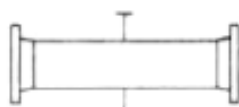
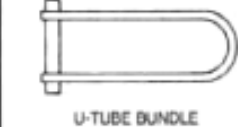

Designación de intercambiadores de calor: La norma TEMA recomienda para la identificación de intercambiadores de calor de cascos y tubos el uso de números y letras. Las letras estarán de acuerdo al tipo de cabezal y cuerpo, y los números identificarán el diámetro interno del cuerpo en pulgadas redondeada en número entero más cercano, así como la longitud recta de los tubos en pulgadas.

Para identificar el número de pasos, se utilizan números enteros en donde el primer número identificara el número de pasos en el lado del cuerpo. La norma TEMA designa para cada uno de los anteriores ítems una letra como se muestra en la figura.

Descripción del Condensador: Intercambiador de casco y tubos para extracción de aceites esenciales es un intercambiador con cabezal frontal tipo B, cuerpo tipo E, con 6.36 pulgadas de diámetro interno, cabezal posterior tipo M, tubos de 1,5m (59.05 pulgadas) de longitud, un paso cuerpo y un paso por los tubos, clase C: Por tanto su designación sería: **CLASE C, 6-59, TIPO BEM 1-1**. Donde el 6-59 corresponde al diámetro interno del cuerpo en pulgadas y a la longitud de los tubos en pulgadas, redondeados al número entero más cercano; la letras BEM identifican el tipo de cabezal frontal, cuerpo y cabezal posterior, y por otra parte el

1-1 corresponde al número de pasos, el primer número identificará el número de pasos en el lado del cuerpo y el segundo por el lado de los tubos.

Figura 54. Designación de intercambiadores.

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

Fuente: Capítulo 5, Sección 14,1 - página 256 del HEDH Criterios de diseño.

Luego de clasificar el intercambiador de calor a usar, es necesario seguir las recomendaciones de las normas TEMA, para la selección, diseño y consideraciones especiales de cada una de las partes de éste.

Aplicación y requerimientos generales:

Definición de la Clase TEMA de Intercambiador de Calor. La clase C es un diseño específico de fabricación generalmente usado para requerimientos moderados en procesos comerciales y aplicaciones generales. Son equipos diseñados y fabricados de tal forma, que son tanto económicos como seguros. Generalmente son equipos compactos.

Códigos de Construcción. En general, el diseño cumple con las normas para diseños de recipientes a presión de la ASME los cuales complementan la norma TEMA en el diseño específico de intercambiadores de calor.

Materiales. Por las condiciones requeridas del proceso se requiere que el casco y los tubos sean en acero inoxidable ASME SA 240 grado 304.

Normalización de Pruebas. Se realiza una prueba hidrostática (30 min), la prueba se realizará por separado para cascos y tubería para así detectar posibles fugas en las uniones. La presión de la prueba hidrostática debe ser 1.5 veces mayor que la presión de diseño corregida por temperatura.

6.2.3 Diseño del casco del condensador

El material seleccionado para la construcción del casco es acero inoxidable SA240 grado 304 debido a los requerimientos y condiciones del proceso. Para la

determinación del espesor del casco se usaron las fórmulas de diseño del código ASME sección VIII pero en ningún caso el espesor nominal del casco debía ser menor que el mostrado en la tabla 25. Para este cálculo es necesario definir los siguientes parámetros:

Presión de operación (Po): Presión a la que trabaja el equipo en condiciones nominal del sistema.

Máxima presión de operación (Mpo): Es la mayor presión de trabajo en el sistema.

Presión de diseño (Pd): Se selecciona la mayor entre las siguientes:

$$Pd = 1.1 * Mpo \quad \text{o} \quad Pd = Mpo + 25 \text{ (psi)} \quad (6.66)$$

Presión de prueba (PP): Es 1.5 veces la presión de diseño.

Una bomba capaz de suministrar el flujo de agua necesario para el enfriamiento tendrá un máximo de 25 psi (Mpo), por lo tanto:

Tabla 26. Cálculo de la presión de diseño en el casco.

| | |
|--|--|
| $Pd = 1.1 * Mpo$ | $Pd = Mpo + 25 \text{ (psi)}$ |
| $Pd = 1.1 * (25\text{psi}) = 27.5 \text{ psi.}$ | $Pd = 25\text{psi} + 25 = 50 \text{ psi.}$ |
| Por lo tanto la Presión de diseño será: Pd = 50 psi (344.8 kPa) | |

Fuente: Código ASME sección VIII.

El espesor mínimo del casco se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t = \frac{Pd * R}{S * E - 0.6Pd} \quad (6.67)$$

Dónde:

t = Mínimo espesor requerido para el casco;

Pd = Presión de diseño en kPa;

R = Radio interior del casco;

S = Máximo valor de esfuerzo admisible 158600 kPa;

E = 0.6 la eficiencia de la junta.

De allí, se obtiene que $t = 0.5864$ mm. El espesor nominal no debe ser menor que el mostrado en la tabla 26; Como el espesor obtenido por fórmula es menor entonces el espesor mínimo a utilizar será el de la tabla tomada para el casco de 6" el cual es de 1/8" (3.175 mm). Comercialmente se consigue tubería de 6" y Sch 10 (3.403 mm) el cual es mayor que el mínimo requerido según la norma TEMA.

Tabla 27. Espesores mínimos de cascos de intercambiadores.

| Diámetro nominal de casco | Espesor mínimo | | |
|---------------------------|-----------------|--------|----------|
| | Acero al carbón | | Aleación |
| | Pipe | Lamina | |
| 6" | Sch. 40 | - | 1/8" |
| 8" a 12" | Sch. 30 | - | 1/8" |
| 13" a 23" | Sch. 20 | 5/16" | 1/8" |
| 24" a 29" | - | 5/16" | 3/16" |
| 30" a 39" | - | 3/8" | 1/4 " |
| 40" a 60" | - | 7/16" | 1/4 " |

Fuente: Norma TEMA sección C-3.13.

6.2.4 Diseño de los tubos del condensador

Para determinar el espesor de los tubos, se usan las fórmulas de diseño del código ASME sección VIII usadas en el casco, tomando como máxima presión de operación la presión del sistema, que en este caso es 3 psi.

$$Pd = 1.1 * Mpo \text{ o } Pd = Mpo + 25 \text{ (psi)}$$

$$Pd = 1.1*(3\text{psi}) = 3.3 \text{ psi. } Pd = 3\text{psi} + 25 = 28 \text{ psi.}$$

Por lo tanto la Presión de diseño será: $Pd = 28 \text{ psi (193 kPa)}$

Usando la ecuación (6.67)

$$t = \frac{Pd * R}{S * E - 0.6Pd}$$

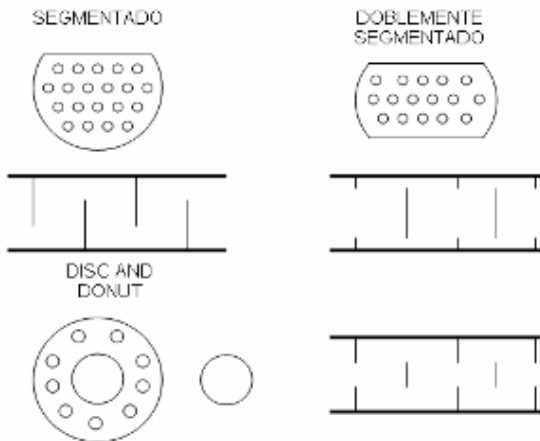
Se obtiene que $t = 0.3 \text{ mm}$.

Comercialmente se encuentra tubería tipo tubing en acero inoxidable de $\frac{1}{2}$ " con un espesor de 0.035 in (0.889 mm), siendo mayor que el mínimo requerido.

6.2.5 Diseño de los Baffles del condensador

Los baffles pueden presentar las siguientes configuraciones.

Figura 55. Configuraciones de los baffles



Fuente: FONTECHA CUADROS, Rubén. Diseño y construcción de un equipo de Destilación para la extracción de aceites esenciales, usando los métodos de hidrodestilación, arrastre con vapor y Destilación agua / vapor. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico .Bucaramanga: Universidad industrial de Santander. Facultad de Ingeniería físicomécanica, 2007.

Corte de los Baffles: el corte del baffle se expresa como un parámetro adimensional definido como la relación:

$$Bc = \left(\frac{L_{bch}}{D_c}\right) * 100 \quad (6.68)$$

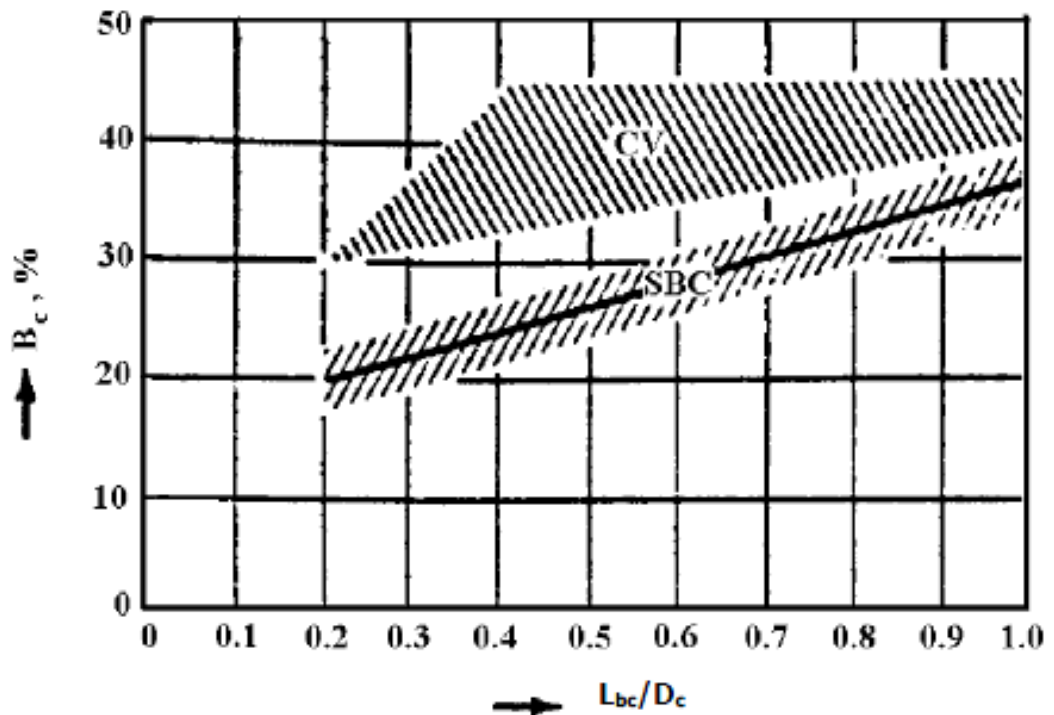
Donde,

L_{bch} : Separación entre baffles centrales.

D_c : El diámetro interno del casco.

El valor adecuado para diseño del parámetro Bc , se puede obtener, a partir de la siguiente gráfica, lo que garantiza una distribución del flujo en la zona transversal del banco de tubos y en la ventana del baffle sin recirculaciones ni canalizaciones.

Figura 56. Valores recomendados del corte del baffle



Fuente: Sección 3.3.5 del HEDH

Los baffles a utilizar son baffles segmentados con un porcentaje de corte de baffle de (BC) igual a 29 %

6.2.6 Diseño de los cabezales del condensador

La norma TEMA designa que para cabezales de un solo paso la profundidad hasta el eje de la boquilla será de un mínimo de 1/3 del diámetro de la boquilla.

6.2.7 Selección de los empaques

Los empaques seleccionados son de silicona de una sola pieza; debido a que este material ofrece una temperatura máxima de operación de 130°C la cual es superior a la máxima del sistema (100°C), y químicamente no reacciona con el aceite esencial, lo cual es favorable para la no contaminación del mismo.

6.2.8 Diseño de la placa portatubos

El espesor de la placa dependerá de la mayor presión a la que esté sometida, bien sea por la presión del fluido del lado casco o la del fluido por el lado de los tubos, para nuestro caso, la mayor presión se presenta por el lado del casco. Para determinar el espesor de la placa portatubos se debe calcular por tres métodos, flexión, cizallamiento, y por norma, y se selecciona el mayor entre ellos.

Espesor por Flexión:

$$T_p = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}} \quad (6.69)$$

Dónde:

T_p = espesor efectivo de placa portatubos por flexión;

F = En placas portatubos estacionarias es igual a 1;
 G = Diámetro medio de empaque de la placa portatubos.;
 P = Presión hidrostática para lado casco;
 S = esfuerzo de trabajo permisible.

Espesor por cizallamiento

$$T_p = \frac{0,31DL}{\left(1 - \frac{D_t}{p}\right)} \times \left(\frac{P}{S}\right) \quad (6.70)$$

Dónde:

T_p = Espesor efectivo de placa portatubos por cizallamiento;
 DL= Diámetro equivalente (perímetro límite =4*A/C);
 C = Perímetro exterior del banco de tubos;
 A = Área encerrada por el perímetro exterior del banco de tubos;
 D_t = Diámetro exterior del tubo;
 P = Espacio entre tubos centro a centro;
 P = Presión hidrostática lado casco;
 S = Esfuerzo de trabajo a tensión permitida.

Espesor por Norma:

La norma TEMA (C7.121) recomienda que el espesor de la placa portatubos no debe ser menor de $\frac{3}{4}$ del diámetro externo de los tubos.

El cálculo del espesor de la placa portatubos y sus variables lo podemos encontrar en la siguiente tabla.

Tabla 28. Cálculo de la placa portatubos.

| | | | | | |
|--|----------------------|--------------------------|---------------------------------------|---|----------------|
| Por Flexión | T_p | F | G | P(Kpa) | S(Mpa) |
| $T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}}$ | 4,23 | 1 | 177 | 276 | 120,66 |
| Por Cizallamiento | T_p | A(mm²) | C(mm) | $D_L = 4 \times \left(\frac{A}{C}\right)$ | P(paso) |
| $T = \frac{0.31DL}{(1-\frac{d_o}{p})} \times \left(\frac{P}{S}\right)$ | 0,57 | 19269,27 | 476,4005 | 167,71 | 15,80 |
| POR NORMA | T_p | D_T(mm) | Seleccionando y normalizando el mayor | | |
| $t_p = \frac{3}{4} \times D_t$ | 9,53 | 12,7 | T _p = 9,53mm | | |

Fuente: Autores.

Según esto, el espesor de la placa portatubos debe ser: **T_p=9,53 mm**

6.2.9 Diseño de las Bridas

El uso de las bridas en el intercambiador de calor permitirá el fácil desarme y remoción de sus partes internas, con el fin de hacer más práctico el mantenimiento del mismo ya sea el cambio de piezas o realizar limpieza; las bridas se pueden clasificar en tres tipos: Integral, Suelto y Opcional; y su diseño se basó en el código *ASME*²¹. Por lo que se hace necesaria la definición de los siguientes parámetros

Condiciones de Diseño:

P : Presión de diseño;

T : Temperatura de diseño;

S_{fo} : Esfuerzo admisible en el perno a la temperatura de operación;

S_{fa} : Esfuerzo admisible en el perno a la temperatura ambiente;

S_b : Esfuerzo admisible en el perno a la temperatura de operación;

S_a : Esfuerzo admisible en el perno a la temperatura ambiente²⁴.

Características del empaque²⁵:

N : Ancho medible del empaque;

b : Es el ancho asentamiento efectivo;

G : Diámetro medio del empaque;

y : Esfuerzo de deformación;

m : Factor de empaque.

Determinación del número de pernos:

Se deben calcular las cargas que actúan sobre la brida y se utilizara el mayor A_M ; el número de pernos se aproximará a un número de pernos múltiplo de cuatro.

$$N_{per} = \frac{Am}{A_i} \quad (6.71)$$

$$Am = \frac{Wm_1}{sb} \text{ o } \frac{Wm_2}{sa} \quad (6.72)$$

$$Wm_1 = H + Hp = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2b\pi GmP \quad (6.73)$$

$$Wm_2 = b\pi Gy \quad (6.74)$$

Dónde:

A_m : Área de pernos requerida por operación o asentamiento;

A_i : Área de la raíz del perno;

W_{m1} : Carga en condición de operación;

W_{m2} : Carga en condición de asentamiento;

H : Fuerza hidrostática total;

H_p : Carga total del contacto de la junta.

²⁴ Valores de los esfuerzos tomados de la Tabla UHA 23 Sección VIII CODE ASME. Anexo C

²⁵ Ver anexo D

Determinación del diámetro del círculo de los pernos:

$$C_1 = B + 2g_1 + 2R \quad (6.75)$$

Dónde:

C : Diámetro del círculo de pernos;

g_o : Espesor de la pared del cuerpo;

B : Diámetro interno;

R : Distancia radial desde el círculo de pernos hasta el punto de intersección entre la brida y el casco.

Momentos de operación y de asentamiento:

El cálculo del momento total de operación y el de asentamiento están determinados por las siguientes ecuaciones:

$$M_{O=} M_D + M_T + M_G \quad ; \quad M_A = W \frac{(C-G)}{2} \quad (6.76)$$

Dónde:

M_o : Momento en Operación;

M_A : Momento de Asentamiento;

M_D : Momento de brida igual a $H_D \times h_D$;

M_G : Momento de brida igual a $H_G \times h_G$;

M_T : Momento de brida igual a $H_T \times h_T$;

H_D : Fuerza hidrostática sobre el área interna de la brida;

H_G : Carga del sello del sello;

H_T : Diferencia entre H y H_D ;

h_D : Distancia desde el círculo de pernos hasta donde actúa H_D ;

h_G : Distancia radial desde la reacción del sello al círculo de pernos;

h_T : Distancia desde el círculo de pernos hasta donde actúa H_T ;

En los cálculos de los esfuerzo se utiliza un momento modificado M_{FO} o M_{FA} para tener en cuenta un mayor valor de la separación mínima entre pernos. Los cuales se determinan de la siguiente manera:

$$M_{FO} = \frac{M_O * C_F}{B}; \quad M_{FA} = \frac{M_A * C_F}{B} \quad (6.77)$$

Dónde:

M_{FO} : Momento modificado de operación;

M_{FA} : Momento modificado de asentamiento;

C_f : Factor de corrección para el espaciamiento de pernos.

Este factor de corrección sólo se aplica, cuando $C_F > 1$

$$CF = \sqrt{\frac{E_p}{(2d_b + 25.4)}} \quad (6.78)$$

Dónde:

E_p : Espaciamiento entre pernos;

d_b : Diámetro de la raíz del perno;

t : Espesor asumido de la brida.

Esfuerzos en la brida:

Suponemos un espesor (t), el cual, al ser reemplazado en las ecuaciones de esfuerzo deberá dar un esfuerzo menor al permisible del material de la brida.

En condiciones de operación

$$S_H = fM_{FO} / \lambda g_1^2 \quad (6.79)$$

$$S_R = \beta M_{FO} / \lambda t^2 \quad (6.80)$$

$$S_T = (M_{FO} \gamma / t^2) - Z S_R \quad (6.81)$$

$$S_{fo} = 0.5 * (S_H + S_R) \quad O \quad 0.5 * (S_H + S_T) \quad (6.82)$$

En condiciones de asentamiento

$$S_H = fM_{FA} / \lambda g_1^2 \quad (6.83)$$

$$S_R = \beta M_{FA} / \lambda t^2 \quad (6.84)$$

$$S_T = (M_{FA} \gamma / t^2) - Z S_R \quad (6.85)$$

$$S_{fo} = 0.5 * (S_H + S_R) \quad O \quad 0.5 * (S_H + S_T) \quad (6.86)$$

Se selecciona el mayor momento de operación S_{fo} y el de asentamiento S_{fA} .

Dónde:

S_H : Esfuerzo longitudinal;

S_R : Esfuerzo radial;

S_T : Esfuerzo tangencial.

NOTA: Los factores geométricos involucrados en el cálculo de esfuerzos sobre las bridas se seleccionan del Anexo B.

Bridas en el casco

A continuación se presentan el proceso de cálculo recomendado para el diseño de este tipo de bridas.

Tabla 29. Condiciones de diseño para la brida.

| | | | | |
|---|--------------|--|------------------|------------|
| Presión de diseño (Kpa) | | | | 344,8 |
| Temperatura de diseño (°C) | | | | 45 |
| Material de la brida | | | | SAE-304 |
| Material de los tornillos | | | | SAE-193_B7 |
| Esfuerzo permisible | | | | |
| | Brida | | Tornillos | |
| S_{fo} a Temp. de diseño (Mpa) | 120,66 | S_b a Temp. de diseño (Mpa) | 158,6 | |
| S_{fo} a Temp. ambiente (Mpa) | 120,66 | S_a a Temp. ambiente (Mpa) | 158,6 | |

Fuente: Autores.

1) Para determinar las cargas de apriete se debe tener en cuenta:

- Las dimensiones del empaque y el material
- Las condiciones de operación

Tabla 30. Características del empaque

| | | |
|--|---------------------|-----------|
| Ancho del empaque | N [mm] | 13 |
| Ancho de asentamiento efectivo | b [mm] | 6,5 |
| Diámetro donde se localiza la carga del sello | G [mm] | 178 |
| Esfuerzo de asentamiento del sello | y [Mpa] | 11,031612 |
| Factor de sello | m | 2 |
| Material del sello | Neopreno siliconado | |

Fuente: Autores.

La carga requerida del perno (W_{m1}) será tal que después de aplicar la presión hidrostática (p), el empaque quede sometido a una presión remanente mínima (2mpa).

$$Wm_1 = H + H_p$$

$$H = \frac{\pi}{4} * G^2 * P_{diseño}$$

$$H_p = 2 * b * \pi * G * m * P_{diseño}$$

$$Wm_1 = 13593 \text{ N}$$

La condición de asentamiento para que un empaque funcione adecuadamente debe someterse a una presión de deformación mínima “y” [Psi] que le permita adaptarse a la rugosidad de la cara de la brida.

$$Wm_2 = b * \pi * G * y$$

$$Wm_2 = 40098 \text{ N}$$

2) Se determina el área de sección transversal (A_m) y el número de pernos

Se escoge la mayor entre:

$$A_m = \frac{Wm_1}{S_b}$$

$$A_m = \frac{Wm_1}{S_b}$$

$$A_m = 252,8 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Se utilizan 8 tornillos de 1/2" para asegurar la brida, teniendo en cuenta el área de sección transversal de los tornillos, para calcular el área de sección transversal de los pernos (A_b).

$$A_b = 8 * 81,29 \text{ mm}^2 = 650,32 \text{ mm}^2$$

3) Se calcula la carga de diseño de la brida debido al asentamiento del empaque (W):

$$W = (A_m + A_b) * \frac{S_a}{2}$$

$$W = 71619 \text{ N}$$

4) En el paso siguiente se comprueba que el ancho del empaque este dentro de las recomendaciones TEMA, $N > 12,7\text{mm}$.

$$N_{min} = \frac{A_b * S_a}{2 * \pi * y * G}$$

$$N_{min} = 8,36 \text{ mm}$$

El ancho mínimo del empaque requerido por carga es de 8,36 mm según las recomendaciones TEMA, el ancho debe ser mayor de 9,5 mm. La suposición de 13 mm realizada para ejecutar los cálculos es apropiada.

5) El paso siguiente para determinar el espesor de la brida es dimensionar los diámetros de la brida y calcular los momentos ejercidos.

Se determina el diámetro del círculo de pernos (C) y el diámetro exterior de la brida (A).

$$C = B + g_o + R$$

$$A = C + E$$

Dónde:

B = Diámetro interior del casco

g_o = Espesor de pared del casco.

R = Distancia radial mínima para herramienta.

E = Distancia mínima al borde.

Se determina los brazos de momentos de la brida.

Tabla 31. Brazos de momentos de las bridas

| CONDICIÓN DE OPERACIÓN | | | | | |
|---------------------------------|-----------|------------------------|------------|-------------------|------------|
| $H_D = \frac{\pi * B^2 * P}{4}$ | 7063 [N] | $h_D = 0,5(C-B)$ | 24,25 [mm] | $M_D = H_D * h_D$ | 171,3 [Nm] |
| $H_G = W_{ml} - H$ | 5013 [N] | $h_G = 0,5(C-G)$ | 16 [mm] | $M_G = H_G * h_G$ | 80,21 [Nm] |
| $H_T = H - H_D$ | 1518 [N] | $h_D = 0,5(h_D - h_G)$ | 20,13 [mm] | $M_T = H_T * h_T$ | 30,54 [Nm] |
| $M_O = M_D + M_G + M_T$ | | | 80,21 [Nm] | | |
| CONDICIÓN DE ASENTAMIENTO | | | | | |
| $H_G = W$ | 71619 [N] | $h_G = 0,5(C-G)$ | 16 [mm] | $M_a = H_G * h_G$ | 1146 [Nm] |

Fuente: Autores.

Los esfuerzos en la brida deben ser determinados para la condición de operación y asentamiento; en los cálculos se utiliza un momento modificado M_{fa} o M_{fo} para tener en cuenta un mayor valor de la separación mínima entre pernos. El momento modificado que se introduce en las fórmulas de esfuerzos se halla con las siguientes relaciones.

Para la condición de operación: $M_{FO} = \frac{M_o * C_f}{B}$

$$M_{FO} = 2270 \text{ N-m}$$

Para la condición de asentamiento: $M_{FA} = \frac{M_A * C_f}{B}$

$$M_{FA} = 9224 \text{ N-m}$$

6) El espesor de la brida se calcula teniendo en cuenta el momento modificado mayor entre la condición de operación y asentamiento

$$t = \sqrt{\frac{Y * M_{FA}}{S_{FA} * B}}$$

Dónde $Y=4,15^{26}$

$t=21,99$ mm

²⁶ Factor geométrico (ASME Fig. UA - 51,1)

7. DISEÑO DEL SEPARADOR DE ACEITES ESENCIALES

Los separadores de aceite esencial; llamados también vasos florentinos, son aquellos dispositivos destinados a realizar la separación de un aceite esencial del vapor de agua condensado que se utilizó para su extracción del material vegetal. Debido a las características propias de los aceites esenciales, podemos dividirlos para su separación en dos grandes grupos, “aceites esenciales pesados” y “aceites esenciales ligeros”²⁷.

Los “aceites esenciales pesados” son aquellos que tienen una densidad cercana o superior a la del agua y por consiguiente se depositan en la parte inferior del separador, por el contrario los “aceites esenciales ligeros” son aquellos que tienen una densidad menor a la densidad del agua y por lo tanto se acumulan en la parte superior de la misma. Para este caso en particular se diseñara un recipiente separador para “aceites esenciales ligeros” dado que los aceites a extraer son menos densos que el agua.

7.1 FACTORES IMPORTANTES EN EL DISEÑO DEL SEPARADOR

Los factores importantes en el diseño del separador son la diferencia de densidades y la viscosidad del agua.

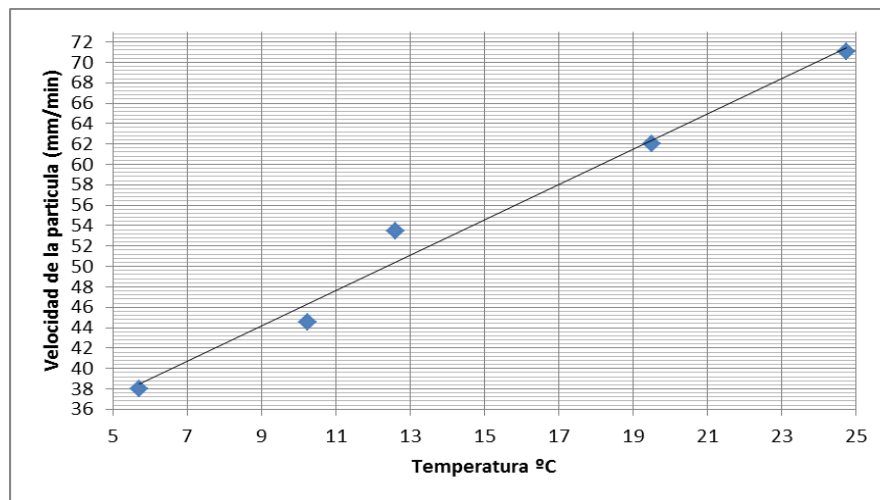
La diferencia de densidades es el principio que permite que una partícula de aceite suba o baje a través del agua, y la viscosidad es la fuerza que se opone al movimiento de las partículas de aceite. Al aumentar la temperatura la densidad del

²⁷ **BANDONI, Arnaldo.** Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000.

aceite decrece más rápido que la del agua por lo tanto la diferencia de densidades se vuelve mayor, y también al aumentar la temperatura la viscosidad del agua decrece rápidamente. Se ha encontrado que para muchos aceites ligeros la temperatura óptima de separación es 45 °C, por lo que el separador se diseñó para que mantenga esta temperatura.

7.2 VELOCIDAD DE SEPARACIÓN DEL ACEITE ESENCIAL

Figura 57. Velocidad de separación de las partículas de aceite de lavanda



Fuente: Field distillation for herbaceous oils. Denny, Mckenzie Associates. Australia. 2001. Pag 239.

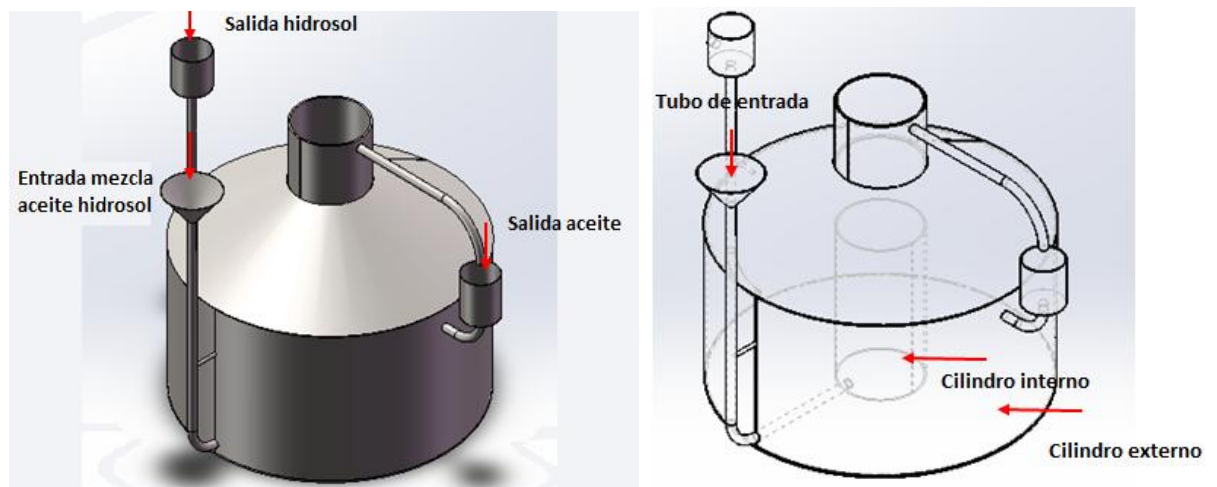
Se sabe que también influye la temperatura a la que se realiza la separación. Con el incremento de la temperatura, la densidad de los aceites decrece más rápidamente que la densidad del agua. Así, en los “aceites esenciales ligeros” la diferencia entre densidades se hace mayor con el incremento de la temperatura y esto permite que se separen con facilidad. Para muchos aceites más ligeros que el agua se ha encontrado que la temperatura optima de separación es 45° C, a esta temperatura según la gráfica la velocidad de separación es de 9 mm/ min.

Por otro lado, durante las pruebas llevadas a cabo en el CENIVAM, se determinó que el tiempo experimental de separación de aceite esencial es de 3 min

7.3 FUNCIONAMIENTO Y PARTES DEL VASO FLORENTINO

Los condensados provenientes del intercambiador de calor salen a 45 °C y son recibidos por el tubo principal del separador que lo conduce al cilindro interno del recipiente, en donde al completarse su volumen habrá transcurrido tiempo suficiente para separar el aceite esencial del hidrosol²⁸, El aceite ligero flota sobre la superficie rebozando el recipiente y saliendo hacia un cilindro externo de mayor volumen el cual debe garantizar que la velocidad de los condensados sea inferior a 9 mm/min; el hidrosol quien está en el fondo puede ser descargado continuamente o retroalimentado al alambique para tener un mayor aprovechamiento en el proceso.

Figura 58. Recipiente separador.



Fuente: Autores.

²⁸ Mezcla de agua y aceite esencial en bajas concentraciones que no se puede separar por este método

7.4 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL VASO FLORENTINO

El flujo de condensado es de 1,33 L/min correspondiente al flujo de diseño del intercambiador de calor. Con este flujo de condensado, con el tiempo de residencia y con la velocidad de separación de las partículas se dimensiona el recipiente separador.

