

**DISEÑO DE UN SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN  
QUE UTILICE LA MEZCLA ABSORBENTE-REFRIGERANTE: BROMURO DE  
LITIO-AGUA**

**SANDRA PATRICIA CÓRDOBA RENTERÍA  
INGRID DAYANA DELGADO TARAZONA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

**DISEÑO DE UN SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN  
QUE UTILICE LA MEZCLA ABSORBENTE-REFRIGERANTE: BROMURO DE  
LITIO-AGUA**

**SANDRA PATRICIA CÓRDOBA RENTERIA**

**INGRID DAYANA DELGADO TARAZONA**

**Trabajo de grado para optar por el título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director**

**OMAR A. GELVEZ AROCHA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

## DEDICATORIA

*A Dios por todas las cosas maravillosas que permite en mi vida*

*A mi familia por el apoyo brindado en especial a mi mamá por su paciencia y  
colaboración.*

*A mi amiga y compañera de proyecto Sandra Córdoba por la colaboración en el  
transcurso de mi formación académica y finalmente en el desarrollo de nuestro  
proyecto de grado.*

*A mis amigos y compañeros de universidad por todo este tiempo de dedicación y  
esfuerzo que compartimos.*

**INGRID DAYANA DELGADO TARAZONA**

## **DEDICATORIA**

A Dios porque soy por él y para él.

A mi mamá, Olimpa Rentería Córdoba, porque me es imposible pensar que pueda existir una mujer más cariñosa y comprensiva y por recordarme que siempre podré volver.

A mi papá, Francisco Arcesio Córdoba González, por hacerme entender que a veces es necesaria la ausencia de luz para ver el camino correcto.

A mi hermana, Rubí Viviana Córdoba Rentería, por cada risa, cada abrazo, cada concejo y cada recuerdo.

A esos 4 compañeros de estudios, compañeros de desvelos, compañeros de preocupaciones pero ante todo amigos, porque aunque cada uno tome su camino estarán siempre en mi corazón.

A esos amigos, con A mayúscula, que llegaron a mi vida llenos de sorpresas y enseñanzas, con los que he pasado tan bellos momentos.

**ING. SANDRA PATRICIA CÓRDOBA RENTERÍA**

## **AGRADECIMIENTOS**

Al ingeniero Omar Armando Gelvez Arocha, docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su colaboración, conocimiento y el apoyo que nos brindó durante nuestra formación académica y el desarrollo de este proyecto de grado.

Al Ph.D en Ingeniería Mecánica Julian Ernesto Jaramillo Ibarra por todo el apoyo brindado en la realización del proyecto y por la confianza que deposito en nosotras.

Al Ph.D en Ingeniería Mecánica Assensi Oliva, director del Centro Tecnológico de transferencia de calor, al Ph.D en Ingeniería Mecánica Jesús Castro, al Ingeniero Mecánico Joan Farnos y al Ingeniero de sistemas Jordi Chiva y a todos los miembros del equipo del CTTC que nos brindaron su apoyo incondicional en el desarrollo de este proyecto de grado.

A nuestros amigos y compañeros que fueron fundamentales en nuestra formación profesional y crecimiento personal durante el paso por la universidad.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN .....	29
1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA .....	31
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO Y MOTIVACIÓN .....	32
1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	34
1.2.1 Objetivo general.....	34
1.2.2 Objetivos específicos .....	34
2. GENERALIDADES DE LA REFRIGERACIÓN.....	36
2.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN.....	36
2.2 APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN .....	39
2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	41
2.3.1 Sistemas Termo eléctricos.....	42
2.3.2 Sistemas Termo Acústicos.....	43
2.2.3 Sistemas Termo Magnéticos.....	44
2.3.4 Sistemas termo-mecánicos.....	46
2.4 BASES TEÓRICAS.....	49
2.4.1 Ciclo de Carnot .....	49
2.4.2 Principio de funcionamiento .....	54
2.4.3 Descripción sistemas de refrigeración por absorción usados a nivel industrial .....	55
2.5 CICLOS COMUNES .....	57
2.5.1 Ciclo Amoniaco- Agua.....	57
2.5.2 Ciclo Bromuro de litio- Agua .....	58
2.6 IRREVERSIBILIDADES EN LOS PROCESOS DE ABSORCIÓN .....	59
2.7 PAR REFRIGERANTE- ABSORBENTE .....	60
2.8 CICLOS DE TRABAJO .....	62
2.8.1 Sistema de refrigeración por absorción discontinuo o intermitente.....	62
2.8.2 Sistema de refrigeración por absorción continuo .....	63
2.9 TIPOS DE ACCIONAMIENTO .....	64

2.9.1 De tipo directo o “llama” directa .....	64
2.9.2 De tipo indirecto.....	65
3. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE TRABAJAN CON LA MEZCLA BRLI-AGUA.....	67
3.1 PERSPECTIVA GRÁFICA DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LAS SOLUCIONES DE BROMURO DE LITIO AGUA.....	67
3.1.1 Diagrama Entalpía-Concentración .....	67
3.1.2 Diagrama de Dühring:.....	70
3.1.3 Calor Específico de la Solución .....	71
3.1.4 Densidad soluciones de BrLi-H <sub>2</sub> O.....	72
3.2 FUNDAMENTOS DE OPERACIÓN.....	73
3.2.1 Circuito de Solución .....	75
3.2.2 Circuito de Refrigerante .....	77
3.3 PROBLEMAS OPERATIVOS Y DE DISEÑO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	77
3.3.1 Cristalización.....	78
3.3.2 Corrosión: .....	82
3.3.3 Requerimientos de vacío: .....	83
3.3.4 Rutinas de mantenimiento normales y vida esperada .....	89
4. PROCESO DE DISEÑO .....	90
4.1 DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES GLOBALES.....	90
4.2 MODELAMIENTOS A REALIZAR.....	90
4.2.1 Modelamiento global (termodinámico) del ciclo .....	91
4.2.2 Modelamiento detallado de los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración: .....	91
Fuente: Autores. ....	92
4.2.3 Modelamiento del sistema de aporte de energía al generador .....	92
5. CÁLCULO TERMODINAMICO DEL CICLO .....	93
5.1 MODELO TERMODINÁMICO DEL CICLO.....	96
5.1.1 Datos de Entrada .....	97
5.1.2 Supuestos .....	99

5.1.3 Balances de masa y energía para los componentes .....	99
5.2 DIAGRAMAS REPRESENTATIVOS DEL CICLO DE ABSORCIÓN .....	108
5.3 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN .....	112
5.3.1 Efecto de la variación de la temperatura de entrada del agua de calentamiento en el generador sobre el COP: .....	112
5.3.2 Efecto de la eficiencia en el intercambiador de calor de solución sobre el COP: .....	113
6. DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	115
6.1 DISEÑO TÉRMICO DEL CONDENSADOR.....	116
6.1.1 Selección del tipo de condensador a utilizar .....	120
6.1.2 Diseño Térmico del Condensador.....	121
6.2 DISEÑO TÉRMICO DEL EVAPORADOR.....	133
6.2.1 Selección del tipo de Evaporador a utilizar .....	134
6.2.2 Diseño Térmico del evaporador .....	135
6.3 DISEÑO TÉRMICO DEL ABSORBEDOR.....	150
6.3.1 Selección del tipo de absorbedor a utilizar.....	154
6.3.2 Diseño Térmico del Absorbedor:.....	155
6.4 DISEÑO TÉRMICO DEL GENERADOR.....	214
6.4.1 Selección del tipo de generador a utilizar .....	215
6.4.2 Proceso de transferencia de calor y masa en el generador.....	217
6.4.3 Diseño Térmico del generador.....	217
6.5 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LA FUENTE DE ENERGÍA PARA EL GENERADOR: COLECTOR SOLAR .....	224
6.5.1 Colectores Solares.....	226
6.5.2 Clasificación de los Colectores Solares .....	226
6.5.3 Selección del tipo de colector solar a utilizar en la máquina de refrigeración .....	234
6.6 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN .....	251
7.1 DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR.....	265
7.1.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del condensador.....	267

7.1.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del condensador .....	272
7.1.3 Cálculo del espesor de los cabezales .....	272
7.1.4 Cálculo del espesor de la placa portatubos .....	273
7.1.5 Selección de las bridas .....	278
7.1.6 Boquillas .....	278
7.2 DISEÑO MECÁNICO DEL EVAPORADOR.....	278
7.2.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del evaporador .....	280
7.2.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del evaporador.....	284
7.2.3 Cálculo del espesor de los cabezales.....	285
7.2.4 Cálculo del espesor de la placa porta tubos .....	285
7.2.5 Selección de las bridas .....	286
7.2.6 Boquillas .....	286
7.3 DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR.....	286
7.3.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del absorbedor .....	287
7.3.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del absorbedor.....	289
7.3.3 Cálculo del espesor de los cabezales.....	290
7.3.5 Selección de las bridas .....	291
7.3.6 Boquillas .....	291
7.4 DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR.....	291
7.4.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del generador.....	293
7.4.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del generador.....	295
7.4.3 Cálculo del espesor de los cabezales.....	296
7.4.4 Cálculo del espesor de la placa portatubos: .....	296
7.4.5 Selección de las bridas: .....	296
7.4.6 Boquillas: .....	297
8. SISTEMA DE TUBERIAS .....	298
8.1 DESCRIPCIÓN GENERAL.....	298
8.2 DESCRIPCIÓN POR LÍNEAS.....	299
8.2.1 LINEA 1: Absorbedor – Intercambiador de calor de Solución – Generador	299
8.2.2 LINEA 2: Generador – Intercambiador de calor de Solución – Absorbedor	309

8.2.3 LINEA 3: Generador - Condensador.....	315
8.2.4 LINEA 4: Condensador – Evaporador.....	317
8.2.5 LINEA 5: Evaporador- Absorbedor .....	319
8.2.6 LINEA 6: Torre de Enfriamiento – Absorbedor – Condensador – Torre de Enfriamiento.....	320
8.2.7 LINEA 7: Recirculación Evaporador – Control de Cristalización .....	321
9. PROPUESTA PARA LOS SISTEMAS DE CONTROL A UTILIZAR EN LA MÁQUINA DE REFRIGERACIÓN .....	327
9.1 VARIABLES A CONTROLAR .....	327
9.1.1 Temperatura y presión en la línea de solución concentrada.....	327
9.1.2 Temperatura y presión en el generador .....	328
9.1.4 Flujo de agua caliente proveniente del colector .....	330
9.1.5 Temperatura y presión en los componentes principales .....	330
9.1.6 Control de la corrosión en el sistema .....	331
9.1.7 Temperatura de salida del agua de refrigeración.....	331
9.1.8 Presencia de gases no condensables .....	332
9.2 DIAGRAMA P&ID .....	333
10. VISIÓN GENERAL DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE PEQUEÑA CAPACIDAD .....	337
10.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABOSRCIÓN INSTALADOS ALREDEDOR DEL MUNDO .....	338
CONCLUSIONES .....	347
RECOMENDACIONES.....	351
BIBLIOGRAFÍA.....	353
ANEXOS.....	356

Figura 1. Efecto de los refrigerantes CFC sobre el ozono estratosférico.....	33
Figura 2. Aplicaciones de la refrigeración .....	40
Figura 3. Clasificación de los sistemas de refrigeración. ....	41
Figura 4. Sistema de refrigeración termoeléctrica.....	42
Figura 5. Representación esquemática de un refrigerador termo acústico.....	44
Figura 6. Ciclo de refrigeración termo magnética .....	45
Figura 7. Clasificación sistemas termo- mecánicos .....	46
Figura 8. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor .....	47
Figura 9. Diagrama esquemático de los elementos. ....	48
Figura 10. Sistemas de compresión de vapor Vs Sistemas de refrigeración por absorción .....	49
Figura 11. Ciclo de Carnot para potencia .....	51
Figura 12. Ciclo de Carnot inverso o de refrigeración.....	53
Figura 13. Experimento de Faraday.....	55
Figura 14. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por absorción.....	56
Figura 15. Ciclo de refrigeración por absorción: Amoniaco - Agua.....	57
Figura 16. Ciclo de refrigeración por absorción: Amoniaco – Agua .....	58
Figura 17. Etapa de refrigeración, ciclo intermitente.....	62
Figura 18. Etapa de Generación, ciclo intermitente .....	63
Figura 19. Sistema de refrigeración por absorción continuo.....	64
Figura 20. Sistema de refrigeración por absorción con accionamiento Directo ....	65
Figura 21. Sistema de refrigeración por absorción con accionamiento indirecto ..	66
Figura 22. Diagrama Entalpia-Concentración soluciones Bromuro de Litio-Agua	68
Figura 23. Diagrama de Dühring para un ciclo de simple efecto de Bromuro de Litio-Agua.....	70
Figura 24. Calor Especifico de la Solución Vs Fracción másica BrLi-H <sub>2</sub> O .....	71
Figura 25. Densidad de la Solución Vs Fracción másica BrLi_H <sub>2</sub> O .....	72
Figura 26. Esquema de un ciclo de absorción de simple-efecto.....	74
Figura 27. Ciclo de absorción representado en un diagrama de Dühring. ....	74
Figura 28. Posibles causas para que se presente cristalización.....	78

Figura 29. Ejemplo caída en la zona de cristalización .....	79
Figura 30. Problemas de cristalización en un absorbedor. ....	80
Figura 31. Bomba de vacío usada en un sistema de absorción .....	84
Figura 32. Aceite de una bomba de vacío después de ser utilizada en una máquina de refrigeración por absorción.....	85
Figura 33. Reducción de la rata de absorción a causa de los gases no condensables.....	87
Figura 34. Proceso de diseño para los intercambiadores de calor. ....	92
Figura 35. Esquema modelo de orden cero.....	94
Figura 36. Variación del COP con la temperatura en el generador en una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto .....	97
Figura 37. Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción BrLi-H <sub>2</sub> O de simple efecto.....	98
Figura 38. Diagrama T-S para el refrigerante (Agua pura) .....	108
Figura 39. Diagrama P-h para el refrigerante puro .....	109
Figura 40. Diagrama T-S para la solución concentrada.....	110
Figura 41. Diagrama T-S para la diluida .....	110
Figura 42. Diagrama P-h para la solución concentrada.....	111
Figura 43. Diagrama P-h para la solución diluida. ....	111
Figura 44. COP vs Temperatura en el generador.....	112
Figura 45. COP vs Eficiencia del intercambiador de calor de solución .....	113
Figura 46. Proceso de cálculo para el condensador y el evaporador .....	115
Figura 47. Proceso de remoción de calor en el condensador.....	117
Figura 48. Condensador horizontal de casco y tubos.....	118
Figura 49. Condensador enfriado por aire. ....	119
Figura 50. Transferencia de calor en los tubos del condensador .....	120
Figura 51. Representación Esquemática del Condensador.....	123
Figura 52. Depósito de sedimentos en Intercambiadores de calor .....	129
Figura 53. Diagrama de temperatura en el Condensador.....	131
Figura 54. Evaporadores enfriadores de líquido. ....	134

Figura 55. Representación esquemática de un evaporador Falling film horizontal .....	135
Figura 56. Representación Esquemática del Evaporador.....	137
Figura 57. Modelo para evaporación Falling film en un tubo horizontal .....	141
Figura 58. Distribución de la velocidad justo fuera de la capa límite hidrodinámica en la región jet impingement.....	142
Figura 59. Diagrama de temperatura en el Evaporador.....	148
Figura 60. Absorbedor de doble tubo.....	151
Figura 61. Absorbedor tipo Falling Film .....	152
Figura 62. Representación esquemática de un absorbedor tipo Falling Film .....	153
Figura 63. Elemento diferencial de un absorbedor de película cayente vertical con refrigerante en contracorriente.....	154
Figura 64. Representación esquemática de las simplificaciones realizadas al modelo del absorbedor. ....	156
Figura 65. Esquema de cálculo para el área del absorbedor mediante el análisis integral.....	157
Figura 66. Representación esquemática del absorbedor.....	159
Figura 67. Representación esquemática de las fases en el análisis diferencial del absorbedor.....	167
Figura 68. Malla no estructurada. ....	169
Figura 69. Esquemas de diferencias finitas .....	170
Figura 70. Volumen diferencial para la ecuación de continuidad.....	172
Figura 71. Volumen diferencial Ecuación de Navier – Stokes .....	174
Figura 72. Volumen diferencial Fuerzas superficiales.....	175
Figura 73. Volumen diferencial Ecuación de conservación de la energía.....	178
Figura 74. Volumen diferencial Ecuación de conservación de especies.....	180
Figura 75. Discretización geométrica Placa isotérmica.....	183
Figura 76. Condiciones de frontera placa isotérmica .....	186
Figura 77. Estructura general del código placa isotérmica .....	187
Figura 78. Diagrama de flujo del programa: Placa isotérmica .....	189

Figura 79. Datos de referencia para comprobar el código desarrollado .....	190
Figura 80. Estudio de malla para la temperatura .....	190
Figura 81. Estudio de malla para la concentración .....	191
Figura 82. Comparación de los resultados de temperatura con las referencias para la interfaz .....	191
Figura 83. Comparación de los resultados de concentración con las referencias para la interfaz .....	192
Figura 84. Variación de la temperatura a lo largo de la placa. ....	192
Figura 85. Variación de la concentración a lo largo de la placa. ....	193
Figura 86. Variación de la concentración a lo largo de la placa con los datos de la referencia. ....	194
Figura 87. Variación de la temperatura a lo largo de la placa con los datos de la referencia. ....	195
Figura 88. Representación esquemática del absorbedor. ....	196
Figura 89. Variación de la concentración a lo largo de la placa para los datos de diseño para 8 y 9 tubos en el bulk. ....	197
Figura 90. Variación de la concentración a lo largo de la placa para los datos de diseño para en el interface y el bulk. ....	197
Figura 91. Variación de la concentración a lo largo de la placa con los datos de diseño. ....	198
Figura 92. Variación de la temperatura a lo largo de la placa con los datos de diseño. ....	198
Figura 93. Discretización geométrica usada para modelar el flujo del agua de refrigeración en los tubos. ....	200
Figura 94. Volúmenes de control para la discretización ecuación de continuidad .....	201
Figura 95. Estructura general del código: Flujo en tuberías. ....	204
Figura 96. Diagrama de flujo del programa: Flujo en tuberías .....	206
Figura 97. Datos para la validación de los resultados del código para flujo en tuberías .....	207

Figura 98. Gráfica de Temperatura Vs Longitud para diferentes números de nodos.....	207
Figura 99. Resultados numéricos Vs resultados analíticos.....	208
Figura 100. Temperatura del fluido y Temperatura de Pared Vs Longitud del tubo. ....	208
Figura 101. Representación esquemática de la unión entre los dos códigos anteriores.....	210
Figura 102. Sub-rutinas de cálculo para el código.....	211
Figura 103. Estructura global del código combinado .....	211
Figura 104. Temperatura del agua de enfriamiento y de la solución Vs Longitud de la placa. ....	212
Figura 105. Variación de la concentración a lo largo de los tubos.....	212
Figura 106. Resumen de los resultados obtenidos para el área de transferencia en el absorbedor en cada fase del modelamiento. ....	214
Figura 107. Generador Inundado.....	215
Figura 108. Generador tipo falling film .....	216
Figura 109. Representación esquematiza del generador. ....	218
Figura 110. Parámetros de entrada para el generador.....	219
Figura 111. Discretización geométrica Placa isotérmica.....	220
Figura 112. Perfil de concentración en el generador .....	221
Figura 113. Perfil de temperaturas en el generador.....	222
Figura 114. Perfil de temperaturas en el generador.....	222
Figura 115. Perfil de concentración en el generador .....	223
Figura 116. Posibles fuentes de energía en una máquina de refrigeración por absorción .....	225
Figura 117. Colector Solar de Placa Plana .....	227
Figura 118. Colector solar de concentración parabólico .....	228
Figura 119. Colector solar evacuado Corning.....	230
Figura 120. Colector solar evacuado Owen Illinois.....	230
Figura 121. Colector solar de tubos de vacío de flujo natural. ....	231

Figura 122. Funcionamiento y estructura de un tubo de vacío con tubo de calor .....	232
Figura 123. Diferencia entre un termosifón y un tubo de calor .....	233
Figura 124. Colector de tubos de vacío con tubo conductor de fluido. ....	233
Figura 125. Análisis global para un colector solar.....	234
Figura 126. Diagrama de flujo para el análisis teórico de los colectores solares	236
Figura 127. Análisis de la radiación incidente sobre una placa absorbente.....	237
Figura 128. Estructura del Código en Matlab para el colector solar de placa plana .....	239
Figura 129. Comportamiento del calor útil obtenido en el Colector solar de placa plana. ....	240
Figura 130. Colector solar de tubos al vacío termosifónico. ....	241
Figura 131. Imagen detallada de un tubo de vacío usado en un colector solar. .	242
Figura 132. Resistencias térmicas involucradas en un tubo de vacío de un colector termosifónico. ....	243
Figura 133. Aproximación de los tubos del colector solar .....	244
Figura 134. Estructura del Código en Matlab para el colector solar de tubos de vacío termosifón.....	247
Figura 135. Temperatura del agua del colector [K] Vs tiempo [h] para cada área de captación utilizada. ....	248
Figura 136. Temperatura del agua a lo largo del día .....	250
Figura 137. Parámetros geométricos colector de tubos al vacío a utilizar .....	251
Figura 138. Esquema del intercambiador de calor de doble tubo. ....	252
Figura 139. Intercambiador de calor de casco y tubos. ....	254
Figura 140. Intercambiador de calor de casco y tubos .....	256
Figura 141. Haz de tubos para intercambiadores de calor. ....	257
Figura 142. Cabezal estacionario de un intercambiador de calor. ....	257
Figura 143. Placa Portatubos.....	258
Figura 144. Ubicación de las bridas en intercambiadores de calor de casco y tubos.....	259

Figura 145. Pernos .....	260
Figura 146. Boquillas en un intercambiador de calor .....	261
Figura 147. Nomenclatura usada en intercambiadores de calor.....	264
Figura 148. Arreglo tubos en el condensador .....	267
Figura 149. Geometría Intercambiadores de calor.....	267
Figura 150. Carta geométrica para componentes sometidos a presión externa o cargas compresivas. ....	269
Figura 151. Carta para determinar el espesor de recipientes sometidos a presión externa, fabricados en acero al carbono y aceros de baja aleación con una resistencia de fluencia mayor a 260 [MPa] y superiores y temperaturas de diseño de 150 [°C] o menores. ....	270
Figura 152. Medidas del casco del condensador.....	271
Figura 153. Factor F para el cálculo del espesor de la placa portatubos.....	274
Figura 154. Arreglo tubos en el evaporador.....	281
Figura 155. Representación esquemática del absorbedor.....	282
Figura 156. Medidas del casco del evaporador. ....	284
Figura 157. Arreglo tubos en el absorbedor.....	288
Figura 158. Medidas del casco del absorbedor. ....	289
Figura 159. Arreglo tubos en el absorbedor.....	293
Figura 160. Medidas del casco del generador. ....	295
Figura 161. Sistema de tuberías.....	298
Figura 162. Diagrama de Moody.....	303
Figura 163. Esquema útil para calcular el factor K por reducciones de diámetro	304
Figura 164. Características bomba WMD/MD 30 - STANDARD MODEL .....	306
Figura 165. Curva de operación bomba WMD/MD 30 - STANDARD MODEL....	307
Figura 166. Resultados para el diámetro del orificio en la Línea 1 .....	308
Figura 167. Espesor de aislante necesario para la línea 1 .....	309
Figura 168. Características bomba (W)MD-20RZ(T) .....	313
Figura 169. Curva de operación bomba (W)MD-20RZ(T).....	314

Figura 170. Nomograma para el cálculo de pérdidas de presión en líneas de vapor .....	316
Figura 171. Esquema para el control de la presión y la temperatura en la línea de solución concentrada (Línea 2).....	327
Figura 172. Ciclo termodinámico del refrigerante en el ciclo de absorción. ....	329
Figura 173. Válvula de control en la línea del agua proveniente del colector solar. ....	330
Figura 174. Método para expulsar los gases no condensables del sistema de absorción. ....	333
Figura 175. Diagrama P&ID del proceso .....	336
Figura 176. Instalación de refrigeración por absorción para una vivienda de la tercera edad en Canadá .....	341
Figura 177. Sistema de refrigeración solar para el hospital MOOT en Sudáfrica	342
Figura 178. Instalación de refrigeración solar en las oficinas de ESAB en Dubai .....	342
Figura 179. Tecnología solar para la climatización del colegio mundo unido (UWC) en Singapur .....	343
Figura 180. Sistema de refrigeración solar que utiliza el primer híbrido solar-Fotovoltaica del mundo.....	344
Figura 181. Sistema de refrigeración solar para 500 asientos en el estadio Lusail Iconic en Qatar.....	345
Figura 182. Sistema de refrigeración por absorción utilizado en la refinería de Ecopetrol en Barrancabermeja, Colombia. ....	346

Tabla 1. Efecto de las irreversibilidades en las tecnologías de absorción .....	60
Tabla 2. Propiedades de los fluidos de trabajo .....	61
Tabla 3. Coeficientes necesarios para hallar la Entalpia de soluciones BrLi-H <sub>2</sub> O .	69
Tabla 4. Resumen de estados termodinámicos del ciclo .....	100
Tabla 5. Parámetros de entrada del modelo termodinámico del ciclo.....	105
Tabla 6. Estados termodinámicos del ciclo .....	106
Tabla 7. Datos resultantes del ciclo de absorción.....	107
Tabla 8. Datos de proceso necesarios para el diseño del condensador.....	121
Tabla 9. Parámetros geométricos del condensador.....	122
Tabla 10. Propiedades del agua de enfriamiento a la temperatura media de masa .....	125
Tabla 11. Propiedades del refrigerante a la temperatura de película.....	128
Tabla 12. Datos necesarios para el diseño del evaporador. ....	136
Tabla 13. Parámetros geométricos del evaporador. ....	137
Tabla 14. Propiedades del agua a refrigerar a la temperatura media de masa ...	138
Tabla 15. Coeficiente de transferencia de calor externo en el evaporador .....	147
Tabla 16. Datos necesarios para el diseño del Absorbedor.....	158
Tabla 17. Propiedades de la solución de bromuro de litio-agua .....	163
Tabla 18. Propiedades de la solución de bromuro de litio-agua .....	164
Tabla 19. Estados termodinámicos en el generador.....	218
Tabla 20. Áreas de captación usadas para el estudio de la evolución de la temperatura del agua.....	248
Tabla 21. Datos necesarios para el diseño del Intercambiador de Solución.....	252
Tabla 22. Especificaciones para el diseño mecánico del condensador .....	265
Tabla 23. Especificación de materiales para el condensador .....	266
Tabla 24. Proceso de cálculo del espesor del casco del condensador.....	271
Tabla 25. Especificaciones para el diseño mecánico del evaporador.....	279
Tabla 26. Especificación de materiales para el evaporador.....	280
Tabla 27. Proceso de cálculo del espesor del casco del evaporador. ....	283
Tabla 28. Especificaciones para el diseño mecánico del condensador .....	286