Tabla 32. Parámetros de diseño.

| Datos | Valor | Observaciones |
|-------------|------------|-------------------------|
| \dot{m}_c | 1,33 L/min | Flujo de condensado |
| t_r | 3 min | Tiempo de residencia |
| V_c | 9 mm/min | Velocidad de condensado |

Fuente: Autores.

Cilindro interno

El cilindro interno es el elemento que recibe el condensado entrante y lo mantiene durante 3 minutos, mientras se lleva a cabo la separación inicial por medio del centro. Durante este tiempo se recoge la mayoría del aceite que se deposita dentro del centro hasta que éste se llena, y rebosándose hacia el cilindro externo donde se lleva a cabo la separación restante.

La entrada del condensado se realiza por medio de un embudo el cual está conectado a un tubo con un codo en la parte inferior y el cual se comunica con el cilindro central. El diámetro interno de este cilindro es de 11 cm, el cual es el mismo del cuello del recipiente. La altura de este cilindro está dada por:

$$H = \frac{\dot{m}_c \cdot t_r}{A_{ci}} \quad (7.1)$$

Cilindro externo

El cilindro externo es el elemento que permite retener la mayor cantidad de condensado. Al tener un volumen mucho mayor que el cilindro interno hace que la temperatura en todo el recipiente llegue a ser prácticamente la misma. Esta cualidad es necesaria ya que en pruebas hechas por el profesor Huges y mostradas por el ingeniero Tim Denny, después de un tiempo de estar recogiendo condensado en el recipiente separador se comprobó que la temperatura dentro del mismo aumentaba, por lo que el condensado que entraba al separador era más frío que el que se encontraba dentro del recipiente. Como consecuencia de esta diferencia de temperaturas el condensado entrante, por ser más denso, salía directamente por el orificio para el desagüe de agua llevándose consigo el aceite esencial.

El cilindro externo se dimensiona de acuerdo al siguiente procedimiento:

- 1) Se calcula el área transversal del cilindro externo (A_{ce}) que tiene la forma de anillo como

$$A_{ce} = \frac{\dot{m}_c}{V_c} \quad (7.2)$$

$V_c = 9 \text{ mm/min}$ se toma la máxima para calcular el área mínima A_{ce}

- 2) Se calcula el diámetro de la base del recipiente separador, el cual debe ser mayor que la suma del área del cilindro interno y externo. De tal modo el diámetro de la base del recipiente, D_b , se calcula así:

$$D_b = \left(\frac{4 \cdot A_b}{\pi} \right)^{1/2} \quad (7.3)$$

3) A partir del diámetro de la base del recipiente se comprueba que la velocidad del condensado en el anillo exterior sea menor que la velocidad mínima de separación (9 mm/min).

$$V_n = \frac{\dot{m}_c}{A_{cext}} \quad (7.4)$$

Al garantizar que esta velocidad sea menor que la velocidad de las partículas de aceite que ascienden dentro del condensado (agua-aceite), se asegura que las partículas de aceite dentro del cilindro interno lleguen a la superficie del condensado y se mantenga allí por la diferencia de densidades.

Cuello. La función del cuello del separador es recoger los aceites esenciales después de haberse separado del agua y conducirlos (mediante una salida lateral sobre la sección cilíndrica de éste), hacia otro recipiente recolector donde se conservarán y transportarán.

El cuello está conformado por una sección cónica (reducción) y una sección cilíndrica. La sección cónica está sobre el cilindro externo y tiene un ángulo de inclinación $\varnothing=30^\circ$. La sección cilíndrica tiene un diámetro de 12 cm La altura de la sección cónica, H_{cono} , es:

$$H_{cono} = \frac{(D_b - D) \cdot \tan(\varnothing)}{2} \quad (7.5)$$

Si se toma la densidad relativa de agua y el aceite como 1.0 y 0.85, respectivamente a la temperatura de separación, entonces una columna de aceite de $1/0.85 = 1.18$ cm de alto equilibrará a una columna de agua de 1cm de alto. Por cada centímetro de aceite que queramos retener en el cuello del separador tenemos que hacer la salida

de aceite 0.18 cm por encima de la salida de agua, es decir, para retener 5 cm de aceite en la sección cilíndrica del cuello, la salida de aceite es $5 \times 0.18 = 0.9$ cm sobre la salida de agua.

La altura de la sección cilíndrica se toma de 10 cm, de los cuales 5 cm corresponden a la altura de la capa de aceite, dejando 5 cm de tolerancia.

A continuación se presentan los resultados del proceso de diseño del vaso florentino.

Tabla 33. Resultados del diseño del vaso florentino.

| RESULTADOS | | | |
|---------------------|--------------|-----------------|---------------------------------------|
| DATOS | VALOR | UNIDAD | OBSERVACIONES |
| \varnothing_{int} | 11 | cm | Diámetro interno del cilindro central |
| A_{cint} | 113,1 | cm ² | Área del cilindro central |
| H | 35,28 | cm | Altura del cilindro central |
| A_{cext} | 1549 | cm ² | Área del cilindro externo |
| A_b | 1662 | cm ² | Área de la base del recipiente |
| \varnothing_{ext} | 460 | cm | Diámetro de la base del recipiente |
| θ | 30 | grados | Angulo del cono |
| H_{cono} | 10 | cm | Altura del cono |
| H_{csup} | 10 | cm | Altura del cilindro superior |

Fuente: Autores.

8. DISEÑO DEL SISTEMA DE COHOBACIÓN

Este sistema permite retornar el condensado hacia el interior del destilador después de habersele retirado el aceite esencial que pudiera contener, es decir después de pasar por el vaso separador de aceites o vaso florentino. A parte de garantizar la presencia de agua en los métodos de destilación en los que se emplea, también minimiza las pérdidas de componentes oxigenados particularmente los fenoles que presentan una gran solubilidad en agua, también al reusarse el agua se satura con los constituyentes disueltos impidiendo que se sigan disolviendo un mayor número de componentes²⁹.

El sistema de cohobación, básicamente está compuesto por un tanque de almacenamiento el cual debe ser de acero inoxidable, una bomba encargada de reenviar el condensado hacia el equipo de destilación y un sistema de tuberías encargadas de conducir el condensado desde el vaso separador de aceites hacia el tanque de almacenamiento y posteriormente hacia el destilador.

8.1 TANQUE DE ALMACENAMIENTO

El tanque de almacenamiento es el elemento que recibe el hidrolato proveniente del vaso florentino y lo almacena hasta que la bomba entre en funcionamiento para retornarlo al alambique, el CENIVAM requiere hacer el retorno del hidrolato constantemente, sin embargo por consideraciones de seguridad el tanque se sobredimensionara con el fin de poder acumular el hidrolato en caso de presentarse alguna falla en el sistema de bombeo, para el dimensionamiento del tanque se tiene en cuenta el flujo y el tiempo de operación del sistema.

²⁹ BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000. p. 148-149.

Para determinar el volumen del tanque de almacenamiento, se requiere conocer el caudal del hidrolato que se quiere almacenar y el tiempo de almacenamiento, conociendo estos datos y aplicando la ecuación 8.1 se puede determinar el volumen del tanque.

$$V = Q * t_{tacu} \quad (8.1)$$

Dónde:

V = Volumen del tanque

Q = Flujo volumétrico

t_{tacu} = Tiempo de acumulación

Conocido el flujo másico, para poder determinar el flujo volumétrico se requiere determinar la densidad del hidrolato que se va a almacenar, se tomaron 4 muestras del hidrolato procedente de la destilación de 4 plantas diferentes y se les realizaron pruebas de densidad por medio de un picnómetro, en la tabla 34 se pueden ver los resultados obtenidos.

Tabla 34. Resultados del diseño del tanque de almacenamiento

| Nombre | Código | Wp+H | Densidad (g/ml) |
|---------------------------|--------|------|-----------------|
| Lippia origanoides | LO | 8,43 | 1,035 |
| Cymbopogon martiniii | CM | 8,43 | 1,035 |
| Lippia alba | LA | 8,44 | 1,040 |
| Cymbopogon nardus | CN | 8,45 | 1,045 |
| Peso picnómetro vacío (g) | | 6,36 | |
| Volumen picnómetro (ml) | | 2 | |

Fuente: Autores.

Con estos resultados se determina el volumen específico del hidrolato el cual es de 0,000962711 m³/kg en promedio, según requerimientos del CENIVAM el flujo másico del proceso de destilación debe ser 60 kg/hora, mientras que la duración está en un promedio de hora y media, con esta información y resolviendo la ecuación 8.2 se determina el flujo volumétrico del hidrolato a almacenar.

$$V_{hidro} = m_{proceso} * v = 60 * 0,000962711 = 0,05776 \frac{m^3}{h} = 0,254 \text{ GPM} \quad (8.2)$$

Dónde:

V_{hidro} = Flujo volumétrico del hidrolato

$m_{proceso}$ = Flujo másico del proceso de destilación

v = Volumen específico del hidrolato

Se decide dimensionar un tanque que permita acumular el hidrolato de durante una hora y medio (90 minutos), la relación altura diámetro se calcula de la misma forma que se hizo con el alambique en el capítulo 5, obteniendo se los siguientes resultados.

Tabla 35. Resultados del tanque de almacenamiento

| V | D | H |
|------------------------------|---------------|---------------|
| <u>0,09627 m³</u> | <u>0,45 m</u> | <u>0,60 m</u> |

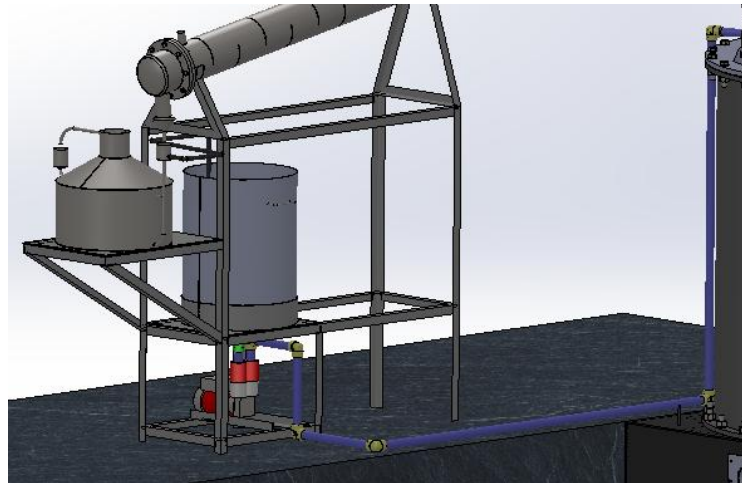
Fuente: Autores.

8.2 SISTEMA DE TUBERÍAS

La tubería utilizada para el transporte del hidrolato estará comprendida por dos secciones, la primer sección es la de succión y va de la salida del tanque de almacenamiento hasta la bomba la cual es bastante corta, la segunda sección es la

de descarga y va de la bomba a la entrada del alambique, esta sección es más larga, en la figura 59 se muestra el sistema de tubería para el transporte del hidrolato.

Figura 59. Sistema general tubería de hidrolato.



Fuente: Autores.

Para el dimensionamiento de la tubería se hicieron cálculos iterativos para diámetros de 1 a 2,5 in, se determinó el número de Reynolds para establecer si el flujo es laminar o turbulento, para los diámetros entre 1 y 1,5 in el flujo está en la zona crítica y para diámetros mayores a 1,5 in el flujo es laminar, asumiendo un flujo laminar para todos los diámetros posibles y calculando las pérdidas en los accesorios, válvulas y tramos de tubería se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 36. Pérdidas en la tubería de hidrolato.

| D mm | D in | Reynolds | hT_1 [m] | Vel [m/s] |
|---------|-------|----------|-------------|-----------|
| 0,02540 | 1,000 | 3073 | 0,0006696 | 0,03167 |
| 0,03854 | 1,517 | 2025 | 0,0001191 | 0,01376 |
| 0,05168 | 2,034 | 1510 | 0,00003345 | 0,00765 |
| 0,06350 | 2,500 | 1229 | 0,000008688 | 0,005066 |

Fuente: Autores.

Como se puede observar en la tabla 36 el incremento en el diámetro de la tubería disminuye la velocidad del fluido y de las pérdidas por tubería y accesorios, sin embargo el beneficio de incrementar el diámetro no compensa la inversión, debido a que las pérdidas son mínimas incluso para el diámetro de 1 in, teniendo en cuenta esto y que el flujo es bastante bajo se seleccionó una tubería de 1 in.

8.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA

La bomba que se seleccione debe transportar el hidrolato continuamente hacia el alambique, para lo cual debe vencer las pérdidas presentes en el sistema de tubería del hidrolato. Siendo el caudal a transportar tan solo de 0,254 GPM, las pérdidas de 0,0007 [m] de columna de agua y considerando que la presión de descarga será la presión atmosférica mas 10 pascales suficientes para vencer las pérdidas, se decide usar como criterio de selección la capacidad volumétrica para garantizar el transporte del caudal requerido.

Las bombas rotodinámicas más pequeñas que se consiguen comercialmente a nivel local son de 1/2 HP y trabajan con un caudal de 35 litros/minuto, para esta aplicación se requiere de una bomba que trabaje con un caudal de 1 litro/minuto aproximadamente por lo tanto quedan descartadas, teniendo en cuenta lo anterior se selecciona una bomba de desplazamiento positivo conocida comercialmente como bomba dosificadora, en el Anexo E se puede ver un catalogo de una de estas bombas la cual permite variar el flujo desde 75 ml/h hasta 150 l/h, trabaja a 120 Voltios y trae incorporado un modulo de control de operación de fácil manejo, por lo que se puede utilizar fácilmente en el sector rural, cuenta con cabezales en acero inoxidable evitando el proceso de corrosión y la consecuente contaminación del hidrolato, todo esto hace de esta bomba la solución que se requiere.

9. DISEÑO CÁMARA DE COMBUSTIÓN

En el capítulo 3 se definió el diseño básico de la cámara de combustión, en este diseño se establecieron las características con las que debe contar para dar soporte al proceso de destilación, cumpliendo con el requerimiento del CENIVAM en cuanto al uso de biomasa como fuente de energía.

En la primera parte de este capítulo se presenta el diseño de detalle de la cámara de combustión iniciando por la aplicación de la termodinámica al proceso de combustión de la biomasa con el fin de determinar la disponibilidad energética de esta fuente de energía, posteriormente se aplica la transferencia de calor con el fin de dar un uso adecuado a esta disponibilidad energética y así poder suplir los requerimientos térmicos del proceso de destilación establecidos en el capítulo 4.

En la segunda parte se desarrolla el diseño mecánico de la cámara de combustión, en esta etapa se busca garantizar la resistencia de los materiales y del diseño ante los esfuerzos térmicos y mecánicos que se produzcan durante la operación de los equipos en el desarrollo del proceso de destilación, la integridad mecánica del horno y de la camisa de gases se debe garantizar con los resultados del diseño mecánico.

9.1 DISEÑO TÉRMICO

A continuación se presenta el diseño térmico de la cámara de combustión en el cual se determina la temperatura de diseño a partir de las propiedades del biocombustible y se calcula el flujo de biomasa que se requiere para alcanzar la potencia de diseño que es de 50 KW los cuales son necesarios en el proceso de destilación.

9.1.1 Termodinámica aplicada al diseño

En esta sección se aplican las leyes y fundamentos de la termodinámica clásica con el fin de caracterizar la biomasa como biocombustible sólido y poder determinar los parámetros bajo los cuales se debe desarrollar la combustión, parámetros como son el exceso de aire, la masa de gases de combustión producidos y la temperatura de llama adiabática.

9.1.1.1 Composición de la biomasa

La composición química de la biomasa que se utilizará como fuente de energía térmica depende de diversos factores como son; el tipo de biomasa a utilizar, la composición química, los nutrientes del suelo donde fue cultivada, el proceso de fotosíntesis, condiciones climáticas entre otras, sin embargo según estudios las composiciones químicas aunque varían constantemente se pueden promediar aceptablemente a valores que permitan cubrir un amplio rango de biomasa.

Según un estudio del grupo de investigación en biomasa y optimización térmica de procesos - BIOT, de la Universidad Nacional de Colombia, para los bagazos, es decir biomasa residual se tiene la siguiente composición química en promedio.³⁰

Tabla 37. Geometría cuerpo del destilador.

| COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LA BIOMASA | |
|-----------------------------------|--------|
| Carbono [C] | 53.1 % |
| Hidrogeno [H ₂] | 4.7 % |
| Oxígeno [O ₂] | 41.7 % |
| Nitrógeno [N ₂] | 0.5 % |
| Azufre [S ₂] | 0 % |

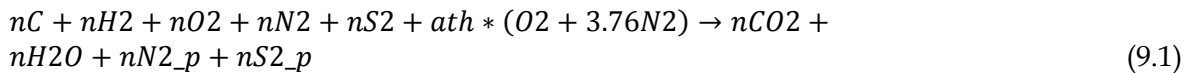
Fuente: Foro de Innovación "Environment for Life". Universidad Nacional de Colombia, Sede Bogotá D.C., Noviembre 11 de 2009.

³⁰ FORO DE INNOVACIÓN "ENVIRONMENT FOR LIFE". (11, noviembre, 2009: Bogotá D.C., Colombia). Grupo de Investigación en Biomasa y Optimización Térmica de Procesos - BIOT. Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Ingeniería, Sede Bogotá D.C., 2009

A partir de esta composición química se procede a realizar el balance estequiométrico del proceso de combustión de la biomasa.

9.1.1.2 Balance estequiométrico

A partir de la composición química de la biomasa se plantea el balance estequiométrico con el fin de determinar el coeficiente de aire estequiométrico necesario para el desarrollo de la combustión, la siguiente es la ecuación estequiometria.



Para la solución de esta ecuación se plantea la estequiometria necesaria para 1 Kg de biocombustible, en la tabla 38 se muestran la cantidad de moles de los componentes reactivos de la ecuación estequiométrica.

Tabla 38. Reactivos ecuación estequiométrica.

| Componente | Masa (Kg) | Peso molecular (Kg/Kmol) | Moles (n) |
|-----------------------------|-----------|--------------------------|-----------|
| Carbono [C] | 0,531 | 12 | 0,04425 |
| Hidrogeno [H ₂] | 0,047 | 2 | 0,0235 |
| Oxigeno [O ₂] | 0,417 | 32 | 0,01303 |
| Nitrógeno [N ₂] | 0,005 | 28 | 0,0001786 |
| Azufre [S ₂] | 0 | 64 | 0 |

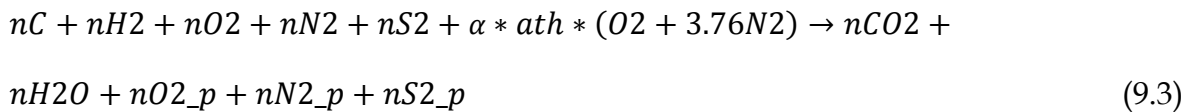
Fuente: Autores.

Desarrollando la ecuación estequiométrica se tiene que los moles de CO₂ en los productos son los mismos moles de C de los reactivos, los moles de H₂O de los productos son los mismos moles de H₂ de los reactivos, con los moles de CO₂ y H₂O se establece un balance de O₂ para determinar el coeficiente de aire estequiométrico ath.

$$nO_2 + ath = nCO_2 + \frac{nH_2O}{2} \quad (9.2)$$

$$ath = nCO_2 + \frac{nH_2O}{2} - nO_2 = 0,04425 + \frac{0,0235}{2} - 0,01303 = 0,04297$$

Ahora planteamos la ecuación estequiometria para una condición de combustión con exceso de aire representada por el factor α , la combustión con exceso de aire se realiza con el fin de garantizar la completa combustión de la biomasa evitando la emisión de reactivos sin quemar, la cantidad de exceso de aire depende del tipo de combustible a utilizar, para los combustibles gaseosos no se suele superar el 20% de exceso de aire, para los combustibles líquidos se puede llegar a excesos de aire del 30% y para los combustibles sólidos se puede llegar a requerir hasta un exceso de aire del 40%, la siguiente es la ecuación estequiométrica para la combustión con exceso de aire.



Se debe realizar un nuevo balance de O_2 al tener una combustión en condiciones de exceso de aire, el balance de O_2 se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$nO_2 + \alpha + ath = nCO_2 + \frac{nH_2O}{2} + nO_{2p} \quad (9.4)$$

Se requiere establecer las relaciones aire/combustible y gases/combustible para poder determinar la cantidad de aire que se necesita en la combustión y la cantidad de gases que se producen, estas relaciones se determinan a partir de las ecuaciones 9.5 y 9.6 las cuales se establecen a partir de la ecuación estequiométrica con exceso de aire.

$$R_{aire/comb} = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{\alpha * ath * 4,76 * M_{aire}}{m_{comb}} \quad (9.5)$$

$$R_{gases/comb} = \frac{m_{gases}}{m_{comb}} = \frac{m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{O_{2p}} + m_{N_{2p}}}{m_{comb}} \quad (9.6)$$

La solución de las ecuaciones 9.4, 9.5 y 9.6 dependen del exceso de aire α con el cual se lleve a cabo la combustión y debido a que se requiere evaluar diferentes valores de exceso de aire se hace necesario utilizar un software de cálculo para poder parametrizar la solución en función de α .

9.1.1.3 Poder calorífico de la biomasa

Para poder determinar el poder calorífico de la biomasa a utilizar en el proceso de combustión se llevaron a cabo en el laboratorio de metalúrgica ensayos de poder calorífico a los residuos del proceso de destilación de tres plantas diferentes, las muestras se recolectaron, se secaron para quitar la humedad, se picaron finamente en un molino en el laboratorio de metalúrgica y finalmente se les aplicó la prueba para obtener el poder calorífico superior PCS.

Figura 60. Prueba poder calorífico.



Fuente: Autores

La prueba consistió en pesar en una báscula de precisión el crisol de cuarzo de la bomba calorimétrica vacío, posteriormente se cargó con la muestra de biomasa y se tomó el nuevo peso del crisol cargado con la muestra de biomasa, la diferencia

entre los pesos del crisol vacío y con la muestra de biomasa nos arroja el valor exacto del peso de la biomasa que se utiliza en la prueba.

Se monta el crisol cargado en la bomba como tal y se conecta el cable detonante entre los dos electrodos que están en la tapa de la bomba teniendo la precaución que el cable detonante quede en contacto con la muestra, se sella la bomba y se carga con oxígeno O₂ a una presión entre 25 y 30 atm.

Armada la bomba se monta dentro de la camisa adiabática la cual se llena de agua, se enciende el agitador y se espera que el termómetro se normalice y registre una temperatura constante, finalmente se enciende el cable detonante por medio de un botón que permite el accionamiento a través de los electrodos de la bomba y se registra la temperatura a la cual llegue el agua contenida en la camisa adiabática.

Con los datos obtenidos durante las pruebas a las cuales fueron sometidas las tres muestras de biomasa (*Cymbopogon martinii*, *Swinglea glutinosa* y *Lippia alba*) se determinó el poder calorífico por medio de la ecuación 9.7, los resultados obtenidos se muestran en la tabla 39.

$$PCS = K \times \frac{\Delta T}{m} \quad (9.7)$$

Dónde:

K: Constante de la bomba calorimétrica tiene en cuenta la masa y el calor específico promedio de la bomba, los accesorios y del agua utilizada su valor es de 5088,366 BTU/lb-gr^{-a}C.

ΔT : Cambio de temperatura registrado durante las pruebas

m: Masa del combustible empleado durante las pruebas

Tabla 39. Poder calorífico superior PCS biomasa residual.

| PLANTA | PODER CALORÍFICO SUPERIOR PCS |
|---------------------|-------------------------------|
| Cymbopogon martinii | 17.532.1 Kj/Kg |
| Swinglea glutinosa | 18.676,7 Kj/Kg |
| Lippia alba | 16.712,9 Kj/Kg |

Fuente: Autores.

Los anteriores son valores de poder calorífico superior (PCS), para el proceso de diseño se requiere conocer el poder calorífico inferior (PCI) el cual lo podemos determinar mediante la siguiente ecuación.

$$PCI = PCS - (m * h_{fg})_{H_2O} \quad (9.8)$$

La masa de H₂O es la que se forma como producto de la reacción de combustión, para un combustible con la composición química anteriormente establecida se obtiene 0,423 Kg de H₂O por Kg de combustible, con h_{fg} para el agua a presión atmosférica igual a 2257 Kj/Kg se obtienen los siguientes valores de poder calorífico inferior para las plantas utilizadas en los ensayos.

Tabla 40. Poder calorífico inferior PCI biomasa residual

| PLANTA | PODER CALORÍFICO INFERIOR PCI |
|---------------------|-------------------------------|
| Cymbopogon martinii | 16.577.3 Kj/Kg |
| Swinglea glutinosa | 17.721,9 Kj/Kg |
| Lippia alba | 15.758,1 Kj/Kg |

Fuente: Autores.

Estos valores son muy parecidos a los reportados en el estudio del grupo BIOT, de la Universidad Nacional de Colombia validándose así los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio de metalúrgica de la UIS y la información tomada del grupo BIOT de la Universidad Nacional de Colombia, sin

embargo estos resultados son de poder calorífico inferior y son calculados en base seca, teniendo en cuenta que la biomasa que se utilizara en la cámara de combustión puede llegar a tener un porcentaje considerable de humedad se decide tomar para el proceso de diseño un valor de poder calorífico menor a los obtenidos, se toma el valor de 10.500 Kj/Kg el cual es un valor promedio que corresponde a bagazos húmedos.

9.1.1.4 Temperatura de llama adiabática

La temperatura de llama adiabática es la temperatura que alcanza los productos de la combustión cuando no hay pérdidas de calor hacia los alrededores, se puede determinar de la sumatoria de las entalpias de los reactivos igualada con la sumatoria de las entalpias de los productos.

$$\sum H_R = \sum H_P \quad (9.9)$$

La sumatoria de entalpias de los reactivos depende de la entalpia del combustible y de los componentes del aire de combustión con respecto al estado de referencia el cual es la temperatura ambiente 298 K, para el combustible la entalpia está determinada por el PCI y para el O₂ y el N₂ en el estado de referencia es cero.

$$\sum H_R = PCI_{COMB} + hfO_2 + hfN_2 = 10.500 + 0 + 0 = 10.500 \frac{Kj}{kg} \quad (9.10)$$

La sumatoria de entalpias de los productos no es tan fácil de determinar debido a que su cálculo no es directo, por lo tanto se requiere de una técnica iterativa en la que se suponga una temperatura para los productos, se calcula las entalpias de los productos a esa temperatura y se determina el delta de entalpia con respecto al estado de referencia, la sumatoria de los deltas se iguala con la sumatoria de las entalpias de los reactivos, este cálculo se debe repetir hasta que las sumatorias

coincidan, cuando esto suceda se habrá determinado la temperatura de llama adiabática (T_{ll}).

$$\sum H_p = \Delta h_f CO_2 * mCO_2 + \Delta h_f H_2O * mH_2O + \Delta h_f O_2p * mOp + \Delta h_f N_2p * mN_2p \quad (9.11)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} \Delta h_f CO_2 &= h_f CO_{2T_{ll}} - h_f CO_{2T_{amb}}; & \Delta h_f H_2O &= h_f H_{2O_{T_{ll}}} - h_f H_{2O_{T_{amb}}} \\ \Delta h_f O_2p &= h_f O_{2p_{T_{ll}}} - h_f O_{2p_{T_{amb}}}; & \Delta h_f N_2p &= h_f N_{2p_{T_{ll}}} - h_f N_{2p_{T_{amb}}} \end{aligned}$$

9.1.1.5 Resultados termodinámicos

La masa de los productos de la combustión, las relaciones aire combustible y gases combustible y la temperatura de llama adiabática (T_{ll}), dependen del exceso de aire utilizado en la combustión, utilizando el software de cálculo EES "Engineering Equation Solver" se desarrolla un pequeño software para poder iterar la solución de la ecuación 9.11 y además que pueda parametrizarse todo el análisis termodinámico en función del exceso de aire " α ", con el fin de poder hallar resultados para diferentes valores de α , la siguiente es una imagen del software desarrollado.

Figura 61. Software desarrollado en EES

The screenshot shows the EES software interface with a parametric table. The table has columns for alpha, excess air (exc), temperatures (T_{amb}, T_{ll}), and masses (m_{comb}, m_{gases}, m_l). The data is as follows:

| Run | alpha | exc | T _{amb} [K] | T _{ll} [K] | m _{comb} [kg] | m _{gases} [kg] | m _l [kg] | |
|---------|--------|-------|----------------------|---------------------|------------------------|-------------------------|---------------------|--------|
| Run 76 | 0.3788 | 10500 | 10500.000 | 1009.83 | 8.17 | 1 | 9.133 | 0.0051 |
| Run 77 | 0.3838 | 10500 | 10500.000 | 1007.08 | 8.2 | 1 | 9.163 | 0.0051 |
| Run 78 | 0.3889 | 10500 | 10500.000 | 1004.34 | 8.23 | 1 | 9.193 | 0.0051 |
| Run 79 | 0.3939 | 10500 | 10500.000 | 1001.63 | 8.259 | 1 | 9.223 | 0.0051 |
| Run 80 | 0.399 | 10500 | 10500.000 | 998.92 | 8.289 | 1 | 9.252 | 0.0051 |
| Run 81 | 0.404 | 10500 | 10500.000 | 996.24 | 8.319 | 1 | 9.282 | 0.0051 |
| Run 82 | 0.4091 | 10500 | 10500.000 | 993.56 | 8.349 | 1 | 9.312 | 0.0051 |
| Run 83 | 0.4141 | 10500 | 10500.000 | 990.91 | 8.379 | 1 | 9.342 | 0.0051 |
| Run 84 | 0.4192 | 10500 | 10500.000 | 988.27 | 8.409 | 1 | 9.371 | 0.0051 |
| Run 85 | 0.4242 | 10500 | 10500.000 | 985.64 | 8.439 | 1 | 9.401 | 0.0051 |
| Run 86 | 0.4293 | 10500 | 10500.000 | 983.02 | 8.469 | 1 | 9.431 | 0.0051 |
| Run 87 | 0.4343 | 10500 | 10500.000 | 980.43 | 8.499 | 1 | 9.461 | 0.0051 |
| Run 88 | 0.4394 | 10500 | 10500.000 | 977.84 | 8.529 | 1 | 9.491 | 0.0051 |
| Run 89 | 0.4444 | 10500 | 10500.000 | 975.27 | 8.559 | 1 | 9.52 | 0.0051 |
| Run 90 | 0.4495 | 10500 | 10500.000 | 972.72 | 8.589 | 1 | 9.55 | 0.0051 |
| Run 91 | 0.4545 | 10500 | 10500.000 | 970.17 | 8.619 | 1 | 9.58 | 0.0051 |
| Run 92 | 0.4596 | 10500 | 10500.000 | 967.65 | 8.649 | 1 | 9.61 | 0.0051 |
| Run 93 | 0.4646 | 10500 | 10500.000 | 965.13 | 8.678 | 1 | 9.64 | 0.0051 |
| Run 94 | 0.4697 | 10500 | 10500.000 | 962.63 | 8.708 | 1 | 9.669 | 0.0051 |
| Run 95 | 0.4747 | 10500 | 10500.000 | 960.14 | 8.738 | 1 | 9.699 | 0.0051 |
| Run 96 | 0.4798 | 10500 | 10500.000 | 957.67 | 8.768 | 1 | 9.729 | 0.0051 |
| Run 97 | 0.4848 | 10500 | 10500.000 | 955.21 | 8.798 | 1 | 9.759 | 0.0051 |
| Run 98 | 0.4899 | 10500 | 10500.000 | 952.76 | 8.828 | 1 | 9.789 | 0.0051 |
| Run 99 | 0.4949 | 10500 | 10500.000 | 950.33 | 8.858 | 1 | 9.818 | 0.0051 |
| Run 100 | 0.5 | 10500 | 10500.000 | 947.91 | 8.888 | 1 | 9.848 | 0.0051 |

Fuente: Autores.

El software se parametriza desde un valor de 0% hasta un 50% de exceso de aire, en la tabla 41 se muestran los resultados obtenidos, se puede ver como con el incremento de exceso de aire aumenta la relación aire combustible y por lo tanto la masa de gases producto de la combustión, pero también se ve como la temperatura de llama adiabática disminuye.

Tabla 41. Resultados termodinámicos de la combustión de biomasa

| Alpha | R_aire/comb | m_aire [Kg] | m_gases [Kg] | T_LL [°C] |
|-------|-------------|-------------|--------------|-----------|
| 1 | 5,925 | 5.925 | 6.899 | 1273.12 |
| 1,051 | 6,225 | 6.225 | 7.197 | 1229.96 |
| 1,101 | 6,524 | 6.524 | 7.495 | 1189.74 |
| 1,152 | 6,823 | 6.823 | 7.793 | 1152.18 |
| 1,202 | 7,122 | 7.122 | 8.09 | 1117.02 |
| 1,253 | 7,422 | 7.422 | 8.388 | 1084.04 |
| 1,303 | 7,721 | 7.721 | 8.686 | 1053.02 |
| 1,354 | 8,02 | 8.020 | 8.984 | 1023.81 |
| 1,404 | 8,319 | 8.319 | 9.282 | 996.24 |
| 1,455 | 8,619 | 8.619 | 9.580 | 970.17 |
| 1,5 | 8,888 | 8.888 | 9.848 | 947.91 |

Fuente: Autores.