Tabla 29. Especificación de materiales para el absorbedor.....	287
Tabla 30. Proceso de cálculo del espesor del casco del absorbedor. ....	289
Tabla 31. Especificaciones para el diseño mecánico del generador.....	292
Tabla 32. Especificación de materiales para el generador. ....	292
Tabla 33. Proceso de cálculo del espesor del casco del generador. ....	294
Tabla 34. Convención de colores en las líneas.....	299
Tabla 35. Características de la Tubería para la línea 1. ....	300
Tabla 36. Características de la Tubería para la línea 2. ....	310
Tabla 37. Características de la Tubería para la línea 3. ....	315
Tabla 38. Características de la Tubería para la línea 4. ....	317
Tabla 39. Características de la tubería para la línea 5.....	319
Tabla 40. Características de la Tubería para la línea 7. ....	321
Tabla 41. Convenciones usada en el diagrama P&ID.....	334
Tabla 42. Comparación de diferentes máquinas de absorción de pequeña capacidad disponibles en el mercado .....	339

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: AN ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF FALLING FILM EVAPORATION ON A HORIZONTAL TUBE .....	355
<b>ANEXO B:</b> CÓDIGO EN MATLAB PARA EL DISEÑO TÉRMICO DEL EVAPORADOR.....	365
<b>ANEXO C:</b> CÓDIGO EN EES PARA DISEÑO TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO.....	371
<b>ANEXO D:</b> TABLA PARA EL CÁLCULO DEL $L_{bb}$ .....	375
<b>ANEXO E:</b> TABLA PARA EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE EXPANSIÓN TÉRMICA ( $\alpha$ ).....	377
<b>ANEXO F:</b> DIMENSIONES BRIDAS.....	379
<b>ANEXO G:</b> CATALOGO AISLANTE TUBERIAS.....	383
<b>ANEXO H:</b> CATALOGO VÁLVULA DE EXPANSIÓN SPIRAX-SARCO.....	386
<b>ANEXO I:</b> A NUMERICAL MODELING OF AN ABSORPTION PROCESS ON A LIQUID FALLING FILM.....	389
<b>ANEXO J:</b> FORMULARIO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CENTRO TECNOLÓGICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA (CTTC).....	394
<b>ANEXO K:</b> MATHEMATICAL SIMULATION OF LITHIUM BROMIDE SOLUTION LAMINAR FALLING FILM EVAPORATION IN VERTICAL TUBE.....	419
<b>ANEXO L:</b> CURVA DE OPERACIÓN DE LA BOMBA EN LA LINEA 1.....	426
<b>ANEXO M:</b> CURVA DE OPERACIÓN DE LA BOMBA EN LA LINEA 2.....	428
<b>ANEXO N:</b> COTIZACION DEL INTERCAMBIADOR DE SOLUCION.....	430
<b>ANEXO O:</b> DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL INTERCAMBIADOR DE SOLUCION.....	433
<b>ANEXO P:</b> COTIZACION INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS.....	435

<b>ANEXO Q:</b> COTIZACION BOMBAS DE ACOPLE MAGNETICO IWAKI.....	437
<b>ANEXO R:</b> CODIGO MODELAMIENTO ABSORBEDOR.....	440
<b>ANEXO S:</b> PLANOS.....	467
<b>ANEXO T:</b> PRESUPUESTO.....	506

## RESUMEN

### TÍTULO:

**DISEÑO DE UN SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILICE LA MEZCLA ABSORBENTE-REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO-AGUA\***

### AUTORES:

**Sandra Patricia Córdoba Rentería  
Ingrid Dayana Delgado Tarazona\*\***

**PALABRAS CLAVE:** Refrigeración por absorción, bromuro de litio, energía renovable, frío solar.

### DESCRIPCIÓN:

En la actualidad es indispensable la búsqueda de nuevas alternativas energéticas para mitigar el impacto ambiental que se está presentando. Específicamente en el campo de la refrigeración es vital la disminución del uso de refrigerantes que afectan la capa de ozono y favorecen el calentamiento global.

Con estos problemas en la mira se plantea el diseño de una máquina de refrigeración por absorción continua que utilice la mezcla absorbente-refrigerante: Bromuro de litio agua, con el objetivo de profundizar en el conocimiento que se ha adquirido hasta ahora en la Universidad Industrial de Santander sobre estos sistemas y el planteamiento de soluciones a dificultades que se presentan frecuentemente tanto en la etapa de diseño como en la operación.

Como resultado de la investigación se obtuvieron las condiciones de operación que debe tener la máquina, que tendrá una capacidad de una tonelada de refrigeración, además de los sistemas de control necesarios para su correcto funcionamiento, por otro lado, se comprobó que el costo de los sistemas de absorción es bastante superior a los de compresión de vapor pero su uso se justifica debido al bajo impacto ambiental y a la amortización en el tiempo del costo inicial de equipo gracias al bajo consumo que presenta.

---

\* Proyecto de grado

\*\*Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gelvez Arocha.

## ABSTRACT

**TITLE:**

**DESIGN OF A CONTINUOUS LITHIUM BROMIDE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM\***

**AUTHORS:**

**Sandra Patricia Córdoba Rentería  
Ingrid Dayana Delgado Tarazona\*\***

**KEY WORDS:** Absorption refrigeration, lithium bromide, renewable energy, solar cooling.

**DESCRIPTION:**

Currently is indispensable seeking for new energetic alternatives in order to mitigate the negatives environmental effects that are happening. Specifically in the refrigeration field decreasing the use of refrigerants that have a negative impact in the ozone layer and stimulate the global warming is extremely important.

Having these problems in mind, the design of a continuous absorption lithium bromide refrigeration machine was proposed, with the aim of getting deeper knowledge that it has been acquired until now in the Industrial University of Santander with previous graduation projects developed in the school of Mechanical Engineering and besides formulates solutions for common difficulties in both, the design phase and operation.

As a result of the investigation the operating conditions for the machine was obtained for a capacity of 1 ton of refrigeration and the necessary control systems for its appropriate operation, in the other hand the high cost of this technology compared with a traditional vapor compression refrigeration system was confirmed, but it has to be remembered that using absorption machines is justified due to the low environmental impact that they cause and the amortization of the initial cost over the time as a consequence of the low energetic consume they have.

---

\*Graduation Project

\*\*Faculty of Physics-Mechanic Engineerings, School of Mechanical Engineering, Director Omar Armando Gelvez Arocha.

## INTRODUCCIÓN

En vista del elevado impacto negativo que ha sufrido el medio ambiente debido al uso de tecnologías que traen consecuencias nocivas para él, se hace indispensable la búsqueda de alternativas eco-amigables que mitiguen las nefastas consecuencias que a corto, mediano y largo plazo trae el empleo procesos que afectan el ecosistema.

En el campo de la refrigeración, algunas de las consecuencias negativas que se presentan para el medio ambiente son la destrucción de la capa de ozono y el aumento del efecto invernadero debido al uso de algunos tipos de refrigerantes, por tanto como una alternativa al empleo de sistemas de compresión de vapor que presentan estos inconvenientes se plantea el uso de sistemas de refrigeración por absorción que al utilizar refrigerantes como el agua o el amoníaco eliminan estos efectos y además trabajan con energía calórica que puede ser obtenida de vapor residual cuya energía de otra manera sería desperdiciada o de fuentes de energía renovable como la solar.

En vista de esto, se plantea la realización del diseño de una máquina de refrigeración por absorción que utilice energía solar para funcionar, con el objetivo de aumentar los conocimientos que se han adquirido en la Universidad Industrial de Santander con proyectos anteriores que han trabajado en este tema.

Lo relacionado con el diseño del sistema de refrigeración fue dividido en los siguientes capítulos:

Capítulo 1. Se presenta la descripción del problema que se quiere abordar.

Capítulo 2. Se presentan los antecedentes históricos de la refrigeración tanto por compresión de vapor como por absorción.

Capítulo 3. Se realiza una descripción detallada de los sistemas de refrigeración por absorción que utilizan la mezcla absorbente-refrigerante: bromuro de litio agua.

Capítulo 4. Se define una estructura para el proceso de diseño del sistema.

Capítulo 5. Se realiza el modelo termodinámico global del ciclo a diseñar.

Capítulo 6. Se realiza el diseño térmico de los intercambiadores de calor necesarios en el sistema.

Capítulo 7. Se realiza el diseño mecánico de los componentes principales que intervienen en la máquina de refrigeración por absorción.

Capítulo 8. Se dimensionan las tuberías y se seleccionan los accesorios necesarios.

Capítulo 9. Se realiza una propuesta de los sistemas de control necesarios para el funcionamiento del sistema.

Capítulo 10. Se muestra una comparación entre diferentes máquinas de refrigeración por absorción de baja capacidad que se encuentran comercialmente con los resultados obtenidos en el diseño.

## 1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En busca de satisfacer las necesidades de una población en constante crecimiento, en la cual el consumo de productos y la demanda de servicios están en aumento, el ser humano ha desarrollado tecnologías que van de la mano con el medio ambiente y hacen mejor uso de los recursos disponibles.

La conservación y producción de alimentos y medicinas, la adecuación de ambientes debido a las condiciones climáticas, el desarrollo de procesos industriales a bajas temperaturas entre otros son necesidades que han podido ser resueltas mediante la aplicación de la refrigeración, pero debido al crecimiento en la demanda de estos servicios no es desconocido que el impacto ambiental generado por este campo ha aumentado en el mismo nivel.

Aspectos como el uso de refrigerantes que destruyen la capa de ozono y el gran consumo de energía eléctrica necesario para el funcionamiento de estos sistemas han dado lugar a la búsqueda de nuevas alternativas que subsanen los inconvenientes producidos por la implementación de sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

Por esta razón en búsqueda de una solución amigable con el medio ambiente y que ofrezca iguales o mejores resultados que los sistemas de refrigeración más difundidos actualmente se plantea el uso de alternativas basadas en principios capaces de disminuir el impacto de las actuales tecnologías implementadas en la refrigeración.

## 1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO Y MOTIVACIÓN

Actualmente los sistemas de refrigeración más comunes son los que se basan en el principio de compresión de vapor, los cuales para su funcionamiento requieren de insumos que impactan negativamente el ambiente, ya que durante la obtención de la energía que se requiere para ponerlos en marcha se producen emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y por otro lado los refrigerantes que este tipo de sistemas usan contribuyen a la destrucción de la capa de ozono y al incremento del calentamiento global al ser arrojados al exterior.

Usar técnicas alternativas para refrigerar reduce los efectos negativos producidos por los sistemas convencionales, se plantea por tanto el uso de sistemas de refrigeración por absorción que utilizan calor como fuente de energía ya que este puede obtenerse como desecho de otros procesos o mediante fuentes renovables como la energía solar.

El desconocimiento de los procesos internos que se desarrollan en una máquina de refrigeración por absorción genera la necesidad de investigación en este campo, el cual promete contemplar el uso racional de la energía.

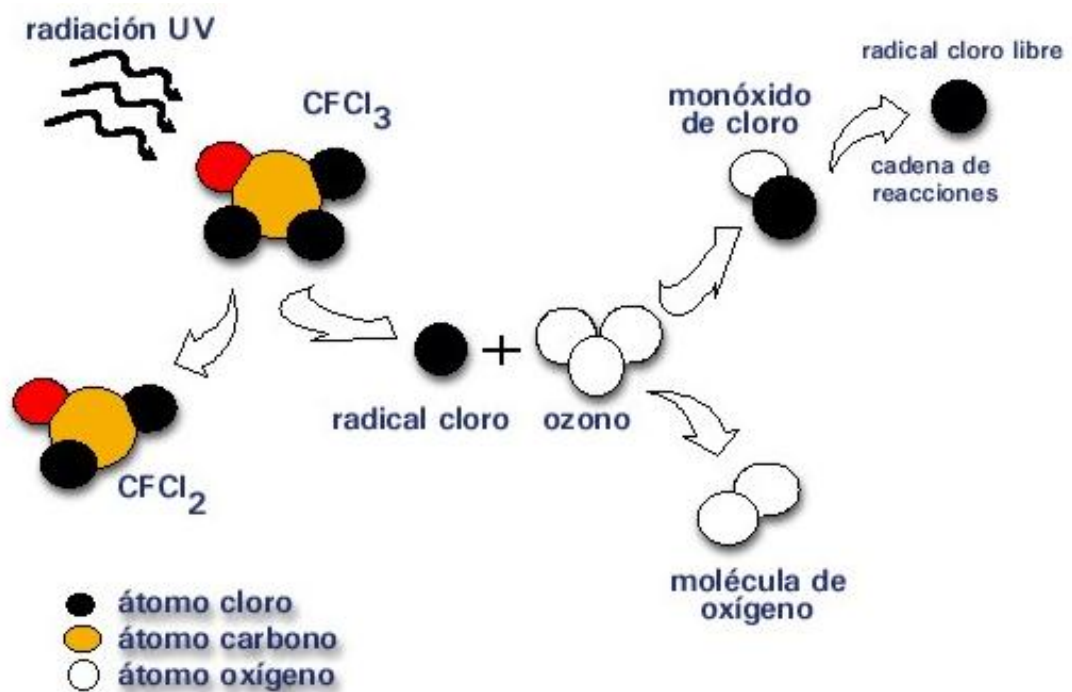
En la Universidad Industrial de Santander con la intención de promover la investigación alrededor de este tema se han desarrollado algunos estudios y proyectos de grado, la necesidad de trabajar alrededor de este campo surge a partir del desconocimiento de los tópicos importantes sobre esta tecnología.

La constante búsqueda por tecnologías que vayan de la mano con el medio ambiente y trabajen en beneficio de quien las implementa es hoy el eje central de la investigación en diversas áreas, en este caso particular en el campo de la refrigeración.

Los sistemas de refrigeración basados en el principio de compresión de vapor operan con presiones de trabajo muy superiores a la atmosférica por lo cual una

importante porción del refrigerante se fuga, viajando hasta la estratósfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro presentes en algunos de los agentes enfriadores usados normalmente, generando la destrucción de la molécula de ozono. Adicional a esto, los refrigerantes usados son opacos a la radiación por lo cual contribuyen al crecimiento del efecto invernadero. El problema de la destrucción de la capa de ozono ha disminuido gracias a la modificación en la estructura molecular de los refrigerantes a base de cloro, reemplazando este por átomos de hidrogeno.

Figura 1. Efecto de los refrigerantes CFC sobre el ozono estratosférico.



Fuente: Michael Williams. Efecto de los CFC sobre el ozono estratosférico [en línea]. [Citado 1 ago. 2012]. Disponible en internet: < URL: [http://www.profesorenlinea.cl/Quimica/Ozono\\_y\\_CFC.htm](http://www.profesorenlinea.cl/Quimica/Ozono_y_CFC.htm)>

## 1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

### 1.2.1 Objetivo general

Contribuir al cumplimiento de los objetivos misionales de la Universidad Industrial de Santander entidad comprometida con el desarrollo tecnológico y económico de departamento aportando a la labor de investigación desarrollada por estudiantes y profesores en el campo de la refrigeración por absorción.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar una máquina de refrigeración por absorción en ciclo continuo con una sola etapa que utilice la mezcla absorbente- refrigerante, Bromuro de Litio-Agua y energía solar como fuente de calor. Para lo cual se deberá:
  - Modelar térmicamente todos los componentes del sistema, entre los cuales se tiene:
    - Sistema de refrigeración: cuyos componentes principales son, un condensador, evaporador, generador y absorbedor.
    - Sistemas auxiliares: tales como las tuberías necesarias, componentes adicionales como válvulas e implementos de medición entre otros.
    - Sistema de aporte de energía calórica al generador usando un colector solar.
- Determinar a partir del modelo matemático del sistema el tamaño de cada uno de los componentes para una carga de refrigeración dada o para un sistema con un tamaño definido establecer su capacidad.

- Realizar el diseño detallado de cada uno de los elementos del sistema de refrigeración para una carga de una tonelada.
- Elaborar planos de detalle para posibilitar la construcción del sistema de refrigeración por absorción para una capacidad de 1 tonelada, utilizando la herramienta CAD Solidworks.
- Estimar el presupuesto requerido para la construcción de la máquina de refrigeración por absorción.

## 2. GENERALIDADES DE LA REFRIGERACIÓN

### 2.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN

Se conocen escritos chinos anteriores al primer milenio antes de Cristo en los que se describen ceremonias religiosas durante el invierno para llenar sótanos con hielo, y posteriormente en verano vaciarlos.

Por otra parte los griegos y los romanos comprimían la nieve en pozos aislados con pasto y ramas de árboles, esta práctica la describe Peclet y se mantuvo hasta casi mediados del siglo XX, los egipcios, hindúes y otros pueblos llenaban aguas con vasijas poco profundas de arcilla u otro material parecido y se situaban sobre lechos de paja durante la noche, dadas las condiciones climáticas se esperaba la formación de finas capas de hielo en la superficie. De igual forma hasta mediados del siglo XIX existían navieras especializadas que transportaban toneladas de hielo de Suecia y Canadá a países como Australia y los ubicados en América del Sur.

La aparición de las mezclas refrigerantes se puede considerar una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial. En 1553 el médico español Blas Villafranca nombró por primera vez el término refrigerar en el sentido de lograr mantener una temperatura inferior a la del ambiente.

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes fueron utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle y por el astrónomo físico francés Phillippe Laire, posteriormente se destaca el estudio realizado por el farmacéutico Antoine Baumé, quien expuso en sus escritos como formó hielo artificial. *“El éter expuesto al aire se evapora con la mayor prontitud y produce al evaporarse un frío muy sensible en el cuerpo que se evapora”*<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Antoine Baumé, farmacéutico y catedrático del Collège de Pharmacie de París.

En 1715 utilizando una mezcla de nieve y nitrato amónico Fahrenheit estableció el cero de su termómetro y en el siglo XIX numerosos científicos estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, a pesar de los estudios realizados estos métodos son discontinuos y de capacidad limitada, por lo que no se puede hablar de refrigeración hasta la invención de los métodos continuos, de los que se conocen dos tipos, los que consumen trabajo y los consumidores de calor.

La refrigeración mecánica es el gran exponente del primero de estos tipos al consumir trabajo para su funcionamiento, basándose en la expansión de un fluido. A pesar de que los primeros intentos de obtener frío fueron por evaporación de líquidos la primera máquina operativa fue de expansión de aire.

En la literatura anglosajona, la primicia de la obtención de frío por evaporación se adjudica a William Cullen quien en 1750 se interesó en el fenómeno de evaporación de líquidos y realizó muchas experiencias en las que hervía líquidos bajo vacío.

Por la misma época Antoine Baumé provocó frío artificial al disponer de éter etílico. A pesar del trabajo de Cullen y Baumé ninguno de ellos construyó máquinas para elaborar hielo. En 1761 Joseph Black desarrolló la teoría del calor latente de fusión, en 1744 Priestley descubrió el amoníaco y el dióxido de carbono que mostraron propiedades termodinámicas adecuadas para ser usados como refrigerantes.

Hacia el año 1866 se conocen los trabajos independientes de Edmond Carre y Maurice Leblanc, aunque a ninguno de ellos se les reconoce la paternidad de la refrigeración. Hacia 1805 Oliver Evans quizás fue el primero en proponer el uso de ciclos cerrados en refrigeración, describiendo un ciclo por compresión y evaporación de éter etílico.

El ingeniero Estadounidense Jacob Perkins inventó el primer sistema de compresión de vapor, usando vapor condensable, máquina destinada a ser la primera base de la actual industria de la refrigeración. La descripción de la patente de Perkins dice:

*“un aparato o medio mediante los cuales estoy capacitado de usar fluidos volátiles con el objeto de producir el enfriamiento o la congelación de líquidos y, al mismo tiempo, condensar constantemente dicho fluido volátil para usarlo una y otra vez, sin desperdicio.”<sup>2</sup>*

A pesar de los avances de Perkins su máquina no tuvo éxito comercial aunque el ciclo termodinámico que propuso era el correcto.

La refrigeración tuvo tres centros importantes Europa, Australia y Estados Unidos, todos ellos guiados por necesidades de comercio que debían suplir, en el caso de Europa la producción de leche, cerveza y destilación. Australia era gran productor de carne y necesitaba vender sus productos en el extranjero y Estados Unidos interesado en el desarrollo intelectual y tecnológico.

La primera máquina que funcionó comercialmente fue la de John Gorrie, médico que buscaba una forma de ayudar a sus pacientes de fiebre amarilla, la diferencia de la máquina de Gorrie con la de Perkins era que el fluido no cambiaba de fase.

En el año 1856, en Australia, James Harrison mejoró la idea de Perkins y patentó una máquina de compresión de vapor de éter sulfúrico, la primera de estas máquinas construida fue instalada en la industria cervecera en Australia, de todos modos se ha escrito que la primera máquina de refrigeración continua operativa fue construida en 1874 por Carl Ritter von Linde quien se considera uno de los grandes iniciadores de la industria frigorífica. Se llegó a decir que el hielo artificial

---

<sup>2</sup> GB 6662/1835 Apparatus and means for producing ice and in cooling fluids. 14 August 1835 (steamindex incorrectly states 1834).

debía ser prohibido y que era perjudicial para la salud, sin contar con que el éter era peligroso y podría ocasionar incendios.

El segundo de los métodos continuos de los que se puede hablar es el que utiliza calor, la refrigeración térmica. Joseph Priestley descubrió en 1774 la afinidad del amoníaco con el agua, lo que ayudó a Ferdinand Carre a idear una máquina de refrigeración que solo consumía calor gracias a un nuevo sistema que él llamó de afinidad, y que posteriormente se conoció como absorción. Se conocen dos tipos de máquinas desarrolladas bajo este principio, de ciclo intermitente y de operación continua.

La máquina de Carré fue rápidamente comercializada en países como Alemania, Gran Bretaña, Estados Unidos, siendo construida y perfeccionada. Las máquinas de absorción tuvieron un dominio sobre las otras máquinas de refrigeración periodo que se extendió hacia 1875 a pesar de que el cálculo y dimensionamiento de estos sistemas fuese más complicado que en las de compresión. La aparición de los refrigerantes distintos de los éteres y más tarde los motores eléctricos, produjeron que la máquina de absorción tuviera que ceder su hegemonía a los sistemas de compresión. Carl Munster y Baltazar von Platen se basaron en la ley de Dalton de las presiones parciales para realizar mejoras al siglo existente posibilitando la utilización de los sistemas de absorción en zonas rurales sin electricidad ni gas y últimamente para aprovechamiento de energía térmica de bajo nivel, energía solar, con la utilización de la solución de bromuro de litio sustituyendo al amoníaco.

## **2.2 APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN**

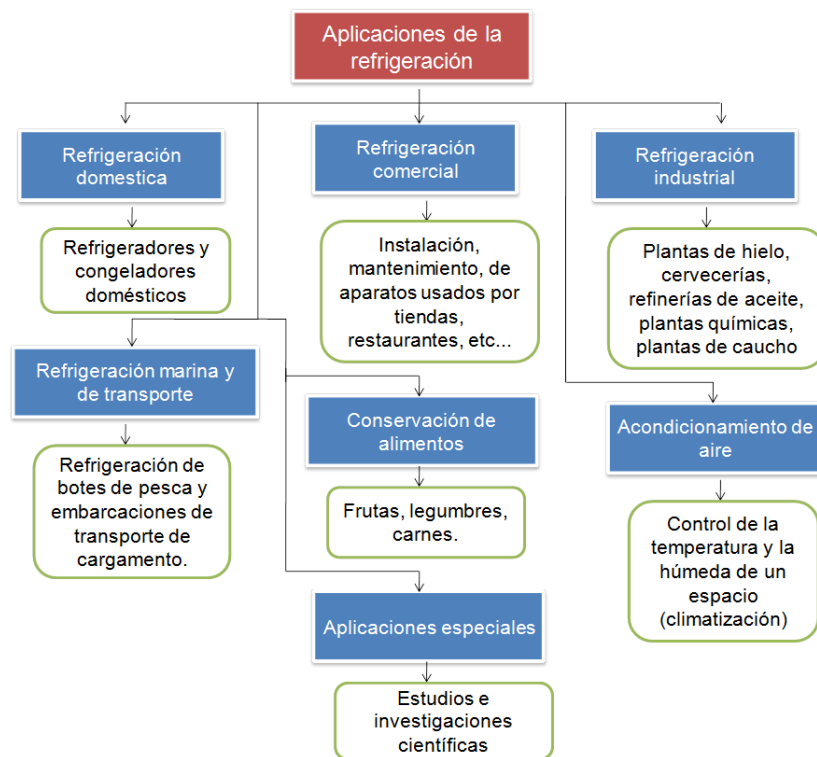
Las aplicaciones de la refrigeración van desde la conservación de los alimentos hasta el confort.

Con la aparición de la electricidad y la creación de máquinas para producir hielo este campo de la ingeniería se extendió hacia la conservación de carne a nivel industrial, las cervecerías, entre otras.

Durante la segunda guerra mundial con la aparición de los compresores herméticos adquirió gran importancia, con la implementación de refrigeradores y congeladores en los hogares. En la actualidad las aplicaciones son numerosas, se tienen plantas de aire acondicionado, plantas secadoras, enfriamiento de agua, bombas de calor etcétera.