Aunque la temperatura de llama adiabática disminuya es necesario que la combustión se lleve a cabo con exceso de aire como se mencionó anteriormente, sobre todo cuando se hace uso de combustibles sólidos en los cuales una buena mezcla de combustible y aire es más difícil de alcanzar, por esta razón se decide establecer un 30% de exceso de aire es decir un $\alpha = 1.3$ para el desarrollo del diseño de la cámara de combustión.

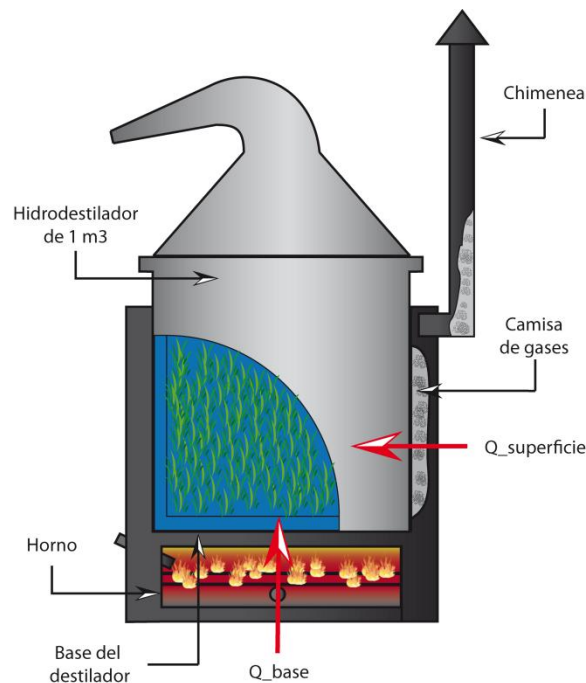
9.1.2 Transferencia de calor aplicada al diseño

En esta sección se aplican los fundamentos de transferencia de calor con el fin de determinar la cantidad de biocombustible necesaria y la configuración geométrica

de la cámara de combustión que permita alcanzar la potencia mínima de 50KW que se requieren para el desarrollo del proceso de destilación.

En el diseño conceptual de la cámara de combustión en la sección 3.1.5 se planteó la necesidad de utilizar a parte del horno una camisa de gases la cual contribuya en el aporte de energía térmica al proceso de destilación de tal forma que el destilador reciba energía térmica por su base y alrededor de su superficie cilíndrica, en la figura 62 se muestra de nuevo el diseño conceptual de la cámara de combustión y como se generaría el aporte de energía térmica.

Figura 62. Aprovechamiento térmico de la cámara de combustión.



Fuente: Autores.

La suma del calor transferido por la base y el calor transferido en la superficie del destilador debe ser mínimo de 50 Kw como se expresa en la ecuación 9.12.

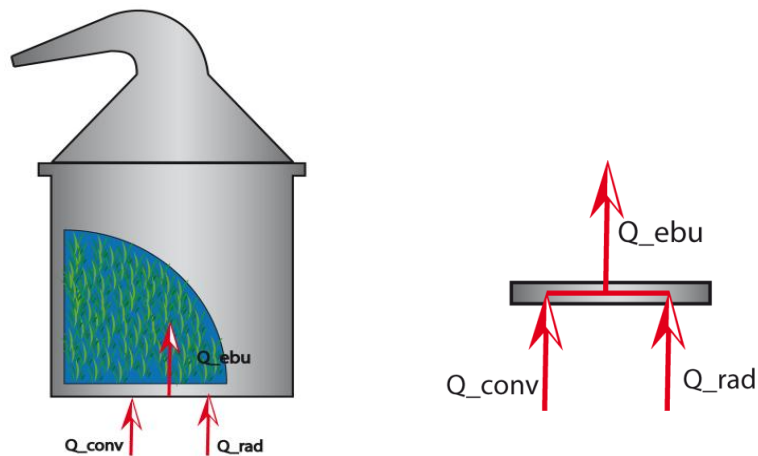
$$Q_{base} + Q_{base} = 50 Kw \tag{9.12}$$

9.1.2.1 Potencia en la base del destilador

El alambique se encontrara directamente sobre la cámara de combustión como se muestra en el esquema conceptual de la figura 62, de esta forma se podrá transferir calor por convección y radiación por medio de los gases producto de la combustión a través de la base del alambique, el propósito de la energía transferida será contribuir al suministro del calor de ebullición que se requiere para llevar a estado de evaporación el agua al interior del alambique.

En la siguiente imagen se muestra un esquema del flujo de calor en la base del destilador, a esta contribución al calor de ebullición se denomina Q_{base} y su resultado es la suma del calor de convección y radiación como ese expresa en la ecuación 9.13.

Figura 63. Flujo de calor en la base del alambique.



Fuente: Autores.

$$Q_{base} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (9.13)$$

Calor de ebullición: El calor de ebullición se puede presentar en diferentes regímenes, el régimen de ebullición natural representa la etapa inicial de ebullición

en la cual el líquido comienza a hervir, la ebullición nucleada hace referencia al proceso de ebullición en el cual la temperatura de calentamiento va en aumento y por lo tanto la velocidad de formación de burbujas es cada vez mayor en la práctica este es el régimen de ebullición más deseable, la ebullición de transición es la menos deseable al alcanzarse temperaturas en las que se crea una capa de vapor en la superficie de calentamiento lo cual disminuye el flujo de calor y por último la ebullición en película en la cual se genera una película constante de vapor y el flujo de calor se incrementa con altas temperaturas generadas por radiación entre la superficie caliente hacia el líquido a través de la película de vapor.

Para el cálculo del calor de ebullición se debe resolver la ecuación 9.14 para lo cual se hace necesario determinar el flujo de calor el cual dependerá del régimen de ebullición del sistema.

$$dQ_{ebu} = q_{ebu} * dA \quad (9.14)$$

Se decide trabajar con el régimen de ebullición nucleada para el cálculo del flujo de calor de ebullición del proceso de destilación, la siguiente es la ecuación para determinar el flujo de calor que se requerirá a través de la base del alambique.

$$q_{ebu} = \mu_l * h_{fg} \left[\frac{g * (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} * \left[\frac{C_p * (T_s - T_{sat})}{C_{sf} * h_{fg} * Pr_l^n} \right]^3 \quad (9.15)$$

Dónde:

q_{ebu} = Flujo de calor en la ebullición nucleada, W/m²

μ_l = Viscosidad del líquido, kg/m . s

h_{fg} = Entalpía de vaporización, J/kg

g = Aceleración gravitacional, m/s²

ρ_l = Densidad del líquido, kg/m³

ρ_v = Densidad del vapor, kg/m³

σ = Tensión superficial de la interfase líquido-vapor, N/m

C_{pl} = Calor específico del líquido, J/kg . °C

T_s = Temperatura superficial del calentador, °C

T_{sat} = Temperatura de saturación del fluido, °C

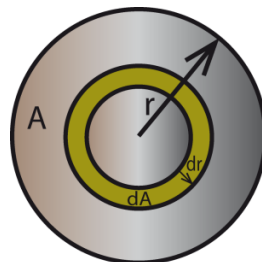
C_{sf} = Constante experimental dependiente de la combinación superficie-fluido

Pr_l = Número de Prandtl del líquido

n = Constante experimental que depende del fluido

Las anteriores propiedades se determinan en función de la presión de evaporación, en cuanto al diferencial de área depende de la geometría de la superficie a través de la cual se lleva a cabo la transferencia de calor, la base del destilador es una superficie circular por lo tanto el diferencial se determina de la siguiente forma.

Figura 64. Diferencial de área base del alambique.



Base del destilador

Fuente: Autores.

$$dA = \pi * dr^2 \tag{9.16}$$

Dónde:

$$dr = \frac{r}{N}$$

N = resolución de cálculo

Calor de radiación: El calor de radiación es un mecanismo de transferencia de calor por medio del cual los gases de combustión entregan parte de su disponibilidad térmica para suplir los requerimientos del calor de ebullición a través de la base del destilador, por medio de la ecuación 9.17 se puede realizar su cálculo.

$$dQ_r = \frac{\varepsilon_s(\varepsilon_g \sigma T_g^4 - a_g \sigma T_s^4)}{\varepsilon_s + a_g - \varepsilon_s a_g} dA \quad (9.17)$$

Dónde:

dQ_r = Diferencial de calor por radiación

ε_s = Emisividad de la superficie

ε_g = Emisividad de los gases de combustión

σ = Coeficiente de Stefan-Boltzmann

T_g = Temperatura de los gases

T_s = Temperatura de la superficie

a_g = Absortividad de los gases

dA = Diferencial de área

La Emisividad de la superficie depende del material a utilizar en el alambique, la emisividad y la absortividad de los gases dependen de las fracciones molares de los componentes de los gases y de sus presiones parciales los cuales a su vez dependen del exceso del aire de combustión al igual que la temperatura de los gases, el diferencial de área se determina de la misma forma que en el calor de ebullición anteriormente planteado y la temperatura de la superficie se determina por medio de un proceso de cálculo iterativo.

Calor de convección: El calor de convección es un mecanismo de transferencia de calor por medio del cual los gases de combustión entregan de su disponibilidad térmica la otra parte del requerimiento de calor de ebullición que se requiere para la evaporación del agua a través de la base del destilador, por medio de la ecuación 9.18 se puede realizar su cálculo.

$$dQ_{conv} = h_i * dA * (T_g - T_s) \quad (9.18)$$

Dónde:

dQ_{conv} = Diferencial de calor por convección

h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección

T_g = Temperatura de los gases

T_s = Temperatura de la superficie

dA = Diferencial de área

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección h_i se puede utilizar la ecuación 9.19 la cual hace uso del número adimensional *Nusselt* " Nu ", la conductividad térmica de los gases " K_{gases} " y la longitud característica " L_c ".

$$h_i = \frac{Nu * K_{gases}}{L_c} \quad (9.19)$$

La conductividad de los gases " K_{gases} " se establece a partir de la fracción molar de sus componentes y sus valores de conductividad, estos son función de la temperatura de los gases la cual a su vez depende del exceso del aire de combustión.

La longitud característica " L_c " se define como la longitud desde el borde de ataque hasta el final de la superficie, suponiendo que los gases atacan la placa circular plana desde su centro la " L_c " es igual al radio, $L_c = r$.

El número adimensional *Nusselt* " Nu ", se puede definir a partir de la siguiente ecuación.

$$Nu = 0.664 * Re_l^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (9.20)$$

Dónde:

Nu = Número adimensional *Nusselt*

Re_l = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

El número de Prandtl se determina a partir de la fracción molar de los componentes de los gases de combustión en función de la temperatura de los gases la cual depende del exceso de aire en la combustión. En cuanto al número de Reynolds se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$Re_l = \frac{\rho_g * V * L_c}{\mu_g} \quad (9.21)$$

Dónde:

Re_l = Número de Reynolds

ρ_g = Densidad de los gases de combustión

V = Velocidad corriente libre

L_c = Longitud característica

μ_g = Viscosidad dinámica de los gases de combustión

La viscosidad y la densidad de los gases de la combustión dependen de la fracción molar de sus componentes y de la temperatura de los gases, por lo tanto también dependen del exceso de aire de la combustión, en cuanto a la longitud característica “ L_c ” es la misma que se determinó con anterioridad ya que la configuración geométrica es la misma por lo tanto $L_c = r$.

El cálculo de la velocidad de la corriente libre de los gases de combustión “ V ” depende principalmente de la geometría en la cual se desarrolla y de un par de propiedades de los gases de combustión, su cálculo se puede determinar a partir de la ecuación 9.22 teniendo en cuenta que en este caso la velocidad se desarrolla sobre una superficie circular plana.

$$V = \frac{m_g}{\rho_g * 2\pi r * \delta} \quad (9.22)$$

Dónde:

V = Velocidad corriente libre

m_g = Masa de los gases de combustión

ρ_g = Densidad de los gases de combustión

r = Radio de la superficie circular

δ = Espesor de la capa límite de velocidades

El espesor de la capa límite de velocidades “ δ ” se puede expresar en función del número de Reynolds por medio de la siguiente ecuación.

$$\delta = \frac{4.91}{Re^{\frac{1}{2}}} \quad (9.23)$$

Reemplazando esta ecuación en la 9.22 se tendrá una nueva ecuación para la velocidad de la corriente libre de gases la cual se muestra a continuación.

$$V = \frac{m_g * Re^{\frac{1}{2}}}{\rho * 2\pi r * 4.91} \quad (9.24)$$

Reemplazando esta ecuación en la 9.21 y despejando se obtiene la ecuación 9.25 la cual permite calcular el número de Reynolds en función de la masa y la viscosidad dinámica de los gases de combustión, los cuales dependen de la fracción molar de los componentes y de la temperatura de los gases, por lo cual también son función del exceso de aire de combustión.

$$Re_l = \frac{\rho * m_g * Re^{\frac{1}{2}} * r}{\mu * \rho * 2\pi r * 4.91}$$

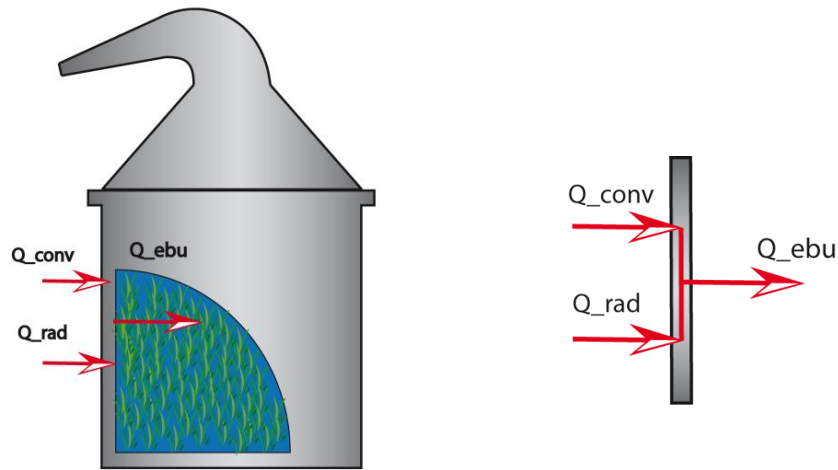
$$Re_l = \left[\frac{m_g}{9.82 * \pi * \mu_g} \right]^2 \quad (9.25)$$

9.1.2.2 Potencia en la superficie del destilador

Por medio del diseño de una camisa de gases se desea aprovechar la energía térmica remanente en los gases de combustión luego de que estos hayan pasado por la base del destilador, esta camisa conduciría dichos gases alrededor de la superficie cilíndrica del destilador haciendo posible que se dé la transferencia de energía térmica, al igual que en la base del destilador los mecanismos de transferencia de calor serían por convección y radiación, la energía transferida terminaría de contribuir al suministro del calor de ebullición que se requiere para llevar a estado de evaporación el agua al interior del alambique.

En la siguiente imagen se muestra un esquema del flujo de calor en la superficie cilíndrica del destilador, a esta contribución al calor de ebullición se denomina Q_{sup} y su resultado es la suma del calor de convección y radiación en la superficie cilíndrica del destilador como ese expresa en la ecuación 9.26.

Figura 65. Flujo de calor en la superficie cilíndrica del alambique.

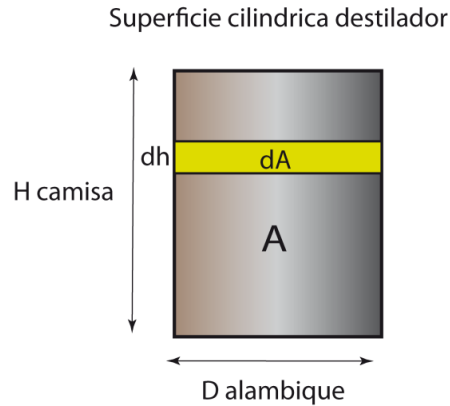


Fuente: Autores.

$$Q_{sup} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (9.26)$$

Calor de ebullición: Al igual que en la base del destilador es necesario determinar el calor de ebullición que se requiere a través de la superficie cilíndrica del alambique para la evaporación del agua, por lo cual se vuelve a aplicar la ecuación 9.14 pero en esta ocasión para la configuración geométrica de la superficie del alambique la cual es cilíndrica, la parte de la ecuación correspondiente al flujo de calor " q_{ebu} " es la misma expresada por la ecuación 9.15 debido a que se sigue considerando un régimen de ebullición nucleada, lo que cambia es la ecuación para determinar el diferencial de área " dA " no se debe utilizar 9.16 la ecuación que se debe aplicar es la 9.27 correspondiente a una superficie cilíndrica.

Figura 66. Diferencial de área superficie cilíndrica del alambique.



Fuente: Autores.

$$dA = \pi * D * dh \quad (9.27)$$

Dónde:

$$dh = \frac{H}{N}$$

$N = \text{resolución de cálculo}$

El valor del diferencial de área “ dA ” tanto para la base como para la superficie cilíndrica se debe calcular con valores actualizados de dr y dh respectivamente con el fin de poder aplicar al área correspondiente los flujos de calor calculados con propiedades a la temperatura remanente de los gases durante lo que dure la resolución de cálculo.

Con el propósito de aprovechar al máximo la energía térmica remanente en los gases de combustión surge la necesidad de evaluar la potencia generada en la superficie cilíndrica del alambique si se llegara a utilizar aletas con el fin de incrementar el área de transferencia de calor, se requiere compara el calor que es aprovechado con y sin aletas para poder determinar si es viable la inversión de esta superficie aleteada, la ecuación 9.28 determina el diferencial de área “ dA ” para la superficie cilíndrica con aletas.

$$dA = \pi * D * dh + 2 * N_{alet} \left(\frac{dh}{\cos \phi} * s_{aleta} + t_{aleta} * s_{aleta} \right) \quad (9.28)$$

Dónde:

$$dh = \frac{H}{N}$$

N = Resolución de Cálculo

D = Diámetro del alambique

N_{alet} = Numero de aletas

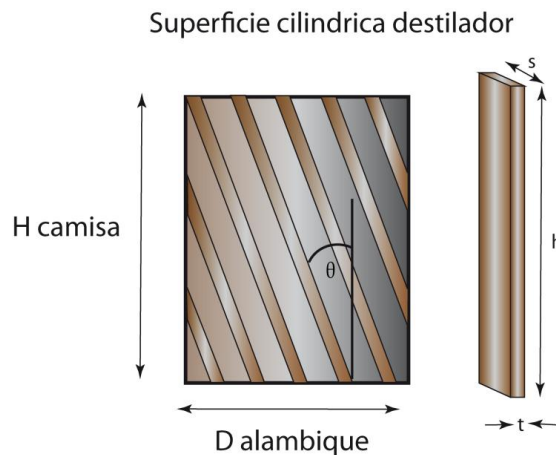
ϕ = Angulo de inclinación de las aletas

s_{aleta} = Ancho de las aletas

t_{aleta} = Espesor de las aletas

Esta ecuación permite establecer diferentes áreas a evaluar de acuerdo al número de aletas que se utilicen pudiendo ser desde cero hasta las que se quieran considerar y su inclinación ya que una aleta inclinada tendrá más área que una aleta vertical, en la figura 67 se muestra las variables geométricas de la ecuación 9.28 tanto del destilador como de las aletas.

Figura 67. Variables geométricas para la superficie aleteada.



Fuente: Autores.

Calor de radiación: El calor de radiación que los gases de combustión transfieren al alambique en la camisa de gases se puede calcular con la ecuación 9.17, lo único que hay que tener presente es calcular el diferencial de área “ dA ” con la ecuación 9.28 la cual corresponde a la superficie cilíndrica del alambique.

Las demás variables se determinan igual que en la el cálculo del calor de radiación en la base del destilador, estas variables dependen de los materiales que se utilicen, de las fracciones molares de los componentes de los gases y de la temperatura la cual depende del exceso de aire utilizado en la combustión y de la temperatura remanente después de entregar energía térmica en cada diferencial de área por el cual el flujo de gases de combustión va pasando.

Calor de convección: El calor de convección transferido en la superficie cilíndrica se determina muy diferente a como se hizo en la base del alambique, debido a que los gases ya no se encuentran fluyendo sobre una placa plana ahora se movilizan a través de un área anular comprendida por la camisa de gases y la superficie cilíndrica del alambique.

Haciendo uso de la ecuación 9.29 se puede determinar el calor por convección que los gases aportan a través de la superficie cilíndrica para la evaporación del agua al interior del alambique.

$$dQ_{conv} = h_i * dA * (T_g - T_s) \quad (9.29)$$

Dónde:

h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección

dA = Diferencial de área

T_g = Temperatura de los gases

T_s = Temperatura de la superficie

La temperatura de los gases de combustión depende de la fracción molar de sus componentes y por lo tanto del exceso de aire de combustión, también pueden depender de la cantidad de calor que han cedido si el cálculo se hace después de que ya hayan comenzado a fluir por el alambique, el diferencial de área “ dA ” se determina con la ecuación 9.28 la cual corresponde a la superficie cilíndrica del alambique.

El coeficiente de transferencia de calor por convección “ h_i ” para un área anular es función del número adimensional *Nusselt* “ Nu ”, de la conductividad térmica de los gases “ K_{gases} ” y del diámetro hidráulico “ D_h ”, para realizar su cálculo se puede utilizar la ecuación 9.30.

$$h_i = \frac{Nu * K_{gases}}{D_h} \quad (9.30)$$

Dónde:

Nu = Número adimensional *Nusselt*

K_{gases} = Conductividad de los gases

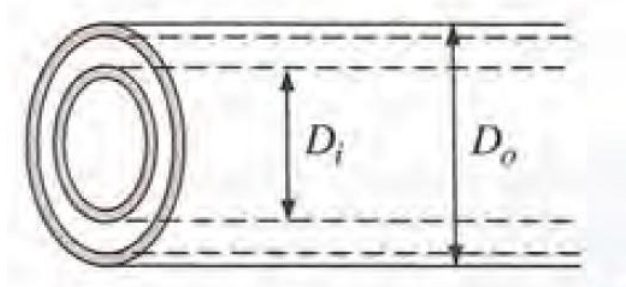
D_h = Diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico se calcula a partir de la ecuación 9.31 en la cual D_o está determinado por el diámetro interno de la camisa de gases y D_i por el diámetro externo del alambique.

$$D_h = D_o - D_i \quad (9.31)$$

En la figura 68 se pueden ver referenciados el diámetro interno y el externo de un área anular en la que se puede asemejar la camisa de gases como la pared circular externa y el alambique como la pared circular interna.

Figura 68. Referencia geométrica de un área anular.



Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. México D.F.: McGRAH HILL, 2007, p 477.

El flujo en un espacio anular está asociado con dos números de Nusselt Nu_i sobre la superficie interior y Nu_o sobre la superficie exterior, en condiciones de flujo laminar en un espacio anular con una superficie adiabática y la otra isotérmica se tiene los siguientes valores de Nusselt.

Tabla 42. Número de Nusselt para flujo laminar en un área anular

| D_i/D_o | Nu_i | Nu_o |
|-----------|--------|--------|
| 0 | - | 3.66 |
| 0.05 | 17.46 | 4.06 |
| 0.10 | 11.56 | 4.11 |
| 0.25 | 7.37 | 4.23 |
| 0.50 | 5.74 | 4.43 |
| 1,00 | 4.86 | 4.86 |

Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. México D.F.: McGRAH HILL, 2007, p 477.

Del diseño mecánico del destilador se sabe que el diámetro externo del alambique es de 970 mm y dejando un espesor anular de 80 mm para la camisa de gases se obtiene un diámetro interno para la camisa de gases de 1130 mm, con estos datos y los datos de la tabla 42 se puede calcular Nu_i .

Se determina la relación D_i/D_o la cual con los anteriores datos se tiene que $D_i/D_o = 0.8584$. Con este valor nos ubicamos en la tabla 42 y con los datos de la tabla interpolamos para hallar el valor de Nu_i asociado a la relación D_i/D_o el cálculo se muestra en la ecuación 9.32.

$$Nu_i = 5.74 + (0.8584 - 0.50) \frac{(4.86 - 5.74)}{(1 - 0.5)} = 5.11 \quad (9.32)$$

Teniendo en cuenta que el cálculo de las anteriores propiedades y de los respectivos calores (ebullición, radiación y convección) tanto en la base como en la superficie cilíndrica dependen de la temperatura de los gases de combustión, temperatura que a su vez depende de las condiciones de la combustión (cantidad de combustible y exceso de aire de combustión), se hace necesario desarrollar un programa en Matlab el cual tenga en cuenta la variación de estos factores en las propiedades que se requiere calcular.

El programa debe permitir calcular la temperatura de las superficies del destilador y de la camisa de gases, y las diferentes propiedades de los gases a través de la geometría del alambique por medio de particiones establecidas por una resolución de cálculo. También debe permitir variar con facilidad los datos de entrada requeridos para el cálculo de las propiedades y ecuaciones ya vistas con el fin de poder analizar el comportamiento de la variación de la cantidad de biocombustible, del porcentaje de exceso de aire para la combustión, el cambio de variables geométricas como la cantidad de aletas en la superficie cilíndrica o cambios en los diámetros de la camisa de gases y del alambique, incluso para poder evaluar el uso de diferentes materiales para la construcción de los equipos.

9.1.2.3 Diseño térmico camisa de gases

Así como los gases de combustión por medio de los mecanismos de transferencia de calor por radiación y convección transfieren calor hacia el alambique, de la misma forma también se generan pérdidas de calor a través de la camisa de gases en un proceso de transferencia de calor por convección natural que se genera en la superficie exterior.

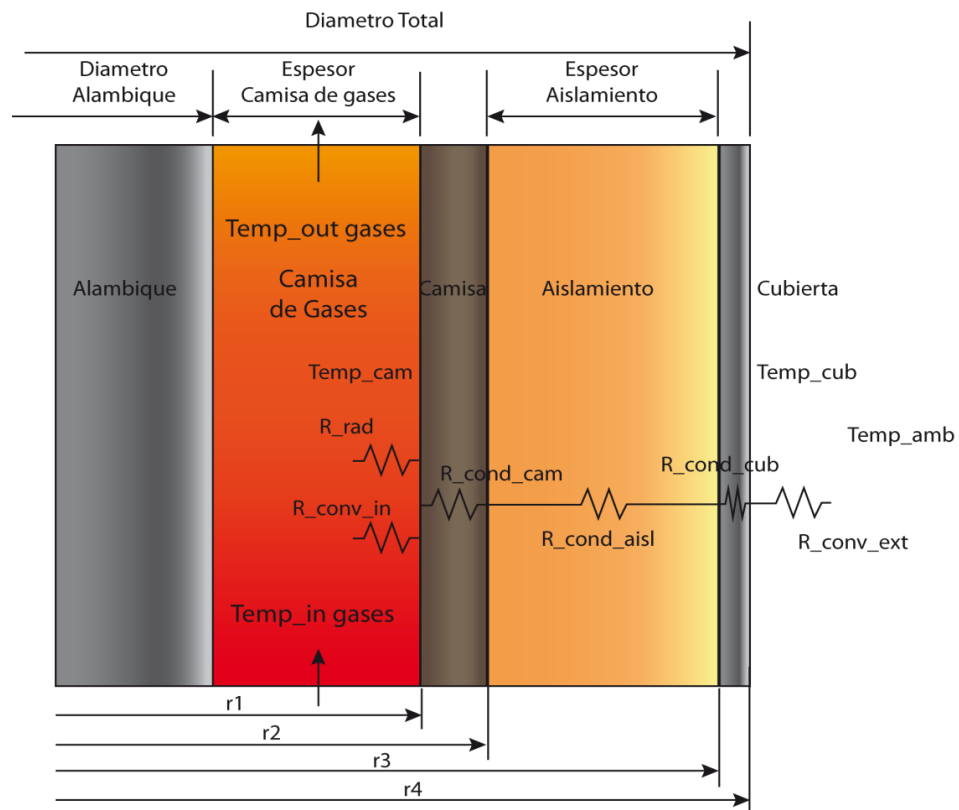
Con el fin de minimizar al máximo estas pérdidas se requiere realizar un diseño térmico que impida el flujo de calor a través de la camisa de gases para lo cual se necesita utilizar algún tipo de aislamiento térmico, en el anexo E se puede consultar un catálogo de aislamientos industriales de entre los cuales debido a sus características y propiedades térmicas se decide trabajar con la lana AW la cual tiene una conductividad térmica de $0.039 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, es resistente a altas temperaturas y se emplea en equipos térmicos como hornos.

Se recomienda por seguridad que la superficie externa de equipos térmicos alcance temperaturas máximas alrededor de los 50°C , por lo cual se requiere calcular un espesor para el aislamiento térmico que evite que se generen pérdidas de calor que hagan que se superen estas temperaturas en la superficie exterior de la camisa de gases, a continuación se muestra un planteamiento básico del diseño de la camisa de gases y de sus resistencias térmicas, la suma de estas resistencias térmicas deben controlar las pérdidas de calor en la superficie exterior de la camisa de gases.

Diagrama de resistencias térmicas en la camisa de gases: En la figura 69 se muestra un diagrama conceptual del diseño de la camisa de gases, en este diagrama se muestran las capas que componen la camisa, la primer capa es la placa de acero que constituirá como tal la camisa de gases, el acero que se utilice debe

mantener sus propiedades térmicas y mecánicas a altas temperaturas, siguiendo las recomendaciones de la norma ASME BPVC sección II Parte D se selecciona el acero SAE AISE SA-516 Grado 70 por sus propiedades térmicas y su aplicabilidad en la construcción de equipos térmicos, la segunda capa estará compuesta por el aislamiento térmico el cual ya se definió que sería la lana AW y cuyo espesor está por determinarse, finalmente la última capa estará compuesta por la cubierta cuyo propósito no es otro sino proteger el aislamiento térmico del ambiente exterior y darle un toque de estética a la camisa de gases se decide utilizar lamina de aluminio calibre 24 para su construcción.³¹

Figura 69. Resistencias térmicas camisa de gases



Fuente: Autores.

³¹ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Properties (Metric) MATERIALS. New York: ASME Section II Part D, 2007. Table 5A - Metric, p. 417.

Resistencia térmica por radiación: La resistencia térmica por radiación es una de las dos resistencias que se generan en la superficie interna de la camisa de gases, su cálculo depende básicamente del material de la superficie y de las temperaturas de la superficie y de los gases que fluyen a través de esta, la ecuación 9.33 puede ser utilizada para realizar su cálculo.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} * (2\pi r_1 L)} \quad (9.33)$$

Dónde:

R_{rad} = Resistencia térmica por radiación

h_{rad} = Coeficiente de radiación térmica

r_1 = Radio interno de la camisa de gases

L = Longitud de la camisa de gases

El coeficiente de radiación térmica se puede determinar a partir de la siguiente ecuación.

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma (2\pi r_1 L) (T_s^4 - T_{atr}^4) = h_{rad} (2\pi r_1 L) (T_s - T_{atr}) \quad (9.34)$$

Despejando h_{rad} en la ecuación 9.34 obtenemos la ecuación 9.35 con la cual se puede determinar el coeficiente de radiación térmica:

$$h_{rad} = \frac{Q_{rad}}{(2\pi r_1 L)(T_s - T_{atr})} = \varepsilon \sigma (2\pi r_1 L) (T_s^2 + T_{atr}^2) (T_s + T_{atr}) \quad (9.35)$$

El radio y la longitud de la camisa de gases que se tome para hacer el cálculo de la resistencia térmica por radiación dependerán de la dimensiones geométricas de la camisa de gases, en cuanto a las temperaturas tanto de los gases de combustión

como de la superficie de la camisa serán dependientes de las condiciones de combustión de la biomasa y de la cantidad de energía térmica que los gases hayan cedido hasta el momento en el que se requiera realizar el cálculo.

Resistencia térmica por convección interna: La resistencia térmica por convección interna es la otra resistencia que se genera en la superficie interna de la camisa de gases, su cálculo depende básicamente de las condiciones térmicas del flujo de gases por el área anular comprendida entre la camisa de gases y el alambique y por la temperatura de la camisa de gases.