La figura 2 muestra como se pueden agrupar los sistemas de refrigeración según la aplicación que tienen:

Figura 2. Aplicaciones de la refrigeración



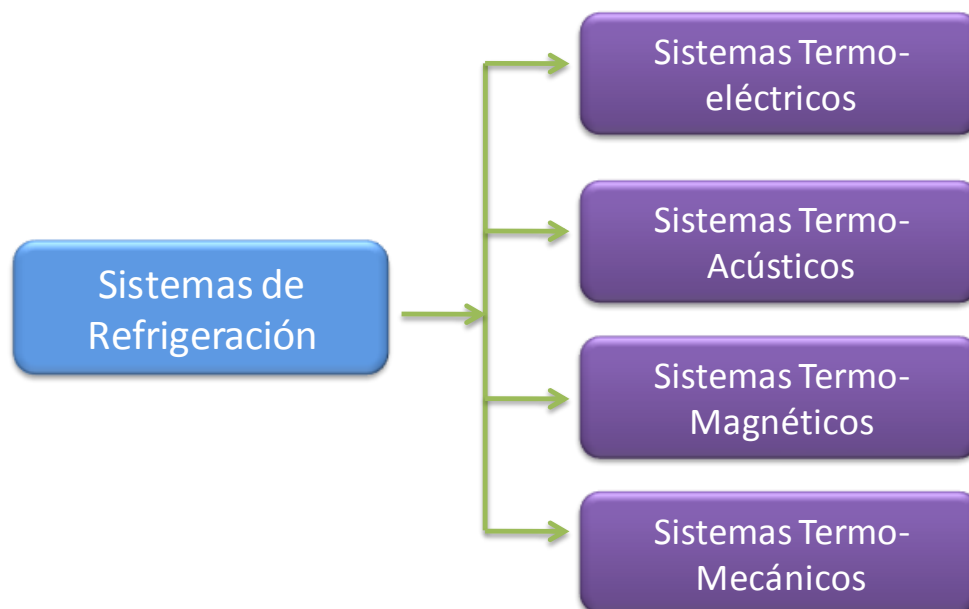
Fuente: Autores

## 2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración es el proceso que permite llevar el calor de una zona de baja temperatura a una zona de alta temperatura, para esto es necesario siempre suministrar algún tipo de energía ya que según el enunciado de Clausius<sup>3</sup>: “Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que se produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura”, es decir, en palabras más sencillas el calor no puede fluir espontáneamente de un cuerpo frío a otro cálido.

En vista de esto los sistemas de refrigeración pueden ser clasificados de acuerdo al tipo de energía que deba ser suministrada para su funcionamiento, esto se muestra en la figura 3

Figura 3. Clasificación de los sistemas de refrigeración.

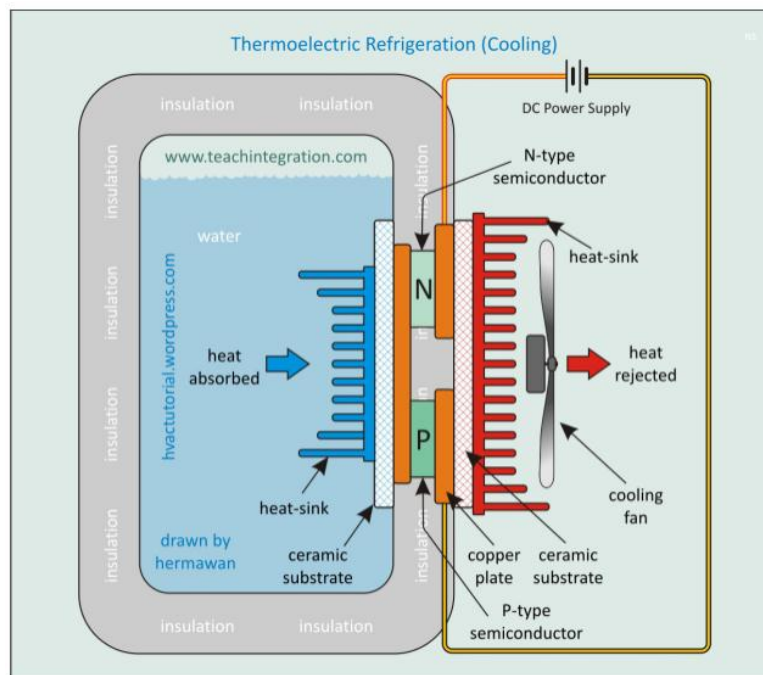


Fuente: Autores.

<sup>3</sup> Físico y matemático alemán, considerado como uno de los fundadores centrales de la ciencia de la termodinámica.

**2.3.1 Sistemas Termo eléctricos :** La refrigeración termoeléctrica está basada en el efecto Peltier<sup>4</sup>, y constituye un sistema de conversión directa de electricidad en transferencia de calor de un sitio baja a uno de alta temperatura, sin pasar por energía mecánica ni térmica como ocurre con los sistemas de compresión o absorción. Al tratarse de un sistema completamente estático, sin partes móviles, y alimentado únicamente por corriente continua, es muy útil en todas aquellas aplicaciones en donde la carga a refrigerar esté en movimiento, además, a ello se une la ausencia de ruido durante su funcionamiento. Su rango de aplicación se extiende desde cargas frigoríficas de unas décimas de vatio hasta valores del orden de 1 [Kw].

Figura 4. Sistema de refrigeración termoeléctrica



Fuente: Thermoelectric Refrigeration System [en línea]. [Citado 3 nov. 2013]. Disponible en internet: < URL: <http://hvactutorial.wordpress.com/refrigeration-system/special-refrigeration-system/thermoelectric-refrigeration-system/>>

<sup>4</sup> Hace referencia a la creación de una diferencia de temperatura debida a un voltaje eléctrico

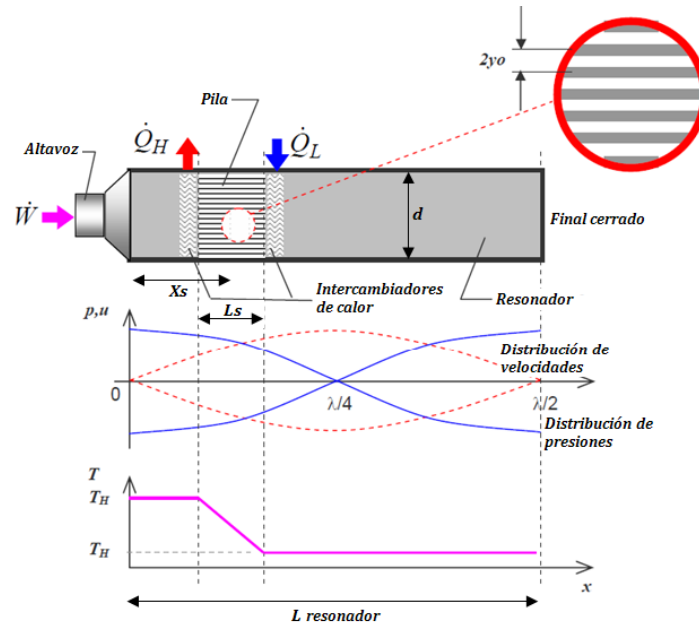
Las uniones termoeléctricas rondan generalmente el 5-10% de la eficiencia de un refrigerador ideal, comparado con el 40-50% conseguido por los sistemas convencionales de ciclo de compresión. Dada su relativa poca eficiencia, la refrigeración termoeléctrica suele utilizarse sólo en entornos en los que importa más la naturaleza de estado sólido (sin partes móviles) que la eficiencia constituyendo la única solución viable en aplicaciones tales como la refrigeración de equipos electrónicos móviles, refrigeradores clínicos portátiles, acondicionamiento de aire en submarinos y en general en todos aquellos sistemas en los que por diversas razones (movilidad, ruido, etc.) no son de aplicación los sistemas convencionales de compresión y absorción.

**2.3.2 Sistemas Termo Acústicos:** La refrigeración termo acústica es una alternativa innovadora que se basa en dos principios termodinámicos importantes, en primer lugar la temperatura de un gas se eleva cuando se comprime y disminuye cuando este se expande, en segundo lugar cuando dos sustancias se colocan en contacto directo el calor fluirá de la mayor a la de menor temperatura.

Un sistema de refrigeración debe contar básicamente con un tubo resonante, un parlante acoplado a una de sus extremidades, una pila termo acústica, dos intercambiadores de calor y un gas de trabajo. Cuando el parlante es excitado por una señal eléctrica este genera una onda, la cual hace que el fluido de trabajo se mueva a través de la pila donde la presión, la temperatura y la velocidad varían a través del tiempo.

Como se muestra en la figura 5, el ciclo termo acústico se puede describir, considerando que una porción de gas se mueve hacia la izquierda. Su temperatura aumenta con el aumento de la presión y después pierde velocidad, en el momento de cambiar la dirección de su movimiento, el gas caliente libera calor dentro de la pila. Durante la próxima mitad del ciclo una porción de gas se mueve hacia la derecha y se expande quedando con la capacidad de absorber calor.

Figura 5. Representación esquemática de un refrigerador termo acústico



Fuente: “Diseño y construcción de un sistema de refrigeración termo acústica”. [Santander, Colombia. En línea]. [Consultado el 15 de Enero del 2012]. Disponible desde internet: <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2011/142149.pdf>.

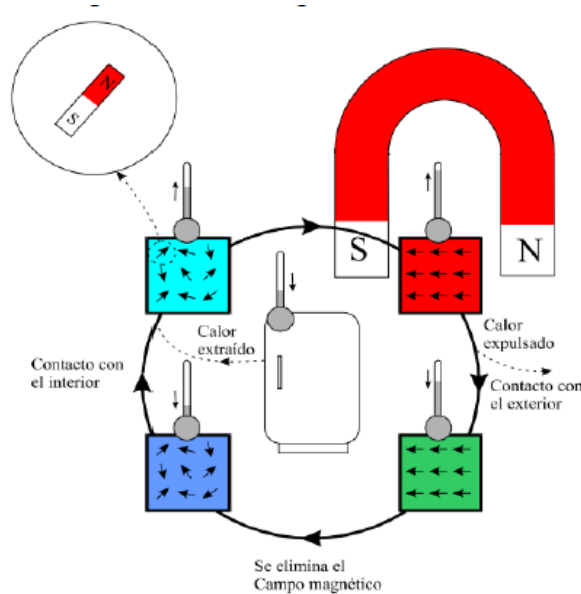
**2.2.3 Sistemas Termo Magnéticos:** La refrigeración termo-magnética se basa en el efecto magneto-calórico (MCE, por sus siglas en inglés), que es un fenómeno por el cual se causa un cambio en la temperatura de un material determinado por su exposición a un campo magnético cambiante. Actualmente el Gadolinio y sus aleaciones son los mejores materiales disponibles para la refrigeración termo-magnética ya que producen cambios de hasta 3 o 4 [K] por cada tesla de cambio en el campo magnético

La refrigeración magnética aprovecha el efecto magneto calórico para reemplazar los procesos de compresión y expansión de los sistemas convencionales por procesos de magnetización y des magnetización de un material magneto calórico.

En estos sistemas, la transferencia de calor se produce cuando cambia el campo magnético aplicado sobre el material en un proceso en el que la presión permanece constante.

A diferencia del ciclo de vapor, en los sistemas de refrigeración magnética el refrigerante (material magneto calórico) es un sólido y no se puede bombear a través de intercambiadores de calor. Por tanto se emplea un fluido que transfiere la energía entre el refrigerante magnético y los depósitos.

Figura 6. Ciclo de refrigeración termo magnética



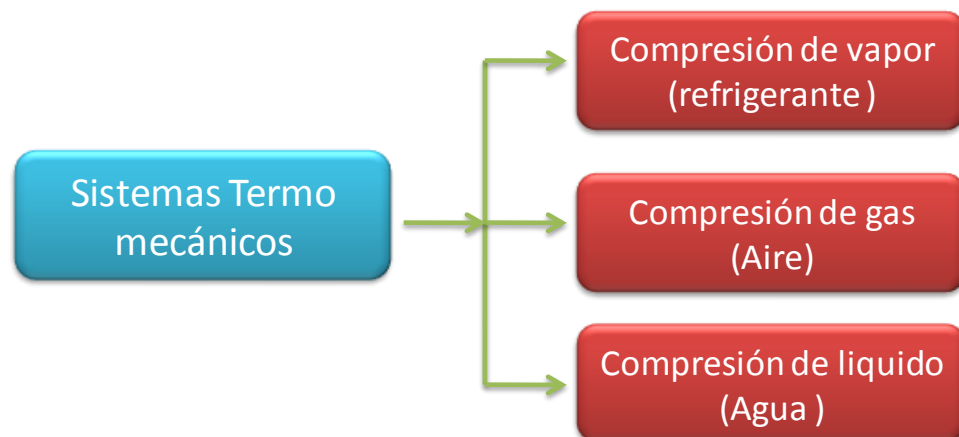
Fuente: Disponible en: <http://www.unizar.es/icma/depart/termomag/documents/REFRIGERACION%20MAGNETICA.pdf>

Las etapas se esquematizan en la figura 6 comenzando en la parte superior izquierda en el cuadro de color celeste, donde los átomos se encuentran en una posición aleatoria a temperatura ambiente, al introducir un campo electromagnético los átomos se alinean en dirección de este y el material se calienta, representado por el cuadro rojo, colocándose en contacto con el medio exterior y manteniendo el campo donde la temperatura disminuye hasta la del ambiente. Luego se elimina el campo magnético produciendo el desalineamiento de los átomos disminuyendo su temperatura, simbolizado por el cuadro azul, colocándose en contacto con el ambiente o medio a refrigerar extrayendo el calor y de esta manera continua repitiéndose el ciclo.

Este proceso se denomina desimanación adiabática y se emplea desde 1927 para conseguir temperaturas extremadamente bajas en los laboratorios, cercanas al cero absoluto.

**2.3.4 Sistemas termo-mecánicos:** Los ciclos de refrigeración termo-mecánicos se basan en el empleo de refrigerantes cuyo punto de ebullición disminuye considerablemente al ser sometidos a un descenso de presión. Estos se pueden clasificar de acuerdo al estado en el que se encuentra el fluido de trabajo que utilizan, es decir, los ciclos de compresión de vapor trabajan con vapor saturado o cercano a la saturación, los ciclos de compresión de gas con vapor sobrecalentado (aire) y por último los ciclos de compresión de líquido se refieren a los ciclos de refrigeración por absorción, que pueden utilizar diferentes pares de absorbente-refrigerante como se verá más adelante.

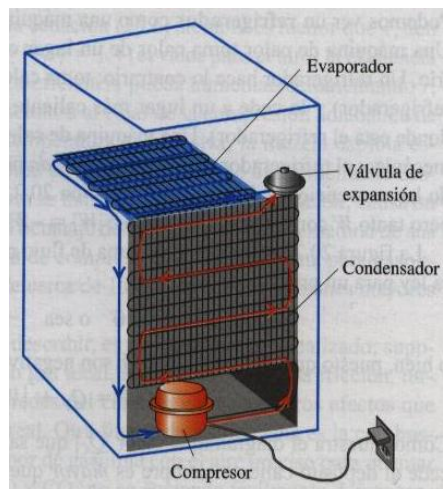
Figura 7. Clasificación sistemas termo- mecánicos



Fuente: Autores

**2.3.4.1 Sistemas de compresión de vapor:** Este ciclo aprovecha la entalpia de transformación de las sustancias al cambiar de fase líquida a fase de vapor, una aplicación de este tipo de sistemas se ve en la figura 8.

Figura 8. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

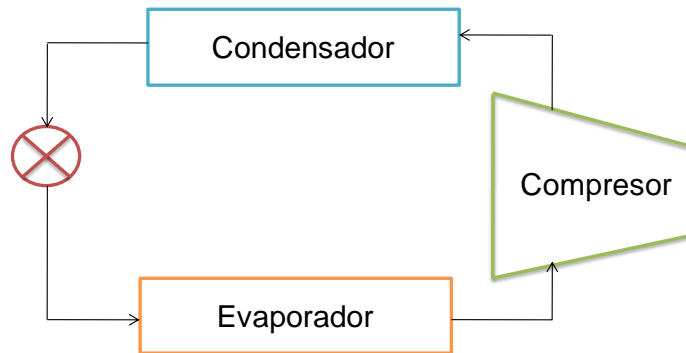


Fuente: [citado en 03 de nov. 2012] Disponible en: [http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:JKh99PqrfmcJ:www.dcb.unam.mx/cerafin/bancorec/ejenlinea/Ciclo\\_de\\_refrigeracion\\_por\\_la\\_compresion\\_de\\_un.ppt+&cd=1&hl=es&ct=clnk](http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:JKh99PqrfmcJ:www.dcb.unam.mx/cerafin/bancorec/ejenlinea/Ciclo_de_refrigeracion_por_la_compresion_de_un.ppt+&cd=1&hl=es&ct=clnk)

En la figura anterior se pueden ver las partes que lo componen: el evaporador, condensador, el cual es un serpentín con tubos ubicados en la parte posterior, el compresor que es un aparato cilíndrico que se ubica en la parte inferior y la válvula de expansión que, en este caso es un tubo capilar.

En el compresor se eleva la presión de la sustancia que se encuentra en su fase gaseosa y, por consiguiente, se eleva también su temperatura, después de salir del compresor, la sustancia todavía en su fase gaseosa, entra al condensador, donde rechaza calor al medio ambiente, debido a una diferencia de temperatura, por la disminución de la energía, la sustancia baja su temperatura y después se condensa, cambiando de fase gaseosa a la fase líquida, el líquido entra a la válvula de expansión, produciéndose un estrangulamiento que baja la presión de la sustancia y disminuye la temperatura a un valor menor que la del ambiente.

Figura 9. Diagrama esquemático de los elementos.



Fuente: Autores

La sustancia empieza a evaporarse producto de la expansión en la válvula pero la mayor parte de dicha evaporación ocurre en el evaporador donde la sustancia toma la energía necesaria para evaporarse del medio del cual se desea extraer el calor. Una vez la sustancia sale del evaporador retorna al compresor para iniciar de nuevo el ciclo.

**2.3.4.2 Sistemas de compresión de gas:** El refrigerante se encuentra en estado gaseoso y durante todo el ciclo no cambia de estado, estos sistemas aprovechan el efecto de disminuir la temperatura cuando se expande un gas,

Una aplicación industrial de los ciclos de compresión de gas es en la industria de la aviación, porque a pesar de ser menos eficientes que los ciclo de compresión de vapor en el caso particular de los aviones la disponibilidad de refrigerante, es decir del aire, es ilimitada.

**2.3.4.3 Sistemas de compresión de líquido:** Entre los sistemas de compresión de líquido se encuentran los sistemas de absorción por medio de los cuales se produce frío aprovechando las propiedades de ciertas sustancias que absorben calor al cambiar de estado líquido a gaseoso. En los sistemas de compresión el ciclo requiere de un compresor mecánico, por otro lado los sistemas de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor.

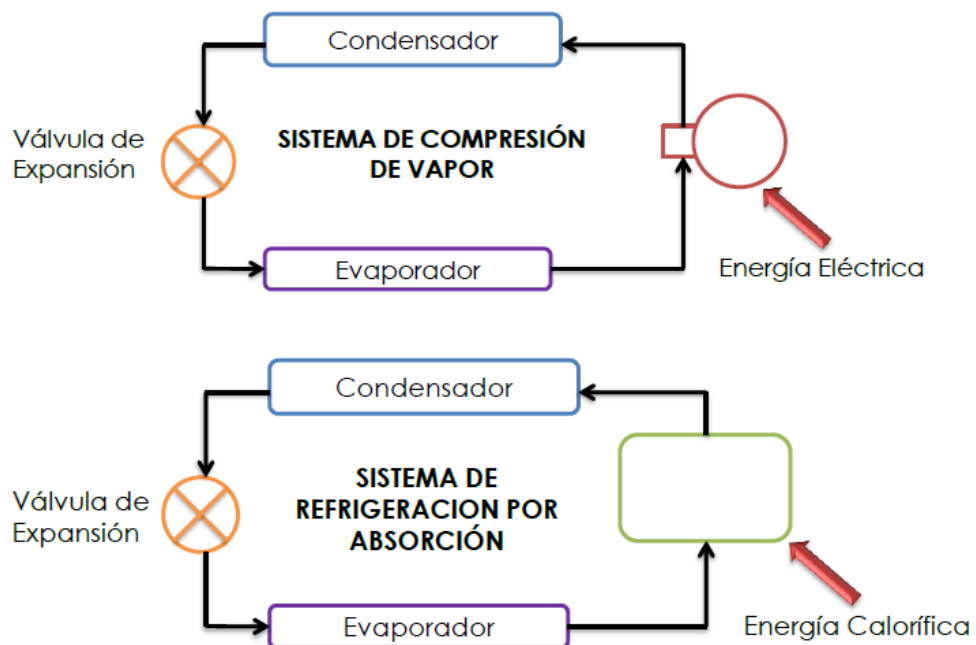
Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente (disolvente) y como absorbida (soluto) amoníaco.

La figura 10 muestra una comparación entre un sistema de compresión de vapor y los sistemas de absorción.

## 2.4 BASES TEÓRICAS

Para el estudio y diseño detallado de un sistema de refrigeración por absorción es vital conocer los principios teóricos que rigen dicho fenómeno, para empezar se muestra el concepto de sistemas de refrigeración por absorción como ciclos idealizados de conversión de energía.

Figura 10. Sistemas de compresión de vapor Vs Sistemas de refrigeración por absorción



Fuente: Autores

**2.4.1 Ciclo de Carnot:** Las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos, por esto el fluido de trabajo de una de estas máquinas vuelve a su estado inicial al terminar

cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido, la diferencia entre estas dos cantidades es el trabajo neto que entrega la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de como se ejecute cada uno de los procesos que constituyen el ciclo, el trabajo neto, y por lo tanto la eficiencia del ciclo, se pueden maximizar mediante procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan lo más posible, es decir mediante procesos reversibles.

En la práctica no es posible lograr ciclos reversibles porque no se pueden eliminar las irreversibilidades asociadas con cada proceso, sin embargo los ciclos reversibles proporcionan límites superiores para el desempeño de los ciclos reales.

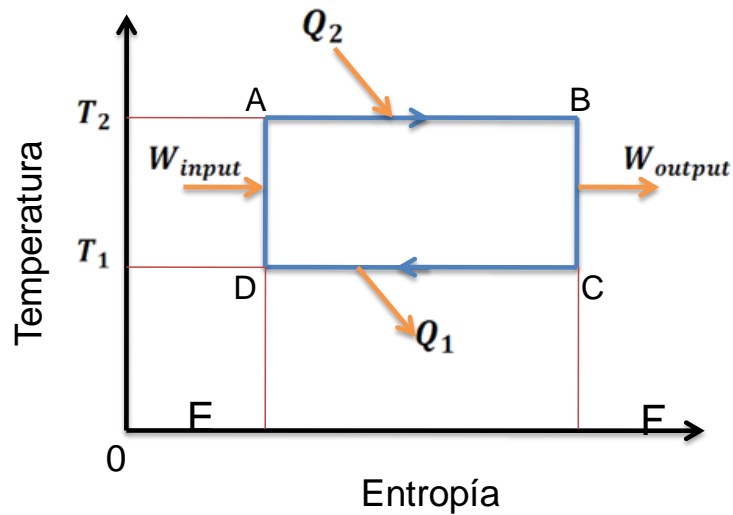
Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el ciclo de Carnot, propuesto en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera bajo el ciclo de Carnot se llama, máquina térmica de Carnot y su ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos.

Este ciclo puede tener dos aplicaciones, en el conocido como ciclo de Carnot para potencia el objetivo final es calentar una zona de interés y en el ciclo de Carnot de refrigeración se pretende retirar calor de un recinto a baja temperatura y enviarlo a un sumidero que se encuentra a una temperatura más elevada.

A continuación se muestra una explicación más detallada para cada posibilidad en el uso del ciclo de Carnot.

**2.4.1.1 Ciclo de Carnot para potencia:** La figura 11 muestra un ciclo idealizado de conversión de energía, representado en un diagrama temperatura vs entropía ( $T$  vs  $s$ ). La línea AB representa un proceso isotérmico de adición de calor  $Q_2$  a la temperatura  $T_2$ . Como convención se asume que las flechas representan la energía suministrada al ciclo

Figura 11. Ciclo de Carnot para potencia



Fuente: Autores

BC representa la producción de trabajo con entropía constante, CD indica el rechazo de calor  $Q_1$  a la temperatura  $T_1$  y finalmente DA la entrada isoentrópica de trabajo. Al asumir que todos los procesos son reversibles, el área ABCD representa la cantidad de trabajo neto producido  $W$ , y el área CDEF la cantidad de calor  $Q_1$  rechazada por el ciclo, al asumir que E y F están en el nivel de referencia de  $T = 0$  [K]. El proceso anteriormente descrito sucede en el sentido de las manecillas del reloj y la suma de las dos áreas (ABFE) es la cantidad de calor  $Q_2$  suministrada al ciclo requerido para cumplir la primera ley descrita por la ecuación 1.

$$Q_2 = Q_1 + W \quad [1]$$

La eficiencia  $\eta$  es definida como la cantidad de trabajo producido dividido en la cantidad de calor suministrado a alta temperatura.

$$\eta = \frac{W}{Q_2} \quad [2]$$

De la segunda ley de la termodinámica para el ciclo de Carnot representado en la figura 11 se sabe que la entropía producida es cero al considerarlo un proceso reversible por lo cual:

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad [3]$$

A partir de las ecuaciones 1 y 3 se puede expresar la eficiencia como:

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad [4]$$

La ecuación 4 es frecuentemente denominada la eficiencia de Carnot para generación de energía.

El desempeño de una bomba de calor está descrito por la relación entre la cantidad de calor disponible a alta temperatura dividido en el trabajo neto requerido para lograrlo. Desde luego este valor es superior a 1 y suele llamarse “Coefficient of performance” o  $COP_B$  el cual se expresa en la ecuación 5.

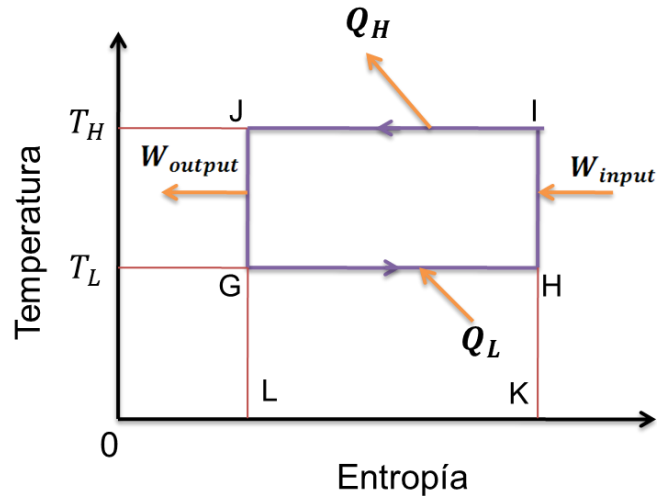
$$COP_B = \frac{Q_H}{W_{input}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad [5]$$

**2.4.1.2 Ciclo de Carnot inverso o de refrigeración:** El ciclo de la máquina térmica de Carnot es totalmente reversible, por tanto todos los procesos que abarca se pueden invertir, en cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot. Esta vez el ciclo es exactamente el mismo, excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas.