Con la siguiente ecuación se puede calcular la resistencia térmica por convección al interior de la camisa de gases.

$$R_{conv\ int} = \frac{1}{h_{conv\ int}*(2\pi r_1 L)} \quad (9.36)$$

Dónde:

$R_{conv\ int}$ = Resistencia térmica por convección interna

$h_{conv\ int}$ = Coeficiente de convección térmica interna

r_1 = Radio interno de la camisa de gases

L = Longitud de la camisa de gases

El coeficiente de convección térmica interna " $h_{conv\ int}$ " se calcula por medio de la ecuación 9.30, con la única diferencia que para calcular el número adimensional de Nusselt se hace uso de los datos que hacen referencia al número de Nusselt de la superficie externa del área anular Nu_o de la tabla 42, la interpolación de los datos quedarían como se muestra a continuación.

$$Nu_o = 4.43 + (0.8584 - 0.50) \frac{(4.86 - 4.43)}{(1 - 0.5)} = 4.738 \quad (9.37)$$

Resistencia térmica por conducción: En la camisa de gases se presentaran tres resistencias térmicas por conducción las cuales corresponden a la resistencia por conducción a través de la camisa, a través del aislamiento y a través de la cubierta tal y como se representa en la figura 69, estas resistencias térmicas se deben a la resistencia que oponen los materiales a que el calor se transfieran a través de ellos por lo tanto son función directa del coeficiente de conductividad térmica de cada material, las ecuaciones 9.38, 9.39 y 9.40 serían las empleadas para calcular las resistencias térmicas por conducción.

$$R_{cond\ camisa} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{(2\pi L)*K_{camisa}} \quad (9.38)$$

$$R_{cond\ aisl} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{(2\pi L)*K_{aisl}} \quad (9.39)$$

$$R_{cond\ cub} = \frac{\ln(r_4/r_3)}{(2\pi L)*K_{cub}} \quad (9.40)$$

Dónde:

$R_{cond\ camisa}$ = Resistencia térmica por conducción en la camisa

$R_{cond\ aisl}$ = Resistencia térmica por conducción en el aislamiento

$R_{cond\ cub}$ = Resistencia térmica por conducción en la cubierta

K_{camisa} = Coeficiente de conductividad térmica en la camisa

K_{aisl} = Coeficiente de conductividad térmica en el aislamiento

K_{cub} = Coeficiente de conductividad térmica en la cubierta

r_1 = Radio interno de la camisa de gases

r_2 = Radio externo de la camisa de gases o interno del aislamiento

r_3 = Radio externo del aislamiento o interno de la cubierta

r_4 = Radio externo de la cubierta

La conductividad térmica de los materiales a utilizar en las tres capas de la camisa de gases dependen de la temperatura a la que se encuentren, teniendo ya definidos los materiales a utilizar y haciendo uso de la norma ASME BPVC sección II Parte D se extraen los valores de conducción térmica del acero SA-516 Grado 70 y del aluminio para diferentes temperaturas y se construyen las respectivas tablas con sus respectivas regresiones para obtener ecuaciones que puedan caracterizar la conductividad de estos materiales a cualquier temperatura.

Resistencia térmica por convección natural: Finalmente al exterior de la camisa de gases se encontrara la resistencia térmica por convección natural, esta es la resistencia a la convección de la superficie exterior de la camisa de gases hacia el medio ambiente, como toda resistencia térmica depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio de transferencia de calor, por medio de la siguiente ecuación se puede realizar el cálculo de la resistencia térmica por convección natural en el exterior de la camisa.

$$R_{conv\ ext} = \frac{1}{h_{conv\ ext} * (2\pi r_4 L)} \quad (9.41)$$

Dónde:

$R_{conv\ ext}$ = Resistencia térmica por convección externa o natural

$h_{conv\ ext}$ = Coeficiente de convección térmica externa

r_4 = Radio externo de la camisa de gases

L = Longitud de la camisa de gases

El coeficiente de convección térmica externa o natural “ $h_{conv ext}$ ” puede ser determinado a partir de la ecuación 9.42.

$$h_{conv ext} = \frac{K_{aire} * Nu}{L} \quad (9.42)$$

Dónde:

K_{aire} = Conductividad del aire

Nu = Numero de Nusselt

L = Longitud de la camisa de gases

La geometría externa de la camisa de gases es cilíndrica pero para calcular el número de Nusselt se requiere tratar la superficie como si fuera una placa vertical, siguiendo la información teórica de transferencia de calor el número de Nusselt puede determinarse por medio de la siguiente ecuación.³²

$$Nu = 0.59 Ra_L^{1/4} \quad (9.43)$$

El número de Rayleigh “ Ra_L ” se determina por medio de la ecuación 9.44.

$$Ra_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2} * Pr \quad (9.44)$$

Dónde:

Ra_L = Numero de Rayleigh

g = Aceleración gravitacional

β = Coeficiente de expansión volumétrica

³² CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. México D.F.: McGRAH HILL, 2007, Tabla 9-1, p-511.

T_s = Temperatura de la superficie

T_∞ = Temperatura del fluido

L_c = Longitud característica de la configuración geométrica

ν = Viscosidad cinemática del fluido

P_r = Numero de Prandtl

La conductividad del aire " K_{aire} " en la ecuación 9.42 junto con las propiedades del aire " P_r " y " ν " en la ecuación 9.44 son propiedades térmicas que se deben calcular en función de la temperatura fílmica, esta temperatura se calcula como un promedio entre la temperatura de la superficie caliente en este caso la pared externa de la camisa de gases y la temperatura del fluido alejado de la superficie para este caso la del ambiente, por medio de la ecuación 9.45 se puede calcular la temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (9.45)$$

Con esta misma temperatura y haciendo uso de la siguiente ecuación se puede determinar el coeficiente de expansión volumétrica " β ".

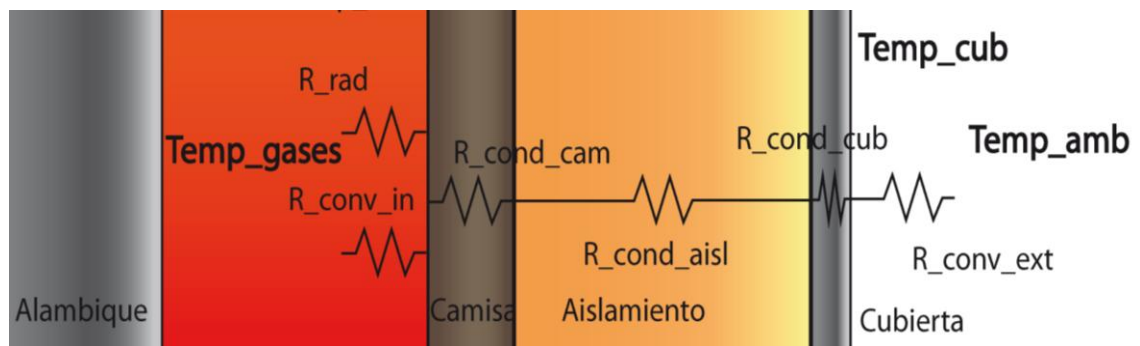
$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (9.46)$$

Con el desarrollo de las ecuaciones 9.42 a la 9.46 es posible dar solución a la ecuación 9.41 para poder determinar la resistencia térmica por convección natural en la superficie externa de la camisa de gases.

Con las resistencias térmicas determinadas y siguiendo el esquema de la figura 70 se plantea la solución al diseño de la camisa de gases calculando las sumatorias de

resistencias térmicas adecuadas que junto con las temperaturas de referencia mostradas permitan hallar la solución, haciendo uso de la temperatura de gases y la temperatura del aire en el medio ambiente se requerirá una resistencia térmica total que las involucre a todas y tomando de nuevo la temperatura de gases pero ahora con la temperatura en la superficie de la cubierta de la camisa se requerirá una suma de resistencias térmicas que no involucre la resistencia por convección natural en el exterior de la camisa.

Figura 70. Planteamiento solución por resistencias térmicas



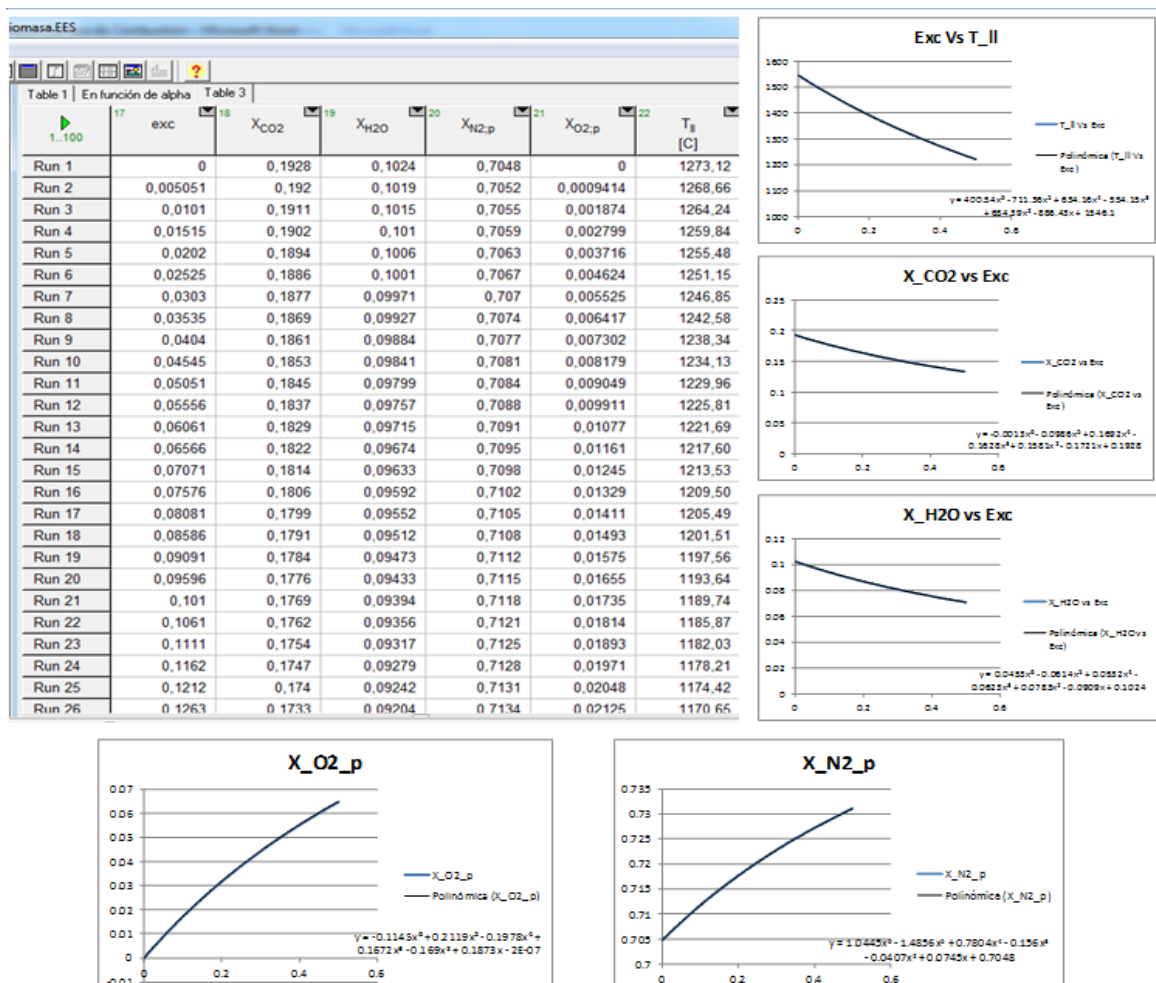
Fuente: Autores.

Con las sumatorias de las resistencias térmicas planteadas y las temperaturas de referencia ya determinadas se calculan dos calores los cuales deben de ser iguales, para desarrollar este cálculo es necesario asumir una temperatura de inicio para la superficie interna de la camisa e iterar hasta que la temperatura de la cubierta externa permita igualar los dos calores durante la iteración se debe buscar los valores reales de ambas temperaturas, este cálculo es necesario repetirlo a lo largo de la camisa de gases por lo cual vuelve a ser necesario el desarrollo de un programa de cálculo en Matlab.

9.1.3 Solución del diseño térmico

Como se dijo anteriormente se requiere desarrollar un programa en Matlab para buscar la solución de las ecuaciones descritas en este capítulo, con el software *EES* "Engineering Equation Solver" se da solución a la termodinámica del proceso de combustión de la biomasa parametrizando en función del exceso de aire, barriendo un rango desde cero hasta un cincuenta por ciento de exceso (0% - 50%) se obtienen los resultados que se muestran en la siguiente figura.

Figura 71. Caracterización resultados de la combustión

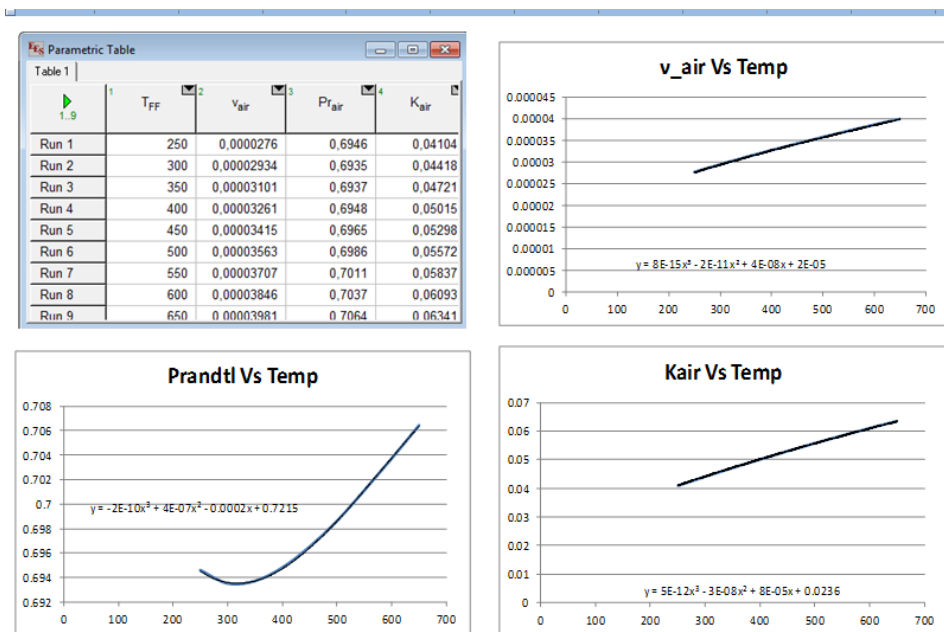


Fuente: Autores.

Como se puede ver en la anterior imagen a partir de los resultados de la termodinámica del proceso de combustión se construyen ecuaciones polinómicas en función del exceso de aire, usando estas ecuaciones en el desarrollo del programa en Matlab se busca evaluar con facilidad el diseño térmico para diferentes valores de exceso de aire.

Para dar solución a las ecuaciones planteadas en el diseño de la camisa de gases y poder hallar el espesor adecuado para el aislamiento se requiere determinar ecuaciones polinómicas que caractericen el comportamiento de las propiedades del aire y de los materiales de la camisa a diferentes temperaturas.

Figura 72. Caracterización propiedades del aire

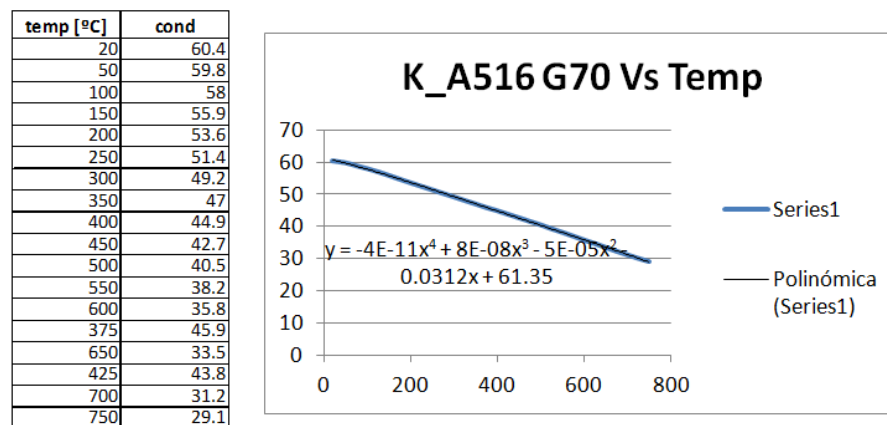


Fuente: Autores.

En la figura 72 se muestra el resultado de las propiedades del aire a diferentes temperaturas y las ecuaciones polinómicas que caracterización los resultados obtenidos.

La caracterización del comportamiento de la conductividad de los materiales utilizados en la camisa se obtienen a partir de una tabla de la norma ASME BPVC sección II Parte D con valores de conductividad a diferentes temperaturas, en la siguiente imagen se muestran los valores de esta tabla y la ecuación polinómicas que caracteriza el valor de la conductividad a diferentes temperaturas para el acero SA-516 Gr 70.³³

Figura 73. Caracterización conductividad acero SA-516 Gr 70



Fuente: Autores

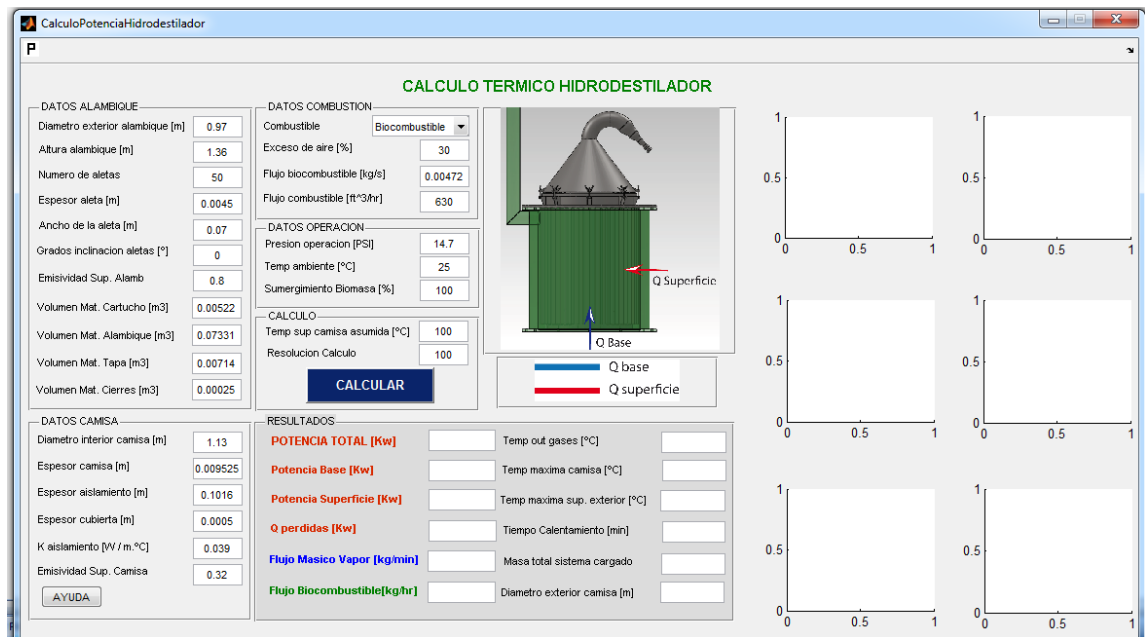
Todas las ecuaciones planteadas en este capítulo se deben ingresar en el programa de Matlab junto con las anteriores ecuaciones polinómicas, las cuales determinan las diferentes propiedades en variación de alguna otra variable, también se deben codificar las diferentes iteraciones, contadores, ciclos y condicionales lógicos que permitan desarrollar el cálculo y obtener resultados confiables.

Es necesario crear una interfaz de usuario que permita ingresar y variar con facilidad los datos de entrada necesarios para correr el programa, estos datos son

³³ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Properties (Metric) MATERIALS. New York: ASME Section II Part D, 2007. Table TCD, p. 764.

los geométricos, los relacionados con los materiales, la resolución de cálculo, algunos datos de operación y del proceso de combustión, en la figura 74 se muestra la interfaz del programa desarrollado en Matlab.

Figura 74. Interfaz de usuario del programa en Matlab



Fuente: Autores.

Con ayuda del programa desarrollado en Matlab se hicieron cálculos para diferentes condiciones de combustión de la biomasa, diferentes materiales para la construcción de la camisa de gases y diferentes áreas de transferencia de calor al poder evaluar el comportamiento de un alambique con superficie aleteada.

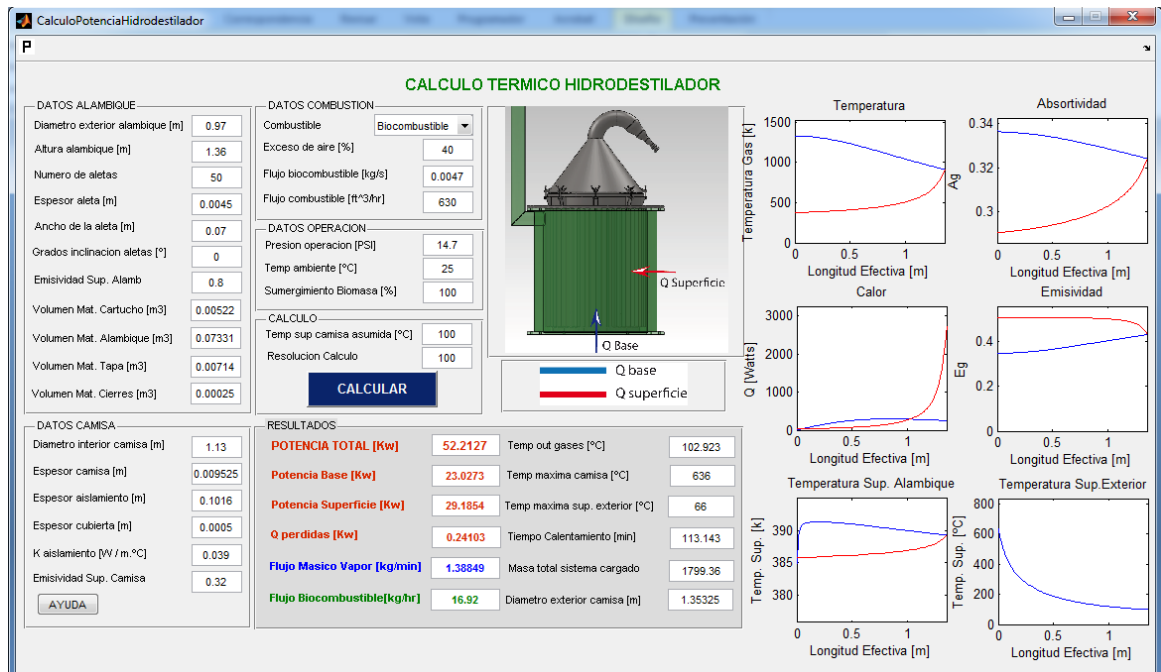
Luego de realizar múltiples soluciones y de evaluarlas con respecto a las variaciones en los datos de entrada se determinaron los resultados que se muestran en la tabla 43 como los más viables para el diseño del horno y de la camisa de gases, en la figura 75 se puede ver la interfaz del programa con la solución.

Tabla 43. Resultados del diseño térmico

| RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO | | | |
|-------------------------------|------------------------|----------------------|------------|
| Superficie Aleteada | | Cámara de combustión | |
| Numero de Aletas | 50 | Potencia | 52 Kw |
| Espesor | 4.5 mm | Tempo Out Gases | 103°C |
| Ancho | 70 mm | Potencia | 52 Kw |
| Inclinación | 0° (Aletas verticales) | | |
| Aislamiento | | Combustión | Combustión |
| Material | Lana AW | Exceso de aire | 30% |
| Espesor | 4 In | Flujo combustible | 20 Kg/h |

Fuente: Autores.

Figura 75. Interfaz con la solución del diseño térmico



Fuente: Autores.

9.1.4 Especificaciones suministro de aire

El suministro de aire para la combustión de la biomasa se determina en función del exceso de aire requerido para la combustión, teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el diseño térmico, se determinó que con un exceso de aire del 30% y un consumo de 17 Kg/h de Biocombustible se obtiene la potencia mínima requerida para el proceso de destilación, por otra parte en la literatura se reporta que para combustibles sólidos se requieren más del 40% de exceso de aire, sin llegar a garantizarse una combustión completa.³⁴

En el diseño conceptual no se tiene en cuenta el comportamiento que se puede llegar a presentar al utilizar la biomasa residual como combustible sólido y algunas ineficiencias que se determinarían en la puesta en marcha del equipo, basado en lo anterior es posible que se requiera una mayor cantidad de combustible en el proceso de combustión y por tanto una mayor cantidad en el suministro de aire.

Tabla 44. Caudal de aire requerido para combustión de biocombustible

| Caudal de Aire para Combustión de 17 Kg/h Biocombustible | | |
|---|----------------------------------|---------------|
| Exceso de Aire | Relación Aire/combustible | Caudal |
| 0 % | 5.925 Kg Aire / Kg Comb. | 58 CFM |
| 30% | 7.721 Kg Aire / Kg Comb. | 75.5 CFM |
| 50% | 8.888 Kg Aire / Kg Comb. | 87 CFM |
| Caudal de Aire para Combustión de 26 Kg/h Biocombustible | | |
| Exceso de Aire | Relación Aire/combustible | Caudal |
| 0 % | 5.925 Kg Aire / Kg Comb. | 88.55 CFM |
| 30% | 7.721 Kg Aire / Kg Comb. | 115.38 CFM |
| 50% | 8.888 Kg Aire / Kg Comb. | 132.8 CFM |

Fuente: Autores.

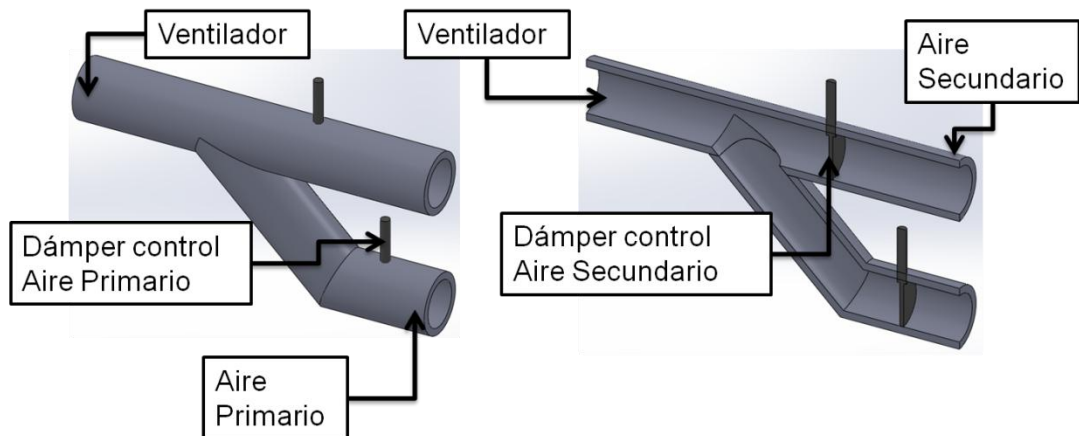
³⁴ MÍGUEZ TABARÉS, José Luis. Procesos Termoquímicos Para la Obtención de Energía a Partir de la Fitomasa Residual. Capítulo 9, p. 6.

En la tabla 44 se muestra la cantidad de aire que se requiere suministrar para excesos de aire de 0%, 30% y 50%, considerando dos escenarios diferentes, primero considerando la cantidad de biocombustible que se necesita según los resultados del diseño térmico (17 kg/h), el segundo es considerando un incremento del 50% en el suministro de biocombustible (26 kg/h) para cubrir las ineficiencias anteriormente mencionadas, esta consideración establece un rango entre 70 - 120 CFM's de suministro de aire.

En el mercado nacional se fabrican ventiladores centrífugos para aplicaciones de suministro y extracción de aire que pueden suministrar 150 CFM's de aire, de acuerdo a lo anterior se seleccionó este equipo para suplir la necesidad máxima de aire en el proceso de combustión.

Cuando la cámara de combustión este construida y caracterizada se deberá tener el rango exacto de cantidad de aire que el ventilador deberá suministrar en función del biocombustible y cantidad de biomasa utilizada, en la figura 76 se muestra el arreglo propuesto para controlar este rango de aire por medio de dampers.

Figura 76. Control de suministro de aire.



Fuente: Autores.

9.2 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico de la cámara de combustión comprende el diseño del horno lugar donde se lleva a cabo la combustión, de la camisa de gases que busca incrementar la transferencia de calor hacia el alambique y de la chimenea la cual debe garantizar el tiro natural de los gases de combustión para que circulen a través de la camisa y salgan hacia el exterior.

9.3.1 Diseño mecánico del horno

En esta sección se busca determinar la configuración geométrica que permita implementar la tecnología de combustión adecuada para el proceso de combustión que nos concierne el cual es con combustibles sólidos (biomasa residual), también se busca seleccionar los materiales adecuados para su construcción, el diseño debe garantizar la integridad mecánica del horno.

9.3.1.1 Definición de la geometría

La geometría del horno debe ser tal que permita implementar la tecnología de combustión a utilizar, sabiendo que el combustible que se usara es sólido se decide con base en la teoría de combustión de biomasa diseñar un horno de parrilla fija con lecho de combustible fijo, la anterior decisión se toma teniendo en cuenta la aplicación que en este caso sería para el proceso de destilación y el requerimiento energético el cual es mínimo de 50KW el cual no es muy alto, para aplicaciones en las que se requiera una mayor potencia existen una variedad de tecnologías que se pueden aplicar.

Para ubicar la parrilla fija al interior del horno se requiere de una estructura sólida y que sea resistente a altas temperaturas por lo cual se decide construir el horno con ladrillo refractario, la geometría por facilidad de construcción será la de un

paralelepípedo, debe contar con entradas para la alimentación del biocombustible y del aire de combustión y una salida para los gases producto de la combustión, se decide construir un prototipo con ladrillo común de construcción con el fin de evaluar la efectividad del diseño propuesto, en la siguiente figura se puede ver el primer prototipo construido, se utilizó una lámina de acero con perforaciones de 5mm para la parrilla y suministro de aire de combustión por debajo de la parrilla.

Figura 77. Primer prototipo para el horno



Fuente: Autores.

Con el fin de evaluar el comportamiento de la combustión de la biomasa en el primer prototipo se realizaron varias pruebas, en unas se hicieron cargas en el horno con diferente cantidad de biomasa y en otras se realizó una alimentación continua y se registró el comportamiento de la combustión bajo las diferentes condiciones en las que se realizó la combustión, para el suministro del aire de combustión se utilizó un secador de pelo garantizándose que en todas las pruebas se suministrara la misma cantidad de aire, en la siguiente tabla se muestran los resultados de las pruebas realizadas.

Tabla 45. Pruebas experimentales del primer prototipo de horno

| PRUEBA | CANT. DE BIOMASA | TIEMPO DE QUEMADO | OBSERVACIONES |
|--|------------------|-------------------|--|
| Quemado con solo precarga de material | 40 gramos | 30 seg | Solo hay llama viva durante 10 seg. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| | 80 gramos | 70 seg | Solo hay llama viva durante 50 seg. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| | 100 gramos | 110 seg | Solo hay llama viva durante 80 seg. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| | 120 gramos | 100 seg | Solo hay llama viva durante 70 seg. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| Quemado con alimentación continua y precarga de 100 gramos | 25 gramos/min | 130 seg | A los 50 seg de quemado aparece la llama la cual se mantiene por casi 3 min. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| | 30 gramos /min | 150 seg | A los 45 seg de quemado aparece la llama la cual se mantiene por casi 3 min. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |
| | 50 gramos/min | 140 seg | A los 42 seg de quemado aparece la llama la cual se mantiene por casi 3 min. La ceniza queda acumulada sobre la parrilla |

Fuente: Autores.

Analizando los resultados de las pruebas realizadas se tiene que el tiempo de quemado no fue superior a 3 minutos incluso con las pruebas de alimentación continua, el incrementar la cantidad de biocombustible no represento un aumento en el tiempo de combustión lo cual puede deberse a dos circunstancias, primero a la acumulación de cenizas que se presentó sobre la parrilla y segundo a la ubicación de la salida de gases en el horno la cual estaba muy cercana a la parrilla, ambos factores hacían que la llama se ahogara.

Con el fin de encontrar una configuración geométrica que incremente el tiempo de quemado lo necesario para poder desarrollar el proceso de destilación se hace necesario construir un nuevo prototipo en el cual se tengan en cuenta los siguientes cambios; primero cambiar la geometría del horno se hace necesario hacerlo más grande y con una salida de gases más alejada de la parrilla, se cambia la parrilla por una de varillas con el fin de evitar que las cenizas se acumulen y por ultimo instalar un segundo aire de combustión el cual debe ser suministrado por un lateral del horno con el fin de garantizar la combustión de la biomasa ya que en el primer prototipo entre las cenizas se encontró biomasa sin quemar, en la figura 78 se puede ver el prototipo construido.

Figura 78. Segundo prototipo para el horno



Fuente: Autores.

Se volvieron a realizar pruebas para evaluar el nuevo prototipo del horno, la alimentación de biomasa se hizo de manera continua y se utilizó para el aire de combustión dos secadores de pelo uno por la parte inferior de la parrilla a manera de aire primario y el otro por el lateral izquierdo del horno como aire secundario, en la tabla 46 se muestra la información de las pruebas realizadas.