La figura 12 muestra un ciclo de Carnot invertido o de refrigeración, la dirección de los procesos es opuesta a las del ciclo de generación de energía, en este caso las temperaturas son seleccionadas tal que  $Q_L$  es suministrado al fluido de trabajo a la temperatura  $T_L$  a lo largo del proceso descrito por la línea GH; el fluido es comprimido de forma isoentrópica HI y el calor  $Q_H$  es expulsado a la temperatura

$T_H$  en el proceso IJ, finalmente en el proceso JG el fluido es expandido con entropía constante.

Figura 12. Ciclo de Carnot inverso o de refrigeración.



Fuente: Autores

La cantidad neta de trabajo que debe ser suministrado al sistema está dado por el área GHIL y la cantidad de calor rechazado por GHKL, la suma de ambas áreas representa la cantidad de calor rechazado a la temperatura  $T_H$ .

El ciclo de Carnot de la figura 12 puede ser usado para aplicaciones de enfriamiento y refrigeración, el ciclo en sí mismo no cambia, pero la forma de la aplicación es diferente. Para refrigeración el calor removido a la temperatura  $T_L$  es la cantidad de interés y el COP está definido como la relación entre la capacidad de enfriamiento  $Q_L$  sobre el trabajo requerido  $W_{input}$ .

$$COP_R = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{Q_L}{W_{input}} \quad [6]$$

De lo anterior se deduce

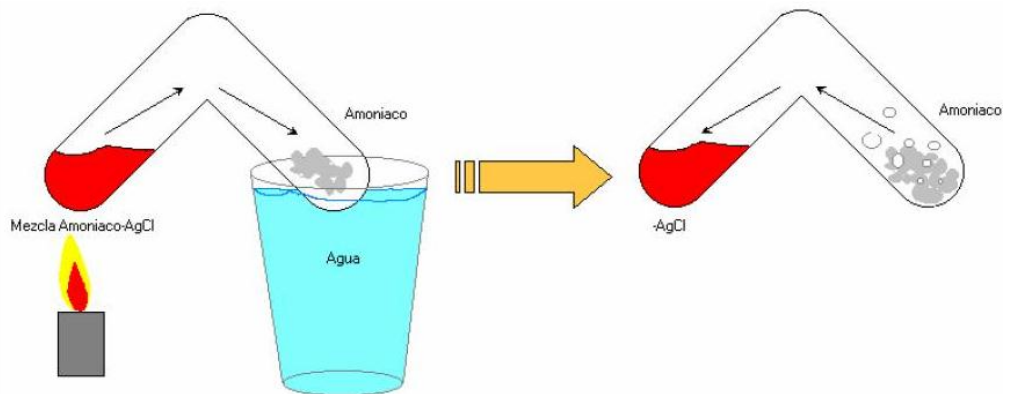
$$COP_R + 1 = COP_B \quad [7]$$

**2.4.2 Principio de funcionamiento:** Los ciclos de refrigeración por absorción se basan en la capacidad que tienen algunas sustancias como el agua o el bromuro de litio para absorber en fase líquida, vapores de otras sustancias como amoníaco y agua respectivamente.

Para el estudio a fondo de esta tecnología de refrigeración se deben distinguir dos conceptos el primero de ellos es el absorbente, designando así a la sustancia que absorbe los vapores, y el agente refrigerante o agente frigorífico, a la sustancia que se evapora y da lugar a una producción frigorífica que pueda ser aprovechada.

El principio de absorción fue descubierto por Michael Faraday en 1824 y se ilustra en la figura 13. Su objetivo era licuar ciertos gases que se creían solo existían en forma de vapor. Faraday sabía que el cloruro de plata tenía la propiedad de absorber grandes cantidades de vapor de amoníaco, por lo que expuso el polvo de cloruro de plata al amoníaco gaseoso y luego selló el compuesto en un tubo de ensayo en forma de V invertida, seguidamente expuso la mezcla de amoníaco más cloruro de plata al calor de una llama mientras se sumergía el otro extremo en agua para ser enfriado, con el calor la mezcla libera el amoníaco que procede a condensarse en el extremo frío. Faraday continuó su experimento cuando logró condensar una cantidad considerable de amoníaco, pero contrario a lo que pensó al retirar la llama el amoníaco no permaneció en fase líquida sino que empezó a hervir e inmediatamente era absorbido de nuevo por el cloruro de plata, Faraday notó que el extremo se enfriaba mientras el amoníaco cambiaba de fase. Bajo este principio se diseñan los ciclos de refrigeración por absorción.

Figura 13. Experimento de Faraday.



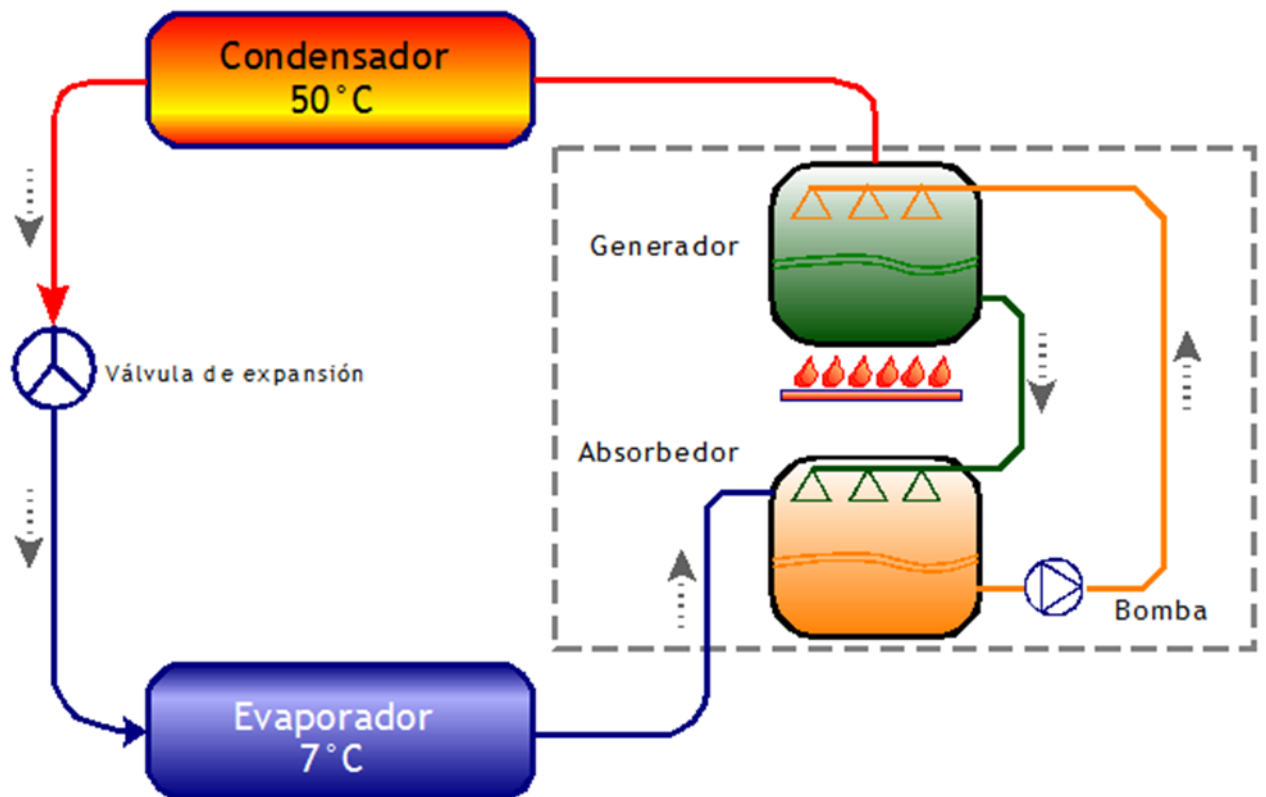
Fuente: CAÑADAS, Mauricio y TORRES, José. Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. San Salvador: Universidad de el Salvador. Facultad de ingeniería y Arquitectura. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2010. 16 p.

**2.4.3 Descripción sistemas de refrigeración por absorción usados a nivel industrial:** La figura 14 muestra un esquema elemental de un sistema de refrigeración por absorción el cual consta de 4 componentes principales, evaporador, condensador, absorbedor y generador.

Iniciando el proceso en el evaporador, el fluido refrigerante se evapora a bajas presiones, mientras va tomando la energía necesaria para cambiar de fase del fluido que circula por el serpentín. El vapor producido se conduce al absorbedor en el que a baja temperatura y presión, es absorbido por la sustancia absorbidora. Este proceso es exotérmico por lo que se debe retirar el calor generado para mantener la capacidad de refrigeración. La solución ahora diluida se lleva al generador en el cual es calentada para que parte de la sustancia absorbida sea liberada, la solución concentrada se devuelve al absorbedor, mientras el vapor del refrigerante se lleva a la cuarta etapa, el condensador, donde cambia a estado

líquido y se libera calor a alta temperatura. El ciclo se cierra con la válvula de expansión la cual permite trabajar con los dos niveles de presión.

Figura 14. Componentes básicos de un ciclo de refrigeración por absorción.



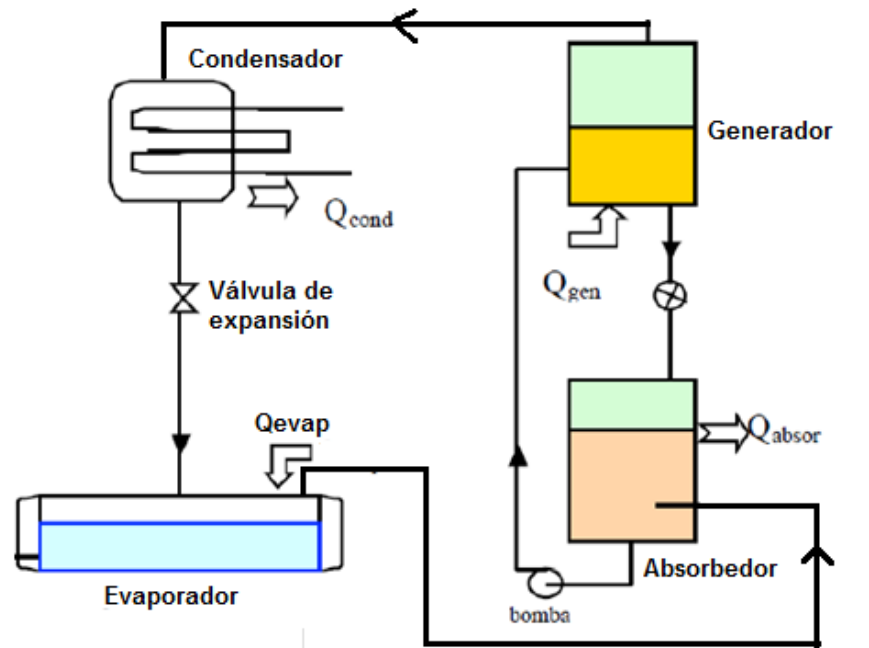
Fuente: [citado en 03 de sep. 2012] Disponible en: [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ciclo\\_refrigeracion\\_por\\_absorcion.png](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ciclo_refrigeracion_por_absorcion.png)

Los más comunes de los ciclos de absorción son aquellos que usan bromuro de litio- agua y los que usan amoníaco- agua, en el primero de ellos el agua trabaja como refrigerante y en el segundo como absorbente.

## 2.5 CICLOS COMUNES

### 2.5.1 Ciclo Amoniaco- Agua

Figura 15. Ciclo de refrigeración por absorción: Amoniaco - Agua



Fuente: BELTRÁN, Rafael G. Refrigeración solar ciclo de absorción intermitente.

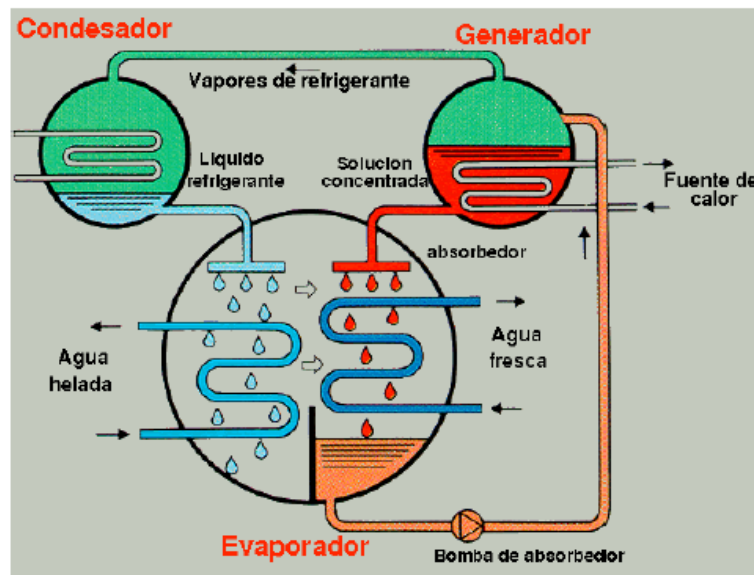
El ciclo de refrigeración que usa la mezcla amoniaco- agua, en el cual el agua se comporta como absorbente y el amoniaco como refrigerante cuenta con cinco elementos principalmente, el primero de ellos, el generador, lugar en el que la solución recibe calor de una fuente externa que produce la evaporación del amoniaco, y es conducido al segundo elemento básico, el condensador en el cual se elimina el calor. A continuación la solución pasa por la válvula de expansión sufriendo una caída de presión, por lo cual la mezcla cuenta con una presión ideal para entrar al evaporador, lugar en el que el amoniaco hierve absorbiendo calor. Posteriormente el absorbedor posibilita la mezcla del vapor de amoniaco procedente del evaporador con la solución de agua- amoniaco contenida en él.

Finalmente el quinto elemento básico de este sistema es la bomba encargada de elevar la presión de la mezcla para ser llevada del absorbedor al generador.

El montaje mencionado anteriormente tiene lugar debido a que este par absorbente- refrigerante posee una relación de volatilidad baja, por lo cual es necesario implementar mecanismos que permitan separar completamente el amoníaco del agua para que por el sistema solo circule el refrigerante es decir el amoníaco. Adicional a esto el uso de amoníaco está restringido debido al peligro que representa esta sustancia en algunas concentraciones para el ser humano, por lo cual queda relegada a aplicaciones industriales en las que el contacto con personas sea limitado o nulo.

### 2.5.2 Ciclo Bromuro de litio- Agua

Figura 16. Ciclo de refrigeración por absorción: Amoníaco – Agua



Fuente: [citado en 03 de sep. 2012] Disponible en: <http://www.icogen-sa.com/index.php/eficiencia-energetica/-refrigeracion-termica/ciclo-de-absorcion/110.html>

En el caso del par Bromuro de Litio- Agua, el primero de ellos se comporta como absorbente y el segundo como refrigerante, siendo el agua el agente refrigerante los sistemas en los que se implementa este par están limitados por la temperatura de congelación del agua, por lo que no se pueden alcanzar temperaturas de refrigeración por debajo del punto de congelación del agua.

La mezcla Bromuro de litio- agua, tiene elevada seguridad, bajo costo, y aunque el principio de funcionamiento es similar al del par Amoniaco- Agua, los sistemas en los que se utiliza Bromuro de Litio- Agua son más sencillos dada la facilidad para separar el refrigerante del absorbente, los inconvenientes en la implementación de este se encuentran en la tendencia del bromuro de litio de cristalizarse incluso en concentraciones bajas y la necesidad de trabajar con presiones por debajo de la atmosférica lo que conlleva a diseñar y construir sistemas más robustos.

## **2.6 IRREVERSIBILIDADES EN LOS PROCESOS DE ABSORCIÓN**

Los ciclos representados de forma idealizada como lo es el caso del ciclo de Carnot posibilitan un desarrollo limitado para el funcionamiento real de las máquinas de absorción. En ciclos reales se encuentran procesos con irreversibilidades que disminuyen el rendimiento del sistema como es el caso de las irreversibilidades termodinámicas las cuales se presentan siempre que ocurra transporte de energía. Esto incluye transporte de momento, masa o calor.

Para que se genere un transporte de energía se requiere una diferencia de potencial, en el caso de transferencia de calor sería un delta de temperaturas. Las irreversibilidades en los procesos dependen tanto de la cantidad transportada, como de la diferencia de potencial. Las irreversibilidades son definidas como la entropía generada multiplicada por la temperatura de referencia, lo anterior es útil ya que posibilita una definición específica, pero también puede generar cierta confusión debido a la elección de la temperatura de referencia. Por lo cual es conveniente referirse a entropía generada en lugar de irreversibilidades.

En base a lo anterior, se podría comparar la entropía generada en cada uno de los componentes, para determinar cuál de ellos causa una mayor degradación del proceso y saber en donde se debe invertir mayor investigación y esfuerzos de diseño.

Tabla 1. Efecto de las irreversibilidades en las tecnologías de absorción

Fenómeno	Ejemplo
Fricción viscosa	Flujo de vapor, flujo de liquido
Mezcla térmica	Liquido entrando al generador
Mezcla de masa	Liquido entrando al absorbedor
Transferencia de calor	En todos los componentes
Expansión sin limites	Válvula de expansión

Fuente: RADERMACHER, Reinhard, HEROLD, Keith y KLEIN, Sanford. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida. CRC Press, Inc. 1996.

## 2.7 PAR REFRIGERANTE- ABSORBENTE

En ciclos reales la eficiencia y desempeño dependen en gran medida de los fluidos utilizados. Las parejas refrigerante- absorbente más comunes son Amoniaco- Agua y Bromuro de litio- agua, mucho otros fluidos de trabajo han sido considerados en máquinas de absorción como el hidróxido de sodio- agua, el ácido sulfúrico- agua, entre otros, algunos de ellos para aplicaciones especiales de alta temperatura, o se usan porque presentan mejoras en las propiedades, pero la razón por la cual el amoniaco- agua y el bromuro de litio- agua siguen siendo los más usados se justifica en la combinación de las propiedades exhibidas por estos dos últimos.

Las propiedades deseadas en los fluidos de trabajo en máquinas de absorción han sido listadas en la tabla 2. Muchas de las propiedades son mutuamente excluyentes por ejemplos una alta afinidad entre el absorbente y el refrigerante, y

bajo calor de mezcla. Aparentemente no es posible encontrar un fluido que cumpla todos los criterios.

Los dos pares trabajan con un refrigerante que tiene alto calor latente, lo cual minimiza el flujo másico de refrigerante. El bromuro de litio es ventajoso como absorbente porque es esencialmente no volátil, resultando en diseño de ciclos que evitan la implementación de rectificadores contrario al ciclo con amoníaco.

El agua es ventajosa como absorbente porque no cristaliza en el rango de interés, y es desventajosa como refrigerante por su punto de congelación, a cero grados Celsius, por lo cual las aplicaciones con la mezcla bromuro de litio- agua como absorbente- refrigerante respectivamente quedan relegadas a sistemas en los que se evite trabajar cerca del punto de congelación.

Tabla 2. Propiedades de los fluidos de trabajo

Propiedades	Amoníaco- Agua	Agua- Bromuro de litio
<b>Refrigerante</b>		
Alto calor latente	Bueno	Excelente
Moderada presión de vapor	Muy alta	Muy baja
Baja temperatura de congelación	Excelente	Aplicaciones limitadas
<b>Absorbente</b>		
Baja presión de vapor	Pobre	Excelente
Baja viscosidad	Bueno	Bueno
<b>Mezcla</b>		
No fase solida	Excelente	Aplicaciones limitadas
Baja toxicidad	Pobre	Bueno
Alta afinidad entre el refrigerante y el absorbente	Bueno	Bueno

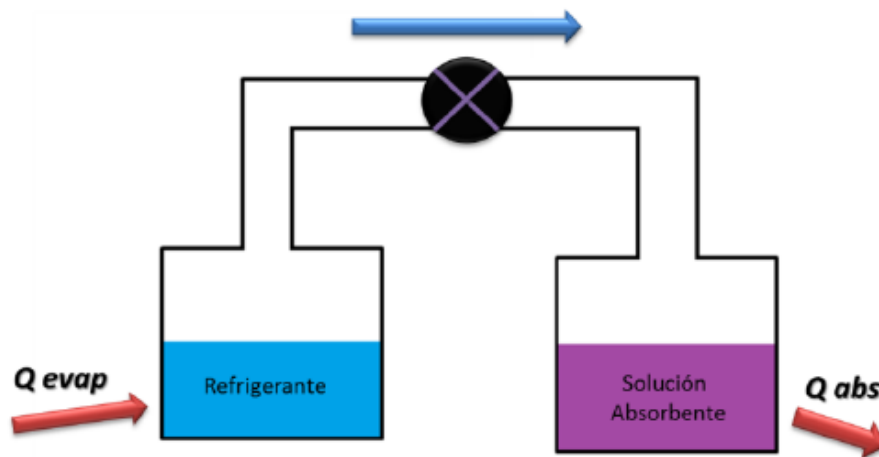
Fuente: RADERMACHER, Reinhard, HEROLD, Keith y KLEIN, Sanford. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida. CRC Press, Inc. 1996

## 2.8 CICLOS DE TRABAJO

**2.8.1 Sistema de refrigeración por absorción discontinuo o intermitente:** En un sistema de refrigeración por absorción intermitente se tienen solamente dos tanques, en los cuales se producen los procesos de evaporación-absorción y de generación-condensación respectivamente.

Como se observa en la figura 17 la primera etapa es la refrigeración, en la cual un tanque funciona como evaporador y el otro como absorbedor. En esta parte del proceso se produce el efecto refrigerante debido al cambio de fase del agente frigorífico, y como ya se dijo, para lograr la producción de un flujo continuo de refrigerante vaporizado al absorbedor se evacua el calor producido en el proceso de absorción por medio de agua a temperatura ambiente.

Figura 17. Etapa de refrigeración, ciclo intermitente

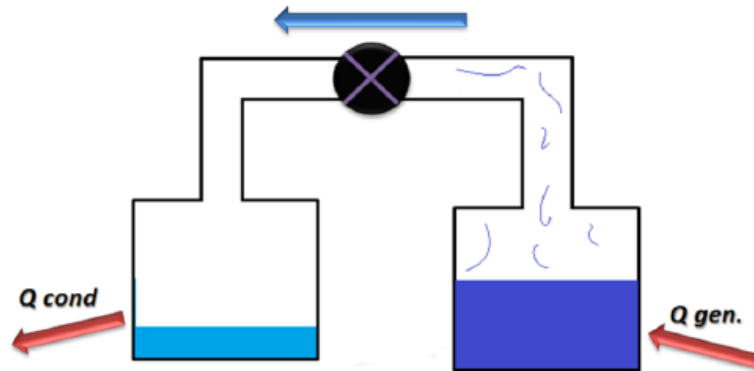


Fuente: Autores

Para poder continuar con este proceso, es necesario mantener constantes las condiciones en estos tanques, pero para el sistema que se describió anteriormente esto no es posible dado que poco a poco la cantidad de refrigerante líquido disponible en el evaporador disminuirá y la solución absorbidora comienza a

diluirse, por esto cuando el absorbente se satura se debe cambiar el sistema al modo de carga o de generación, en el cual el tanque absorbedor hace las veces de generador y el evaporador se convierte en el condensador del sistema.

Figura 18. Etapa de Generación, ciclo intermitente



Fuente: Autores

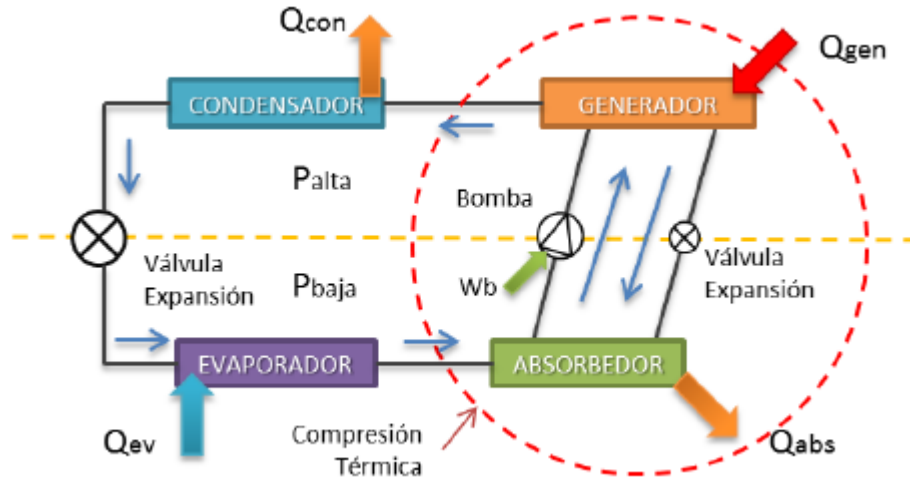
Al cabo de un tiempo se llevara al sistema a su estado inicial, con lo que podría volver a utilizarse el conjunto para enfriar un ambiente, intermitentemente.

**2.8.2 Sistema de refrigeración por absorción continuo:** Los sistemas de refrigeración de tipo continuo constan de cuatro componentes básicos, además de la bomba y las válvulas de expansión y regulación de flujo ellos son: el evaporador y el absorbedor, localizados en el lado de baja presión, además del generador y el condensador, situados en el lado de alta presión del sistema, como se observa en la figura 19.

El funcionamiento en un ciclo continuo es el siguiente: La solución contenida en el absorbedor se bombea hasta el generador, que trabaja aproximadamente a la misma presión del condensador, en el generador se transfiere calor ,  $Q_{gen}$ , por medio del cual la solución alcanza la temperatura de ebullición separándose el vapor refrigerante, la solución restante, rica en absorbente, cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del

condensador y el evaporador, de igual forma que en una máquina de compresión mecánica. El refrigerante retorna al estado de vapor en el evaporador, a baja presión y temperatura, para ser absorbido exotérmicamente en el absorbedor por la disolución concentrada procedente del generador.

Figura 19. Sistema de refrigeración por absorción continuo

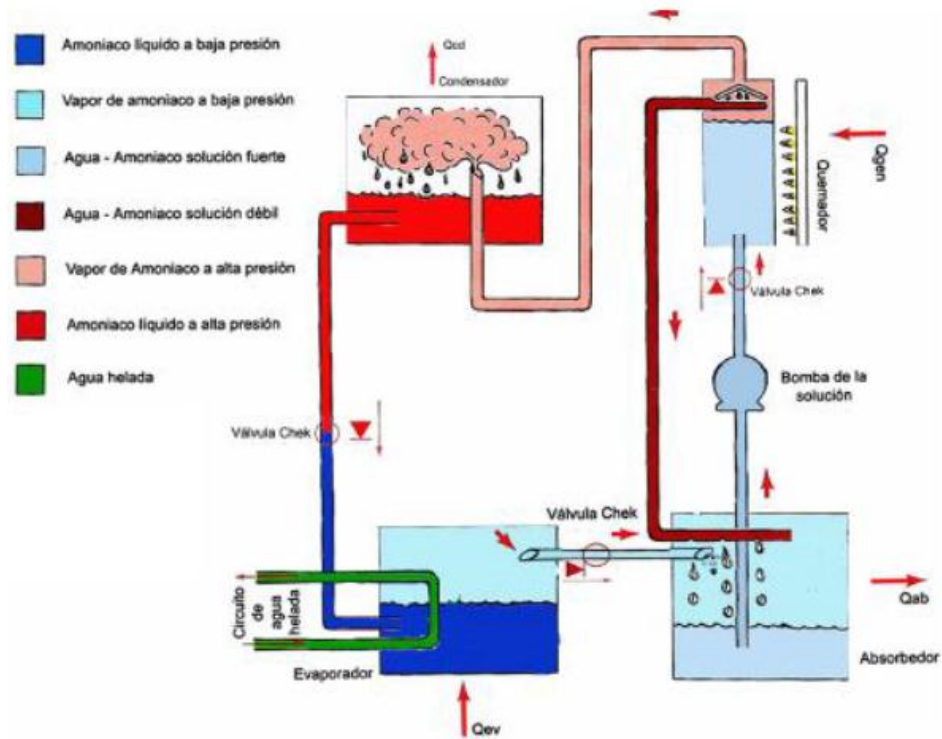


Fuente: FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. Diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absorptiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

## 2.9 TIPOS DE ACCIONAMIENTO

**2.9.1 De tipo directo o “llama” directa:** Utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la solución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza para tal fin un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).

Figura 20. Sistema de refrigeración por absorción con accionamiento Directo

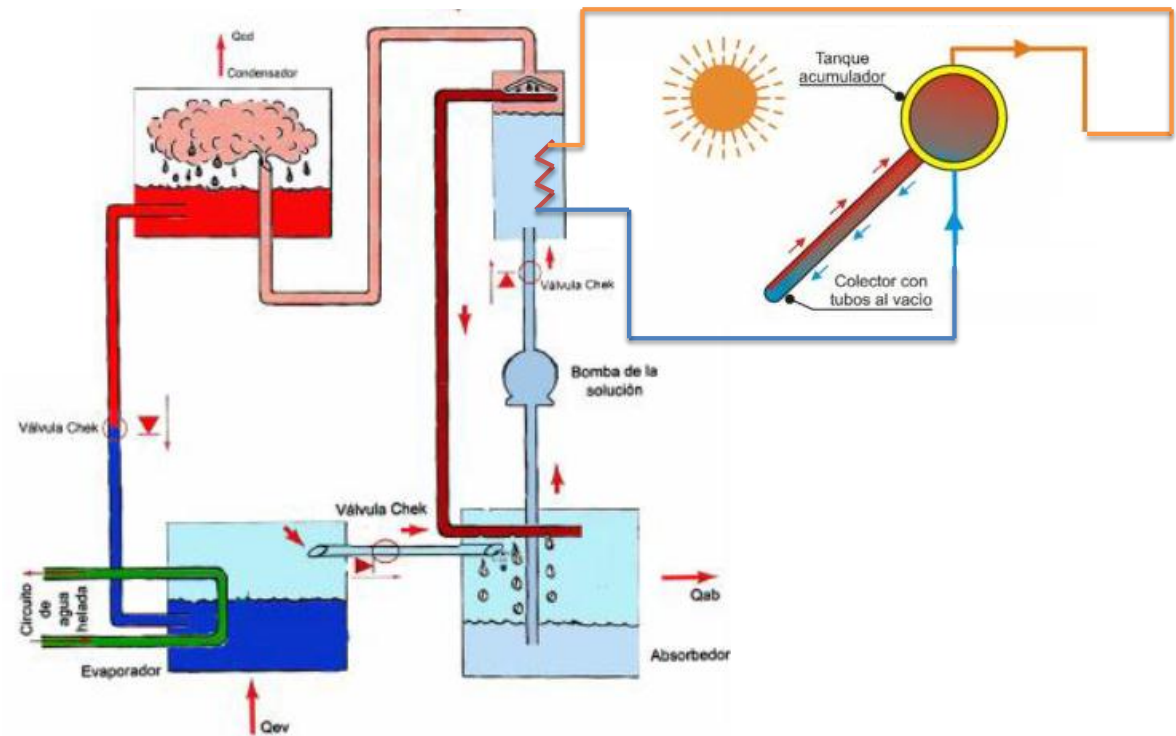


Fuente: CARVAJAL, Ignacio. Estudio experimental de un sistema de refrigeración por absorción operando a cargas parciales.

### 2.9.2 De tipo indirecto.

Reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un "fluido térmico" de la recuperación de calor de una fuente residual, de una instalación de energía solar o de una caldera de gas.

Figura 21. Sistema de refrigeración por absorción con accionamiento indirecto



Fuente: CARVAJAL, Ignacio. Estudio experimental de un sistema de refrigeración por absorción operando a cargas parciales. Modificada por los autores.

### **3. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE TRABAJAN CON LA MEZCLA BRILI-AGUA**

#### **3.1 PERSPECTIVA GRÁFICA DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LAS SOLUCIONES DE BROMURO DE LITIO AGUA**

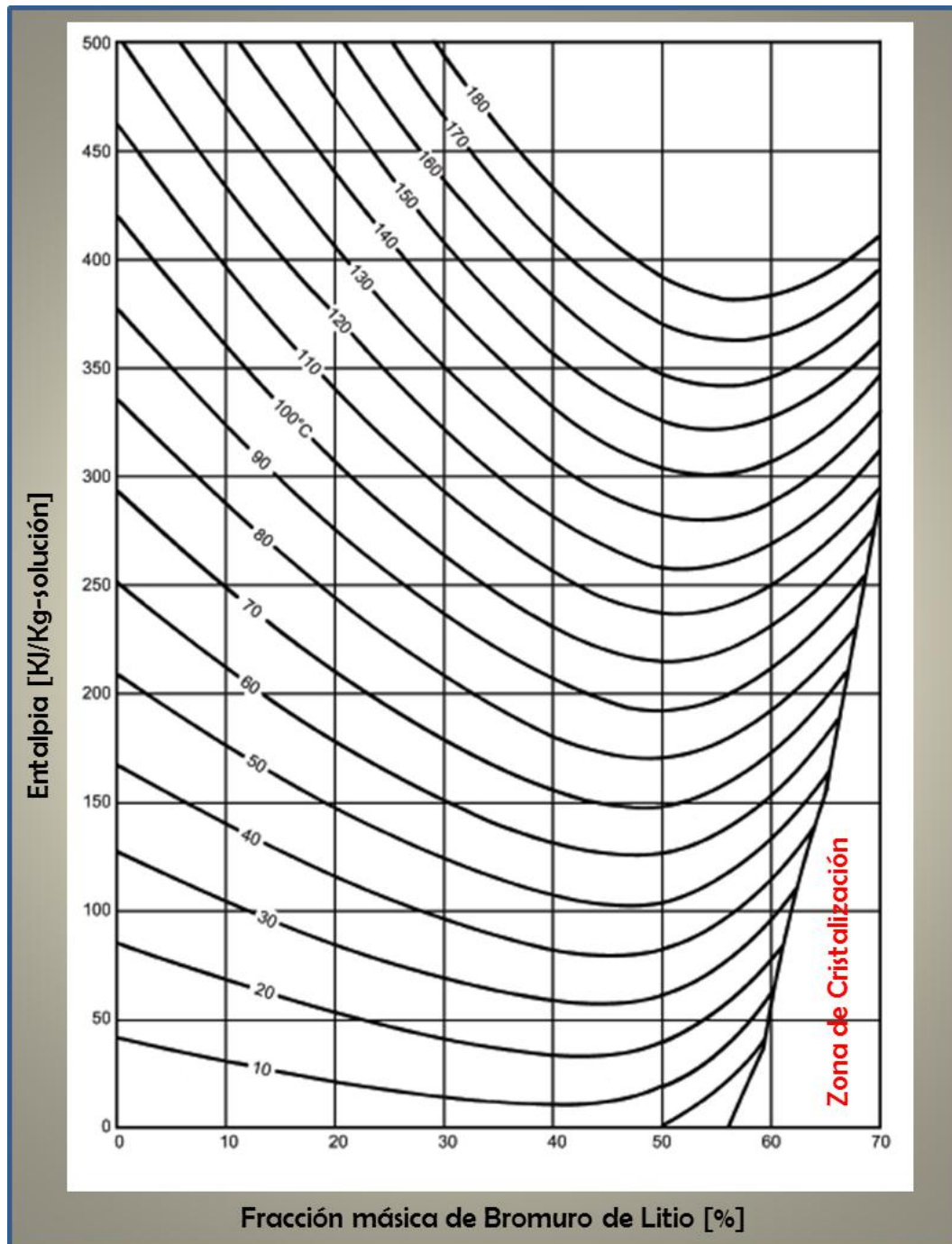
El desempeño y la eficiencia de los ciclos reversibles son independientes de las propiedades de los fluidos de trabajo que se usen, sin embargo el comportamiento de una máquina real, así como su costo inicial y los de operación, son fuertemente dependientes de las características del par absorbente refrigerante que se emplee.

Cuando se diseña un sistema de absorción las variables termodinámicas más importantes a considerar son: la presión, la temperatura, la fracción másica, la entalpía, el volumen específico y la entropía. Para mostrar la relación que existe entre todas estas cantidades, se requiere un diagrama multidimensional, ya que un gráfico de este tipo no sería práctico generalmente se usan diagramas bidimensionales. En ellos se muestran dos variables cualesquiera en sus ejes y las otras como un conjunto de curvas de propiedades constantes como isóbaras o isotermas.

A continuación se muestran los diagramas más utilizados durante el análisis de sistemas de absorción.

**3.1.1 Diagrama Entalpía-Concentración:** El diagrama entalpía-fracción másica (h-x) fue introducido originalmente por Merkel y Bosnjakovic [Niebabergall, 1959]. Se usa ampliamente para el diseño de sistemas de absorción ya que provee información sobre entalpías, composición de las fases líquida y gaseosa, temperatura y presión.

Figura 22. Diagrama Entalpia-Concentración soluciones Bromuro de Litio-Agua



Fuente: ASHRAE Handbook of Fundamentals 2009. Capítulo 30.

Este diagrama permite calcular la entalpía de la solución en función de la fracción másica de bromuro de litio en la solución y de la temperatura representada como líneas isotermas. Cabe aclarar que este diagrama es útil solamente si la solución se encuentra en un estado de saturación, aunque en caso de tener líquido subenfriado su entalpía se puede calcular de manera aproximada mediante este gráfico, asumiendo que esta es independiente de la presión.

Se observa también en la figura 22 que las líneas de temperatura constante son cortadas por una línea inclinada en la parte inferior derecha del gráfico. Esta región claramente diferenciada se conoce como zona de cristalización y debe ser evitada durante el diseño de los sistemas de refrigeración por absorción. Los problemas asociados con la cristalización serán explicados a profundidad más adelante en este capítulo. Para utilizar la información presentada en el diagrama anterior de forma digital, los datos del diagrama se pueden correlacionar mediante la siguiente expresión:

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \quad \left[ \frac{KJ}{Kg} \right] \quad [8]$$

$40 < X < 70$  [%]  $15 < t < 165$  [°C]

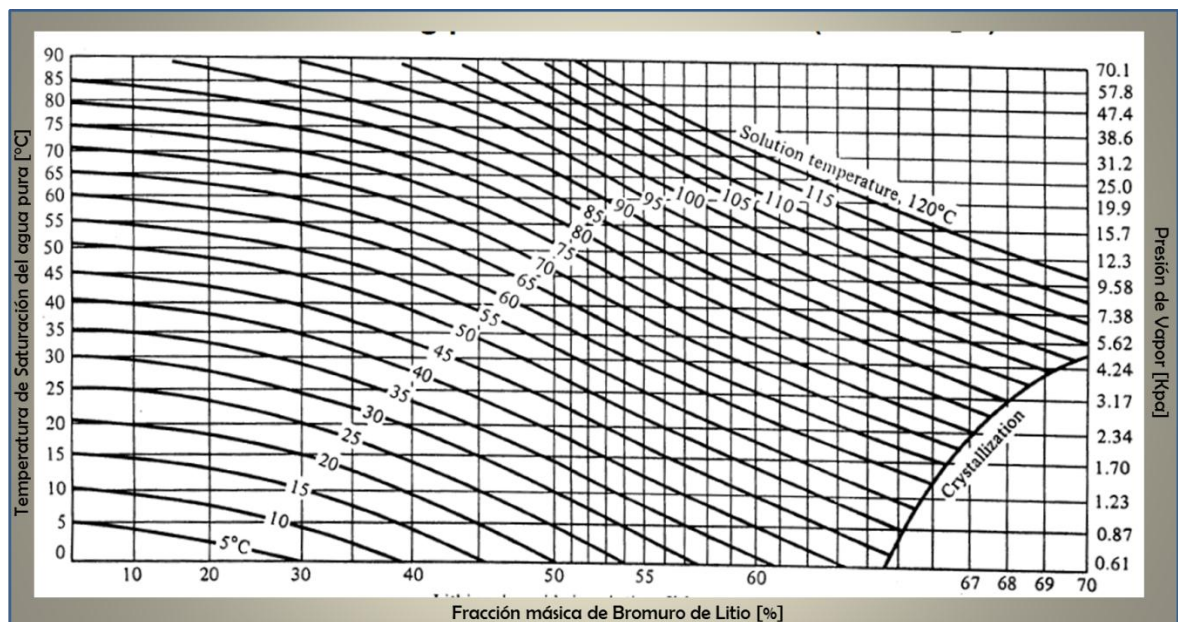
Tabla 3. Coeficientes necesarios para hallar la Entalpia de soluciones BrLi-H<sub>2</sub>O

$A_0 = -2024,33$	$B_0 = 18,2829$	$C_0 = -3,70e - 2$
$A_1 = 163,309$	$B_1 = -1,1691$	$C_1 = 2,88e - 3$
$A_2 = -4,88161$	$B_2 = 3,24e - 2$	$C_2 = -8,1313e - 5$
$A_3 = 6,302e - 2$	$B_3 = -4,03e - 4$	$C_3 = 9,91e - 7$
$A_4 = -2,91e - 4$	$B_4 = 1,852e - 6$	$C_4 = -4,44e - 9$

Fuente: ASHRAE Handbook of Fundamentals 2009. Capítulo 30.

**3.1.2 Diagrama de Dühring:** El comportamiento de las soluciones de BrLi -H<sub>2</sub>O no obedece exactamente la ley de Raoult<sup>5</sup>, por esta razón se ha creado esta gráfica que facilita el cálculo de los valores de presión de vapor para las soluciones de bromuro de litio y agua con una concentración y temperatura determinada.

Figura 23. Diagrama de Dühring para un ciclo de simple efecto de Bromuro de Litio-Agua



Fuente: **STOECKER**, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p.

En la parte inferior de la gráfica se encuentran los valores de fracción másica de bromuro litio. Las líneas curvas indican la temperatura de la solución [°C]. En la parte derecha se pueden ver los valores de presión de vapor de la solución [KPa] en una escala logarítmica. En la parte izquierda se encuentran las temperaturas de saturación para el agua pura correspondientes a los valores de presión de

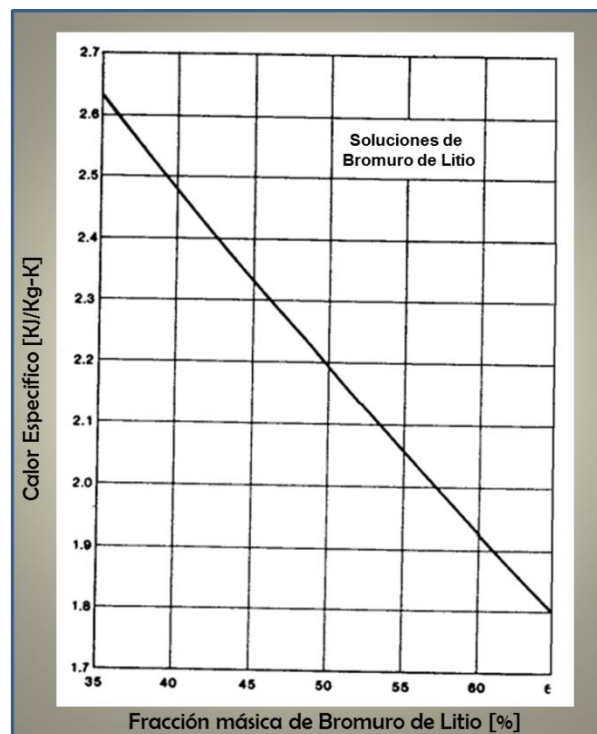
<sup>5</sup> Establece que la relación entre la presión de vapor de cada componente en una solución ideal es dependiente de la presión de vapor de cada componente individual y de la fracción molar de cada componente en la solución.

vapor de la parte derecha de la gráfica. En la parte inferior derecha de la gráfica se muestra la zona de cristalización de la solución.

Por ejemplo si se tiene una solución de (BrLi + H<sub>2</sub>O) con una concentración en masa de 50 % a una temperatura de 30 [°C] esta ejerce una presión de vapor de equilibrio de 1.23 [KPa], a la cual corresponde una temperatura de saturación del agua pura de 10 [°C].

### 3.1.3 Calor Específico de la Solución:

Figura 24. Calor Especifico de la Solución Vs Fracción másica BrLi-H<sub>2</sub>O



**Fuente:** ASHRAE Handbook of Fundamentals 2009. Capítulo 30.

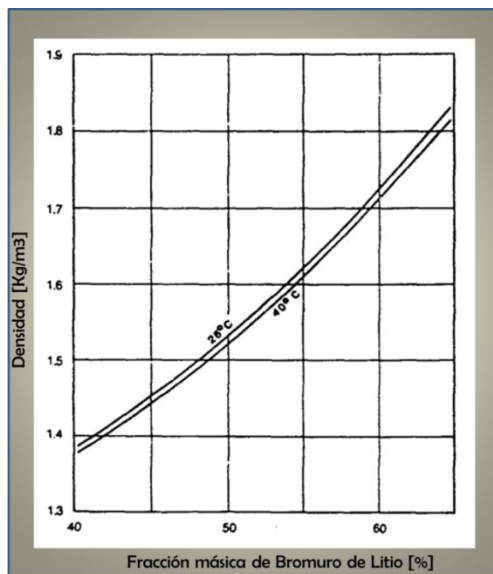
En la figura 24 se muestra el calor específico de las soluciones de bromuro de litio agua en función de la fracción másica de bromuro de litio. Para utilizarlo basta trazar una línea vertical desde la concentración de la solución hasta que se cruce con la línea inclinada que atraviesa el diagrama, luego, en el punto de cruce se

traza una línea horizontal hasta llegar al valor del calor específico. Por ejemplo si la concentración de la solución es del 50[%] su calor específico es aproximadamente de 2.2 [KJ/Kg-K].

De la figura 24 se observa que con el aumento de la fracción másica de bromuro de litio el calor específico disminuye, lo que produce que para la misma diferencia de temperaturas se necesite un flujo másico mayor de solución para que se produzca el mismo intercambio de calor.

**3.1.4 Densidad soluciones de BrLi-H<sub>2</sub>O:** En la figura 25 se muestra la densidad en función de la fracción másica de Bromuro de litio para estas soluciones. Esta gráfica funciona de una manera similar a la de calor específico solo que la línea vertical debe trazarse hasta que corte con la temperatura de la solución. A manera de ejemplo en la gráfica se muestran las líneas correspondientes a 25 y a 40 [°C] pero utilizando la correlación correspondiente a esta gráfica se puede encontrar la densidad para cualquier temperatura de solución.

Figura 25. Densidad de la Solución Vs Fracción másica BrLi\_H<sub>2</sub>O



**Fuente:** ASHRAE Handbook of Fundamentals 2009. Capítulo 30.

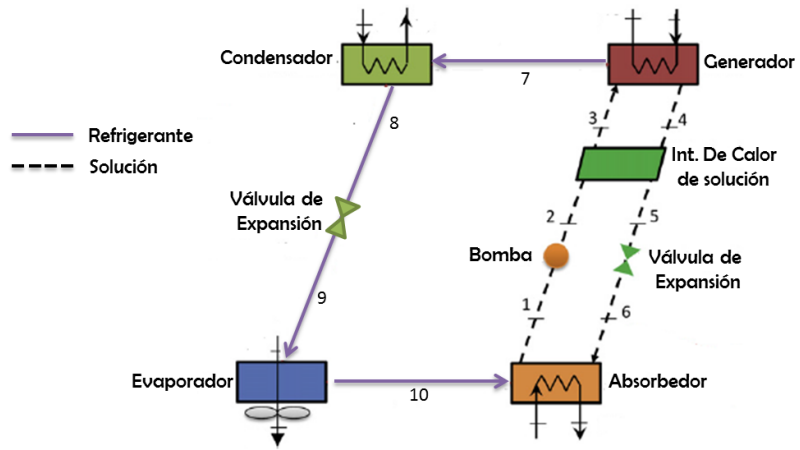
En cuanto al efecto de la densidad de la solución en el desempeño de la máquina de refrigeración se tienen diferentes perspectivas, el aumento en la densidad favorece el intercambio de calor ya que este mejora cuando la solución se encuentra en el régimen turbulento pero por otro lado una densidad mayor, provoca un incremento en el número de Reynolds, causando que las pérdidas por fricción en la tubería sean mayores.

### **3.2 FUNDAMENTOS DE OPERACIÓN**

En la figura 26 se muestra un diagrama de una máquina de refrigeración por absorción que opera con la mezcla Bromuro de Litio Agua de simple efecto, el diagrama ha sido dibujado como si hubiera sido superpuesto en un diagrama de Dühring del fluido de trabajo. Así las posiciones de los componentes indican las temperaturas relativas, presiones y concentraciones. La máquina consiste de cuatro componentes principales que intercambian energía con sus alrededores, un intercambiador de calor interno, dos restrictores de flujo y una bomba. Cabe aclarar que las tuberías de conexión entre estos elementos son también importantes para el diseño.

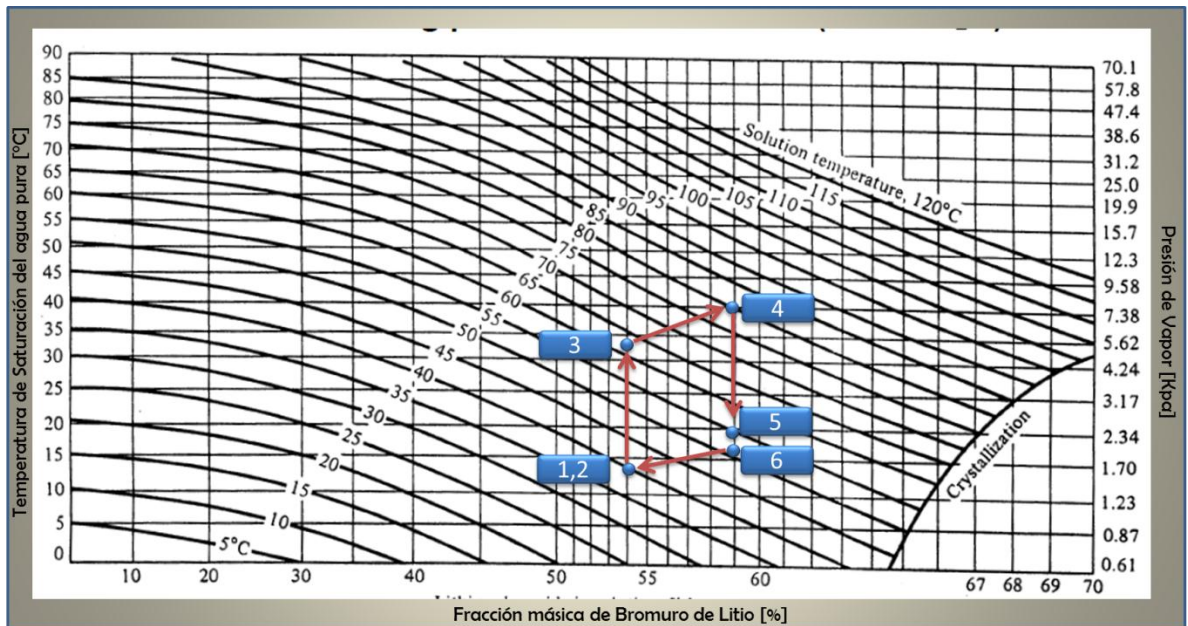
En un sistema de absorción se tienen dos circuitos separados, uno en el que circula refrigerante exclusivamente y otro por donde fluye la solución de Bromuro de Litio-Agua. Cada uno de ellos será comentado a continuación:

Figura 26. Esquema de un ciclo de absorción de simple-efecto



Fuente: WANG, Kai y ABDELAZIZ, Omar. State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps.

Figura 27. Ciclo de absorción representado en un diagrama de Dühring.



Fuente: STOECKER, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p. Modificada por los autores.

En la figura 27 se muestran los puntos de la figura 26 en un diagrama de Dühring. En primer lugar se debe decir que solo los puntos del 1 al 6 se representan en este caso ya que en los demás se tiene refrigerante puro y no solución de bromuro de litio. Los puntos 1 y 4 se consideran saturados, por esto todas las propiedades se pueden tomar de este diagrama, este no es el caso de los puntos 2, 3 y 5 que están en estado de subenfriamiento, por esto se debe recordar que para utilizar el diagrama de Dühring el efecto de la presión debe ser despreciado

**3.2.1 Circuito de Solución:** En el ciclo de refrigeración la solución de bromuro de litio-Agua circula solamente entre el generador y el absorbedor. La solución es bombeada desde la baja presión del absorbedor hasta la alta presión en el generador. Como una primera aproximación, se puede considerar que la máquina trabaja entre dos niveles de presión. Por supuesto, en operación, habrá pérdidas de presión asociadas tanto a flujo a través de los componentes como a cambios en la elevación. Estas pérdidas deberán ser minimizadas en el diseño.

La solución líquida es bombeada al generador donde se le suministra calor por medios externos como la quema de un combustible o cualquier otra fuente con una temperatura lo suficientemente alta.

El nivel de temperatura requerido es gobernado por las propiedades del fluido de trabajo y el desempeño de los componentes de la máquina. Para una típica máquina de un solo efecto de Bromuro de litio Agua el calor en el generador debe ser suministrado con una temperatura un poco superior a 90 [°C] (Este valor aunque suele dar buenos resultados debe ser calculado de acuerdo a los requerimientos específicos de la aplicación). Cuando se aplica calor a la solución, el componente volátil de esta (en este caso el agua) se evapora y por tanto se separa.