Tabla 46. Pruebas experimentales del segundo prototipo de horno

| PRUEBA | CANT. DE BIOMASA | TIEMPO DE QUEMADO | OBSERVACIONES |
|--|------------------|-------------------|---|
| Quemado con alimentación continua y 700 gramos de precarga | 20 gramos/min | 20 min | La llama se mantuvo durante la duración de la prueba y la mayoría del tiempo tuvo una tonalidad azul |
| | 12 gramos/min | 40 min | La llama se mantuvo durante la duración de la prueba y tenía un comportamiento variable en ocasiones con mayor intensidad y otras con menor |

Fuente: Autores.

Con esta configuración geométrica se logró mantener la combustión durante la prueba, incluso el comportamiento de la combustión en ocasiones fue muy bueno, se obtuvieron gases limpios casi transparentes y llamas azules lo cual quiere decir que la biomasa puede llegar a quemarse completamente, se decide hacer uso de una parrilla de varillas que permita que las cenizas pasen hacia el depósito que deben acumularlas y utilizar dos aires de combustión tal y como lo recomienda la teoría un aire primario para el secado y el quemado inicial y otro secundario para garantizar una buena mezcla con los gases y un quemado completo.

Teniendo una configuración geométrica que mantiene la combustión se decidió instalar una pequeña caldera piro tubular para ver si los gases producto de la combustión eran capaz de generar vapor, también se decidió medir la temperatura de la llama y de los gases mediante el uso de termocuplas, para poder tomar las lecturas de las termocuplas se utilizó el módulo de control de automatización programable NI FieldPoint y el software Measurement & Automation de National Instruments, en la siguiente imagen se ve el montaje de la caldera y del FieldPoint para el registro de los datos.

Figura 79. Montaje del prototipo del horno, la caldera y el FielPoint



Fuente: Autores.

Esta es la prueba final y para realizarla se llenó la caldera piro tubular con agua hasta un nivel medio y se utilizó biomasa residual de *Cymbopogon Martinii* y *Swinglea glutinosa* dos especies a las cuales se les hizo el ensayo de poder calorífico, la prueba duró en total 2 horas tiempo durante el cual el horno siempre estuvo en condiciones de combustión estable.

Figura 80. Resultados prueba final

| Item Name | Address | Value | Range | Timestamp | Status |
|----------------|---------|--------------|----------------------|--------------|--------------|
| All | 01FF | +235.9922... | multi-channel item | 11:55:34:732 | Open ther... |
| CJ Temperature | 0100 | +320.8278... | 223 to 358 Kelvin | 11:55:34:471 | Successful |
| Channel 0 | 0001 | +235.9922... | -270 to 1770 Celsius | 11:55:34:566 | Successful |
| Channel 1 | 0002 | +882.3735... | -270 to 1770 Celsius | 11:55:34:666 | Successful |
| Channel 2 | 0004 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 11:52:05:604 | Open ther... |
| Channel 3 | 0008 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 10:46:10:787 | Open ther... |
| Channel 4 | 0010 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 10:46:10:787 | Open ther... |
| Channel 5 | 0020 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 10:46:10:787 | Open ther... |
| Channel 6 | 0040 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 10:46:10:787 | Open ther... |
| Channel 7 | 0080 | +1770.000... | -270 to 1770 Celsius | 10:46:10:787 | Open ther... |

Fuente: Autores.

En la figura 80 se pueden ver los resultados de la última prueba que se realizó con el prototipo del horno, si se observa el canal 1 se puede ver que la temperatura en la llama estuvo alrededor de los 880°C y revisando el canal 0 se puede ver que la temperatura de los gases estuvo por los 230°C, la temperatura de llama se acerca a la determinada en el diseño térmico, la diferencia se debe a las ineficiencias térmicas del prototipo construido ya que no se hizo con ladrillo refractario y no es totalmente sellado.

Se pudo comprobar la viabilidad del proyecto con los datos obtenidos durante las pruebas, las temperaturas alcanzadas son prometedoras y se pudo generar vapor en la caldera a los 50 minutos de haber comenzado la prueba, la producción de vapor se mantuvo durante unos 70 minutos momento en el cual se dio fin a la prueba.

9.3.1.2 Soportes estructurales

En el planteamiento del diseño conceptual de la cámara de combustión se definió que el alambique estará ubicado directamente sobre el horno con el fin de aprovechar la energía térmica en el fondo del alambique y posteriormente en sus paredes cilíndrica mediante una camisa de gases, teniendo presente este concepto de diseño el horno va a tener que soportar el peso del alambique cargado durante la operación de los equipos y el peso vacío de este permanentemente.

Con el fin de que el cuerpo del horno no tenga que soportar el peso del alambique y no llegar a comprometer la integralidad de los ladrillos refractarios con los cuales será construido, se decide diseñar unos soportes estructurales que se encarguen de soportar el peso, entre los perfiles comerciales se encuentran el tipo S en acero estructural SA-36, a continuación se calcula el esfuerzo al que estarán sometidos.

$$\sigma_{carga} = \frac{W_{sist}}{A_{total}} \quad (9.47)$$

Dónde:

σ_{carga} = Esfuerzo producido sobre los perfiles estructurales

W_{sist} = Carga producida por el sistema de destilación con carga completa

A_{total} = Área total de los soportes

La carga que produce el sistema de destilación se debe determinar bajo la condición crítica de diseño, la cual será en el evento en que el alambique se llene completamente de solo agua, sin nada de material vegetal ya que la densidad del agua es mucho mayor, teniendo en cuenta la densidad y el volumen de los materiales que se usaran para la construcción del alambique se sabe que su masa será de 685,4 Kg, y teniendo en cuenta la capacidad volumétrica del alambique se sabe que la masa del agua que puede llegar a contener el alambique son 1071 Kg, por lo tanto la masa del sistema completamente cargado es de 1757 Kg, con este dato se determina la carga del sistema.

$$W_{sist} = \frac{m_{sist_{total}} * g}{1000} = \frac{1757 * 9.81}{1000} = 17.23 \text{ KN} \quad (9.48)$$

Para calcular el área total de los soportes se requiere definir el tipo de soporte que se van a utilizar, por facilidad de compra en el mercado local se decide utilizar el perfil tipo S en acero estructural SA-36 de tamaño 3X5.7, estos perfiles en su sección transversal tienen un área de 10.8 cm² y por simetría se decide utilizar cuatro perfiles uno en cada esquina del horno por lo tanto el área total será.

$$A_{total} = A_{sección} * 4 = 10.8 * 4 = 43.2 \text{ cm}^2 = 0.00432 \text{ m}^2 \quad (9.49)$$

Con estos datos y haciendo uso de la ecuación 9.47 se puede calcular el esfuerzo producido por la carga en los perfiles como se muestra a continuación.

$$\sigma_{carga} = \frac{W_{sist}}{A_{total}} \frac{17.23 \text{ KN}}{0.00432 \text{ m}^2} = 3.988 \text{ Kpa}$$

Se tiene que los perfiles deben soportar un esfuerzo de 3.988 Kpa y consultando para los perfiles tipo S en acero estructural SA_36 para una temperatura máxima de 371°C tienen un esfuerzo permisible de 119.000 Kpa por lo tanto soportaran la carga sin ningún problema.

9.3.2 Diseño mecánico de la camisa de gases

Después de que los gases producto de la combustión han transferido parte de su energía térmica a través de la base del alambique se busca transferir calor a través de su superficie cilíndrica por medio de una camisa de gases, hasta el momento se ha realizado el diseño térmico de la camisa y se determinó que se requiere de 4 in de espesor en el aislamiento térmico para reducir las pérdidas de calor hacia el exterior a través de la superficie externa de la camisa.

En esta sección se realizara el diseño mecánico con el cual se busca determinar el espesor de la camisa de gases y la forma indicada de acople con el alambique y con el horno, garantizando la integridad mecánica tanto de la camisa como de los demás componentes y su resistencia tanto a los esfuerzos mecánicos como térmicos.

9.3.2.1 Cálculo del espesor de la camisa de gases

Para determinar el espesor de la camisa de gases se requiere determinar las cargas estáticas que actuarán sobre esta además de los esfuerzos térmicos a los que se podrá ver sometida debido a su exposición a las altas temperaturas de los gases de combustión.

Se sabe que el alambique deberá estar ubicado directamente sobre el horno para aprovechar la energía térmica de los gases a través de su base, también se sabe que la camisa de gases deberá rodear el alambique para que los gases producto de la combustión rodeen su superficie cilíndrica y puedan así transferir calor al proceso de destilación, buscando la forma indicada de acoplar estos tres componentes horno, alambique y camisa de gases se decide diseñar la siguiente configuración de acople.

El horno estará situado directamente sobre el suelo y deberá servir como soporte tanto del alambique como de la camisa de gases, como la camisa de gases debe contener los gases de la combustión esta deberá sellar sobre el horno para lo cual se deberá usar un sello o empaque el cual quedara aprisionado entre la base de la camisa y la parte superior del horno mediante una unión bridada sujeta por pernos.

Debido a que los gases luego de pasar por la base del alambique deberán fluir hacia su superficie cilíndrica exterior, se decide no soportar el alambique desde su base con el fin de no generar obstáculo alguno a los gases de combustión, por esta razón el alambique no descansara sobre el horno si no sobre la camisa de gases por medio de una brida de soporte y la carga se transferirá axialmente al horno a través de las paredes de la camisa, en el diseño de los soportes del horno se definió la carga máxima del sistema de destilación como $W_{sist} = 17.23 \text{ KN}$.

Ya se había definido con anterioridad que el material con el cual se construirá la camisa de gases será el acero SA-516 Grado 70, para este material se tiene un esfuerzo permisible igual a $\sigma_{perm} = 14.200 \text{ KPa}$ para una temperatura máxima de 538°C , por medio de la siguiente ecuación y con los anteriores datos se puede determinar el área mínima requerida en la sección transversal de la camisa para que soporte la carga del alambique cargado.

$$\sigma_{perm} = \frac{W_{sist}}{A_{min}} \quad (9.50)$$

Teniendo en cuenta que la geometría de la camisa de gases es una pared cilíndrica vertical se define su área transversal por medio de la ecuación 9.51.

$$A_{camisa} = \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (9.51)$$

Dónde:

A_{camisa} = Área de la sección transversal de la camisa de gases

D_{ext} = Diámetro externo camisa de gases

D_{int} = Diámetro interno camisa de gases

El diámetro interno de la camisa de gases depende del diámetro externo del alambique y del espacio que se quiera dejar para el flujo de los gases entre las dos paredes, habiéndose definido el diámetro externo del alambique igual a 970 mm y el ancho de las aletas igual a 70 mm se decide que el diámetro interno de la camisa de gases debe ser igual a 1.130 mm con el fin de dejar una luz de 10 mm para que las aletas no choquen contra la camisa de gases, el diámetro externo de la camisa dependerá del interno recién definido y del espesor requerido, la siguiente ecuación establece la relación geométrica.

$$D_{ext} = D_{int} + 2 * t_{camisa} \quad (9.52)$$

Reemplazando la ecuación 9.52 en la ecuación 9.51, se obtiene la ecuación 9.53 con la cual se puede calcular el área de la sección transversal de la camisa en función del diámetro interno y del espesor.

$$A_{camisa} = \frac{\pi}{4} * ((D_{int} + 2 * t_{camisa})^2 - D_{int}^2) \quad (9.53)$$

Si se reemplaza esta ecuación en la ecuación 9.50 y se despeja con respecto al espesor de la camisa se podrá dar solución ya que se cuenta con todas las variables, esta operación daría un espesor mínimo igual a 0.34 mm, este espesor mínimo puede soportar la carga axial del sistema producida por el sistema de destilación sin ningún problema, pero debido a que la camisa estará sometida a cargas térmicas es necesario determinar si la deformación térmica puede presentarse sin ningún problema o si estaría restringida y por lo tanto se podrían producir esfuerzos que producirían pandeo o cizallamiento en la camisa de gases.

Con la ecuación 9.54 se puede calcular la deformación térmica de la camisa de gases y con la ecuación 9.55 se puede determinar la fuerza producida por la deformación térmica calculada en la ecuación 9.54.

$$\delta_{termica} = L_{camisa} * \Delta Temp * \alpha \quad (9.54)$$

$$\delta_{termica} = \frac{P * L_{camisa}}{A_{camisa} * E_{A-516}} \quad (9.55)$$

Dónde:

$\delta_{termica}$ = Deformación térmica de la camisa de gases

L_{camisa} = Longitud de la camisa de gases

$\Delta Temp$ = Incremento de temperatura en la camisa de gases

α = Coeficiente de expansión térmica del acero SA-516 Grado 70

P = Fuerza producida por la deformación térmica

A_{camisa} = Área de la sección transversal de la camisa de gases

E_{A-516} = Modulo de elasticidad del acero SA-516 Grado 70

La longitud de la camisa de gases depende de la altura del alambique, esta altura la limita a una longitud de 1,34 m, el incremento de temperatura se puede determinar a partir de la temperatura media de los gases de combustión a la entrada y a la salida de la camisa de gases, la temperatura de los gases a la entrada es de 710°C y a la salida es de 110°C, la temperatura media de estos dos valores y por lo tanto el incremento de la temperatura en la camisa de gases es de 385°C.

El coeficiente de expansión térmica y el módulo de elasticidad son propiedades térmicas de los materiales que dependen de su composición química y de la temperatura a la cual están sometidos, en la norma ASME BPVC sección II Parte A podemos encontrar el coeficiente de expansión térmica para materiales ferrosos y en la norma ASME BPVC sección II Parte D se puede hallar el módulo de elasticidad, para el acero SA-516 Grado 70 con temperaturas alrededor de los 600°C tenemos $E = 120.000 MPa$ y $\alpha = 14,94 \times 10^{-6} 1/^\circ C$.³⁵

Calculando el área de la sección transversal de la camisa de gases con el espesor mínimo y usando esta área junto con los anteriores datos en la ecuación 9.54 se obtiene una deformación térmica de $\delta_{termica} = 7,7 mm$, con este valor de

³⁵ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Properties (Metric) MATERIALS. New York: ASME Section II Part A, 2007. Table TE-1, p. 746.

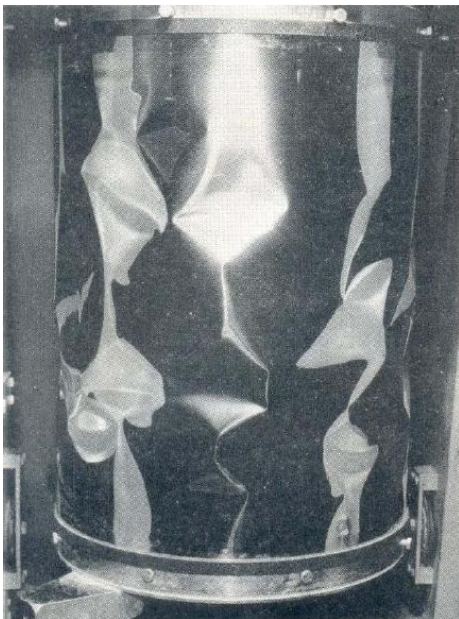
THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Properties (Metric) MATERIALS. New York: ASME Section II Part D, 2007. Table TM-1, p. 776.

deformación y haciendo uso la ecuación 9.55 se determina la fuerza producida por la deformación térmica $P = 837,7 \text{ KN}$, como se puede ver es mayor a la carga del sistema de destilación $W_{sist} = 17.23 \text{ KN}$ por lo tanto la deformación se puede presentar sin ningún inconveniente.

El espesor mínimo calculado no se encuentra en el mercado por lo tanto se debe normalizar a un espesor comercial del material que se debe utilizar, el mínimo espesor normalizado en el mercado para el acero SA-516 Grado 70 es de 1/8 in es decir 3,175 mm, con este espesor verificaremos que no se presente el fenómeno de pandeo, en cilindros de pared delgada el fenómeno de pandeo se puede presentar de dos formas diferentes dependiendo de si el cilindro es presurizado o sin presurizar, este último sería nuestro caso.

Figura 81. Pandeo en cilindros de pared delgada

Cilindro sin presurizar



Cilindro presurizado



Fuente: DURRUTY, Juan Pablo y D. ACTIS, Marcos. Análisis de estructuras cilíndricas, cilindros de paredes delgadas sometidos a compresión y presión interna. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Plata, 2009 p-9.

El pandeo en cuerpos cilíndricos de pared delgada depende de las relaciones entre el espesor de la pared y el radio del cilindro y el espesor de la pared y la longitud del cilindro, por medio de la ecuación 9.56 se determina el esfuerzo crítico de pandeo para la camisa de gases con el espesor normalizado de 3,175 mm.

$$\sigma_{critico_pandeo} = E_{A-516} * \left[9 * \left(\frac{t_{norm}}{1000 * r_{medio}} \right)^{1,6} + 0,16 \left(\frac{t_{norm}}{1000 * L_{camisa}} \right)^{1,3} \right] \quad (9.56)$$

Dónde:

$\sigma_{critico_pandeo}$ = Esfuerzo crítico de pandeo

E_{A-516} = Modulo de elasticidad del acero SA-516 Grado 70

E_{A-516} = Modulo de elasticidad del acero SA-516 Grado 70

t_{norm} = Espesor de la camisa de gases normalizado

r_{medio} = Radio medio de la camisa de gases

L_{camisa} = Longitud de la camisa de gases

Las anteriores variables ya han sido determinadas con anterioridad, solo hay que tener en cuenta que para el cálculo del radio medio de la camisa de gases hay que tomar el espesor normalizado 3,175 mm y sabiendo que el diámetro interno de la camisa es 1130 mm se tiene que el radio medio es 566,6 mm, con estos datos se puede dar solución a la ecuación 9.56 como se muestra en seguida.

$$\sigma_{critico_pandeo} = 120 \times 10^6 * \left[9 * \left(\frac{3,175}{1000 * 0,566} \right)^{1,6} + 0,16 \left(\frac{3,175}{1000 * 1,34} \right)^{1,3} \right] = 277.184 \text{ KPa}$$

Con este resultado se determina que por pandeo no hay problemas ya que el esfuerzo crítico es bastante menor al producido por la carga del sistema de destilación, finalmente se revisaron las recomendaciones de las normas API 650 para tanques cilíndricos y la norma TEMA para cascos y camisas, estas normas

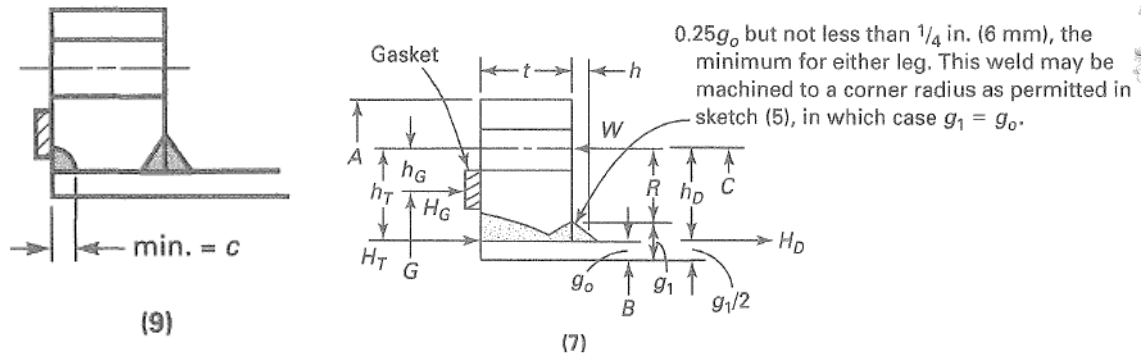
recomiendan espesores de 1/8 in y 1/2 in respectivamente para cuerpos cilíndricos con el diámetro de la camisa de gases, basados en los cálculos realizados y en la posibilidad que la camisa de gases sufra golpes durante la operación de los equipos, por estructura y tratando de seguir las recomendaciones de las normas se decide utilizar un espesor de 3/8 in es decir de 9,525 mm, el incrementar el espesor también asegura el tiempo de vida de la camisa previniendo los efectos de desgaste del material por corrosión producida por los gases de combustión y exposición al medio ambiente.

9.3.2.2 Diseño de las bridas de soporte

Se decidió que el alambique va estar soportado sobre la camisa de gases por medio de un juego de bridas de soporte unidas por pernos, en esta sección se realizara el diseño de estas bridas, el proceso de diseño es muy parecido al desarrollado con las bridas del condensador, las mayores diferencias son que estas bridas serán mucho más grandes y no estarán sometidas a ninguna presión de operación por lo cual el diseño se realizara solo para condiciones de asentamiento de las bridas.

El anexo obligatorio 2 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1 contiene las reglas y recomendaciones para el diseño de bridas, de entre las diferentes opciones se seleccionó la brida número 9 de tipo opcional la cual se puede diseñar como brida suelta o integral, debido al gran tamaño que debe tener la brida se decide por seguridad diseñarla como tipo integral lo cual implica que deberá ir soldada a las paredes de la camisa de gases y del alambique generándose una sola estructura continua, en la siguiente figura se puede ver el tipo de brida que se decidió diseñar y el modelo de brida integral numero 7 el cual se asemeja bastante a la escogida, la figura contiene todas las relaciones geométricas que hay que tener en cuenta para el diseño de la brida.

Figura 82. Brida tipo opcional a diseñar como integral



Fuente: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. P 350-352.

Entre las variables geométricas mostradas en la figura 82 se tienen definidas g_0 que sería el espesor de la camisa de gases y es de 9,525 mm, B que sería el diámetro interno de la camisa de gases y es de 1130 mm, las variables A y C se deben determinar considerando el espacio que requiere el aislamiento de la camisa de gases y los pernos que sujetaran las bridas junto con los espacios que se requieren para insertar las llaves necesarias para apretar o soltar los pernos cuando se requiera.

El diámetro externo total de la camisa de gases lo arroja el programa de diseño térmico desarrollado en MatLab el cual es de 1352 mm, siguiendo las recomendaciones de la tabla D-5M de la norma TEMA para pernos M20 se debe dejar un espacio de 24 mm para el ingreso de la llave cuando se necesite manipular los pernos, sumando al diámetro externo de la camisa dos veces el espacio para llaves se tiene para C el valor de 1400 mm, para el cálculo de A a este valor se suma nuevamente dos veces el espacio para llaves y se tiene que A es igual a 1448 mm.³⁶

³⁶ TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. New York: 1999. Table D-5M, p. 189.

Teniendo en cuenta que las bridas van a ser diseñadas solo bajo la condición de asentamiento se requiere determinar el tipo de empaque que se va a utilizar con el fin de calcular la carga y el momento de asentamiento que se produciría, de la tabla 2-5.1 del apéndice 2 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1 tomamos el elastómero con alto porcentaje de asbesto el cual posee el menor esfuerzo de asentamiento de diseño el cual es de $y = 1400 \text{ KPa}$ y de la tabla 2-5.2 se determina la forma de calcular el ancho básico para el asentamiento del empaque seleccionado, de esta tabla surge la siguiente ecuación.³⁷

$$b_o = \frac{N}{2} \quad (9.57)$$

Dónde:

b_o = Ancho básico para el asentamiento del empaque

N = Ancho mínimo de contacto del empaque

El ancho mínimo de contacto del empaque se puede determinar a partir de la tabla 2-4 de la norma en función del diámetro interno que tendrá la brida, el cual es el mismo diámetro externo de la camisa de gases, en esta tabla para diámetros entre 900 y 1500 mm el valor de N debe ser mínimo de 32 mm, por lo tanto b_o es igual a 16 mm.

Con la ecuación 9.58 se calcula el ancho efectivo del empaque, esta ecuación la recomienda la tabla 2-5.2 cuando $b_o > 6 \text{ mm}$.

$$b = C_b \sqrt{b_o} \quad (9.58)$$

³⁷ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. Table 2-4, 2-5.1y 2-5.2 p. 353-358.

Dónde:

b = Ancho efectivo del empaque

C_b = Factor de conversión para cálculos en SI

b_o = Ancho básico para el asentamiento del empaque en metros

El factor de conversión para cálculos en SI es $C_b = 2,5$ por lo tanto $b = 0,3162$.

Para el cálculo del diámetro de reacción de la carga por asentamiento G , el cual se puede ver en la figura 80, se utiliza la siguiente ecuación cuando $b_o > 6 \text{ mm}$.

$$G = D_{ext_emp} - 2 * b \quad (9.59)$$

Dónde:

G = Diámetro de reacción de la carga de asentamiento

D_{ext_emp} = Diámetro exterior del empaque

b = Ancho efectivo del empaque

El diámetro exterior del empaque se calcula a partir del diámetro interno del mismo el cual es un poco mayor al diámetro interno de la camisa de gases B, teniendo en cuenta una luz de 3 mm alrededor de la camisa de gases se tiene que el diámetro interior del empaque es.

$$D_{int_emp} = B + 2 * 3 \text{ mm} = 1136 \text{ mm} \quad (9.60)$$

Con este dato y sabiendo que el ancho mínimo de contacto del empaque es de 32 mm se puede realizar el siguiente calculo.

$$D_{ext_emp} = D_{int_emp} + 2 * N = 1136 + 2 * 32 = 1200 \text{ mm} \quad (9.61)$$

Con estos datos ya se puede dar solución a la ecuación 9.59 la cual se soluciona a continuación.

$$G = D_{ext_emp} - 2 * b = 1,2 - 2 * 0,3162 = 0,5676 \text{ m}$$

Con los datos determinados hasta el momento se puede calcular la carga debida a la condición de asentamiento y el momento producido por esta carga sobre la brida que se está diseñando, con las ecuaciones 9.62 y 9.63 se procede a realizar el cálculo.

$$W_{asent} = \pi * b * G * y = \pi * 0,3162 * 0,5676 * 1400 \text{ KPa} = 789,4 \text{ KN} \quad (9.62)$$

$$M_{asent} = W_{asent} * \frac{(C-G)}{2} = 789,4 * \frac{(1,4-0,5676)}{2} = 328,5 \text{ KN.m} \quad (9.63)$$

El momento que se ha calculado genera esfuerzos longitudinales ecuación 9.64, esfuerzos radiales ecuación 9.65 y esfuerzos tangenciales ecuación 9.66 sobre la brida, se requiere determinar el valor de estos esfuerzos y hallar un espesor para la brida que los pueda resistir, a continuación se muestran las ecuaciones enunciadas.

$$S_H = \frac{f * M_{asent}}{L * g_1 * B} \quad (9.64)$$

$$S_R = \frac{(1,33 * t * e + 1) * M_{asent}}{L * t^2 * B} \quad (9.65)$$

$$S_T = \frac{Y * M_{asent}}{t^2 * B} - Z * S_R \quad (9.66)$$

Dónde:

S_H = Esfuerzo longitudinal

S_R = Esfuerzo radial

S_T = Esfuerzo tangencial

M_{asent} = Momento producido por la carga de asentamiento

f = Factor de corrección dependiente de las relaciones g_1/g_o y h/h_o

L = Factor

g_1 = Espesor del refuerzo en la parte inferior de la brida

B = Diámetro interno del conjunto camisa-brida

t = Espesor de la brida

e = Factor para bridas tipo integral

Y = Factor dependiente de la relación K

Z = Factor dependiente de la relación K

De entre las anteriores variables de diseño ya se tienen definidas M_{asent} y B , para poder determinar algunas de las otras variables se requiere definir las siguientes tres relaciones geométricas.

$$K = \frac{A}{B}; \quad \frac{g_1}{g_o} \quad \frac{h}{h_o}$$

Dónde:

A = Diámetro externo de la brida

B = Diámetro interno del conjunto camisa-brida

g_1 = Espesor de la camisa con el refuerzo

g_o = Espesor camisa de gases

h = longitud del refuerzo

h_o = Factor

Las variables g_1 y h depende de la geometría del refuerzo que se utilice en la base de la brida, si al calcular el espesor de la brida nos da un valor muy alto debemos incrementar el refuerzo de la brida con el propósito de disminuir su espesor, este será un cálculo iterativo que se deberá realizar hasta determinar una geometría para el refuerzo y un espesor para la brida viables, las demás variables necesarias para el cálculo de las anteriores relaciones ya están definidas a excepción de h_o la cual se puede determinar utilizando la siguiente ecuación.

$$h_o = \sqrt{B * g_o} = \sqrt{1,13 * 0,009525} = 0,10375 \quad (9.67)$$

A continuación calculamos las variables L y e , con estos cálculos solo quedarían faltando aquellos que dependerán de las relaciones anteriormente establecidas.

$$L = \frac{t * e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} \quad (9.68)$$

Dónde:

T = Factor dependiente de la relación K

d = Factor para bridas tipo integral

Para el cálculo del factor d podemos hacer uso de la siguiente ecuación.

$$d = \frac{U}{V} * h_o * g_o^2 \quad (9.69)$$

Dónde:

U = Factor dependiente de la relación K

V = Factor dependiente de las relaciones g_1/g_o y h/h_o

Con la ecuación 9.70 se puede determinar el factor e .

$$e = \frac{F}{h_o} \quad (9.70)$$

Dónde:

F = Factor dependiente de las relaciones g_1/g_o y h/h_o

En este punto solo quedan por definir las variables que dependen de las tres relaciones anteriormente definidas, estas variables son f , Y , Z , T , U , V y F , con las ecuaciones 9.71 a la 9.74 y haciendo uso de la relación K podemos determinar las variables T , U , Y y Z como se muestra a continuación.

$$T = \frac{K^2*(1+8,55246*\log_{10} K)-1}{(1,04720+1,9448*K^2)*(K-1)} \quad (9.71)$$

$$U = \frac{K^2*(1+8,55246*\log_{10} K)-1}{1,36136*(K^2-1)*(K-1)} \quad (9.72)$$

$$Y = \frac{1}{K-1} \left[0,66845 + 5,71690 \frac{K^2*\log_{10} K}{K^2-1} \right] \quad (9.73)$$

$$Z = \frac{K^2+1}{K^2-1} \quad (9.74)$$

Para determinar el valor de las variables f , F y V , se hace necesario hacer uso de las figuras 2-7.2, 2-7.3 y 2-7.6 de la norma ASME BPVC sección VIII división 1.³⁸

El diseño de las bridas será aceptable cuando al determinar los esfuerzos de las ecuaciones 9.64, 9.65 y 9.66 se verifique las siguientes condiciones, S_H no puede ser mayor a $1,5 * S_f$, S_R y S_T no pueden ser mayores que S_f , donde S_f es el esfuerzo

³⁸ THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007. p. 360-363.

permisible de la brida a temperatura, al decidirse construir las bridas del mismo material que la camisa de gases se define $S_f = 175.000 \text{ KPa}$.

A parte de las anteriores condiciones para los esfuerzos presentes en las bridas se debe evaluar el factor de rigidez de la brida el cual para bridas integrales se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$J = \frac{52,14 * V * M_{asent}}{L * E * g_o^2 * K * t * h_o} \leq 1.0 \quad (9.75)$$

Dónde:

J = Factor de rigidez para bridas integrales

E = Módulo de elasticidad del acero SA-516 Grado 70 igual a 120.000 MPa

El módulo E depende del material que se utilice para la construcción de las bridas, como ya se definió que se construirán del mismo material que la camisa de gases, se tiene que para el acero SA-516 Grado 70 $E = 120.000 \text{ MPa}$, Las demás variables de la ecuación 9.75 ya han sido definidas con anterioridad.

Para dar solución a las ecuaciones establecidas en el diseño mecánico de las bridas que unirán el alambique con la camisa de gases se requiere hacer uso del software de cálculo *EES "Engineering Equation Solver"* para realizar el cálculo iterativo entre las diferentes configuraciones de refuerzo que hagan disminuir el espesor de la brida, en la figura 83 se puede ver la tabla paramétrica de resultados en función del espesor de la brida para una única configuración de refuerzo.

Figura 83. Solución en EES para el cálculo de las bridas de la camisa de gases

| | 21 t [m] | 22 SH | 23 SR | 24 ST | 25 SUMA1 | 26 SUMA2 | 27 J _{mayus} |
|--------|----------|--------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------------------|
| Run 1 | 0.001 | 415264 | 5.266E+08 | 1.533E+08 | 2.635E+08 | 7.686E+07 | 3.633 |
| Run 2 | 0.002 | 412731 | 1.319E+08 | 3.725E+07 | 6.616E+07 | 1.883E+07 | 3.611 |
| Run 3 | 0.003 | 410225 | 5.874E+07 | 1.609E+07 | 2.958E+07 | 8.249E+06 | 3.589 |
| Run 4 | 0.004 | 407742 | 3.311E+07 | 8.791E+06 | 1.676E+07 | 4.599E+06 | 3.567 |
| Run 5 | 0.005 | 405281 | 2.123E+07 | 5.465E+06 | 1.081E+07 | 2.935E+06 | 3.545 |
| Run 6 | 0.006 | 402839 | 1.476E+07 | 3.686E+06 | 7.585E+06 | 2.044E+06 | 3.524 |
| Run 7 | 0.007 | 400415 | 1.086E+07 | 2.630E+06 | 5.635E+06 | 1.515E+06 | 3.503 |
| Run 8 | 0.008 | 398005 | 8.336E+06 | 1.956E+06 | 4.367E+06 | 1.177E+06 | 3.482 |
| Run 9 | 0.009 | 395609 | 6.597E+06 | 1.501E+06 | 3.496E+06 | 948321 | 3.461 |
| Run 10 | 0.01 | 393223 | 5.352E+06 | 1.182E+06 | 2.873E+06 | 787385 | 3.44 |
| Run 11 | 0.011 | 390847 | 4.430E+06 | 949382 | 2.410E+06 | 670114 | 3.419 |
| Run 12 | 0.012 | 388479 | 3.727E+06 | 776068 | 2.058E+06 | 582273 | 3.398 |
| Run 13 | 0.013 | 386116 | 3.180E+06 | 643780 | 1.783E+06 | 514948 | 3.378 |
| Run 14 | 0.014 | 383758 | 2.746E+06 | 540911 | 1.565E+06 | 462334 | 3.357 |
| Run 15 | 0.015 | 381403 | 2.395E+06 | 459648 | 1.388E+06 | 420526 | 3.337 |
| Run 16 | 0.016 | 379049 | 2.107E+06 | 394584 | 1.243E+06 | 386817 | 3.316 |
| Run 17 | 0.017 | 376696 | 1.868E+06 | 341883 | 1.122E+06 | 359289 | 3.295 |
| Run 18 | 0.018 | 374341 | 1.668E+06 | 298766 | 1.021E+06 | 336554 | 3.275 |

Fuente: Autores.

En esta tabla de resultados se determina el espesor de la brida con el cual se cumple cada una de las condiciones establecidas para los esfuerzos S_H , S_R y S_T y para el factor de rigidez J.

Tabla 47. Resultados definitivos para las bridas de la camisa de gases

| Relaciones y longitud refuerzo | | | | | t [mm] para un y=200 Kpa | | | | | |
|--------------------------------|--------|-------|------------|------------|--------------------------|----|----|-----------|-----------|----|
| h | sf | K | relacion g | relacion h | SH | SR | ST | (SH+SR)/2 | (SH+ST)/2 | J |
| 0.005 | 175000 | 1.254 | 1.175 | 0.04819 | 53 | 21 | 10 | 46 | 50 | 79 |
| 0.010 | 175000 | 1.254 | 1.350 | 0.09639 | 49 | 21 | 10 | 42 | 46 | 78 |
| 0.015 | 175000 | 1.254 | 1.525 | 0.14460 | 43 | 21 | 10 | 38 | 40 | 77 |
| 0.020 | 175000 | 1.254 | 1.700 | 0.19280 | 37 | 21 | 10 | 33 | 33 | 76 |
| 0.025 | 175000 | 1.254 | 1.875 | 0.24100 | 42 | 21 | 10 | 36 | 37 | 75 |
| 0.030 | 175000 | 1.254 | 2.050 | 0.28920 | 39 | 21 | 10 | 34 | 32 | 73 |
| 0.035 | 175000 | 1.254 | 2.225 | 0.33740 | 33 | 21 | 10 | 31 | 23 | 70 |
| 0.040 | 175000 | 1.254 | 2.400 | 0.38560 | 27 | 21 | 10 | 28 | 17 | 67 |
| 0.045 | 175000 | 1.254 | 2.575 | 0.43380 | 19 | 20 | 10 | 27 | 14 | 65 |
| 0.050 | 175000 | 1.254 | 2.750 | 0.48190 | 2 | 20 | 10 | 24 | 12 | 61 |
| 0.055 | 175000 | 1.254 | 2.925 | 0.53010 | 1 | 20 | 10 | 23 | 11 | 57 |
| 0.060 | 175000 | 1.254 | 3.100 | 0.57830 | 1 | 20 | 10 | 23 | 11 | 51 |
| 0.065 | 175000 | 1.254 | 3.275 | 0.62650 | 1 | 20 | 10 | 21 | 10 | 42 |
| 0.070 | 175000 | 1.254 | 3.450 | 0.67470 | 1 | 20 | 10 | 20 | 10 | 33 |
| 0.075 | 175000 | 1.254 | 3.625 | 0.72290 | 1 | 19 | 10 | 19 | 9 | 21 |
| 0.080 | 175000 | 1.254 | 3.800 | 0.77110 | 1 | 19 | 10 | 19 | 9 | 21 |
| 0.085 | 175000 | 1.254 | 3.975 | 0.81930 | 1 | 19 | 10 | 18 | 9 | 1 |
| 0.090 | 175000 | 1.254 | 4.150 | 0.86750 | 1 | 19 | 10 | 18 | 9 | 1 |
| 0.095 | 175000 | 1.254 | 4.325 | 0.91570 | 1 | 19 | 10 | 18 | 9 | 1 |
| 0.100 | 175000 | 1.254 | 4.500 | 0.96390 | 1 | 19 | 10 | 17 | 9 | 1 |
| 0.105 | 175000 | 1.254 | 4.675 | 1.01200 | 1 | 19 | 10 | 17 | 8 | 1 |
| 0.110 | 175000 | 1.254 | 4.850 | 1.06000 | 1 | 19 | 10 | 17 | 8 | 1 |
| 0.115 | 175000 | 1.254 | 5.024 | 1.10800 | 1 | 19 | 10 | 17 | 8 | 1 |
| 0.120 | 175000 | 1.254 | 5.199 | 1.15700 | 1 | 19 | 10 | 17 | 8 | 1 |

Fuente: Autores.

El cálculo realizado en *EES* se debe repetir para cada posibilidad de refuerzo, con todas esas soluciones se construye la tabla 47 de resultados en la cual para diferentes valores de longitud de refuerzo h , se registran los espesores mínimos con los cuales se daría cumplimiento a las exigencias para los refuerzos y el factor de rigidez, con el valor de $h = 75 \text{ mm}$ se requiere una brida de 1 in de espesor para dar cumplimiento al factor de rigidez, mientras que con $h = 90 \text{ mm}$ se puede utilizar una brida de $\frac{3}{4}$ in la cual es más delgada y por lo tanto mas económica.

9.3.3 Diseño mecánico de la chimenea

El diseño mecánico de la chimenea busca determinar la altura y el diámetro adecuado para garantizar el tiro natural de los gases producto de la combustión desde el horno.

De acuerdo a las pruebas experimentales realizadas con el prototipo de horno que se construyó se determinó que la altura de la chimenea deberá estar alrededor de los 5 metros, por otra parte fabricantes locales de equipos similares para combustión recomiendan por experiencia un diámetro de 8 in para la tubería de la chimenea, finalmente investigando se pudo establecer que el diseño de una chimenea debe cumplir con una relación de 1 a 25 entre diámetro y la altura, basados en lo anterior se establece la siguiente ecuación la cual nos permite determinar el diseño de la chimenea.

$$\frac{D_{ch}}{H_{ch}} = \frac{1}{25} \quad (9.76)$$

Tomando la altura de 5 metros obtenemos un diámetro de 200 mm, el cual es cercano a las 8 in recomendadas, por lo cual se decide construir una chimenea de 8 metros de alto con un diámetro de 8 in.

10. CONCLUSIONES

Para las pruebas preliminares realizadas en la planta piloto del CENIVAM, se concluyó que el material vegetal debe estar fresco y picado, ya que así se obtiene un mayor rendimiento en el proceso de destilación.

Se diseñó un destilador con capacidad volumétrica de 1 m³ y sus componentes auxiliares teniendo en cuenta los requerimientos del cliente (CENIVAM) y las recomendaciones de las entidades interesadas en desarrollar la construcción de los equipos (Grupo 10M), primando en todo momento las recomendaciones de diseño de la norma ASME BPVC Sección VIII División 1 y de la norma TEMA.

Se construyeron prototipos de cámaras de combustión con el fin de evaluar en el proceso de combustión, el comportamiento de la biomasa residual generada en los procesos de destilación y se desarrollaron pruebas que permitieron orientar el diseño térmico y mecánico de la cámara de combustión.

Se estableció mediante las pruebas experimentales que la alimentación de la biomasa residual durante el proceso de combustión debe ser continua, debido a la velocidad de quemado que presentó durante las pruebas.

Se diseñó una cámara de combustión compuesta por un horno y una camisa de gases que aportan según los cálculos térmicos realizados más de 50 KW al proceso de destilación, este diseño se realizó con el propósito de hacer uso de biomasa residual como fuente de energía térmica.

Se construyó un manual de operación y mantenimiento, para orientar al operador en el buen uso de los equipos y en el mantenimiento que hay que desarrollar periódicamente, para garantizar un buen desarrollo en el proceso de destilación y la preservación de los equipos.

11. RECOMENDACIONES

Se recomienda seguir las instrucciones del manual de operación y mantenimiento, con el fin de garantizar el buen funcionamiento y la preservación de los equipos.

Para obtener una mayor eficiencia en el proceso de destilación, se recomienda la construcción de dos cartuchos, con el propósito de reducir el tiempo de cargue y descargue del material vegetal a destilar y de garantizar la seguridad del operador, evitando su exposición a los vapores calientes que emanan de la biomasa recién descargada.

Para evitar la contaminación del aceite esencial producido, se recomienda purgar y limpiar el equipo de destilación diariamente al final de la jornada diaria de destilación, debido a que en el interior quedan residuos los cuales se oxidan convirtiéndose en agentes contaminantes para el producto final.

Una vez sean contruidos los equipos, se recomienda desarrollar la caracterización de la cámara de combustión, para definir los parámetros óptimos de operación de las variables del proceso de combustión (alimentación de biomasa, exceso de aire, calidad de los gases de combustión), garantizando el cumplimiento del decreto 909 de 2008 en el cual se establecen las normas y estándares de emisión admisibles de contaminantes a la atmosfera por fuentes fijas.

Caracterizada la cámara de combustión se recomienda diseñar un sistema de control que permita controlar el alimentador de biomasa y el aire de combustión simultáneamente, para esto se debe integrar el control del alimentador con el sistema de dampers del suministro de aire.

BIBLIOGRAFÍA

ARRAIZA BERMUDEZ, M Paz. Uso industrial de plantas aromáticas y medicinales. Universidad Politécnica de Madrid.

BANDONI, Arnaldo. Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, su aprovechamiento industrial para la producción de aromas y sabores. Argentina: Red de editoriales universitarias, 2000.

BOMAN, Christoffer. Particulate and gaseous emissions from residential biomass combustion, Soljädern Offset AB, Umeå, Sweden, 2005.

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. México D.F.: McGRAH HILL, 2007.

CENGEL, Yunus A. y Boles, Michael A. Termodinámica Sexta Edición. México D.F.: McGRAH HILL, 2009.

CONGRESO INTERNACIONAL DE PLANTAS MEDICINALES Y AROMÁTICAS. (2; 19-21, octubre, 2006: Palmira, Colombia). Memorias. Palmira: Universidad Nacional de Colombia, Sede Palmira, 2006

DENNY, Tim. Field distillation for herbaceous oils. Australia: Denny, Mckenzie Associates, 2001.

DIVISIÓN DE INGENIERÍA DE CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. 1ed. McGraw-Hill., p. 1.1 -2.17.

DURRUTY, Juan Pablo y D. ACTIS, Marcos. Análisis de estructuras cilíndricas, cilindros de paredes delgadas sometidos a compresión y presión interna. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Plata, 2009 p-9.

FORO DE INNOVACIÓN “ENVIRONMENT FOR LIFE”. (11, noviembre, 2009: Bogotá D.C., Colombia). Grupo de Investigación en Biomasa y Optimización Térmica de Procesos - BIOT. Universidad Nacional de Colombia, Facultad de Ingeniería, Sede Bogotá D.C., 2009

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN DE RECURSOS BIOLÓGICOS ALEXANDER VON HUMBOLDT. Análisis del Mercado Internacional de Aceites Esenciales y Aceites Vegetales: Bogotá D.C., 2002.

MICHELENA, Manuel Camps; MARTÍN, Francisco Marcos. Los biocombustibles. 2.ª ed. Madrid: Ediciones Mundi-Prensa, 2008.

OMAR GELVEZ AROCHA, Omar, Apuntes de sistemas térmicos, Universidad Industrial de Santander, 2010.

ORTUÑO SANCHEZ, Manuel. Manual práctico de aceites esenciales, aromas y perfumes. España: Ed. Aiyana, 2006.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler & Pressure Vessel Code: Properties MATERIALS. New York: ASME Section II Part A, 2007. Table TE-1, p. 746.

----- Properties (Metric) MATERIALS. New York: ASME Section II Part D, 2007.

----- Rules for Construction of Pressure Vessels. New York: ASME Section VIII Division 1, 2007.

THE GERMAN SOLAR ENERGY SOCIETY (DGS), Ecofys. Planning and installing bioenergy systems: A Guide for Installers, Architects and Engineers. London: James & James/Earthscan, 2005.

TOSCANO MORALES, Luis Alberto. Análisis de los parámetros y Selección de hornos para la combustión de biomasa (APLICACIÓN A BIOMASAS LOCALES TÍPICAS). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico .Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, 2009.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION TEMA. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. New York: 1999. p. 189.

VAN LOO, Sjaak and KOPPEJAN, Jaap. The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing, Earthscan. London: Earthscan, 2008.

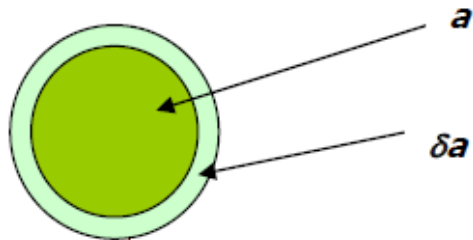
ANEXOS

Anexo A. TIEMPO DE EXTRACCIÓN HERBÁCEAS MUY ABSORBENTES CON ACEITE SUPERFICIAL

Con herbáceas muy absorbentes, el tiempo de extracción depende de dos parámetros, cuyo valor numérico es específico de cada herbácea. Estos son:

- El **tiempo básico** designado como “ t ”, requerido para destilar un parche³⁹ típico de aceite natural formado por una glándula reventada como si no hubiese incremento en su área (del parche) debido a la altura de la carga.
- El Parámetro “ s ”, designado como la relación entre el área de un parche de aceite y el incremento de dicha área por unidad de altura de la carga; matemáticamente se define como: $s=a/\delta a$, donde $a=\pi*r^2$, ver figura A.1.

Figura A1. Parche de aceite y su incremento



Este parche de aceite líquido empieza a reducirse por la evaporación del aceite. Un flujo estable de vapor de agua dado, reducirá este radio a cero en t minutos, donde:

$$t = E^{-1} * r \text{ siendo } E^{-1} \text{ la constante de proporcionalidad}$$

³⁹ El parche es una glándula de aceite que se revienta debido al calor suministrado por el vapor y se deposita sobre la superficie de la herbácea.

Remplazando r por a tenemos:

$$t = E^{-1} * \left(\frac{a}{\pi}\right)^{1/2} \quad \text{A.1}$$

Durante el calentamiento, un incremento promedio δ_a es adicionado al área básica a por cada unidad de altura de la carga, luego el área total a una altura de H es:

$$A = a + H\delta_a \quad \text{A.2}$$

El tiempo de extracción, al mismo flujo de vapor es dado por:

$$T = E^{-1} * \left(\frac{a+H*Sa}{\pi}\right)^{1/2} \quad \text{A.3}$$

El factor de incremento en el tiempo de extracción de T a T' , debido al incremento de la altura de carga de H a H' es dado por:

$$\frac{T}{T'} = \left(\frac{a+H*Sa}{a+H'*Sa}\right)^{1/2} \quad \text{A.4}$$

Para dos cargas de prueba observadas con densidades de empacado similares y alturas diferentes, podemos evaluar el área básica en términos del parámetro s , es decir remplazando en la anterior ecuación el valor de a por $s*\delta_a$.

Con similar razonamiento y usando $s*\delta_a$ para a , obtenemos una fórmula de la cual el otro parámetro necesario, el tiempo básico t , puede ser determinado de los resultados de cada una de las cargas de prueba tal que:

$$t = Te1 * \sqrt{\frac{s}{s+H1}} \quad \text{A.5}$$

**Anexo B. FACTORES GEOMÉTRICOS INVOLUCRADOS EN EL CALCULO
DE ESFUERZOS SOBRE LAS BRIDAS**

FLANGE DESIGN

TABLE 4 - FACTORS INVOLVING K (Continued)

| K | T | Z | Y | U | K | T | Z | Y | U |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 1.434 | 1.74 | 2.89 | 5.56 | 6.10 | 1.75 | 1.60 | 1.97 | 3.64 | 4.00 |
| 1.438 | 1.74 | 2.87 | 5.52 | 6.05 | 1.76 | 1.60 | 1.95 | 3.61 | 3.96 |
| 1.442 | 1.74 | 2.85 | 5.48 | 6.01 | 1.77 | 1.60 | 1.94 | 3.57 | 3.93 |
| 1.446 | 1.74 | 2.83 | 5.44 | 5.97 | 1.78 | 1.59 | 1.92 | 3.54 | 3.89 |
| 1.450 | 1.73 | 2.81 | 5.40 | 5.93 | 1.79 | 1.59 | 1.91 | 3.51 | 3.85 |
| 1.454 | 1.73 | 2.80 | 5.36 | 5.89 | 1.80 | 1.58 | 1.89 | 3.47 | 3.82 |
| 1.458 | 1.73 | 2.78 | 5.32 | 5.85 | 1.81 | 1.58 | 1.88 | 3.44 | 3.78 |
| 1.462 | 1.73 | 2.76 | 5.28 | 5.80 | 1.82 | 1.58 | 1.86 | 3.41 | 3.75 |
| 1.466 | 1.73 | 2.74 | 5.24 | 5.76 | 1.83 | 1.57 | 1.85 | 3.38 | 3.72 |
| 1.470 | 1.72 | 2.72 | 5.20 | 5.71 | 1.84 | 1.57 | 1.84 | 3.35 | 3.69 |
| 1.475 | 1.72 | 2.70 | 5.16 | 5.66 | 1.85 | 1.56 | 1.83 | 3.33 | 3.65 |
| 1.480 | 1.72 | 2.68 | 5.12 | 5.61 | 1.86 | 1.56 | 1.81 | 3.30 | 3.62 |
| 1.485 | 1.72 | 2.66 | 5.08 | 5.57 | 1.87 | 1.56 | 1.80 | 3.27 | 3.59 |
| 1.490 | 1.72 | 2.64 | 5.04 | 5.53 | 1.88 | 1.55 | 1.79 | 3.24 | 3.56 |
| 1.495 | 1.71 | 2.62 | 5.00 | 5.49 | 1.89 | 1.55 | 1.78 | 3.22 | 3.54 |
| 1.500 | 1.71 | 2.60 | 4.96 | 5.45 | 1.90 | 1.54 | 1.77 | 3.19 | 3.51 |
| 1.505 | 1.71 | 2.58 | 4.92 | 5.41 | 1.91 | 1.54 | 1.75 | 3.17 | 3.48 |
| 1.510 | 1.71 | 2.56 | 4.88 | 5.37 | 1.92 | 1.54 | 1.74 | 3.14 | 3.45 |
| 1.515 | 1.71 | 2.54 | 4.84 | 5.33 | 1.93 | 1.53 | 1.73 | 3.12 | 3.43 |
| 1.520 | 1.70 | 2.53 | 4.80 | 5.29 | 1.94 | 1.53 | 1.72 | 3.09 | 3.40 |
| 1.525 | 1.70 | 2.51 | 4.77 | 5.25 | 1.95 | 1.53 | 1.71 | 3.07 | 3.38 |
| 1.530 | 1.70 | 2.49 | 4.74 | 5.21 | 1.96 | 1.52 | 1.70 | 3.05 | 3.35 |
| 1.535 | 1.70 | 2.47 | 4.70 | 5.17 | 1.97 | 1.52 | 1.69 | 3.03 | 3.33 |
| 1.540 | 1.69 | 2.46 | 4.66 | 5.13 | 1.98 | 1.51 | 1.68 | 3.01 | 3.30 |
| 1.545 | 1.69 | 2.44 | 4.63 | 5.09 | 1.99 | 1.51 | 1.68 | 2.98 | 3.28 |
| 1.55 | 1.69 | 2.43 | 4.60 | 5.05 | 2.00 | 1.51 | 1.67 | 2.96 | 3.26 |
| 1.56 | 1.69 | 2.40 | 4.54 | 4.99 | 2.01 | 1.50 | 1.66 | 2.94 | 3.23 |
| 1.57 | 1.68 | 2.37 | 4.48 | 4.92 | 2.02 | 1.50 | 1.65 | 2.92 | 3.21 |
| 1.58 | 1.68 | 2.34 | 4.42 | 4.86 | 2.04 | 1.49 | 1.63 | 2.88 | 3.17 |
| 1.59 | 1.67 | 2.31 | 4.36 | 4.79 | 2.06 | 1.48 | 1.62 | 2.85 | 3.13 |
| 1.60 | 1.67 | 2.28 | 4.31 | 4.73 | 2.08 | 1.48 | 1.60 | 2.81 | 3.09 |
| 1.61 | 1.66 | 2.26 | 4.25 | 4.67 | 2.10 | 1.47 | 1.59 | 2.78 | 3.05 |
| 1.62 | 1.65 | 2.23 | 4.20 | 4.61 | 2.12 | 1.46 | 1.57 | 2.74 | 3.01 |
| 1.63 | 1.65 | 2.21 | 4.15 | 4.56 | 2.14 | 1.46 | 1.56 | 2.71 | 2.97 |
| 1.64 | 1.65 | 2.18 | 4.10 | 4.50 | 2.16 | 1.45 | 1.55 | 2.67 | 2.94 |
| 1.65 | 1.65 | 2.16 | 4.05 | 4.45 | 2.18 | 1.44 | 1.53 | 2.64 | 2.90 |
| 1.66 | 1.64 | 2.14 | 4.01 | 4.40 | 2.20 | 1.44 | 1.52 | 2.61 | 2.87 |
| 1.67 | 1.64 | 2.12 | 3.96 | 4.35 | 2.22 | 1.43 | 1.51 | 2.58 | 2.84 |
| 1.68 | 1.63 | 2.10 | 3.92 | 4.30 | 2.24 | 1.42 | 1.50 | 2.56 | 2.81 |
| 1.69 | 1.63 | 2.08 | 3.87 | 4.26 | 2.26 | 1.41 | 1.49 | 2.53 | 2.78 |
| 1.70 | 1.63 | 2.06 | 3.83 | 4.21 | 2.28 | 1.41 | 1.48 | 2.50 | 2.75 |
| 1.71 | 1.62 | 2.04 | 3.79 | 4.17 | 2.30 | 1.40 | 1.47 | 2.48 | 2.72 |
| 1.72 | 1.62 | 2.02 | 3.75 | 4.12 | 2.32 | 1.40 | 1.46 | 2.45 | 2.69 |
| 1.73 | 1.61 | 2.00 | 3.72 | 4.08 | 2.34 | 1.39 | 1.45 | 2.43 | 2.67 |
| 1.74 | 1.61 | 1.99 | 3.68 | 4.04 | 2.36 | 1.38 | 1.44 | 2.40 | 2.64 |

Anexo C. VALORES DE ESFUERZOS PERMITIDOS, UHA 23 SECCIÓN VII
CÓDIGO ASME

TABLE UHA-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES IN TENSION FOR HIGH-ALLOY STEEL, IN POUNDS PER SQUARE INCH

(See Par. UW-12(c) for vessels constructed under Part UW that include welded joints that are neither fully radiographed nor spot radiographically examined)

| Material and Specification Number | Type or Grade | Nominal Composition | P-Number | Spec Min Tensile | Notes | For Metal Temperatures Not Exceeding Deg F | | | | | | | |
|-----------------------------------|---------------|---------------------|----------|------------------|---------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | | | | -20 to 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 650 | 700 |
| PLATE STEELS | | | | | | | | | | | | | |
| SA-240 | 302 | 18Cr-8Ni | 8 | 75000 | (1) | 18750 | 16550 | 15550 | 14950 | 14550 | 14350 | 14300 | 14200 |
| SA-240 | 302 | 18Cr-8Ni | 8 | 75000 | ... | 18750 | 16000 | 13750 | 12250 | 11400 | 10800 | 10650 | 10500 |
| SA-240 | 304 | 18Cr-8Ni | 8 | 75000 | (1) (10) (14) | 18750 | 16550 | 15500 | 14950 | 14550 | 14350 | 14300 | 14200 |
| SA-240 | 304 | 18Cr-8Ni | 8 | 75000 | (10) (14) | 18750 | 16000 | 13750 | 12250 | 11400 | 10800 | 10650 | 10500 |
| SA-240 | 304L | 18Cr-8Ni | 8 | 70000 | (1) | 17500 | 17000 | 16000 | 15000 | 14000 | 13000 | 12500 | 12000 |
| SA-240 | 304L | 18Cr-8Ni | 8 | 70000 | ... | 17500 | 15300 | 13100 | 11000 | 9700 | 9000 | 8750 | 8500 |
| SA-240 | 309S | 23Cr-12Ni | 8 | 75000 | (1) (10) | 18750 | 17200 | 16400 | 15850 | 15500 | 15300 | 15200 | 15100 |
| SA-240 | 309S | 23Cr-12Ni | 8 | 75000 | (10) | 18750 | 16900 | 15850 | 14900 | 14100 | 13350 | 13050 | 12700 |
| SA-240 | 310S | 25Cr-20Ni | 8 | 75000 | (1) (2) (10) | 18750 | 17200 | 16400 | 15850 | 15500 | 15300 | 15200 | 15100 |
| SA-240 | 310S | 25Cr-20Ni | 8 | 75000 | (2) (10) | 18750 | 16900 | 15850 | 14900 | 14100 | 13350 | 13050 | 12700 |
| SA-240 | 310S | 25Cr-20Ni | 8 | 75000 | (1) (3) (10) | 18750 | 17200 | 16400 | 15850 | 15500 | 15300 | 15200 | 15100 |
| SA-240 | 310S | 25Cr-20Ni | 8 | 75000 | (3) (10) | 18750 | 16900 | 15850 | 14900 | 14100 | 13350 | 13050 | 12700 |
| SA-240 | 316 | 18Cr-12Ni-2Mo | 8 | 75000 | (1) (10) (14) | 18750 | 17500 | 16900 | 16300 | 16000 | 16000 | 16000 | 16000 |
| SA-240 | 316 | 18Cr-12Ni-2Mo | 8 | 75000 | (10) (14) | 18750 | 16100 | 14600 | 13500 | 12600 | 11900 | 11600 | 11300 |
| SA-240 | 316L | 18Cr-10Ni-2Mo | 8 | 70000 | (1) | 17500 | 17500 | 13800 | 14750 | 14000 | 13600 | 13450 | 13250 |
| SA-240 | 316L | 18Cr-10Ni-2Mo | 8 | 70000 | ... | 17500 | 16250 | 14500 | 12000 | 11000 | 10150 | 9800 | 9450 |
| SA-240 | 317 | 19Cr-13Ni-3Mo | 8 | 75000 | (1) (10) (14) | 18750 | 17500 | 16900 | 16300 | 16000 | 16000 | 16000 | 16000 |
| SA-240 | 317 | 19Cr-13Ni-3Mo | 8 | 75000 | (10) (14) | 18750 | 16100 | 14600 | 13500 | 12600 | 11900 | 11600 | 11300 |
| SA-240 | 317L | 19Cr-13Ni-3Mo | 8 | 75000 | (1) | 17500 | 17500 | 15800 | 14750 | 14000 | 13600 | 13450 | 13250 |
| SA-240 | 317L | 19Cr-13Ni-3Mo | 8 | 75000 | ... | 17500 | 16250 | 14500 | 12000 | 11000 | 10150 | 9800 | 9450 |
| SA-240 | 321 | 18Cr-10Ni-Ti | 8 | 75000 | (1) (10) (13) | 18750 | 16800 | 15850 | 15300 | 15100 | 15100 | 15100 | 15100 |
| SA-240 | 321 | 18Cr-10Ni-Ti | 8 | 75000 | (10) (13) | 18750 | 16550 | 15300 | 14450 | 13500 | 12800 | 12500 | 12200 |
| SA-240 | 347 | 18Cr-10Ni-Cb | 8 | 75000 | (1) (10) (13) | 18750 | 16800 | 15850 | 15400 | 15100 | 15100 | 15100 | 15100 |
| SA-240 | 347 | 18Cr-10Ni-Cb | 8 | 75000 | (10) (13) | 18750 | 16550 | 15300 | 14450 | 13500 | 12800 | 12500 | 12200 |
| SA-240 | 348 | 18Cr-10Ni-Cb | 8 | 75000 | (1) (10) (13) | 18750 | 16800 | 15850 | 15400 | 15100 | 15100 | 15100 | 15100 |
| SA-240 | 348 | 18Cr-10Ni-Cb | 8 | 75000 | (10) (13) | 18750 | 16550 | 15300 | 14450 | 13500 | 12800 | 12500 | 12200 |
| SA-240 | 405 | 12Cr-Al | 7 | 60000 | ... | 15000 | 14300 | 13800 | 13300 | 12850 | 12400 | 12250 | 12050 |
| SA-240 | 410 | 13Cr | 6 | 65000 | ... | 16250 | 15450 | 14950 | 14400 | 13900 | 13450 | 13250 | 13100 |
| SA-240 | 410S | 13Cr | 7 | 60000 | ... | 15000 | 14300 | 13800 | 13300 | 12850 | 12400 | 12250 | 12050 |
| SA-240 | 430A | 15Cr | 6 | 65000 | ... | 16250 | 15450 | 14950 | 14400 | 13900 | 13450 | 13250 | 13100 |
| SA-240 | 430B | 17Cr | 7 | 65000 | ... | 16250 | 15450 | 14950 | 14400 | 13900 | 13450 | 13250 | 13100 |

Anexo D. PROPIEDADES DE LOS SELLOS O EMPAQUES










| TABLE 2-5.1 GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS ¹ Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y | | | | |
|---|-------------------|---|---|--|
| Gasket Material | Gasket Factor m | Min. Design Seating Stress y , psi (MPa) | Sketches | Facing Sketch and Column in Table 2-5.2 |
| Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing) | 0 | 0 (0) | ... | ... |
| Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer | 0.50 | 0 (0) |  | (1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II |
| 75A or higher Shore Durometer | 1.00 | 200 (1.4) | | |
| Asbestos with suitable binder for operating conditions: $\frac{1}{8}$ in. (3.2 mm) thick | 2.00 | 1,600 (11) |  | (1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II |
| $\frac{1}{16}$ in. (1.6 mm) thick | 2.75 | 3,700 (26) | | |
| $\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm) thick | 3.50 | 6,500 (45) | | |
| Elastomers with cotton fabric insertion | 1.25 | 400 (2.8) |  | (1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II |
| Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement): | | | | |
| 3-ply | 2.25 | 2,200 (15) |  | (1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II |
| 2-ply | 2.50 | 2,900 (20) |  | |
| 1-ply | 2.75 | 3,700 (26) |  | |
| Vegetable fiber | 1.75 | 1,100 (7.6) |  | (1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II |
| Spiral-wound metal, asbestos filled: Carbon | 2.50 | 10,000 (69) |  | (1a),(1b); Column II |
| Stainless, Monel, and nickel-base alloys | 3.00 | 10,000 (69) | | |
| Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled: | | | | |
| Soft aluminum | 2.50 | 2,900 (20) |  | (1a),(1b); Column II |
| Soft copper or brass | 2.75 | 3,700 (26) | | |
| Iron or soft steel | 3.00 | 4,500 (31) | | |
| Monel or 4%–6% chrome | 3.25 | 5,500 (38) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 3.50 | 6,500 (45) | | |

TABLE 2-5.1
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS¹ (CONT'D)
 Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y

| Gasket Material | Gasket Factor m | Min. Design Seating Stress y , psi (MPa) | Sketches | Facing Sketch and Column in Table 2-5.2 |
|--|-------------------|--|----------|--|
| Corrugated metal: | | | | |
| Soft aluminum | 2.75 | 3,700 (26) | | (1a),(1b),(1c),(1d); Column II |
| Soft copper or brass | 3.00 | 4,500 (31) | | |
| Iron or soft steel | 3.25 | 5,500 (38) | | |
| Monel or 4%–6% chrome | 3.50 | 6,500 (45) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 3.75 | 7,600 (52) | | |
| Flat metal, jacketed asbestos filled: | | | | |
| Soft aluminum | 3.25 | 5,500 (38) | | (1a),(1b),(1c), ² (1d) ² ;(2) ² ; Column II |
| Soft copper or brass | 3.50 | 6,500 (45) | | |
| Iron or soft steel | 3.75 | 7,600 (52) | | |
| Monel | 3.50 | 8,000 (55) | | |
| 4%–6% chrome | 3.75 | 9,000 (62) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 3.75 | 9,000 (62) | | |
| Grooved metal: | | | | |
| Soft aluminum | 3.25 | 5,500 (38) | | (1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3); Column II |
| Soft copper or brass | 3.50 | 6,500 (45) | | |
| Iron or soft metal | 3.75 | 7,600 (52) | | |
| Monel or 4%–6% chrome | 3.75 | 9,000 (62) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 4.25 | 10,100 (70) | | |
| Solid flat metal: | | | | |
| Soft aluminum | 4.00 | 8,800 (61) | | (1a),(1b),(1c),(1d), (2),(3),(4),(5); Column I |
| Soft copper or brass | 4.75 | 13,000 (90) | | |
| Iron or soft steel | 5.50 | 18,000 (124) | | |
| Monel or 4%–6% chrome | 6.00 | 21,800 (150) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 6.50 | 26,000 (180) | | |
| Ring joint: | | | | |
| Iron or soft steel | 5.50 | 18,000 (124) | | (6); Column I |
| Monel or 4%–6% chrome | 6.00 | 21,800 (150) | | |
| Stainless steels and nickel-base alloys | 6.50 | 26,000 (180) | | |

NOTES:

- (1) This Table gives a list of many commonly used gasket materials and contact facings with suggested design values of m and y that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width b given in Table 2-5.2. The design values and other details given in this Table are suggested only and are not mandatory.
- (2) The surface of a gasket having a lap should not be against the nubbin.