Cuando se trabaja con mezclas, la volatilidad relativa de los componentes es de gran interés, en el caso de las soluciones de bromuro de litio, la sal es esencialmente no volátil y debido a esto aunque desde un punto de vista molecular, se esperaría que algunas moléculas de gas se escapen desde la superficie del líquido y estén presentes en el vapor, la tendencia de escape es tan pequeña que para las condiciones en una máquina de absorción el vapor se puede considerar como agua pura (Este hecho puede ser apreciado también notando que el punto de ebullición para el bromuro de litio es de 1282 [°C]).

Cuando se aplica calor a la solución rica en bromuro de litio, se “genera” vapor que fluye hacia el condensador y la solución diluida vuelve al absorbedor. Como el vapor generado está esencialmente libre de sal, la solución líquida ahora tendrá una concentración de bromuro de litio más elevada comparada a la existente en el absorbedor.

La solución ahora concentrada pasa a través del intercambiador de calor de solución e intercambia energía con la solución que sale del absorbedor, este intercambio de calor ocurre entre dos corrientes de líquido y envuelve solo calor sensible (bajo condiciones normales no ocurre cambio de fase en este equipo). El propósito de este dispositivo de intercambio de calor es el de reducir los requerimientos de calor externo en el generador utilizando energía disponible dentro de la misma máquina que de otra manera sería desperdiciada, además al incluir un intercambiador de calor de solución, la cantidad de calor rechazado es reducido también, por esta razón este intercambiador de calor es un componente fundamental y el rendimiento de la máquina de absorción está fuertemente influenciado por su comportamiento.

Después de pasar por el intercambiador de calor la solución llega al restrictor de flujo subenfriada y cuando sufre el proceso de expansión una pequeña cantidad de vapor se produce, la corriente bifásica entra en el absorbedor donde se pone en contacto con el vapor producido en el evaporador. El proceso de absorción ocurre solo si el absorbedor es enfriado por un disipador externo (por ejemplo, agua de una torre de enfriamiento).

**3.2.2 Circuito de Refrigerante:** El ciclo del refrigerante en una máquina de absorción es idéntico al de una máquina de compresión de vapor. En este el refrigerante sale como vapor sobrecalentado del generador y se dirige al condensador donde pasa a estado líquido rechazando calor a un sumidero. En una instalación típica el absorbedor y el condensador suelen rechazar el calor al mismo medio. El líquido subenfriado abandona el condensador y es expandido, por lo general en una válvula, al nivel de baja presión. Este proceso por lo general es acompañado de la producción de vapor flash. Sin embargo, debido al elevado calor latente del agua, la calidad de vapor del líquido que abandona la válvula es relativamente baja comparada con otros refrigerantes comunes usados en sistemas de compresión de vapor. El refrigerante en estado bifásico entra entonces al evaporador donde se evapora debido a la baja presión creada por el absorbedor.

### **3.3 PROBLEMAS OPERATIVOS Y DE DISEÑO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

A continuación se mencionan algunos de los inconvenientes que se presentan con mayor frecuencia en los sistemas de refrigeración por absorción:

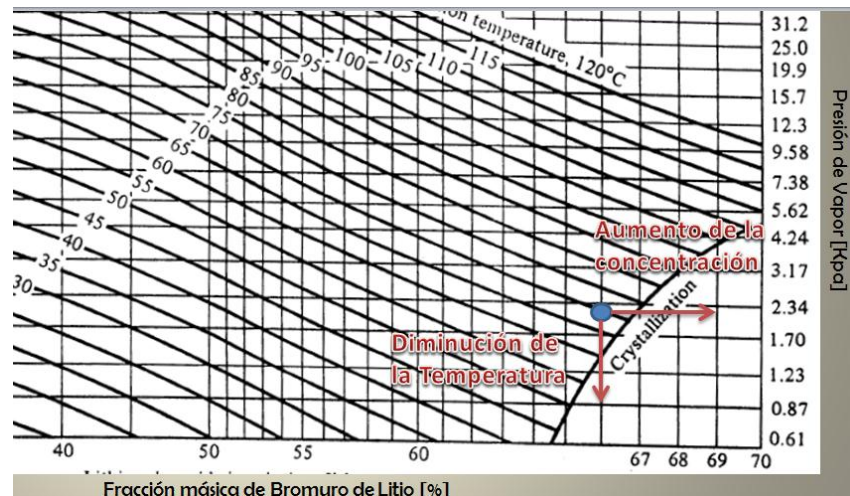
- Cristalización.
- Corrosión
- Requerimientos de vacío
  - Efecto del volumen específico del refrigerante a bajas presiones
  - Efecto de los gases no condensables.

- Efecto de la cabeza hidrostática en el diseño del evaporador.
- Rutinas de mantenimiento normales y vida esperada.

**3.3.1 Cristalización:** La cristalización es una de las principales barreras tecnológicas en el desarrollo de sistemas de refrigeración por absorción que utilicen la mezcla absorbente-refrigerante Bromuro de Litio-Agua. La línea de cristalización de las soluciones de Bromuro de litio Agua, que se observa en el diagrama de Dühring de la figura 23, es usualmente muy cercana a las concentraciones prácticas de trabajo en los sistemas de aire acondicionado.

El bromuro litio es una sal y como tal tiene una estructura cristalina en su estado sólido. Existe una mínima temperatura en la solución para cualquier concentración de sal por debajo de la cual, la sal empezará a precipitarse de la solución, para soluciones de Bromuro de Litio este empezará a cristalizar ya sea que aumente la concentración o que la temperatura de la solución sea reducida más allá del límite de cristalización. Dadas estas condiciones, la cristalización tiende a ocurrir con más frecuencia en la solución concentrada que entra al absorbedor, el punto 6 en la figura 26 en el cual se tiene alta concentración y baja temperatura.

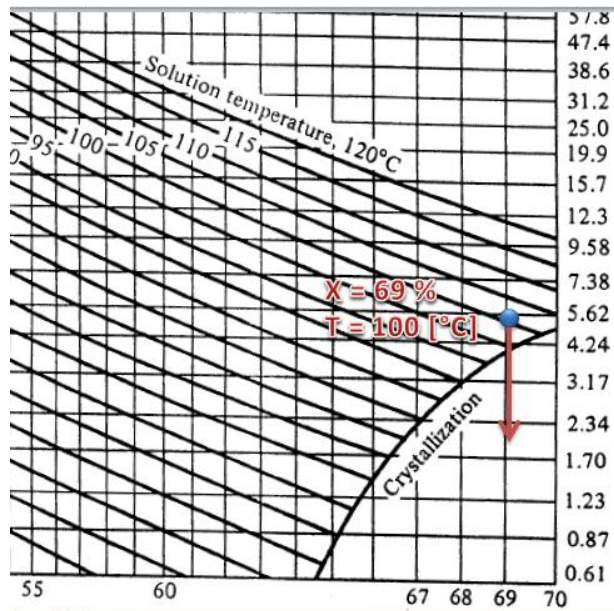
Figura 28. Posibles causas para que se presente cristalización.



Fuente: **STOECKER**, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p. Modificada por los autores.

Por naturaleza en las soluciones acuosas, cuando la fracción másica del sólido exceda el límite de solubilidad, la sal tenderá a precipitarse. El límite de solubilidad depende fuertemente de la fracción másica y de la temperatura y también, aunque de manera más débil, de la presión. Una vez los cristales empiezan a formarse, ellos mismos proveerán sitios favorables para la nucleación y los cristales seguirán creciendo. El fenómeno de precipitación de la sal de una solución acuosa, podría ser observado, si por ejemplo, se tiene una solución de Bromuro de Litio-Agua con una concentración de 69 [%] a una temperatura de 100 [°C] y luego se dejara enfriar hasta la temperatura ambiente. A 100 [°C] la solución consiste de un líquido de una sola fase y cuando esta se enfría lentamente “copos” tenues que se ven ligeramente más densos que el líquido empiezan a aparecer, esto puede ser visto en la figura 29 donde se observa que para una concentración constante de 69 [%] y al disminuir la temperatura, la solución cae en la zona de cristalización casi instantáneamente.

Figura 29. Ejemplo caída en la zona de cristalización



Fuente: **STOECKER**, W. F. Jones, J. W. Refrigeration and air conditioning. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 443p. Modificada por los autores.

En la figura 30 se observa el estado en que quedo el absorbedor del prototipo de una máquina de refrigeración por absorción intermitente luego de sufrir problemas de cristalización.

La cristalización tiene como resultado una interrupción en la operación de la máquina ya que el sólido precipitado tiende a aferrarse a las tuberías. Si ocurre detención del flujo por este concepto la temperatura de la solución debe elevarse significativamente por encima de su punto de saturación con el propósito de disolver los cristales de sal en un tiempo razonable.

Figura 30. Problemas de cristalización en un absorbedor.



Fuente: FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. Diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

Cualquiera de las siguientes situaciones podría desencadenar un proceso de cristalización, ya sea independientemente o en conjunto:

- Presencia de gases no condensables
- Calentamiento excesivo del generador
- Falla en el suministro de electricidad.

**3.3.1.1 Presencia de gases no condensables:** Como el sistema de absorción opera bajo condiciones de vacío, el aire exterior tenderá a entrar a sus componentes, además la corrosión de los metales en los sistemas de absorción generará gases no condensables (como el hidrógeno), particularmente a altas temperaturas de operación como en ciclos de doble efecto, especialmente con generadores de llama directa.

La presencia de estos gases produce un aumento en la concentración de la solución ya que limitan la capacidad de la solución de absorber vapor de refrigerante. La introducción o producción de gases no condensables puede ser controlada diseñando la máquina con un sistema de purga rutinaria.

**3.3.1.2 Calentamiento excesivo del generador:** Esto puede resultar en una sobre saturación de la solución que se dirige al absorbedor, debido a que el aumento no controlado en la temperatura del fluido caloportador provocará una tasa de evaporación de refrigerante excesiva causando que la solución se concentre, pudiendo causar el bloqueo del intercambiador de calor de solución debido a la formación de cristales.

**3.3.1.3 Falla en el suministro de electricidad:** Durante un corte en el servicio eléctrico normal, la concentración a lo largo de toda la máquina bajará, en estas situaciones la máquina se puede enfriar hasta la temperatura ambiente sin problemas de cristalización. Es más probable que ocurra cristalización cuando la máquina se detiene en operación en carga máxima, cuando hay una solución muy concentrada presente en el intercambiador de calor.

Una máquina de refrigeración por absorción enfriada por agua puede operar alrededor de un año sin problemas de cristalización. Sin embargo cuando ocurre se requiere tiempo y esfuerzo considerable para corregirla. Por esto los fabricantes generalmente incluyen controles que prevén la posibilidad de cristalización y toman las medidas apropiadas para corregirlos, ya sea reduciendo el calor que se le suministra al generador o desviando agua del evaporador al absorbedor y con esto diluir la solución. Estos sistemas de control se explican de forma detallada en el capítulo 8.

Algunos de los métodos usados ampliamente para controlar la cristalización en las máquinas de refrigeración por absorción son los inhibidores químicos o la modificación del ciclo termodinámico.

**3.3.2 Corrosión:** En presencia de oxígeno disuelto, las soluciones de bromuro de litio son sumamente agresivas con muchos metales, incluyendo el acero al carbono y el cobre. Sin embargo, en el ambiente hermético de una máquina de refrigeración por absorción, una cantidad muy pequeña de oxígeno está presente y las tasas de corrosión son mucho más pequeñas. A pesar de esto durante toda la vida útil de la máquina, pueden ocurrir problemas de corrosión significativos y se debe tener cuidado para minimizar sus efectos. Las principales medidas disponibles son el control de PH y los inhibidores de corrosión.

La corrosión del acero o el cobre en presencia de un electrolito, como las soluciones de bromuro de litio, es un proceso de óxido-reducción con varias etapas, que envuelve a iones ya sea de hierro o cobre dejando la superficie del sólido y combinándose con el oxígeno a cierta distancia de la superficie, esto deja la superficie del metal expuesta a más ataque.

Los inhibidores de corrosión proveen una reducción complementaria a las tasas de corrosión. Varios han sido propuestos y evaluados entre los que se cuentan el cromato de litio, el molibdato de litio y el nitrato de litio. Estas sales son agregadas

a las soluciones de Bromuro de litio en cantidades del orden del 1% en peso. Krueger et al. (1964) recomienda 0.3%  $\text{Li}_2\text{CrO}_4$  y 0.005%  $\text{LiOH}$  como los inhibidores de corrosión preferidos. Aparentemente los inhibidores actúan reaccionando con la superficie del metal y formando un revestimiento relativamente estable de óxido (i.e., pasivación). El cromato de litio fue el inhibidor de corrosión más utilizado por muchos años pero su toxicidad para la vida de plantas y peces en caso de derrame ha hecho que se reduzca su uso. El molibdato de litio, aunque menos efectivo, ha producido buenos resultados en la industria.

Cuando se tienen condiciones de altas temperaturas, como en máquinas de doble efecto, se requieren materiales especiales para mantener una vida útil elevada. En estas condiciones suelen usarse aleaciones de cobre níquel ya que se comportan mejor ante la corrosión en estas situaciones. Tubos hechos de cuproníquel pueden sustituir los de cobre sin cambios sustanciales en el diseño aparte de reducciones en las tasas de transferencia de calor. Sin embargo, el cuproníquel es bastante costoso y su uso solo se justifica cuando el cobre no provee un adecuado servicio durante la vida de la máquina. Tubos de cuproníquel son usados también cuando el ambiente exterior es agresivo o cuando se utiliza agua salada como agente refrigerador.

**3.3.3 Requerimientos de vacío:** Las presiones de trabajo en una máquina de absorción están determinadas por las características de los fluidos de trabajo y para el caso de la mezcla absorbente refrigerante bromuro de litio agua, estas son subatmosféricas. Considerando que solo agua pura existe en el evaporador y en el condensador, por ejemplo para una temperatura de evaporación de 5 [°C] la presión de evaporación correspondiente del agua es de 0.872 [Kpa] o aproximadamente 0.009 [atm]. Estas bajas presiones introducen grandes desafíos en el diseño incluyendo componentes de gran tamaño debido al volumen específico del vapor, sellado hermético de los recipientes y los efectos de presión hidrostática en el diseño del evaporador.

En principio las bajas presiones en un sistema de absorción se obtienen expulsando el aire y otros gases mediante una bomba de vacío. Los gases disueltos en los líquidos también deben ser retirados, esto ocurre de manera natural si se le da suficiente tiempo a estos gases para difundirse fuera del líquido al espacio evacuado del vapor. El proceso se acelera bastante cuando el líquido es agitado mientras el espacio del vapor está siendo evacuado. La agitación puede ser hecha mecánicamente, por ejemplo, circulando líquido con una bomba, o térmicamente llevando los líquidos a la ebullición.

Figura 31. Bomba de vacío usada en un sistema de absorción

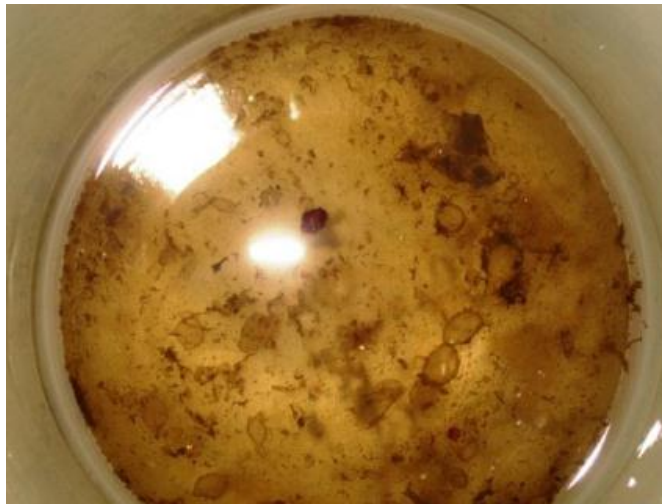


Fuente: [citado en 7 de mayo. 2013] Disponible en: <http://www.medicalexpo.es/prod/zhermack-spa/bombas-de-vacio-de-aspiracion-dentales-74628-474269.html>

Al utilizar la bomba de vacío para la extracción de gases del sistema, es posible que algo de vapor de agua sea removido también, la masa de agua que se escapa del sistema por lo general no es significativa desde el punto de vista de la operación del ciclo de absorción ya que el volumen específico del vapor es muy grande. Otro problema asociado a la remoción de vapor de agua, son los efectos que esto puede tener sobre la bomba de vacío. Para bombas lubricadas con aceite, el vapor de agua tiende a condensarse en las etapas de escape de la bomba y a acabar en el cárter de aceite. El agua tiende a reducir la efectividad en

la lubricación y esto calentará la bomba si esta condición persiste. Se debe prestar mucha atención al aceite ya que cuando este presente decoloración debe ser reemplazado.

Figura 32. Aceite de una bomba de vacío después de ser utilizada en una máquina de refrigeración por absorción



Fuente: FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. Diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

Los bajos niveles de presión que se manejan en una máquina de absorción traen consigo problemas como los que se mencionan a continuación:

- Efecto del volumen específico del refrigerante a bajas presiones
- Efecto de los gases no condensables.
- Efecto de la cabeza hidrostática en el diseño del evaporador.

**3.3.3.1 Efecto del volumen específico del refrigerante a bajas presiones:** La presión más baja en una máquina de absorción está en el evaporador y en el absorbedor y valores típicos están en el orden de 1 [Kpa]. A esta presión, el volumen específico del vapor saturado es de 129.2 [m<sup>3</sup>/Kg]. Este gran volumen trae los siguientes inconvenientes:

- Como se mencionó anteriormente, componentes de gran tamaño.
- Altas velocidades de transferencia de vapor entre los componentes y por esto grandes pérdidas de presión entre el evaporador y el absorbedor.
- Posible cristalización de la solución.

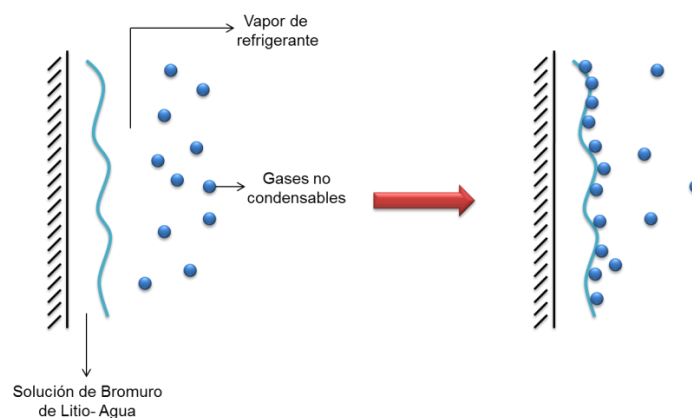
A una presión de 1 [Kpa], la pendiente de la curva de presión de vapor del agua es de 14 [°C/Kpa] indicando que para pequeñas caídas de presión pueden tener un gran efecto en la temperatura. Además, debido a la naturaleza logarítmica de la curva de presión de saturación la sensibilidad de la temperatura a la caída de presión aumenta con cada incremento en la caída de presión. La pérdida de presión entre el evaporador y el absorbedor agrava los problemas de diseño asociados con la cristalización ya que esta obliga a la solución a alcanzar una concentración más elevada para mantener una presión más baja a la misma temperatura. En la etapa de diseño se pueden plantear varias soluciones a este problema como proveer áreas de flujos bastantes grandes entre el evaporador y el absorbedor, es decir diámetros grandes de tubería. Además en algunas ocasiones estos dos componentes se encapsulan en un solo casco para minimizar las pérdidas por fricción viscosa.

**3.3.3.2 Efecto de los gases no condensables:** Las máquinas de absorción deben ser prácticamente herméticas ya que entradas de aire causan problemas de corrosión inaceptables debido al oxígeno. La química de la corrosión durante la operación de máquina de bromuro de litio causa, aunque a bajos niveles, producción continua de hidrogeno. El hidrógeno es esencialmente inerte además de no ser condensable en el rango de temperaturas de interés, y tiene una muy

baja solubilidad tanto en el agua líquida como en la solución de Bromuro de litio. Así, el hidrógeno producido se acumula en el espacio del vapor. Este tiene la tendencia a migrar del lado de alta presión al de baja presión debido a la influencia de la presión en la solubilidad (i.e., La solubilidad del hidrógeno tanto en el agua como en la solución es ligeramente superior a presiones elevadas.) El efecto primario de los gases inertes en estas máquinas es reducir el desempeño tanto del condensador como del absorbedor ya que limitan la capacidad de absorción de la solución. Pero debido a que el absorbedor representa el componente más crítico en el diseño, la discusión se hará en base a él.

Los gases no condensables tienden a ser arrastrados a la interfaz vapor-líquido por el movimiento del vapor. Sin embargo, como el gas no es absorbido de manera apreciable en el líquido, el gas tiende a acumularse en el lado del vapor de la interfaz. En estado estable, el gas tiene una concentración relativamente alta en la interfaz y se difunde de nuevo en el vapor debido al gradiente de concentraciones. Este proceso de difusión implica que el refrigerante debe difundir hacia la interfaz, pero como estos gases tienden a cubrir la superficie se reduce la tasa de absorción considerablemente.

Figura 33. Reducción de la tasa de absorción a causa de los gases no condensables.



Fuente: Autores.

El efecto de los gases no condensables es más pronunciado cuando el flujo es laminar y la superficie absorptiva no está siendo “barrida”. Aunque en una máquina de absorción típica, el flujo de vapor es turbulento, este problema puede ser significativo como lo aseguran Minkowycz et al., 1996.

Como consecuencia de la acumulación de hidrógeno en el absorbedor se presentan reducciones en la capacidad, el COP y es más difícil evitar la cristalización. Por esto el diseñador debe proveer un mecanismo para purgar el hidrógeno del sistema. Un método directo para esto es simplemente evacuar periódicamente estos gases del espacio del vapor con una bomba de vacío, aunque otros métodos han sido propuestos para purgar continuamente la máquina, estos incluyen celdas de paladio que forman una membrana semipermeable en el sistema y bombas eyectoras que usan la bomba de solución existente para recolectar el gas.

**3.3.3.3 Efectos de cabeza hidrostática en el diseño del evaporador:** Debido a las bajas presiones de operación en las máquinas de absorción de bromuro de litio, los efectos hidrostáticos pueden llegar a ser importantes en el diseño de evaporador. Con una temperatura del líquido de 5 [°C], la presión de vapor del agua pura es de 0.873 [KPa]. Para un campo gravitacional nominal de 1 [G], una columna de agua ejerce una presión de 0.09807 [KPa/cm] de altura. Basados en la curva de presión de vapor para el agua, esto implica que un 1 centímetro de agua en estado líquido por encima de la superficie de ebullición haría que la temperatura de saturación en la superficie de ebullición aumente a 6,5 [° C]. Una cabeza de 10 [cm] haría que la temperatura de saturación en la superficie en ebullición alcance los 16.3 [°C]. Estos efectos hacen que un diseño de “pool boiler”, en los cuales una piscina de refrigerante cubre los tubos del intercambiador, para el evaporador sea impráctico en una máquina de bromuro de litio por la temperatura de evaporación es altamente sensible a la cabeza hidrostática. En lugar de esto se prefieren diseños con evaporadores tipo “Falling

Film” en los que una película de refrigerante fluye sobre los tubos. El espesor máximo de la película es determinada por la viscosidad del líquido y generalmente está en el orden de 1 a 2 [mm].

**3.3.4 Rutinas de mantenimiento normales y vida esperada:** El mantenimiento normal en la tecnología del bromuro de litio incluye:

- La purga periódica de los gases no condensables.
- La adición periódica de octyl alcohol para incrementar la transferencia de masa en el absorbedor.
- La adición periódica de inhibidores de corrosión.

El periodo apropiado para la realización de estas tareas depende de un número de variables, incluyendo el tamaño de la máquina y los sistemas de purga y es especificada generalmente por el fabricante. Los procedimientos básicos son relativamente simples y pueden ser llevados a cabo por un técnico calificado además los químicos utilizados no son tan costosos y están disponibles fácilmente en el mercado.

Junto con las prácticas de mantenimiento descritas una valoración del desempeño del ciclo con respecto a las normas existentes debe ser realizada regularmente con el fin de diagnosticar cualquier problema potencial. El último modo de falla de una máquina de absorción de bromuro de litio es inducido generalmente por la corrosión. Para una vida útil elevada se debe prestar atención para evitar la introducción de aire a la máquina y asegurar que los regímenes para inhibir la corrosión son seguidos estrictamente.

La experiencia ha demostrado que las máquinas de absorción tienen una esperanza de vida de aproximadamente 20 años, luego de esto se observan problemas significativos de corrosión en las superficies de acero y aumentan considerablemente las entradas de aire, en este punto se debe tomar la decisión de reemplazar la máquina en lugar de seguir luchando en una batalla perdida.

## 4. PROCESO DE DISEÑO

Uno de los objetivos principales en el diseño de cualquier sistema es dimensionar los elementos necesarios para su funcionamiento. En el caso de la máquina de refrigeración por absorción, se busca encontrar los tamaños que deben tener los intercambiadores que la componen, además de la selección de las tuberías y componentes auxiliares que se requieren.

A continuación se definirá la estructura del proceso que se llevará a cabo para el diseño del sistema de refrigeración por absorción:

### 4.1 DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES GLOBALES

Los siguientes son los requerimientos y lineamientos que serán tenidos en cuenta durante el diseño, todos los parámetros que se obtengan ya sea en las fases de modelamiento global o detallado se calcularán en base a ellos:

- Número de etapas<sup>6</sup> del sistema: 1
- Número de efectos<sup>7</sup> del sistema: 1
- Fuente de energía en el generador: Colectores solares
- Tipo de ciclo: Continuo.
- Pareja Absorbente-refrigerante: Bromuro de litio - Agua.
- Capacidad: 1 tonelada de refrigeración.

### 4.2 MODELAMIENTOS A REALIZAR

El desarrollo de herramientas de simulación numérica basados en modelos matemáticos adecuados es un aspecto clave para para la elaboración de un diseño preciso y la predicción del comportamiento térmico del refrigerador.

---

<sup>6</sup> Número de etapas se refiere el número de absorbedores a usar.

<sup>7</sup> Número de efectos se refiere el número de generadores a usar.

Un refrigerador por absorción está constituido por diferentes intercambiadores que trabajan juntos bajo complejos fenómenos físicos y geometrías. La simulación detallada del ciclo no es posible debido en parte al tiempo de computo requerido. Por esto, es necesario desarrollar modelos simplificados con el objetivo de obtener la información necesaria de los diferentes componentes del sistema.

A continuación se comentarán las etapas en las que se seguirán para modelar el sistema y obtener las dimensiones de sus elementos:

**4.2.1 Modelamiento global (termodinámico) del ciclo:** El objetivo de esta fase del diseño es obtener el calor intercambiado en cada componente del sistema además de la definición de los estados termodinámicos de la solución y el refrigerante.

Este modelo está basado en balances de calor y masa globales entre los elementos con ciertas hipótesis de cálculo con el objetivo de cerrar el sistema de ecuaciones generado. Es útil en las primeras etapas del diseño, porque es capaz de mostrar tendencias en el desempeño del sistema con una precisión razonable. Este modelo necesita de cierta información de entrada, aunque los datos que se le suministran dependen de las variables conocidas del sistema.

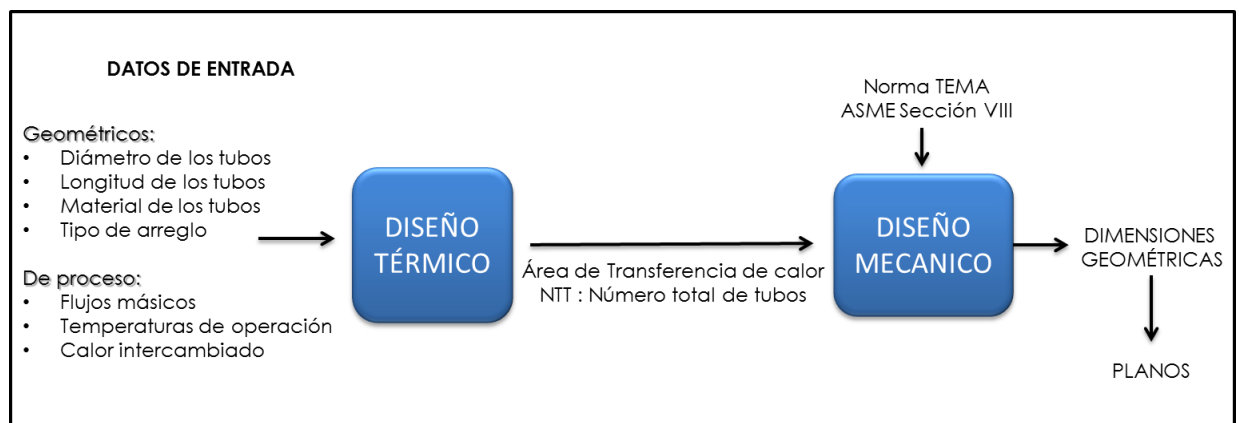
**4.2.2 Modelamiento detallado de los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración:** Este tipo de modelo es útil para la optimización del tamaño de los elementos del sistema. Los valores obtenidos de temperatura, presión, concentraciones y flujos másicos en el modelo termodinámico del ciclo son usados como valores de entrada para esta etapa del diseño.

En la figura 34 se esquematiza el proceso que se llevara a cabo para el diseño de los intercambiadores de calor del sistema.

En primer lugar se debe realizar el diseño térmico de los intercambiadores, que requiere de parámetros de entrada entre los cuales se tienen datos geométricos como los diámetros y longitudes de los tubos a utilizar y datos de proceso que

abarca desde los flujos másicos de cada corriente hasta las temperaturas de entrada y salida requeridas en cada intercambiador para cada fluido. Como resultado del diseño térmico se obtendrán las áreas de transferencia de calor necesarias para cada intercambiador y a partir de este dato se procederá a realizar el diseño mecánico del cual se obtendrán básicamente los espesores de las piezas y los materiales de construcción necesarios, para con estos parámetros realizar los planos de detalle del sistema.

Figura 34. Proceso de diseño para los intercambiadores de calor.



Fuente: Autores.

**4.2.3 Modelamiento del sistema de aporte de energía al generador:** El objetivo de esta fase es encontrar el tipo de colector solar apropiado para los requerimientos del sistema, además del área de colección necesaria para elevar la temperatura del fluido caloportador<sup>8</sup> hasta los niveles requeridos en el generador.

**4.2.3 Modelamiento y selección de los sistemas auxiliares:** En este paso se seleccionarán las tuberías de interconexión entre los intercambiadores, así como las válvulas y elementos de medición necesarios.

<sup>8</sup> EL fluido caloportador en este caso es el agua que se calentará en el colector solar.

## 5. CÁLCULO TERMODINAMICO DEL CICLO

La habilidad de predecir el comportamiento de un ciclo de absorción, utilizando cualquier pareja absorbente-refrigerante, es una herramienta fundamental para el ingeniero que necesite determinar la aplicabilidad de dicho ciclo a una situación particular.

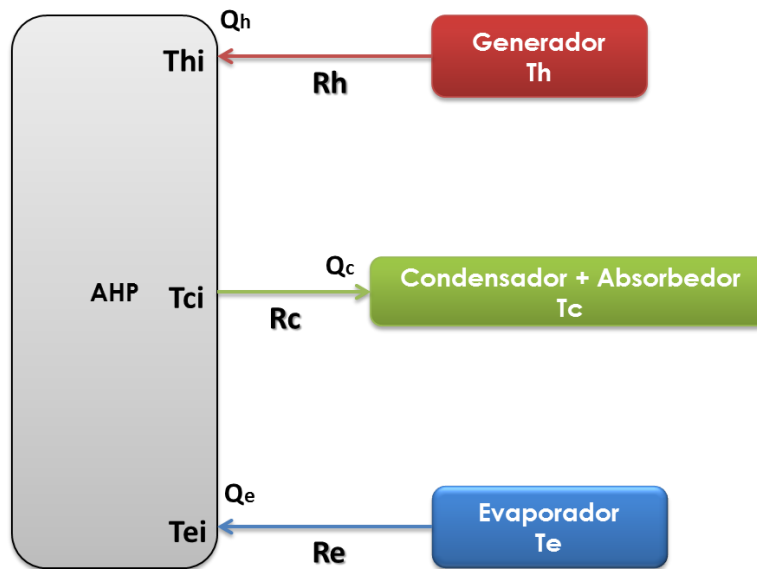
Los factores que determinan el desempeño termodinámico del ciclo son las irreversibilidades, que son pérdidas de disponibilidad o exergía. Las mayores irreversibilidades en un ciclo típico de absorción están asociadas con la transferencia de calor entre los componentes del ciclo y los alrededores, estas, más las pérdidas internas del ciclo determinan que tanto se aproxima este al límite impuesto por el desempeño del ciclo reversible.

El modelo de orden cero se basa en la idea de modelar solamente aquellos procesos que generan grandes irreversibilidades, ignorando todas las otras pérdidas, así, las pérdidas internas son despreciadas. Con esto se tiene un modelo fácil de resolver y entender, que además produce excelentes predicciones acerca de las tendencias en el comportamiento del sistema pero provee solo aproximaciones bastas si se quieren resultados cuantitavos exactos.

El modelo de orden cero se basa en la figura 35, el bloque marcado como AHP (Absorption Heat Pump) representa el funcionamiento interno del ciclo de absorción, que es tratado como termodinámicamente reversible, se hace énfasis en las pérdidas por intercambio de calor entre el AHP y los alrededores, que en la figura se denotan mediante las resistencias térmicas  $R$ . Se muestran tres resistencias térmicas, correspondientes a tres niveles de temperaturas. Cuando se interpreta el modelo, se debe caer en cuenta que la conductancia del nivel de temperatura intermedio representa la suma de las conductancias del condensador y el absorbedor.

El modelo de orden cero se basa en las siguientes ecuaciones, hay una ecuación de transferencia de calor por cada una de las resistencias térmicas mostradas en la figura 35.

Figura 35. Esquema modelo de orden cero.



Fuente: RADERMACHER, Reinhard, HEROLD, Keith y KLEIN, Sanford. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida. CRC Press, Inc. 1996.

En la figura anterior  $T_h$  representa la temperatura con la que es enviado el medio de calentamiento al generador,  $T_c$  la temperatura del medio utilizado como sumidero del calor rechazado en el condensador y en el absorbedor y  $T_e$  la temperatura del medio a refrigerar.  $R_h$ ,  $R_c$  y  $R_e$  representan las resistencias térmicas de entre el generador, el absorbedor + el condensador y el evaporador con el medio respectivamente. Además  $T_{hi}$ ,  $T_{ci}$  y  $T_{ei}$  representan las temperaturas internas de la AHP en el generador, el condensador y el evaporador respectivamente.

$$Q_h = \frac{T_h - T_{hi}}{R_h} \quad [9]$$

$$Q_c = \frac{T_{ci} - T_c}{R_c} \quad [10]$$

$$Q_e = \frac{T_e - T_{ei}}{R_e} \quad [11]$$

Un balance energético global del sistema requiere que la suma de los tres calores intercambiados sea igual a cero. Hay que hacer notar que el modelo asume estado estable y que el trabajo de la bomba de solución se considera despreciable.

$$Q_h + Q_e = Q_c$$

El desempeño de la AHP se asume reversible y su COP puede ser representado así:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_h} = \frac{T_{ei}}{T_{hi}} \left( \frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ci} - T_{ei}} \right) \quad [12]$$

Para cerrar el sistema representado por las ecuaciones anteriores es necesaria una ecuación adicional, esta es deducida de las características del fluido de trabajo:

$$T_{hi} - T_{ci} = T_{ci} - T_{ei} \quad [13]$$

Asumiendo que el condensador y el absorbedor operan a la misma temperatura, la ecuación anterior dice que la diferencia de temperatura entre el evaporador y el condensador es la misma que entre el absorbedor y el generador, esta es una aproximación razonable para las máquinas de simple efecto, pero para otros ciclos debe ser reemplazada.

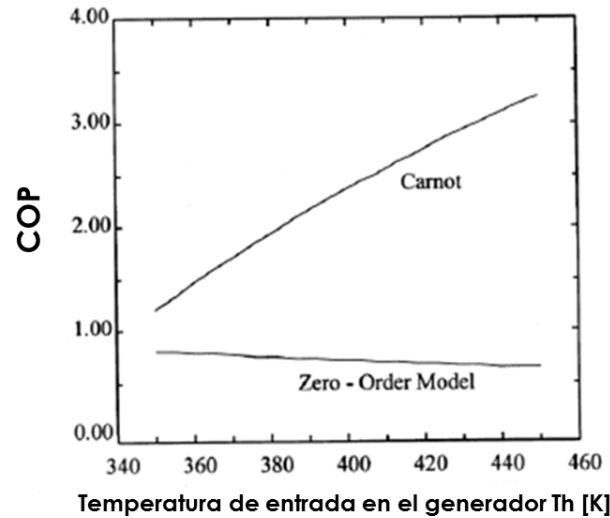
Las ecuaciones anteriores pueden ser resueltas iterativamente y el resultado será un modelo muy simple del ciclo de absorción que predice las tendencias en el rendimiento de este. El modelo hace un excelente trabajo al definir la forma de la curva de COP de la máquina de absorción. Una típica curva de operación para un ciclo de simple efecto se muestra en la figura 36, donde se ve que el COP es relativamente insensible a cambios en la temperatura de entrada del agua al generador, cuando se mantienen fijas las otras variables. Este resultado parece extraño cuando se compara con el comportamiento del COP ideal o de Carnot, ya que según este el COP debería aumentar significativamente cuando la temperatura de la fuente aumenta, pero la experiencia ha mostrado que la curva de desempeño del sistema es plana, esta característica viene del hecho de que las irreversibilidades en la transferencia de calor externa aumentan significativamente cuando aumenta la temperatura.

## **5.1 MODELO TERMODINÁMICO DEL CICLO**

El estado termodinámico de cada uno de los puntos del sistema debe ser conocerse para asegurar que el ciclo se entiende completamente, con este objetivo en la mira, se plantean ecuaciones de conservación de masa, especies y energía para cada uno de los componentes principales del sistema: evaporador, absorbedor, generador, condensador, bombas, válvulas, etc.

Se utilizará la notación presentada en la figura 37 durante el análisis termodinámico del ciclo.

Figura 36. Variación del COP con la temperatura en el generador en una máquina de refrigeración por absorción de simple efecto

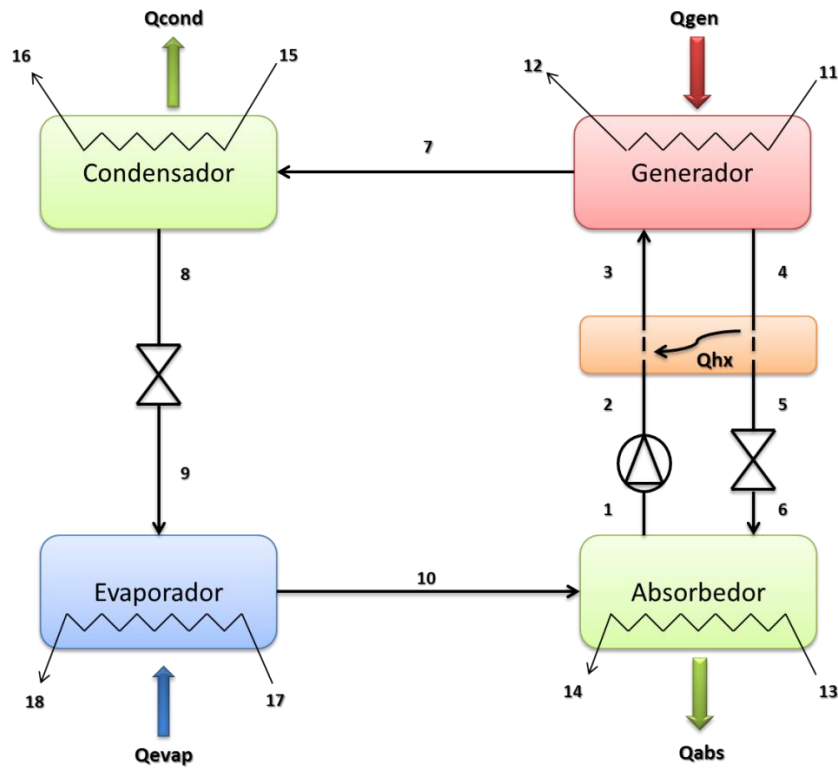


**Fuente:** Absorption chillers and Heat Pumps. Herold Keith, Radermacher Reinhard.

**5.1.1 Datos de Entrada:** Los siguientes datos se tomarán como punto de partida para el modelamiento, ya que estos provienen de los requerimientos específicos de la aplicación:

- Capacidad [ $Q_{evap}$ ]
- Temperatura de Evaporación [ $T_{10}$ ]
- Temperatura de Condensación [ $T_8$ ]
- Temperatura de absorción [ $T_1$ ]
- Sobrecalentamiento en el generador [ $D_{Tg}$ ]
- Eficiencia del intercambiador de calor de solución.

Figura 37. Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción BrLi-H<sub>2</sub>O de simple efecto



Fuente: Autores.

Las temperaturas de condensación y absorción están determinadas por el ambiente exterior y el medio empleado para refrigerar la máquina, la temperatura de evaporación y la capacidad las determinan la aplicación. La temperatura en el generador dependerá en este caso de la temperatura de salida del agua en el sistema de calentamiento y por último la eficiencia del Intercambiador de calor de solución que está directamente relacionada con el área de este.

El parámetro  $[D_{Tg}]$  representa a cuantos grados por encima de la temperatura de la saturación se encuentra la solución concentrada que abandona el generador.

### 5.1.2 Supuestos:

- El sistema está trabajando en estado estable.
- No se dan cambios de presión, excepto en las restricciones de flujo y en las bombas.
- Los puntos 1, 4 y 8 existen como líquido saturado.
- El punto 10 se considera vapor saturado.
- Las restricciones de flujo (válvulas), son adiabáticas.
- La bomba es isoentrópica.
- Los intercambiadores de calor no tienen pérdidas con el ambiente.
- Se desprecia la energía cinética y potencial.

**5.1.3 Balances de masa y energía para los componentes:** Se plantearán las ecuaciones termodinámicas para hallar las propiedades en cada punto de la máquina de absorción

### INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN

Eficiencia

$$\varepsilon_{hx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad [14]$$

Balance de Energía

$$Q_{hx} = \dot{m}_1 * (h_3 - h_2) \quad [15]$$

$$Q_{hx} = \dot{m}_4 * (h_4 - h_5) \quad [16]$$

$$LMTD_{hx} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad [17]$$

**Tabla 4.** Resumen de estados termodinámicos del ciclo

PUNTO	ESTADO	NOTAS
1	Solución como líquido saturado	Calidad de vapor igual a cero.
2	Solución como líquido Subenfriado	Estado calculado del modelo de la bomba.
3	Solución como líquido Subenfriado	Estado calculado del modelo del intercambiador de solución.
4	Solución como líquido saturado	Calidad de vapor igual a cero.
5	Solución como líquido Subenfriado	Estado calculado del modelo del intercambiador de solución.
6	Solución en estado Líquido-Vapor	Vapor flash producido por la expansión de líquido en la válvula.
7	Vapor de agua sobrecalentado	Se asume que no hay presencia de sal de Bromuro de Litio.
8	Agua líquida saturada	Calidad de vapor igual a cero.
9	Agua en estado Líquido-Vapor	Vapor flash producido por la expansión de líquido en la válvula.
10	Agua como vapor saturado	Calidad de vapor igual a uno.

**Fuente:** Autores

## GENERADOR

Balance de masa

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad [18]$$

Balance de Bromuro de Litio

$$\dot{m}_3 \times x_3 = \dot{m}_4 \times x_4 \quad [19]$$

Balance de Energía

$$h_3 \dot{m}_3 - h_4 \dot{m}_4 - h_7 \dot{m}_7 + Q_g = 0 \quad [20]$$

$$Q_g = \dot{m}_1 \times (h_{11} - h_{12}) \quad [21]$$

Eficiencia

$$\varepsilon_g = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_7} \quad [22]$$

Temperatura en el generador

$$Tg_{sat} = Tg_{sat}(P_{high}, x_3)$$

$$Tg = Tg_{sat} + D_{Tg} \quad [23]$$

## CONDENSADOR

Balance de Energía

$$Q_c = \dot{m}_7 \times (h_7 - h_8) \quad [24]$$

$$Q_c = \dot{m}_{15} \times (h_{15} - h_{16}) \quad [25]$$

Eficiencia

$$\varepsilon_c = \frac{T_{15} - T_{16}}{T_{15} - T_8} \quad [26]$$

Para el cálculo termodinámico del intercambiador se desprecia el sobrecalentamiento del agua a la entrada.

## VÁLVULA DE REFRIGERANTE

Balance de Energía

$$h_9 = h_8 \quad [27]$$

## ABSORBEDOR

Balance de energía

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - Q_a - \dot{m}_1h_1 = 0 \quad [28]$$

$$Q_a = \dot{m}_{13} \times (h_{14} - h_{13}) \quad [29]$$

Balance de masa

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad [30]$$

Balance de Bromuro de Litio

$$\dot{m}_1 \times x_1 = \dot{m}_6 \times x_6 \quad [31]$$

Eficiencia

$$\varepsilon_c = \frac{T_{14} - T_{13}}{T_6 - T_{13}} \quad [32]$$

## VÁLVULA DE SOLUCIÓN

Balance de Energía

$$h_5 = h_6 \quad [33]$$

## BOMBA DE SOLUCIÓN

Balance de Energía

$$h_2 = h_1 + \frac{P_{work}}{\dot{m}_1} \quad [34]$$

Modelo Isoentrópico para la Bomba

$$P_{work} = \dot{m}_1 \times v_1 \times (P_{high} - P_{low}) \quad [35]$$

Para la mayoría de los ciclos de absorción, la energía eléctrica que debe ser suministrada a la bomba de solución es alrededor del 1% del calor que se requiere en el generador, frecuentemente este trabajo es ignorado cuando se describe el comportamiento térmico de la máquina, pero sin embargo en la práctica, el diseño, la operación y el mantenimiento asociado con las bombas es un factor crucial y debe ser considerado.

## MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES

Cálculo LMTD

$$LTMD_a = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad [36]$$

$$LTMD_c = \frac{(T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{15}}{T_8 - T_{16}}\right)} \quad [37]$$

$$LTMD_e = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_{10}}\right)} \quad [38]$$

$$LTMD_g = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \quad [39]$$

## BALANCE DE ENERGÍA

$$Q_a = LTMD_a * UA_a \quad [40]$$

$$Q_c = LTMD_c * UA_c \quad [41]$$

$$Q_e = LTMD_e * UA_e \quad [42]$$

$$Q_g = LTMD_g * UA_g \quad [43]$$

## BALANCES TRIVIALES

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad [44]$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad [45]$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad [46]$$

$$x_1 = x_2 = x_3 \quad [47]$$

$$x_4 = x_5 = x_6 \quad [48]$$

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = 0 \quad [49]$$

## CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

El cálculo de las propiedades termodinámicas necesarias tanto de la solución de bromuro de litio agua, como del agua pura se realizó con las librerías incluidas el programa EES.

Para la solución de bromuro de litio agua se tiene que:

$$h_i = f(T_i, x_i)$$

De donde se aprecia que la entalpía de la solución depende de la temperatura y de la concentración de esta en cada punto, esto es totalmente cierto para los puntos en estado de saturación, para los puntos que existen como líquido subenfriado, como ya se mencionó, se puede despreciar el efecto de la presión sobre las propiedades termodinámicas y calcular, en este caso la entalpía, como la del líquido saturado a la misma temperatura.

## PRESIONES EN EL SISTEMA

$$P_{high} = P_{sat}(T_{cond})$$

$$P_{low} = P_{sat}(T_{evap})$$

$$P_{low} = P_1 = P_6 = P_9 = P_{10} \quad [50]$$

$$P_{high} = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 \quad [51]$$

## CÁLCULO CONCENTRACIONES

$$x_{sol\_pobre\_refri} = f(P_{high}, T_4)$$

$$x_{sol\_rica\_refri} = f(P_{low}, T_1)$$

## CÁLCULO COP

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_{bomba}} \quad [52]$$

$$COP_{max} = \left( \frac{T_{10}}{T_4 - T_1} \right) \left( \frac{T_4}{T_8 - T_{10}} \right) \quad [53]$$

Los datos de entrada que se utilizaron para el modelo global del ciclo fueron los siguientes:

Tabla 5. Parámetros de entrada del modelo termodinámico del ciclo.

PARÁMETRO	VALOR
CAPACIDAD	3,517 [Kw]
Evaporación	12 [°C]
T.condensación	40 [°C]
T.absorción	40 [°C]
Delta_Generador	10 [°C]
Eficiencia Int. Solución	0.65

Fuente: Autores.

En la tabla 6 se muestran los resultados arrojados por el modelo global para los estados termodinámicos del ciclo.

Además en la figura 27, se muestran los estados termodinámicos de la solución representados en un diagrama de Dühring. Con respecto al refrigerante, se utiliza el diagrama T-S de la figura 38 para representar gráficamente sus estados termodinámicos.

Tabla 6. Estados termodinámicos del ciclo

	$\dot{m}$ [Kg/s]	P [Kpa]	Q [fracción]	T [°C]	X [% BrLi]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg K]
<b>1</b>	0,0184	1,403	0	40	54,1	90,8	0,26386
<b>2</b>	0,0184	7,381		40	54,1	90,8	0,262386
<b>3</b>	0,0184	7,381		63,3	54,1	139,6	0,4102
<b>4</b>	0,0169	7,381	0	81,7	58,9	191,9	0,476626
<b>5</b>	0,0169	7,381		54,6	58,9	138,8	0,322447
<b>6</b>	0,0169	1,403	0,003	49,7	58,9	138,8	0,293453
<b>7</b>	0,0015	7,381		71,1	0	2633,5	8,438
<b>8</b>	0,0015	7,381	0	40	0	167,5	0,5723
<b>9</b>	0,0015	1,403	0,047	12	0	167,5	0,5912
<b>10</b>	0,0015	1,403	1	12	0	2522,6	8,85
<b>11</b>	0,5			90		376,9	
<b>12</b>	0,5			87,8		367,7	
<b>13</b>	0,3			27		113,1	
<b>14</b>	0,3			30,6		127,9	
<b>15</b>	0,3			30,6		127,9	
<b>16</b>	0,3			33,5		140,2	
<b>17</b>	0,1696			22		92,2	
<b>18</b>	0,1696			17		71,3	

Fuente: Autores

Nota: Los datos en negro fueron calculados y los datos en verde se tomaron como parámetros de entrada.

Comentarios Respecto a los resultados del modelo termodinámico del ciclo de absorción:

- El calor requerido en el generador puede ser dividido en dos categorías: calor sensible y calor de vaporización del fluido de trabajo. En la práctica el calor sensible es aproximadamente el 13% del calor total necesario, además el calor de vaporización puede dividirse a su vez en el necesario para vaporizar el agua pura y el calor de mezcla de la solución.
- Los requerimientos de calor en el absorbedor son aproximadamente iguales que en el generador (por supuesto en direcciones opuestas). El calor requerido es mayor que el que se estimaría para el agua pura debido al calor de mezcla de la solución.
- La carga en el condensador es ligeramente superior a la del evaporador debido principalmente al sobrecalentamiento del vapor a la entrada de este. Las cargas en el condensador y el evaporador son aproximadamente 10% menores a las del generador y el absorbedor, como ya se dijo esto se debe al calor de mezcla de la solución que no está presente en una sustancia pura.

Tabla 7. Datos resultantes del ciclo de absorción

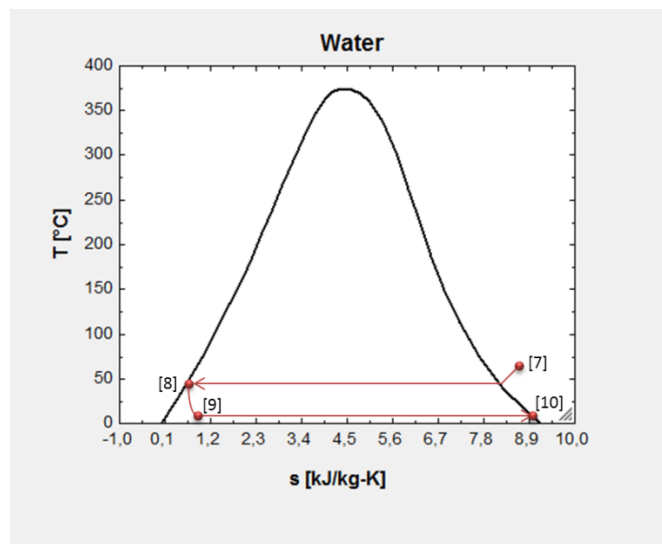
PARÁMETRO	VALOR
Calor Absorbedor	4,473 [Kw]
Calor Generador	4,640 [Kw]
Calor Condensador	3,714 [Kw]
Calor Evaporador	3,547 [Kw]
Calor Int_Calor_Solu	0,9 [Kw]
Consumo Bomba	0,00007 [Kw]
COP	0,764

Fuente: Autores

## 5.2 DIAGRAMAS REPRESENTATIVOS DEL CICLO DE ABSORCIÓN

De la misma manera como se utilizan diagramas presión-Entalpía o Temperatura-Entropía en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor para describir el ciclo, se pueden usar estos diagramas como herramienta para el análisis de los sistemas de absorción. Por tanto a continuación se muestran gráficamente los resultados obtenidos del modelo termodinámico del ciclo.