Anexo E. FICHA TÉCNICA DE LA BOMBA DEL COHOBADOR

GRUNDFOS DME



DIGITAL DOSING Hasta 150 l/h

Por exigencia popular, Grundfos ha aplicado una tecnología innovadora para ampliar la gama de bombas Digital Dosing, lo que ha permitido la gestión de líquidos en cantidades mucho más grandes. Con sólo dos modelos, la nueva gama DME puede cubrir el rango de dosificación que va desde 75 ml/h hasta 150 l/h. Perfecta para grandes plantas de tratamiento de aguas potables y residuales, Industrias textiles, Industrias de pasta de papel, y muchas otras aplicaciones exigentes, la nuevas y grandes bombas DME llevan los beneficios de Digital Dosing a un nuevo círculo de usuarios de todo el mundo.

Beneficios de la familia Digital Dosing

La gama de bombas de 60 a 150 l/h cuenta con todos los beneficios de la elogiada gama Digital Dosing de inferior capacidad, haciendo que la dosificación exacta sea más fácil que nunca.

Interfaz de usuario digital de fácil manejo

El sencillo display permite que cualquier persona sea su propio especialista en dosificación. Con sólo unos pocos botones, podrá navegar por los sencillos menús para hacer uso de la impresionante gama de funciones de control estándar - incluido el control por impulsos, analógico, por temporizador, por lotes, y anticavitación, así como realizar un sencillo calibrado y mucho más.

Relación de reducción 1:800

Con una relación de reducción diez veces mejor que la de los equipos tradicionales, la bombas Digital Dosing grandes le proporcionan más flexibilidad y precisión que nunca. Sólo dos tamaños de bomba cubren el rango de dosificación entre 75 ml/h y 150 l/h.

Máxima longitud de carrera en todo momento

Grundfos es el único fabricante de bombas que utiliza siempre una longitud de carrera máxima. Las cámaras son sincronizadas cuidadosamente, garantizando con concentración uniforme en el sistema y un cobado óptimo a lo largo de todo el rango operativo.

El motor CC sin escobillas asegura un control total

El ingenioso diseño de las bombas Digital Dosing grandes elimina la necesidad de un servomotor/variador de frecuencia y garantiza una dosificación fácil y suave.

Anticavitación

Reducción de la carrera de aspiración a un 75%, 50% ó 25% de la velocidad máxima, asegurando un cobado y desplazamiento óptimo de incluso los líquidos más difíciles.

Comunicación fieldbus disponible

Disponible con Interfaz Profibus.

Protección frente a sobrecarga

La protección frente a sobrecarga incorporada monitoriza la contrapresión de la bomba y la protege frente a cargas de presión excepcionalmente altas.

Fuente de alimentación conmutable

La fuente de alimentación conmutable garantiza que las bombas Digital Dosing de Grundfos puedan ser utilizadas en todo el mundo, dentro del rango 100-240VAC - 50/60Hz.

Distintas variantes de material

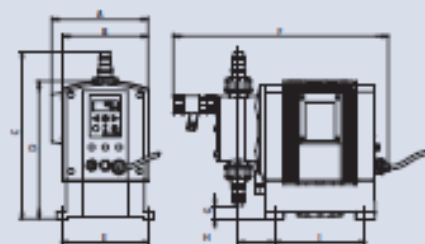
Los cabezales de las bombas DME están disponibles en acero inoxidable, PVDF y polipropileno económico respetuoso con el medio ambiente.

BE > THINK > INNOVATE >

GRUNDFOS 

Dimensiones (mm)

| | DME 60-10 | DME 150-4 |
|---|-----------|-----------|
| A | 198 | 198 |
| B | 176 | 176 |
| C | 331 | 345 |
| D | 284 | 284 |
| E | 180 | 180 |
| F | 444 | 444 |
| G | 41 | 28 |
| H | 74 | 74 |
| I | 187 | 187 |

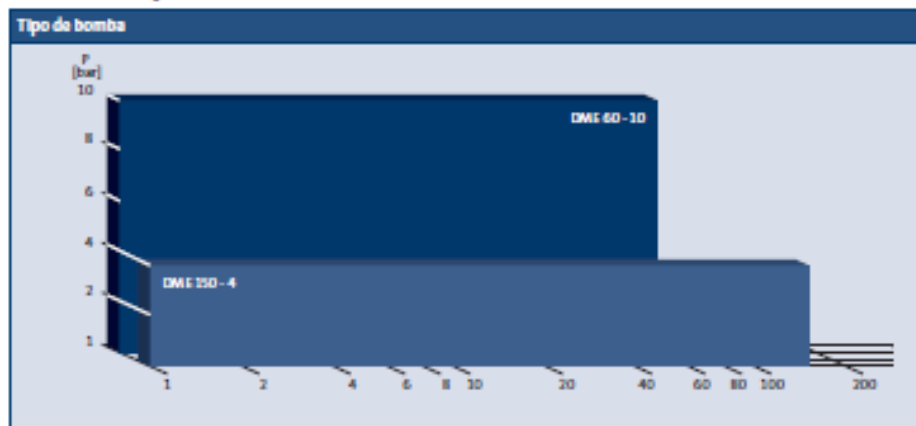


Gama de producto y datos característicos

| Tipo de bomba | | DME 60-10 | DME 150-4 |
|-------------------------------|----------------------|----------------------------|-----------|
| Capacidad máx. a presión máx. | [l/h] | 60 | 150 |
| Capacidad mín. | [l/h] | 0,075 | 0,188 |
| Presión máx. | [bar] | 10 | 4 |
| Rango de ajuste | | 1-800 | |
| Frecuencia de la cámara | [min ⁻¹] | 160 | |
| Alimentación | [V], [Hz] | 1x100-240V, 50-60 Hz | |
| Precisión | [%] | ±1% repetición | |
| Material del cabezal | | PP, PVDF, acero inoxidable | |
| Nivel de aspiración | [m] | 4 | |
| Viscosidad* | [mPa] | 3000 al 50% capacidad | |

* valor de muestra

Gama de trabajo



© 2018 Grundfos A/S. Todos los derechos reservados.

Anexo F. AISLAMIENTOS TÉRMICOS INDUSTRIALES

BENEFICIOS:



Nuestros productos son Amigables con el medio ambiente. En su fabricación, empleamos vidrio reciclado. Además, para su disposición final no requiere de tratamientos especiales.

Adicionalmente, apoyamos programas de ahorro de energía a nivel industrial a través de nuestro Centro de Diagnóstico Térmico, que se especializa en la especificación, monitoreo y mantenimiento de la eficiencia energética de equipos y sistemas a través de la inspección y análisis de las aplicaciones de aislamientos térmicos.

PRODUCTOS

✓ FLEXWRAP

DESCRIPCIÓN

FLEXWRAP es un aislamiento Térmico de fibra de vidrio de alta calidad y eficiencia térmica. Está fabricado con el más novedoso sistema de producción que organiza la fibra de vidrio en forma de bucles sobre un laminado de foil de aluminio, aportando la rigidez necesaria para mantener el espesor del aislamiento uniforme y la resistencia mecánica para hacerlo durable.

USO

Su diseño excepcional proporciona gran FLEXIBILIDAD a la colchoneta, para cubrir la superficie de cuerpos cilíndricos como ductos, silos de almacenamiento, tanques y tuberías con diámetros de 6" en adelante, equipos que operen hasta temperaturas de 450 °C(850°F). El foil de aluminio le proporciona una excelente presentación y terminado. En instalaciones bajo techo sin abuso mecánico sirve como un acabado final.

DIMENSIONES

Espesores disponibles desde 1" hasta 4".

| | |
|---|---|
| 360" x 48" x 1" (11,15 m ²) | 360" x 48" x 1 1/4" (11,15 m ²) |
| 312" x 48" x 2" (9,66 m ²) | 240" x 48" x 2 1/4" (7,43 m ²) |
| 216" x 48" x 3" (6,69 m ²) | 180" x 48" x 3 1/4" (5,57 m ²) |
| 156" x 48" x 4" (4,83 m ²) | |

EMPAQUE

1 rollo en polietileno termoencogible.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

| Conductividad térmica | Tiempo típico | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial | Resistencia a la compresión | Tratamiento de vapor |
|-----------------------|--|----------------------------------|--|---|--|
| 0,028 W/m°C máx. | (0,24 BTU/h/ft ² /°F) a 70°F ASTM D4333 | Hasta (450°C/850 °F) | ASTM E 84, P1, P2 = 0/0 | Hasta (500,00) (9) 10% deformación AGMT 0,100 | AGMT 0,95, retiene el rendimiento anterior, 0,02 permea. |



✓ INSUL QUICK



DESCRIPCIÓN

INSUL QUICK es un aislamiento de bajo peso, compuesto por fibras de vidrio aglutinadas en forma de láminas semirígidas, con un binder especial para alta temperatura que le proporciona excepcional estabilidad dimensional.

USO

Se especifica para usos en plantas de potencia, calderas, ductos, precipitadores, chimeneas y todo tipo de equipos con superficies planas que operen a temperaturas de hasta 454°C (850 °F). Se emplea en aplicaciones en las que es necesario contar con un recubrimiento exterior de metal o tejido metálico con una terminación de cemento. También puede ser usado como aislante en sistemas de paneles metálicos, asegurando el panel con pines o clips.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación |
|--|----------------------------------|
| 0,024 W/m°C = 0,24 BTU/h/ft ² /°F | 454°C (850°F) |

DIMENSIONES

| |
|--|
| 117" x 48" x 1,5" (3,62 m ²) |
| 117" x 48" x 2" (3,62 m ²) |
| 117" x 48" x 3" (3,62 m ²) |
| 117" x 48" x 4" (3,62 m ²) |

EMPAQUE

Tapas de cartón con termoencogible

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial |
|---|----------------------------------|---|
| 0,028 W/m°C máx. (0,24 BTU/h/ft ² /°F) a 70°F ASTM D4333 | Hasta 454°C (850 °F) ASTM D4333 | Sin recubrimiento: P1, P2 = 0/0 Con foil metálico: P1, P2 = 0/0 |

✓ CAÑUELA AMPLIO RANGO

DESCRIPCIÓN

Lana de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas hasta 454°C (850°F) y con diámetro nominal desde 1/2" hasta 12". Disponible con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

USO

Para aislar sistemas de tuberías, incluyendo las de transporte de vapor, calefacción, enfriamiento, agua para uso doméstico caliente, fría, sistemas sanitarios y tuberías especializadas en plantas de potencia y procesos industriales.

DIMENSIONES

Diámetro: Desde 1/2" hasta 12" en espesores de aislamiento desde 1" a 3". Para especificar mayores espesores, diferentes a los nominales: hasta 4", se puede usar 1 ó varias capas anidadas.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial |
|---|----------------------------------|---|
| 0,028 W/m°C máx. (0,24 BTU/h/ft ² /°F) a 70°F ASTM D4333 | Hasta 454°C (850 °F) ASTM D4333 | Sin recubrimiento: P1, P2 = 0/0 Con foil metálico: P1, P2 = 0/0 |

ABSORCIÓN DE LA HUMEDAD

Máximo 0,2% en volumen en 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.

EMPAQUE

Tapas de cartón con termoencogible



LANA AW



DESCRIPCION

La Lana AW de FiberGlass es un aislamiento térmico fabricado con lanas de fibra de vidrio inorgánicas y elásticas, aglomeradas con resina termo-resistente. Su elasticidad garantiza llenar completamente todos los espacios con el aislamiento, asegurando alta eficiencia en el funcionamiento de los equipos.

USO

La lana AW está diseñada para ser empleada como aislamiento térmico de equipos y electrodomésticos que trabajan a temperaturas hasta de 540°C (1000°F) con el espesor recomendado. Este aislamiento es ampliamente utilizado en sistemas de paneles, recubrimientos flexibles, hornos industriales, ductos de circulación de gases o superficies irregulares.

DIMENSIONES

Largo: 600" Ancho: 48" Espesores: 1", 1.5" y 2".

EMPAQUE

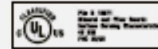
1 Rollo en polietileno termoencogible.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial |
|--|----------------------------------|--|
| 0,039 W/m·K (R=2.5) (0,27 BTU/h·ft·°F) | 540 °C (1000 °F) | ASTM E 84 F5/SD 25/50 |



SERIE 702



DESCRIPCION

Lana de Fibra de Vidrio en forma de láminas rectangulares con y sin foil, aglutinada entre sí con una resina de fraguado termoestable que le imparte propiedades térmicas y acústicas que se emplean de acuerdo a las necesidades de instalación.

USO

Para aislar térmicamente ductos de calefacción y de aire acondicionado, hornos comerciales, generadores de agua y otros equipos de calefacción que operen a temperaturas hasta de 232°C (450°F). También es usado en equipos e instalaciones de ductos que puedan estar sujetos a daños o abusos durante la construcción y luego recibir un mantenimiento mínimo. Adicionalmente sus características específicas lo hacen apropiado para el tratamiento acústico de paredes (baños) y paneles.

DIMENSIONES

Largo 48", Ancho 24", Espesor: 1".
(Disponible con y sin foil).

EMPAQUE

Caja de cartón para espesor 1"=10Lám.

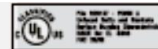


ESPECIFICACIONES TECNICAS

| Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial | Resistencia Térmica | Coefficiente de absorción HRC |
|---|--|-------------------------------|-------------------------------|
| Equipos que operen con temperaturas entre 25° y 232°C (90° y 450°F) | ASTM E 84 F5/SD 25/50 | R(0,25) (R=0,25) 4,8 en 1" | 0,79 en 1" |

No contribuye ni acelera la corrosión del cobre, acero o aluminio.

LANA PARA COLCHONETA



DESCRIPCION

Lana mineral de fibra de vidrio, elaborada en forma de mantas resistentes y elásticas, que se aglutinan entre sí por medio de resinas de fraguado termoestable.

USO

En equipos industriales de calefacción con superficies irregulares y partes salientes como juntas, traslapos, bridas y cabezas de romachos. Igualmente se hacen excelentes trabajos en hornos industriales, chimeneas y muchos otros equipos.

DIMENSIONES

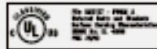
24" x 96" x 1" (1,486 m²)
24" x 96" x 1.5" (1,486 m²)
24" x 96" x 2" (1,486 m²)
Disponible con malla.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial |
|-----------------------|---|--|
| 0,24 BTU/h·ft·°F | Equipos que operen con temperaturas hasta 538°C (1000 °F) | ASTM E 84 F5/SD 25/50 |



TWL



DESCRIPCION

Aislamiento térmico flexible de textura uniforme, para equipos domésticos, de color blanco típico.

USO

Para aislar hornos, estufas y calentadores domésticos que operen a T° hasta 540°C (1000 °F).

DIMENSIONES

600" X 48" X 2"

EMPAQUE

1 Rollo en polietileno termoencogible.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

| Conductividad térmica | Temperatura máxima de aplicación | Características de quemado superficial |
|-----------------------|---|--|
| 0,24 BTU/h·ft·°F | Equipos que operen con temperaturas hasta 538°C (1000 °F) | ASTM E 84 F5/SD 25/50 |



Anexo G. GRÁFICAS PARA EL CÁLCULO DE FACTORES EN EL DISEÑO DE BRIDAS

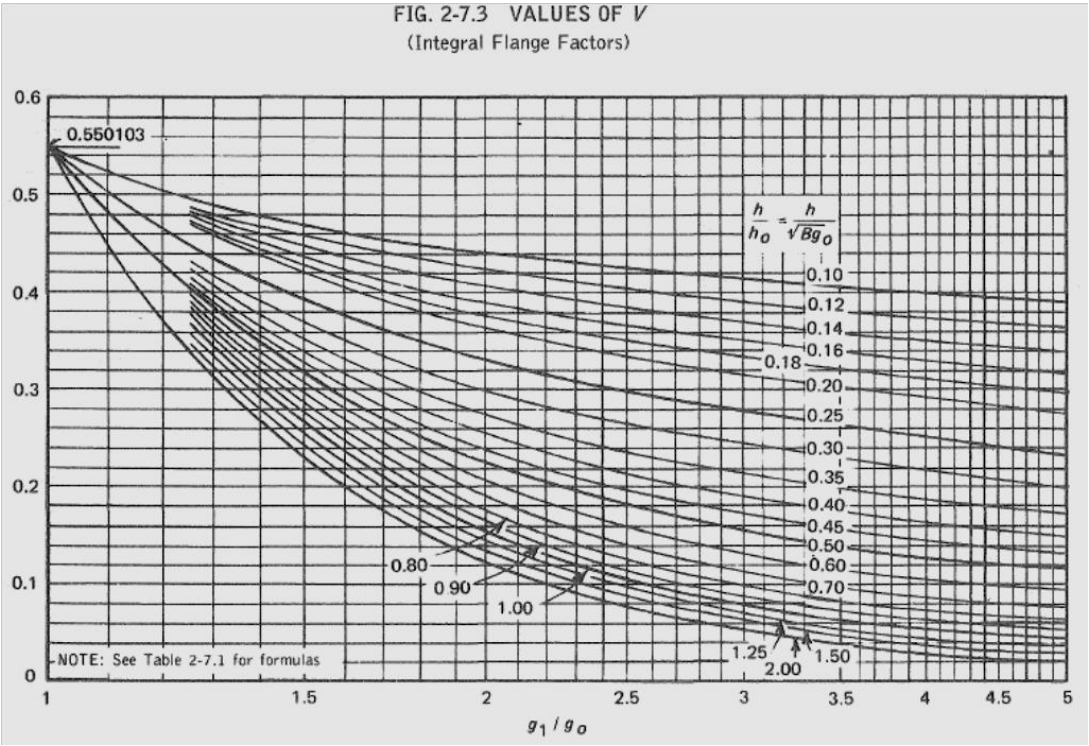
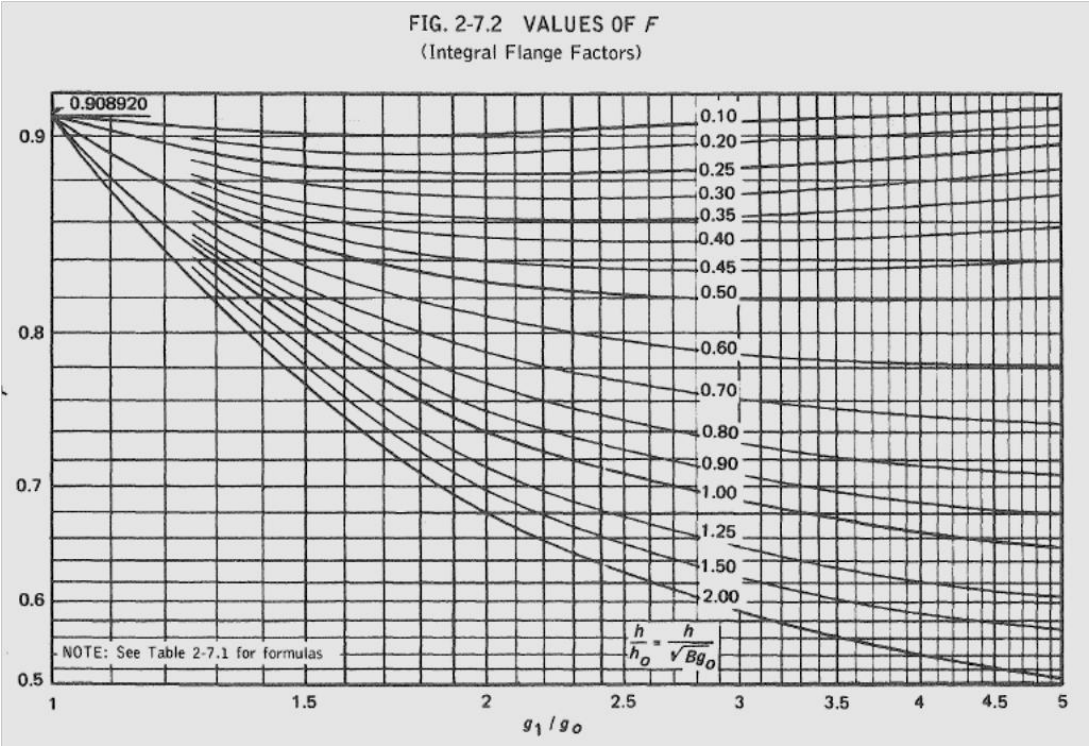
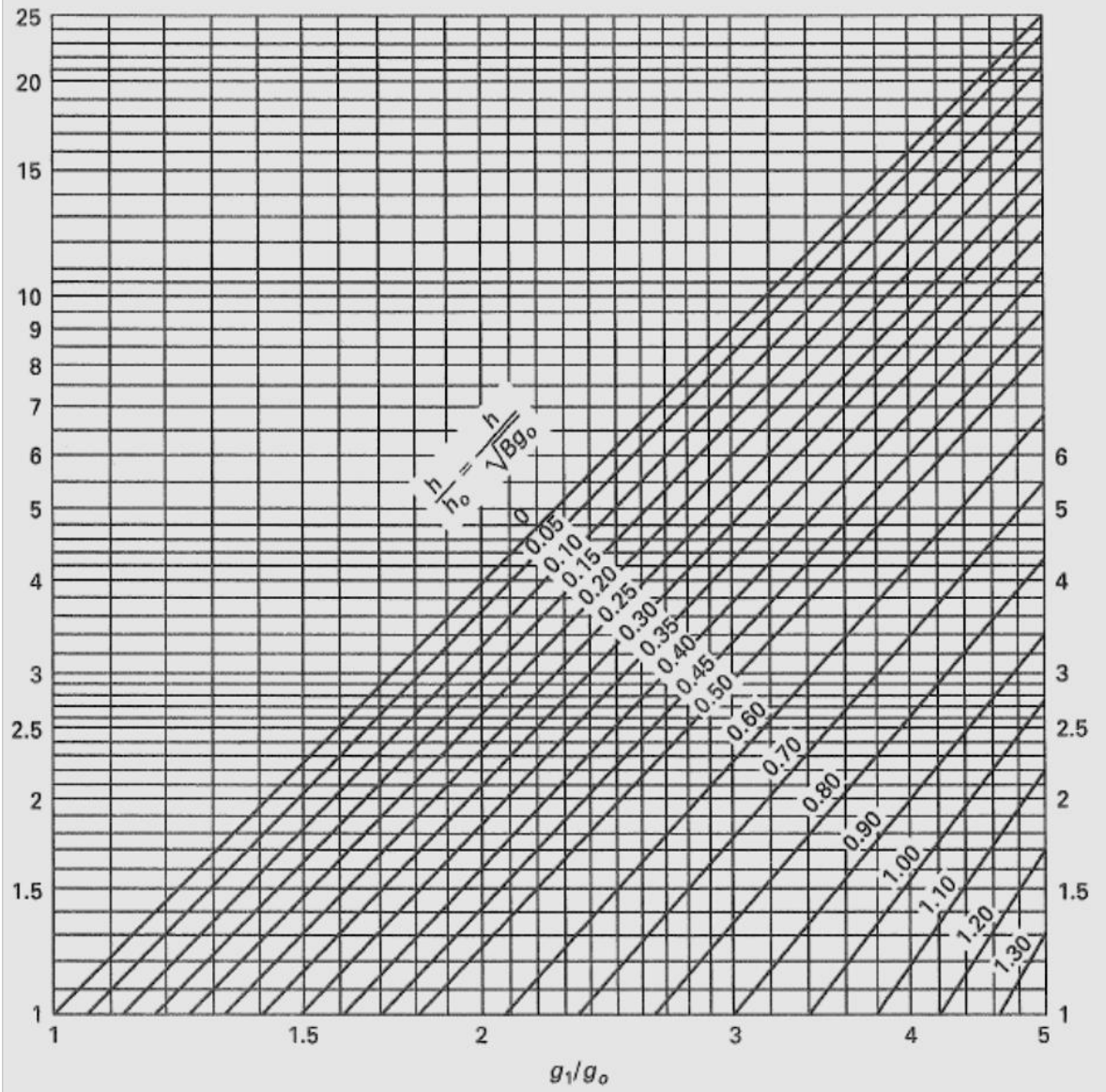
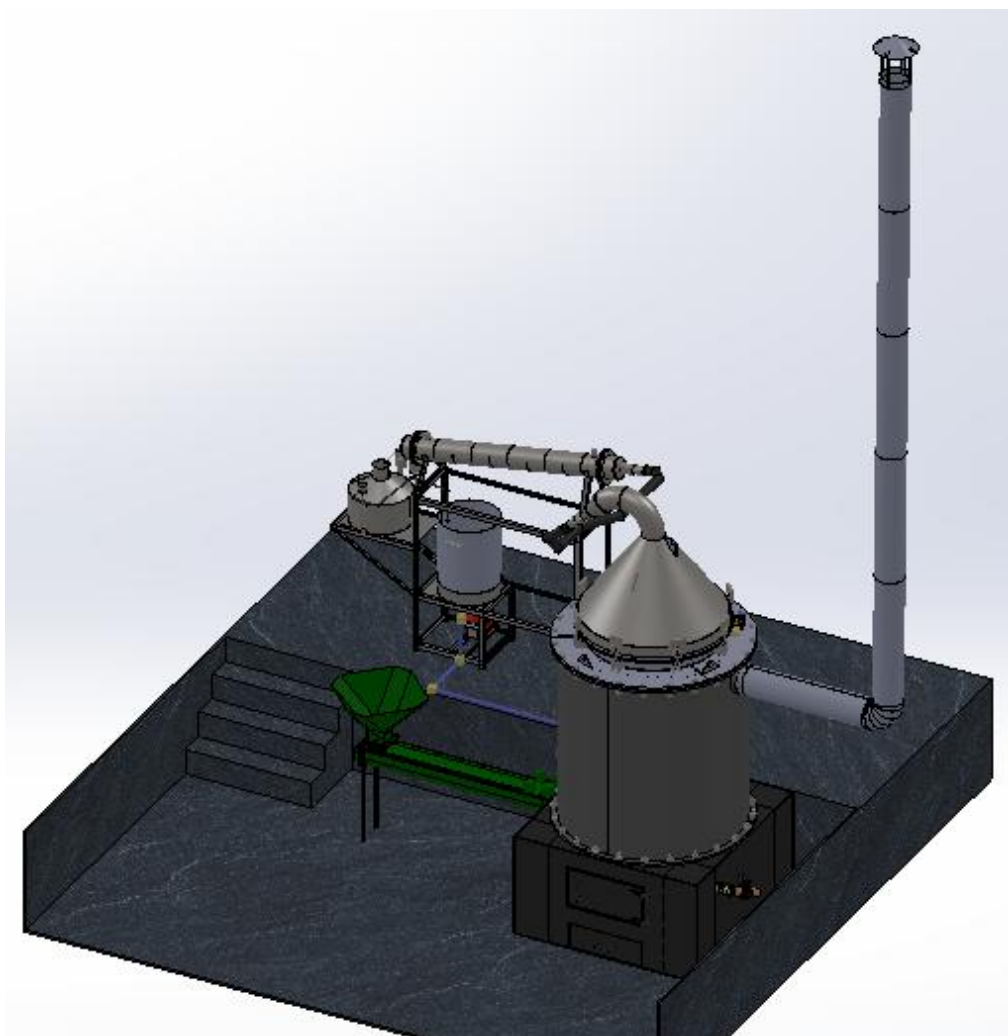


FIG. 2-7.6 VALUES OF f
(Hub Stress Correction Factor)



Anexo H. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

SISTEMA DE DESTILACIÓN PARA EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES HACIENDO USO DE BIOMASA RESIDUAL COMO FUENTE DE ENERGÍA TÉRMICA



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Se recomienda leer detenidamente las siguientes instrucciones para llevar a cabo una correcta operación y un buen mantenimiento de los equipos.

H.1 INTRODUCCIÓN

Se recomienda al personal designado para la operación y/o mantenimiento del sistema de destilación en general seguir las siguientes recomendaciones, con el fin de desarrollar una guía metodológica que procure mantener las condiciones mínimas de seguridad para la realización de los trabajos y vele por la integridad de los equipos por los cuales está constituido el sistema de destilación.

Posterior a la instalación de los equipos del sistema de destilación se debe desarrollar una serie de actividades con el fin de verificar que se cumpla con una condición adecuada de operatividad, se debe establecer y desarrollar un plan de mantenimiento a ejecutar en el corto, mediano y largo plazo con el fin de preservar la vida útil de los equipos.

H.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

A continuación se describe el sistema de destilación, se presenta la ficha técnica y se presentan los principales subsistemas y componentes por los cuales está compuesto.

FICHA TÉCNICA DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

El sistema de destilación está diseñado para operar bajo dos de los métodos de destilación que más se utilizan en la industria de la extracción de los aceites esenciales, estos métodos de destilación son: la *Hidrodestilación* y la *destilación agua-vapor*, para operar los equipos se requiere tener conocimientos básicos de estos dos procesos, se recomienda leer el capítulo 1 del presente proyecto de grado.

FICHA TECNICA DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

| | |
|--------------------------|---|
| Procesos de destilación | Hidrodestilación y destilación agua-vapor |
| Capacidad Volumétrica | 1m ³ |
| Tasa de destilación | 0,8-1,2 L/min |
| Combustible | Biomasa |
| Requerimiento Energético | 50 KW mínimo |
| Servicios Industriales | Aire (cámara de combustión), Agua (alambique y torre de enfriamiento), Energía Eléctrica (dosificador de biocombustible, cámara de combustión, torre de enfriamiento y cohobador) |

SUBSISTEMAS DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

Las anteriores son las principales características del sistema de destilación, este sistema está compuesto por los siguientes subsistemas:

Subsistema de extracción

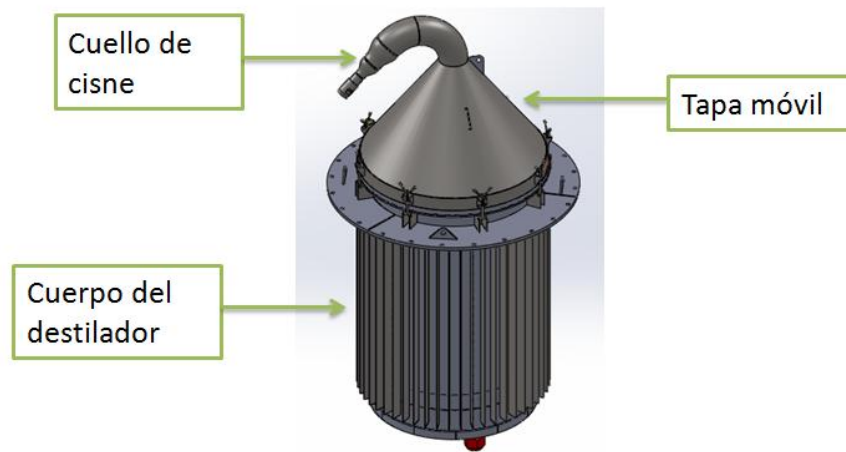
Subsistema de recuperación

Subsistema de combustión

A continuación se presenta una breve presentación y descripción de cada subsistema con sus principales componentes.

Componentes subsistema de extracción

El subsistema de extracción es el encargado de extraer el aceite esencial del material vegetal por medio de la generación de vapor mediante el uso de energía térmica, este vapor arrastra el aceite y es conducido por medio del cuello de cisne de la tapa móvil del destilador hacia el condensador, en la siguiente figura se presentan los principales componentes del subsistema.

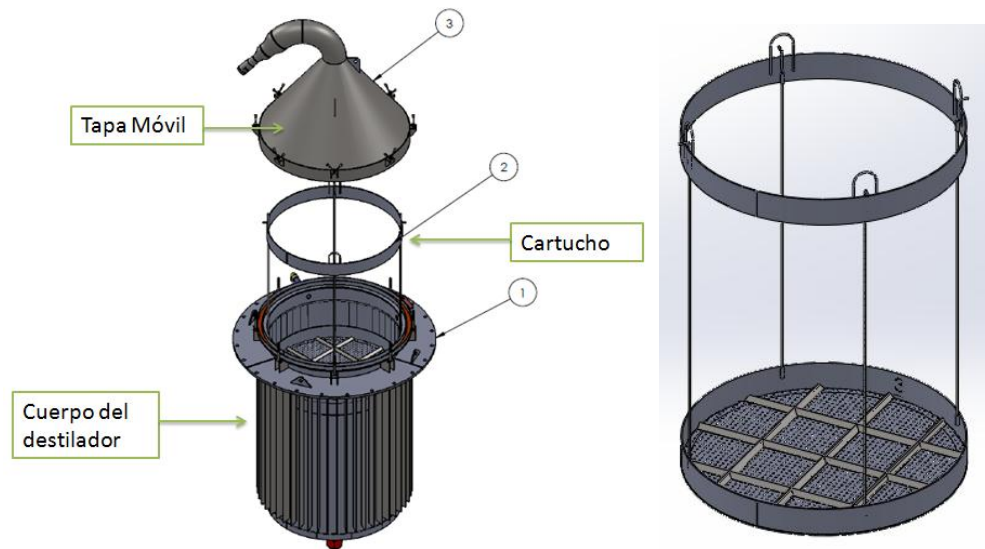


A continuación se hace una pequeña descripción de los principales componentes del subsistema de extracción

COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE EXTRACCIÓN

| COMPONENTE | DETALLE |
|----------------------|---|
| Cuerpo del alambique | Contiene en su interior el material vegetal a destilar, su superficie externa es aleteada para aprovechar al máximo la energía térmica de los gases de la combustión. |
| Cartucho | Va alojado al interior del cuerpo del alambique, en este cartucho se carga el material vegetal que se va a destilar dentro del alambique. |
| Tapa móvil | Es la tapa superior del alambique, es de forma cónica para guiar el flujo de los vapores producidos durante la destilación hacia el cuello de cisne, es móvil para facilitar el proceso de cargue y descargue del cartucho con el material vegetal. |
| Cuello de Cisne | Se construye por medio de accesorios como codos y reducciones por los cuales se conducen los vapores hacia el condensador a través de una manguera conectada en su extremo. |

En las siguientes imagen se puede detallar el cartucho y como va este en el interior del alambique.



Como se puede ver el cartucho, la tapa móvil y el cuerpo del alambique tienen orejas de izaje las cuales se utilizan para elevar estos componentes por medio de una grúa o malacate, la tapa móvil se sujeta al cuerpo del alambique por medio de cierres tipo mariposa para una rápida manipulación de estos.

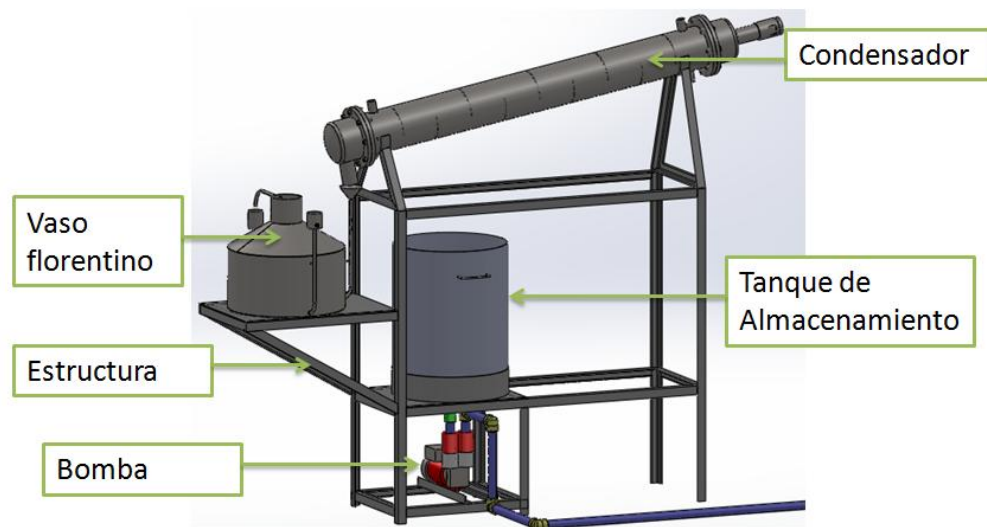
Componentes subsistema de recuperación

Este subsistema tiene como fin condensar la mezcla de vapores de aceites esenciales y agua que se generan en el alambique, luego de que ya están en fase líquida se separa la mezcla por medio de la diferencia de densidades en el vaso florentino, posterior a esto se acumula el aceite esencial en un recipiente y el hidrolato (hidrolato) en un tanque para que por último el hidrolato sea llevado de vuelta hacia el alambique por la acción mecánica de una bomba.

En la siguiente tabla se ven los principales componentes de este subsistema y una pequeña descripción de su funcionamiento.

COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE RECUPERACIÓN

| COMPONENTE | DETALLE |
|------------------------------|---|
| Condensador de casco y tubos | Es el equipo más importante de este subsistema, tiene como fin condensar los vapores provenientes del alambique los cuales pasan a través de sus tubos, la condensación se hace con agua fresca proveniente de una torre de enfriamiento la cual pasa por el casco. |
| Vaso Florentino | Acumula la mezcla condensada de aceite esencial y agua, cuenta con un diseño que permite por medio de diferencia de densidades separar la mezcla y acumular en su interior el aceite esencial. |
| Tanque de almacenamiento | de En este tanque se acumula el hidrolato que va saliendo constantemente del vaso florentino para luego ser conducido hacia el alambique. |
| Bomba | Esta pequeña bomba tiene como fin conducir por medio de la energía mecánica que genera el hidrolato que se encuentra en el tanque hacia el alambique. |
| Estructura de soporte | Es la estructura que se ha diseñado para soportar los equipos que se requieren para la recuperación del aceite esencial y del hidrolato. |



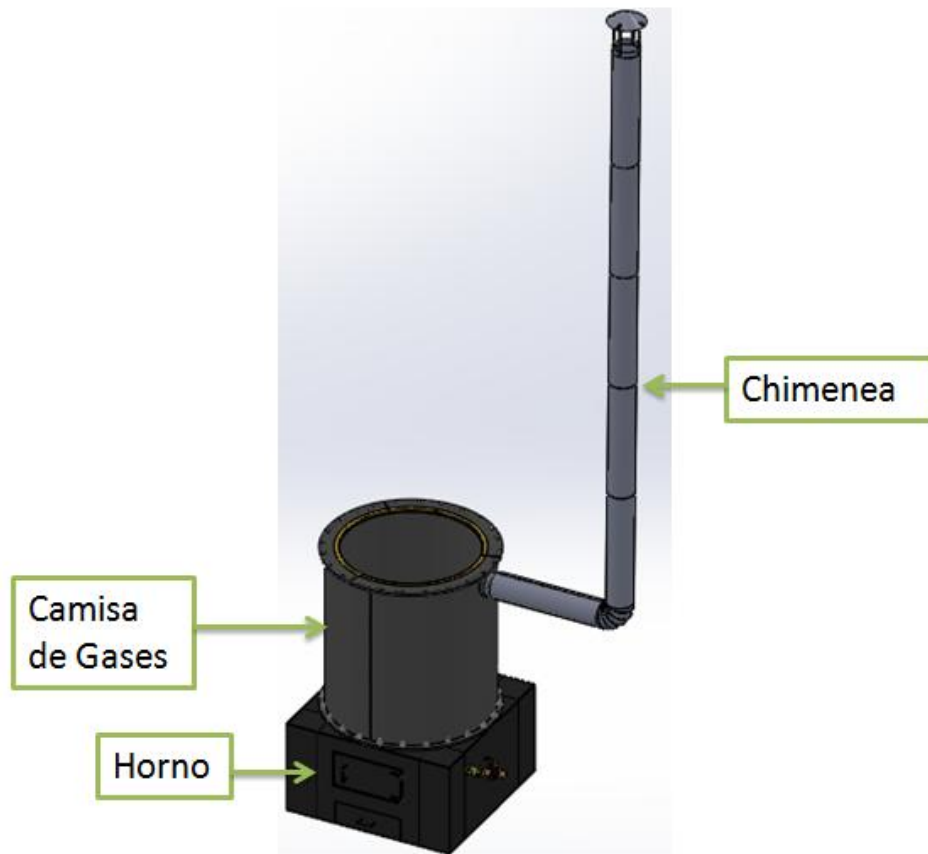
Componentes subsistema de combustión

El subsistema de combustión tiene como principal objetivo suministrar la energía térmica que se requiere para llevar a cabo el proceso de destilación, como característica especial se quiere hacer uso de la biomasa residual de los mismos procesos de destilación con el fin de reducir los costos de producción de los aceites esenciales.

En la siguiente tabla se ven los principales componentes de este subsistema y una pequeña descripción de su funcionamiento.

| COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE COMBUSTIÓN | |
|--|---|
| COMPONENTE | DETALLE |
| Horno | Es el equipo en el cual se lleva a cabo la combustión de la biomasa, cuenta con una conexión para un alimentador de biomasa y dos entradas para el suministro del aire primario y el aire secundario de combustión. |
| Camisa de gases | Es la encargada de conducir los gases producto de la combustión a lo largo de la superficie cilíndrica del alambique y los lleva hacia la chimenea, también evita que los gases de combustión se filtren hacia el exterior de la camisa y controla las pérdidas de calor hacia el exterior. |
| Chimenea | A través de la chimenea deben salir los gases producto de la combustión, el proceso de extracción de los gases se hace por medio del tiro natural producido por la depresión en la presión del horno y de la cámara de combustión debida a la altura de la chimenea. |

En la siguiente imagen se puede ver los componentes que constituyen la cámara de combustión; el horno, la camisa de gases y la chimenea.



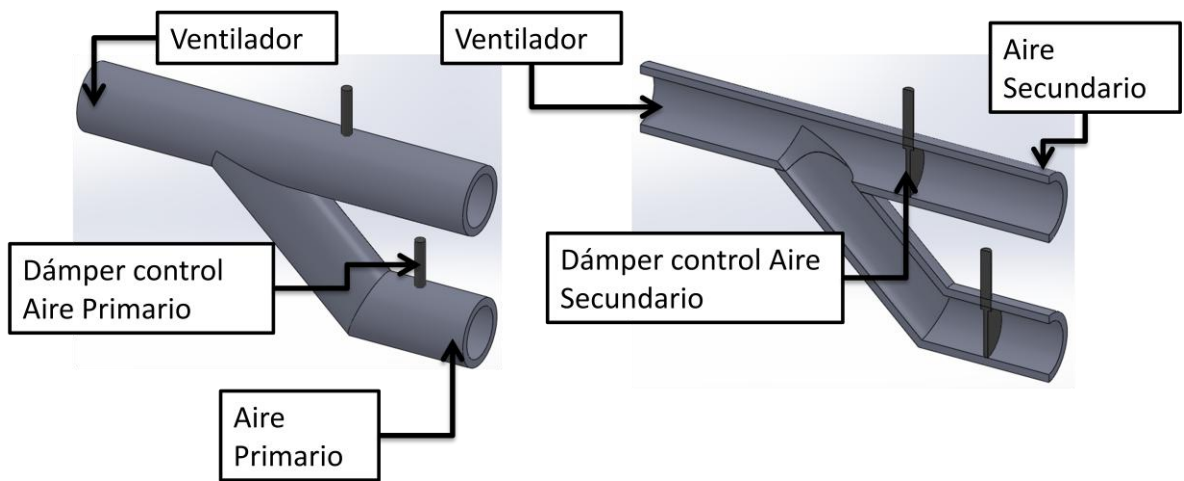
SISTEMAS DE CONTROL

El sistema de destilación requiere de dos sistemas de control, uno para el control de la combustión de la biomasa y otro para el control del proceso de cohobación, el cual se encarga de retornar el hidrolato al alambique.

Sistema de control de la combustión

Las principales variables a controlar en el proceso de combustión son, la alimentación del biocombustible y el suministro de aire de combustión, debido al uso de los equipos en el sector rural se requiere que los motores eléctricos trabajen a 120V AC, teniendo en cuenta esta restricción y el requerimiento de fácil manejo para los operadores rurales se decidió implementar el siguiente control.

Para el control del suministro de aire se requiere el uso de un sistema de tuberías con dos dampers, uno para controlar la cantidad del aire primario de combustión y el otro para controlar la cantidad del aire secundario de combustión, su instalación debe seguir el patrón mostrado en la siguiente figura.



Este sistema también permite controlar el aire total que entrega el ventilador centrífugo por medio de la apertura o cierre, total o parcial de los dos dampers, el ventilador seleccionado tiene una capacidad de 150 CFM's y por medio de este sistema se puede cubrir el rango completo de 0 a 150 CFM's.

Sistema de control del proceso de cohobación

El control del proceso de cohobación estará determinado por la capacidad de flujo de la bomba seleccionada y por el diseño del tanque que almacena el hidrolato.

La bomba de desplazamiento positivo que se selecciono permite variar su capacidad volumétrica entre 75 ml/h hasta 150 l/min que se seleccionó, ajustando el flujo de la bomba al flujo que se tenga en el proceso de destilación se puede crear un control continuo del proceso, esta bomba trae el sistema de control incorporado.

Adicionalmente el tanque de almacenamiento está diseñado para almacenar el hidrolato de una destilación completa, por lo tanto si el sistema de control de la bomba falla, el operario lo único que tiene que hacer es activar la bomba manualmente al finalizar el proceso de destilación y antes de realizar la carga del material vegetal del siguiente lote a destilar, en este caso el único control será el interruptor de encendido y apagado manual de la bomba.

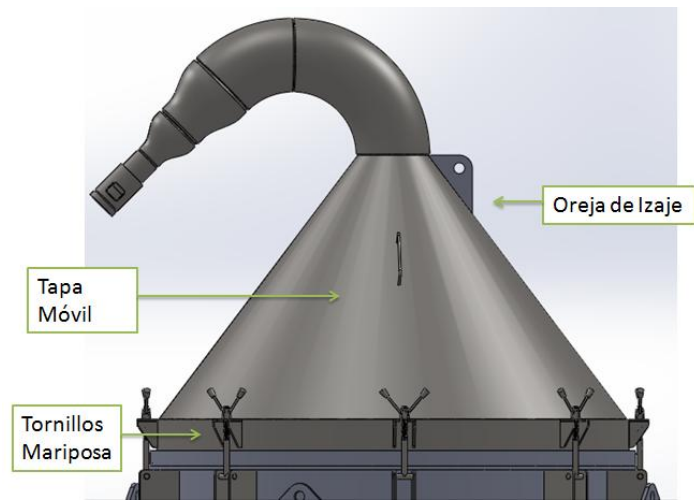
H.3 OPERACIÓN DEL SISTEMA DE DESTILACIÓN

La operación del sistema para la extracción de aceites esenciales se debe realizar por partes, este manual parte del hecho de que el operador ya tiene el material vegetal en condiciones para realizar el proceso de destilación por lo tanto solo se centra en la operación de los equipos para llevar a cabo una correcta destilación.

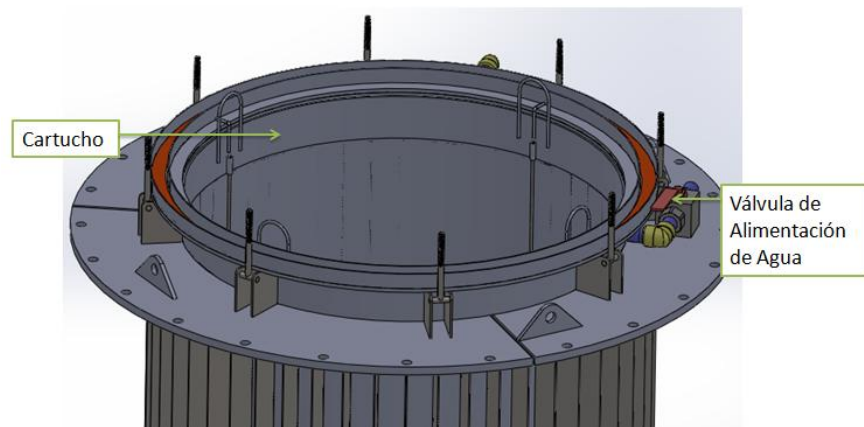
CARGUE DEL MATERIAL VEGETAL A DESTILAR

Lo primero que se debe hacer para poder cargar el material vegetal en el alambique es retirar la tapa móvil, la cual está sujeta por medio de 8 tornillos mariposa, el siguiente es el procedimiento a desarrollar.

1. Se debe sujetar la tapa móvil por medio de la oreja de izaje haciendo uso de una grúa o un malacate.
2. Sujetada la tapa se procede a soltar los 8 tornillos mariposa que la aferran al alambique.
3. Con ayuda del malacate se retira la tapa y se dispone sobre una superficie plana.



- Retirada la tapa y teniendo cuidado que el cartucho este en el interior del alambique, procedemos a cargar el material vegetal a destilar, al mismo tiempo podemos ir llenando de agua el alambique abriendo la válvula de alimentación de agua, se debe verificar que la llave de desagüe este cerrada.

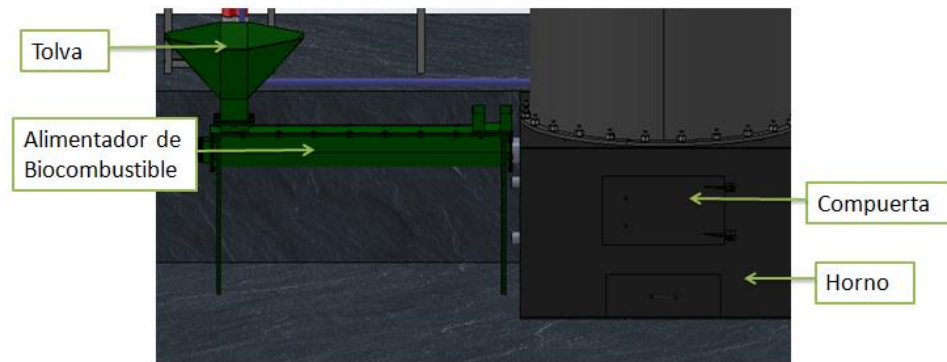


- Cargado el material vegetal volvemos a colocar la tapa móvil con ayuda del malacate y sujetando la tapa al alambique por medio de los tornillos mariposa, al colocar la tapa se debe tener cuidado que entre la tapa y el alambique quede el empaque haciendo sello para evitar que los vapores se escapen hacia el exterior.

ENCENDIDO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Los siguientes son los pasos que se deben seguir para encender la cámara de combustión y mantener un proceso de combustión eficiente.

1. Se debe llenar la tolva del alimentador de biocombustible, con el material vegetal que se va a quemar en el proceso de combustión.



2. A través de la compuerta del horno, hacemos una cama con papel periódico o estopa sobre la parrilla del horno.



3. Encendemos el alimentador de biomasa, luego le prendemos fuego a la cama de papel periódico o estopa que esta sobre la parrilla y cerramos la compuerta del horno.

4. Encendemos el ventilador y ajustamos los dampers que regulan el suministro del aire primario y secundario de combustión y verificamos a través de la compuerta que se halla generado una llama viva y constante, esto se debe hacer con cuidado y haciendo uso de los elementos de protección personal en especial guantes y gafas de seguridad para evitar quemaduras en manos y ojos.
5. Verificamos que en la salida de la chimenea se dé una emisión de gases limpios (humo blanco tendiendo a gris, no debe ser oscuros).

NOTA: Tanto el alimentador de biocombustible, como el ventilador que suministra el aire de combustión, se deben colocar a una velocidad que garantice una combustión eficiente y que cumpla con los límites de emisiones, estas velocidades se establecen con los dispositivos de control de estos dos equipos y su valor dependerá del material que se vaya a quemar y de la caracterización que se le haga a la cámara de combustión luego de que sea construida.

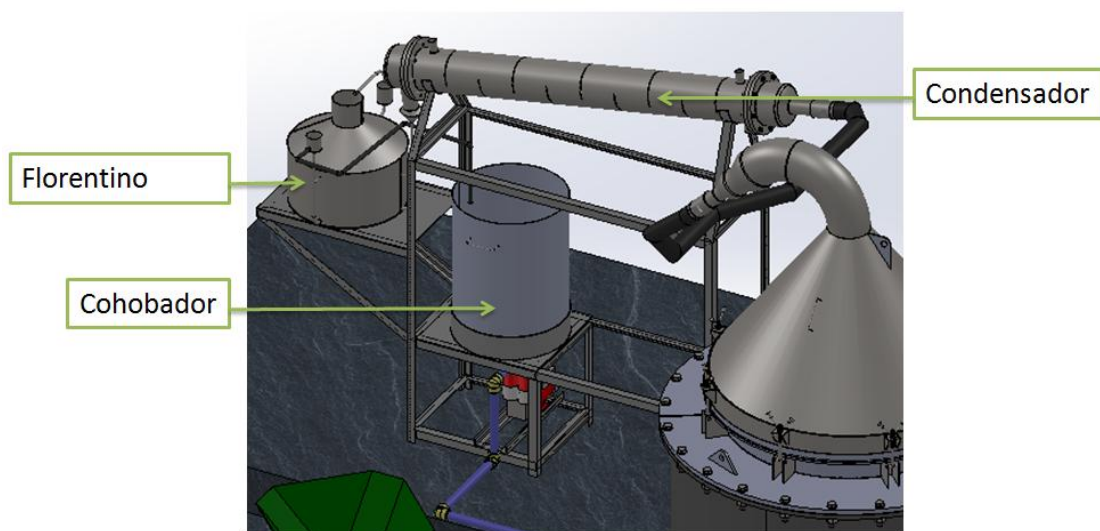
OPERACIÓN DEL CONDENSADOR, DEL VASO FLORENTINO Y DEL COHOBADOR

Una vez se ha cargado el alambique con el material vegetal a destilar y se ha encendido correctamente la cámara de combustión lográndose una combustión constante y limpia, se espera a que el contenido del alambique alcance la temperatura de evaporación.

1. Cuando ya haya pasado la etapa de calentamiento y se alcance el punto de ebullición del agua, se debe encender la torre de enfriamiento para el suministro de agua fresca hacia el casco del condensador la cual se

encargara de enfriar y condensar los vapores de la destilación que vienen por los tubos del intercambiador de calor.

2. Al comienzo por la salida del condensador saldrán vapores no condensables y después de un corto tiempo saldrá la primer gota de condensado, poco a poco se irá normalizando un flujo de condensado el cual debe ser cercano a 1 L/min, el flujo se mide por medio de toma probetas cada minuto, este flujo se debe regular mediante la combustión aumentando o disminuyendo la cantidad de biocombustible o de aire de combustión, los parámetros de variación de estas variables saldrán de la caracterización de la cámara de combustión una vez sea construida.



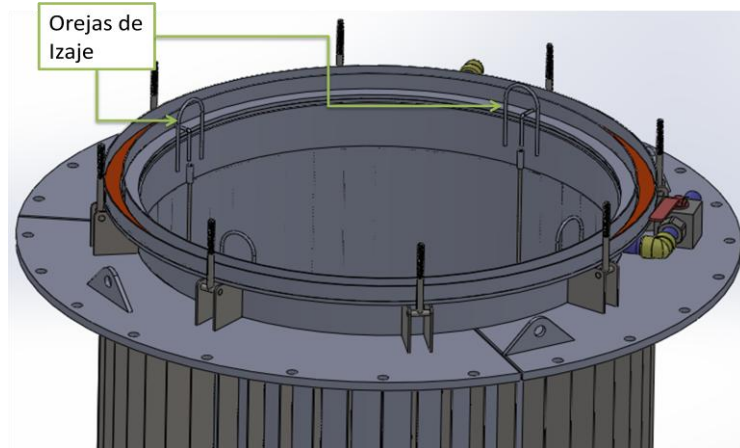
3. En este punto ya se encuentra el proceso de destilación activo y se debe desarrollar y controlar según las recomendaciones del CENIVAM dependiendo del tipo de material vegetal a destilar y de la experimentación o análisis que se esté desarrollando con la destilación en turno.

4. El operador debe estar pendiente del vaso separador de aceites, para la toma de las probetas y por si hay que retirar el aceite esencial acumulado en su interior, este vaso separador también llamado vaso florentino acumula el aceite esencial en su interior y va desalojando el hidrolato hacia el tanque del cohobador.
5. El tanque del cohobador está diseñado para acumular el hidrolato que se produzca durante una destilación con una duración de una hora y media, terminada la destilación el operador debe accionar la bomba del cohobador para que transporte el hidrolato del tanque de almacenamiento hacia el alambique.

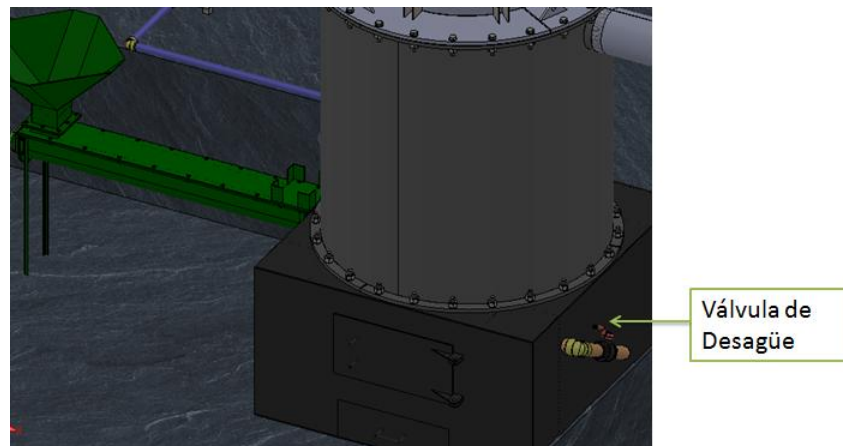
OPERACIÓN FINAL DEL PROCESO DE DESTILACIÓN

Los siguientes son los pasos básicos que se deben desarrollar cuando se termina la destilación y se quiere empezar con un nuevo lote de material vegetal a destilar.

1. Se baja al mínimo el alimentador de biocombustible y el suministro de aire para la combustión.
2. Como se hizo al comienzo del proceso con el cargue del material vegetal, con la ayuda de un malacate se quita la tapa móvil y se deja ubicada sobre una superficie plana, teniendo cuidado de no quemarse con los vapores calientes que aun estarán saliendo del alambique, se debe usar elementos de protección personal.
3. Se saca el cartucho del interior del alambique haciendo uso del mismo malacate y de las orejas de izaje que el cartucho tiene en su parte superior, de nuevo hay que tener cuidado con los vapores calientes que se generan.



4. Mientras el material vegetal del cartucho retirado se enfría, se carga otro cartucho con el nuevo material vegetal a destilar, no hay que volver a llenar de agua el alambique ya que este se encuentra lleno con el agua de la primera destilación.
5. Se repite el procedimiento descrito en esta sección para llevar a cabo tantas destilaciones seguidas como sean posibles.
6. Cuando ya no se vaya a destilar más y se desee evacuar por completo el alambique, se extrae el cartucho con el material vegetal como se comento en el punto 4 de esta sección, pero adicionalmente se debe abrir la llave de desagüe para evacuar el hidrolato contenido dentro del alambique.



7. Por último se debe apagar el alimentador del biocombustible y el ventilador de suministro de aire de combustión, se debe abrir la compuerta del horno y mediante una varilla larga remover el lecho de brasas que se encuentre en la parrilla con el fin de extinguir la llama y evitar que se reforme sola.

H.4 PLAN DE MANTENIMIENTO

A continuación se presenta el plan de mantenimiento básico para el cuidado de los equipos que comprenden el sistema de destilación del que trata este manual, este plan de mantenimiento busca conservar y alargar la vida útil de los equipos, está estructurado por actividades de mantenimiento periódicas.

PLAN DE MANTENIMIENTO DIARIO

Estas actividades de mantenimiento se deben desarrollar diariamente en caso que el sistema de destilación se encuentre en uso, se deben desarrollar antes de empezar la jornada de destilación ya que al finalizar la mayoría de los equipos estarán altas temperaturas impidiendo la realización de las actividades.

1. Antes de empezar la jornada diaria de destilación se debe realizar una limpieza general de los equipos, esta limpieza incluye la parrilla del horno y la disposición de las cenizas acumuladas en el cajón de cenizas del horno, también incluye la limpieza del tanque de almacenamiento del hidrolato, el vaso florentino y el alambique.
2. Realizada la limpieza, se lleva a cabo una inspección general en búsqueda de señales que alerten de algún posible deterioro de los equipos, como

puede ser alguna fisura, algún cable o empaque desgastado, o el pandeo de alguna pieza o superficie.

3. En caso de encontrarse durante la inspección alguna condición que requiera intervención inmediata, se aplaza el cronograma de destilación y se procederá a corregir la situación detectada.
4. Durante la operación se debe estar atento de la posible presencia de fugas, las cuales pueden ser de gases de combustión en cualquier parte del horno, de la camisa de gases o de la chimenea, de hidrolato desde el interior del alambique lo cual afectaría el lecho de brasas en la parrilla del horno, también puede ser de la mezcla de vapores en la manguera y sus conexiones entre el alambique y el condensador, o fugas de hidrolato en el tanque, la bomba o las líneas del sistema de cohobación.

En caso de hallarse algún tipo de fuga se debe determinar su fuente y dar solución si no es posible de manera inmediata por lo menos antes de realizar otro proceso de destilación.

PLAN DE MANTENIMIENTO SEMESTRAL

Estas actividades consisten en una limpieza e inspección de todas las partes internas de los equipos que componen el sistema general, se debe realizar periódicamente (de 90 a 180 días), dependiendo de la frecuencia en el uso del equipo. Se debe tener disponible un lugar con suficiente espacio, buena iluminación, limpio y seco, también se debe contar con todas las herramientas necesarias para el desarme y armado de las partes. La finalidad de esta inspección es corregir todos los puntos críticos que puedan causar futuros daños.

1. Cierre todas las válvulas de seguridad involucradas en cada uno de los equipos, (válvula en la tubería de suministro de agua de enfriamiento del condensador, válvula en la tubería de transporte de hidrolato, etc)
2. Abra la llave de desagüe en el alambique y el condensador para drenar los equipos.
3. Desacople la tubería del hidrolato que une el vaso florentino con el tanque de almacenamiento, proceda a realizar el mantenimiento al vaso florentino.
4. Se debe realizar una inspección del vaso florentino en búsqueda de puntos de oxidación, si se encuentran, se debe realizar una profunda limpieza con algún removedor de óxido, no se debe pulir a menos que sea extremadamente necesario, ya que esto reduce el espesor de la pared.
5. Desacople la manguera que une el condensador con la tapa cónica del alambique, y las uniones de suministro y retorno de agua de enfriamiento, y desagüe. Proceda a realizarle el mantenimiento al condensador.
6. Afloje y extraiga los tornillos que aseguran las bridas a las placas portatubos, extraiga los cabezales y los sellos, revise que la empaquetadura este en buen estado, si es necesario cámbielas y aplíqueles un poco de aceite por ambos lados, realice una limpieza química en el lado interno del casco y una limpieza a presión en el lado de los tubos, limpie el haz de tubos con los cepillos especiales de diámetro y dureza apropiados, revise cada una de las partes que componen el condensador en busca de oxidación o corrosión y proceda a aplicar removedor de óxido en las partes que lo requiera.

7. Proceda a retirar los 8 tornillos mariposa de la tapa cónica y retírela junto con el cartucho, inspeccione estas dos componentes
8. Se debe hacer una profunda inspección en busca de grietas, puntos de oxidación y corrosión en estos componentes, se debe realizar una limpieza y corregir los puntos que podrían ocasionar futuras fallas.
9. Retire los tornillos de las bridas de la camisa de gases con el alambique y de la camisa de gases con la cámara de combustión, proceda a revisar estos componentes
10. Limpiar y verificar el estado de las aletas en el alambique, buscar grietas, puntos de oxidación o cualquier anomalía en las paredes, limpiar la camisa de gases y el interior del alambique, revise el estado de las empaquetaduras, y si es necesario cámbielas.
11. Limpiar y verificar el estado de cada una de los componentes del horno, retirar el cajón de cenizas y asearlo, inspeccionar que las paredes refractarias se encuentren en óptimas condiciones, observar las tuberías se suministró de aire primario y secundario y la parrilla.
12. Revisar todas las tuberías en busca de corrosión, oxidación, chequear el estado de las válvulas y de ser necesario cambiarlas.
13. Limpiar y verificar el estado del tanque de almacenamiento, buscar puntos críticos y corregirlos.
14. Por último ensamble nuevamente todo el sistema, teniendo especial cuidado en la posición de los sellos, conexión entre componentes y posición de válvulas.