Figura 38. Diagrama T-S para el refrigerante (Agua pura)

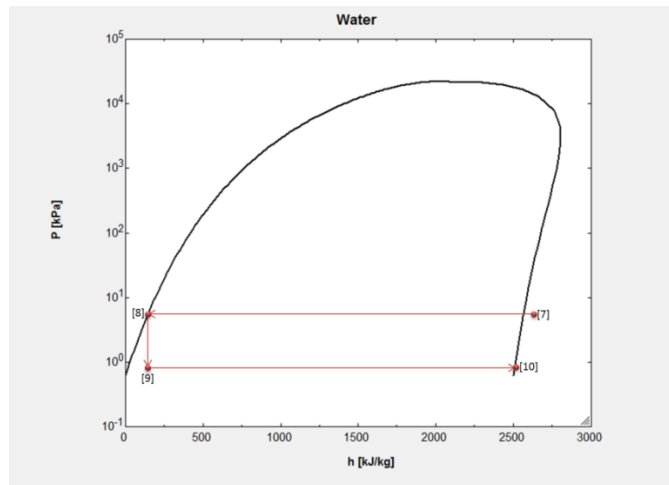


**Fuente:** Autores

En la figura 38, como ya se mencionó, se muestra el diagrama de temperatura versus entropía para el refrigerante en el ciclo de absorción. Se observa que el refrigerante está sobrecalentado en el punto 7 que corresponde a la salida del generador, más tarde, en el condensador intercambia calor con el agua de refrigeración hasta llegar al punto 8 en el que se tiene líquido saturado. Cuando el refrigerante abandona el condensador pasa por el dispositivo de expansión en el

que de manera isoentálpica (Figura 39) se lleva hasta el nivel de presión del evaporador. Finalmente ingresa al evaporador, donde de manera isotérmica ya que se está dando un cambio de fase, intercambia energía con el agua que se quiere enfriar.

Figura 39. Diagrama P-h para el refrigerante puro



Fuente: Autores

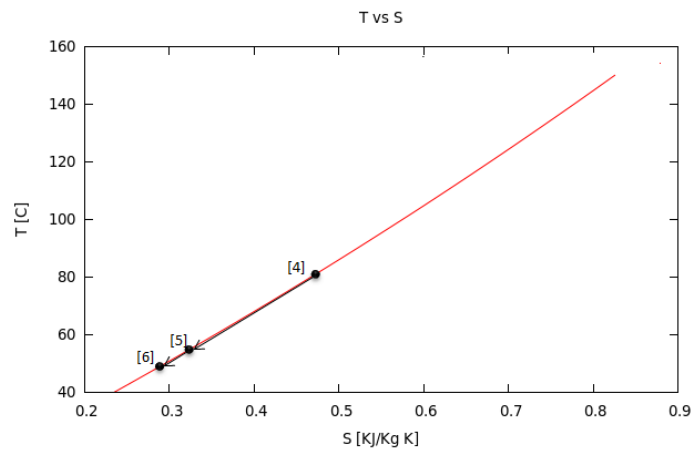
En las gráficas 40 y 41 se muestran los diagramas de Temperatura vs Entropía para las soluciones concentrada y diluida respectivamente. Primero se grafican con ayuda de EES las líneas rojas de las figuras que representan como varía T con respecto a S. Posteriormente se ubicaron los puntos obtenidos. La curva roja corresponde a la solución saturada para cada concentración, pero tal como se hizo en el caso del diagrama de Dühring, el efecto de la presión se desprecia y los puntos que corresponden a líquido subenfriado se ubican sobre la línea de saturación.

La unión entre los puntos 4 y 5 representa el paso de la solución concentrada a través del intercambiador de calor de solución. A su vez la línea que une los

puntos 5 y 6 esquematiza el paso de la solución concentrada a través del dispositivo de expansión.

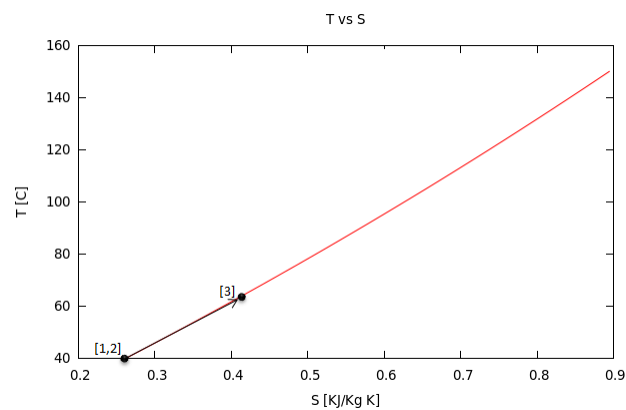
En cuanto a la solución diluida, cuyo proceso se muestra en las figuras 43 y 41, el punto en el que se encuentran los estados 1 y 2 representa la salida del absorbedor y la salida de la bomba de solución respectivamente. Se debe mencionar que estos dos puntos se ubican en el mismo lugar en la gráfica 41 porque se consideró un modelo isoentrópico para la bomba y además la variación de temperatura producida por la bomba es despreciable.

Figura 40. Diagrama T-S para la solución concentrada



Fuente: Autores

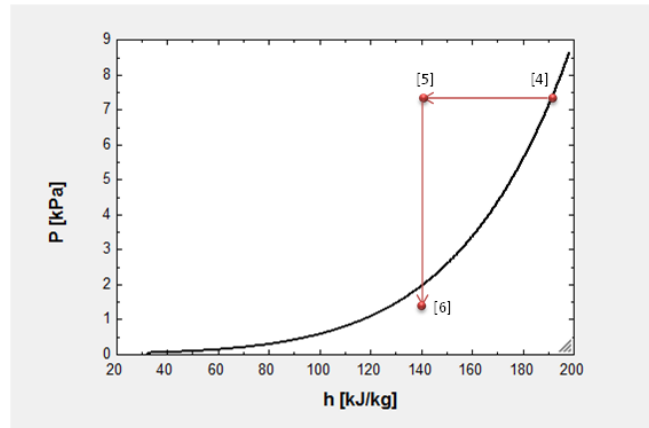
Figura 41. Diagrama T-S para la diluida



Fuente: Autores

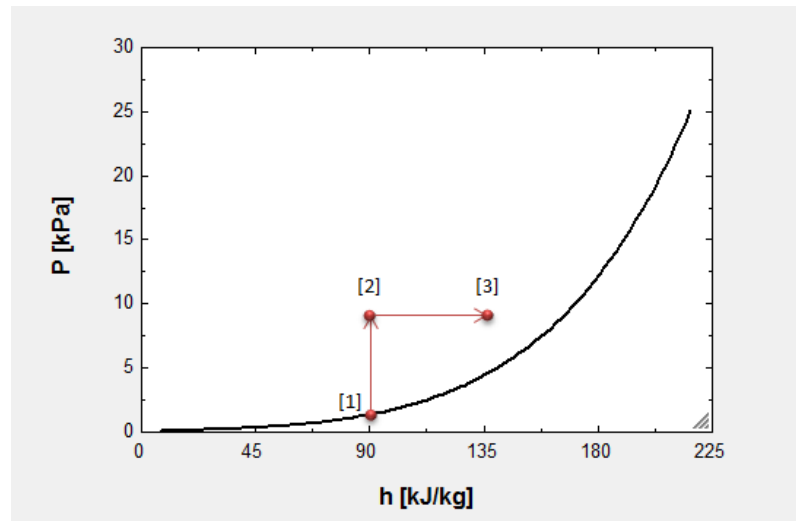
En las gráficas 42 y 43 se muestran los diagramas de Presión vs Entalpía para las soluciones concentrada y diluida respectivamente.

Figura 42. Diagrama P-h para la solución concentrada.



Fuente: Autores

Figura 43. Diagrama P-h para la solución diluida.



Fuente: Autores

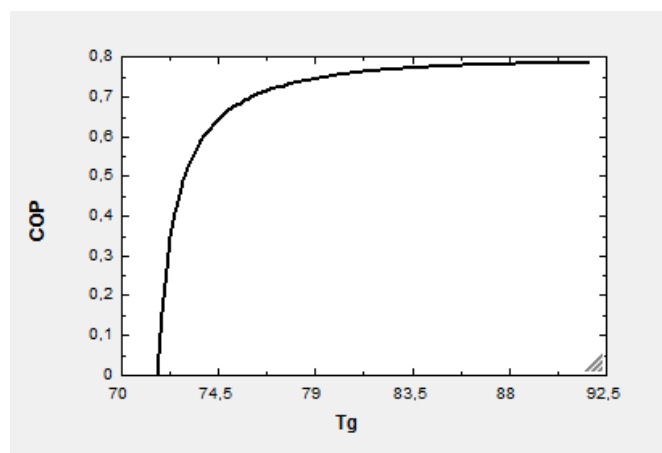
### 5.3 ANÁLISIS PARAMÉTRICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En operación, un cambio en cualquier variable de entrada de una máquina de absorción causa cambios en todas las demás variables dependientes. Cuando una entrada cambia, todo el ciclo reacciona para alcanzar una nueva condición de equilibrio. La naturaleza dinámica de este proceso debe ser tomada en cuenta cuando se interpretan los datos de operación.

Las siguientes gráficas se realizaron con los parámetros de entrada del ciclo.

**5.3.1 Efecto de la variación de la temperatura de entrada del agua de calentamiento en el generador sobre el COP:** Como se observa en la figura 44 es necesaria una temperatura mínima en el generador de la máquina de absorción para que esta funcione. Por debajo de esta temperatura no se evapora ninguna cantidad de refrigerante y por tanto solo habrá solución de bromuro de litio circulando a una concentración constante, siendo calentada en el generador y enfriada en el absorbedor.

Figura 44. COP vs Temperatura en el generador



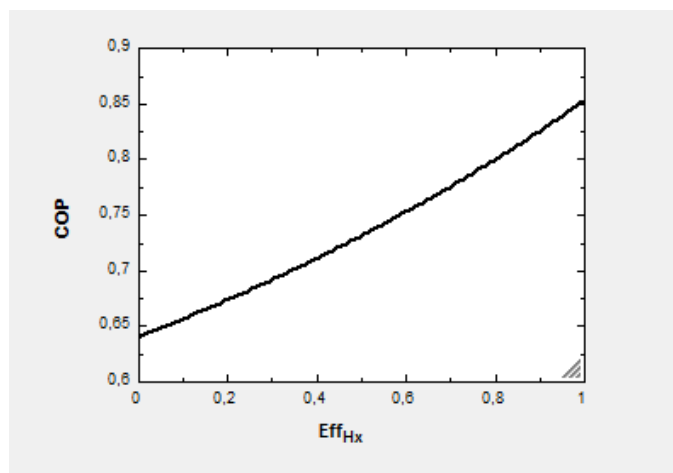
Fuente: Autores

Manteniendo constantes todos los parámetros del ciclo, y variando solamente el valor de  $D_{Tg}$ , se observa que cuando este vale cero se tiene la temperatura mínima para que el ciclo funcione, que es de 71.66 [°C]. La variación se hace hasta que  $D_{Tg}$  vale 20 y se observa que para valores cercanos a este la curva del COP ya es prácticamente plana. En base a esto se concluye que existe un punto en el que no vale la pena seguir aumentando el valor de  $D_{Tg}$  pues el COP de la máquina no aumentará considerablemente.

**5.3.2 Efecto de la eficiencia en el intercambiador de calor de solución sobre el COP:** Aunque el valor de la eficiencia del Intercambiador de calor de solución fue tomada como dato de entrada, con propósitos informativos se examinará la influencia de esta en el comportamiento del ciclo.

Manteniendo todos los demás parámetros constantes se observa que al variar la eficiencia cambian los estados de salida a ambos lados del intercambiador con lo que cambian los requerimientos de calor en el generador y el absorbedor. El COP es influenciado a través del efecto sobre el flujo de calor en el generador.

Figura 45. COP vs Eficiencia del intercambiador de calor de solución



Fuente: Autores

Cuando aumenta la eficiencia, como se esperaba, el COP también aumenta. Sin intercambiador de calor, el ciclo produce un COP de 0.64, porque los requerimientos de calor en el generador son significativamente más altos en ausencia del intercambiador de calor de solución entre las corrientes de baja y alta concentración de bromuro del litio.

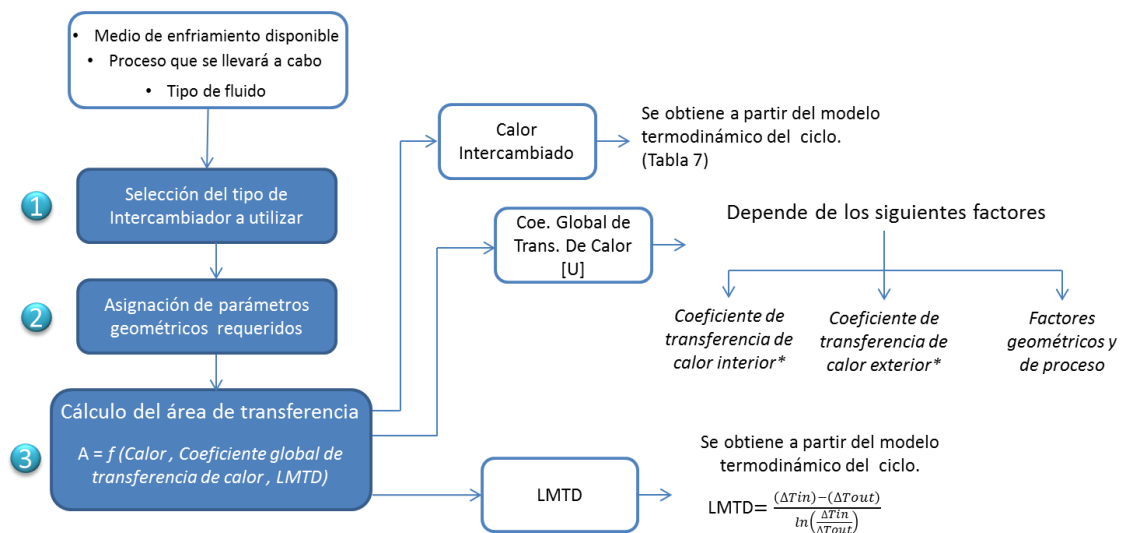
## 6. DISEÑO TÉRMICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El objetivo de este capítulo es obtener el área de transferencia de calor necesaria de cada uno de los intercambiadores presentes en el sistema de refrigeración. Para esto es importante tener claridad sobre los procesos termodinámicos que se llevan a cabo en el interior de cada uno de los elementos, para así estar en capacidad de tomar una decisión acertada acerca del tipo de intercambiador a utilizar. A continuación se listan los componentes que se tomarán en consideración:

- Condensador
- Evaporador
- Absorbedor
- Generador

En cuanto al condensador y al evaporador el análisis que se realizará será exclusivamente de tipo integral y el procedimiento de cálculo que se llevará a cabo se muestra en la figura 46.

Figura 46. Proceso de cálculo para el condensador y el evaporador



Fuente: Autores

Debido a que los procesos que se llevan a cabo en el absorbedor y el generador son bastante diferentes a los que se acostumbra a tratar en un sistema de compresión de vapor, se realizará un análisis de mayor profundidad y grado de detalle.

El análisis del absorbedor será dividido en dos etapas principales; aunque las dos comparten un mismo objetivo, que es el de calcular el área de transferencia de calor necesaria, en cada una se hacen consideración diferentes.

- Análisis Integral
- Análisis Diferencial

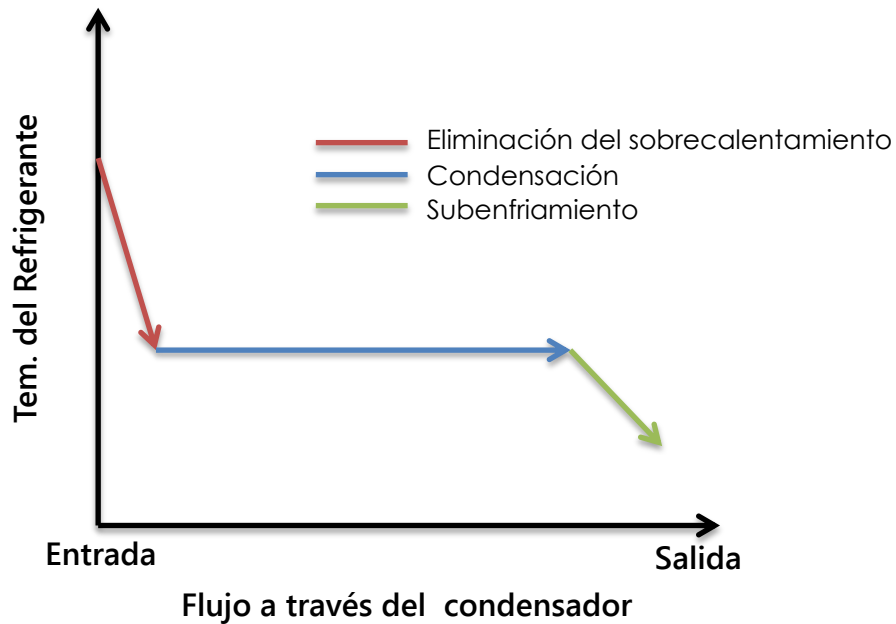
Aunque el análisis integral es recomendable como primera alternativa en el estudio de un proceso ya que su aplicación es más sencilla y además las ecuaciones que describen los fenómenos involucrados admiten simplificaciones y aproximaciones, el análisis diferencial proporciona una descripción muy detallada de los procesos y la confiabilidad de los resultados aumenta considerablemente.

En el caso del generador el análisis que se realizará será exclusivamente diferencial ya que se aprovecharán las similitudes que tiene con el absorbedor.

## **6.1 DISEÑO TÉRMICO DEL CONDENSADOR**

El condensador es uno de los componentes principales en el sistema de refrigeración, ya que en él se licua el vapor de refrigerante proveniente, a alta presión y temperatura, del generador; su fin esencial consiste en el traspaso de calor del fluido refrigerante al medio ambiente. En el primero se elimina el sobrecalentamiento del vapor, a continuación se condensa, y finalmente cuando el refrigerante requiere subenfriamiento, este se lleva por debajo de la temperatura de saturación, como se muestra en la figura 47.

Figura 47. Proceso de remoción de calor en el condensador.



Fuente: Autores.

A continuación se mostrará cómo se pueden clasificar los condensadores y además se describirá brevemente el proceso de transferencia de calor que se desarrolla en ellos.

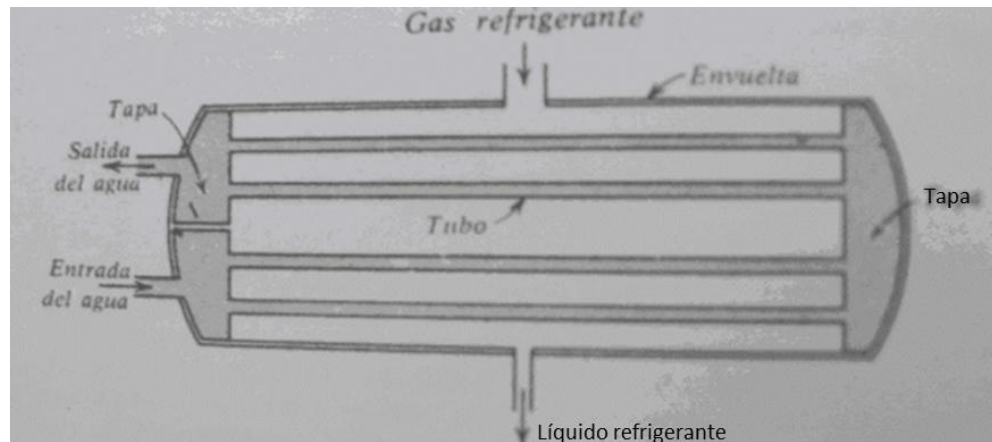
Algunos fluidos que existen en abundancia, tales como el aire o el agua, son los encargados de llevarse el calor fuera del sistema; estos fluidos caracterizan al condensador, que por consiguiente, puede ser de enfriamiento por agua o por aire. Los condensadores enfriados por agua son de dimensiones reducidas, más silenciosos y relativamente fáciles de instalar, por estos motivos se les prefiere cuando el uso del agua no resulta prohibitivo por su costo o incómodo por la necesidad de instalación de tuberías. Por otro lado, cuando el agua es cara y la energía eléctrica es barata, conviene utilizar condensadores enfriados por aire que gastan la electricidad necesaria para el funcionamiento de los ventiladores.

En la categoría de los condensadores enfriados por agua se tienen:

- Condensadores de casco y tubos horizontales.
- Condensadores de casco y tubos verticales.
- Condensadores de serpentín y envuelta.
- Condensadores de evaporación.

El condensador enfriado por agua que se usa con mayor frecuencia es el de casco y tubos horizontal, la figura 48 muestra esquemáticamente una sección de este tipo de condensador. El refrigerante caliente proveniente del generador entra por la parte alta del condensador, este se condensa en el exterior de los tubos y cae al fondo del casco. El agua circula a través de los tubos del condensador, entrando por las tapas especiales de los extremos.

Figura 48. Condensador horizontal de casco y tubos.



Fuente: **STOECKER**, W. F. Jones, J. W. Refrigeración y acondicionamiento de aire. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 103p.

El condensador vertical de casco y tubos es esencialmente igual al horizontal, diferenciándose únicamente en su posición de instalación. Este condensador se encuentra principalmente en grandes plantas que utilizan el amoniaco como refrigerante. El condensador de serpentín y envuelta tiene un serpentín helicoidal en lugar de tubos rectos, por el que circula el agua dentro de la envuelta. El

condensador de doble tubería está compuesto por tubos concéntricos, el agua circula por el interior de los tubos y por el espacio anular exterior el refrigerante a condensar. Por último el condensador de evaporación enfría y condensa el vapor de refrigerante que fluye por tubos mediante evaporación de agua en el exterior de estos.

En cuanto a los condensadores enfriados por aire, estos constan de un serpentín con aletas, sobre el que se sopla aire para que el refrigerante se condense dentro de los tubos, como el que se muestra en la figura 49.

Figura 49. Condensador enfriado por aire.

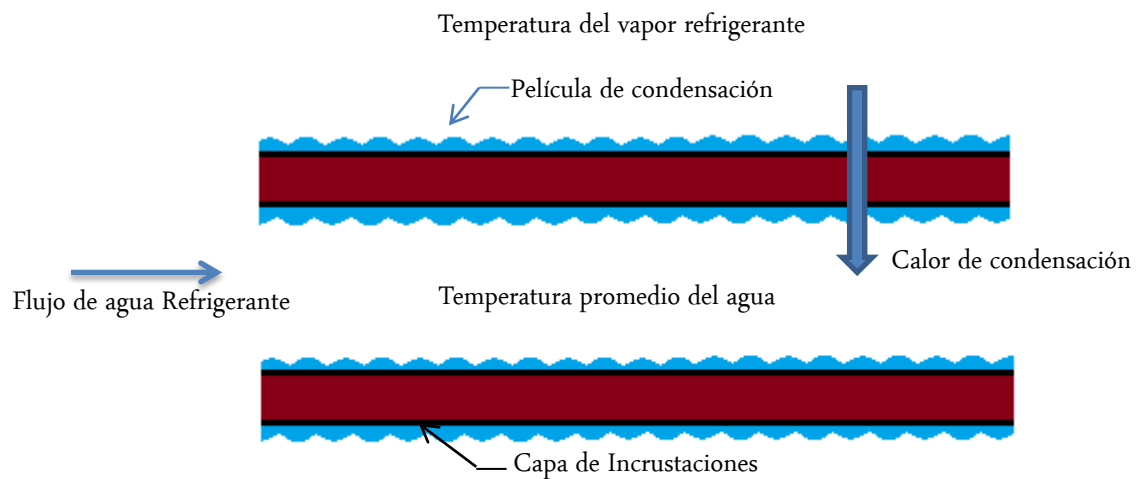


Fuente: Condensador enfriado por aire [en línea]. [Citado 6 nov. 2013]. Disponible en internet: < URL: <http://spanish.alibaba.com/product-free/air-cooled-condensers-251763540.html>

**Proceso de transferencia de calor:** Aunque se comentará el proceso de transferencia de calor en un condensador enfriado por agua, este es válido también, en sus líneas fundamentales para uno enfriado por aire. La transferencia de calor desde el refrigerante hasta el agua de enfriamiento tiene lugar en varias etapas. La primera etapa es el paso de calor desde el vapor refrigerante hasta el tubo, a través de la película de líquido condensado sobre el exterior del tubo. A continuación, el calor pasa desde la superficie exterior del tubo hasta la superficie interior. Desde la superficie interior del tubo, el calor debe fluir a través de la capa de incrustaciones que generalmente se forma en el interior del tubo. Finalmente, el

calor pasa desde la capa de incrustaciones a través de la capa limite, hasta la corriente de agua del tubo. La cantidad de calor que fluye a través de cada una de las sucesivas resistencias al paso del flujo térmico tiene que ser la misma en condiciones de equilibrio.

Figura 50. Transferencia de calor en los tubos del condensador



Fuente: **STOECKER**, W. F. Jones, J. W. Refrigeración y acondicionamiento de aire. Segunda Edición. New York: McGraw-Hill, Inc. 108p. Modificada por los autores

**6.1.1 Selección del tipo de condensador a utilizar:** En primer lugar se escoge el medio de enfriamiento que se usará en el condensador, por los motivos expuestos anteriormente se decidió utilizar un equipo enfriado por agua. Además dados los requerimientos del sistema de absorción se optó por un condensador de casco y tubos horizontal.

**6.1.2 Diseño Térmico del Condensador:** A continuación se enumeran los pasos que se seguirán para el cálculo del área de transferencia de calor en el condensador:

- Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño.
- Asignación de flujos en el intercambiador y representación esquemática del proceso.
- Cálculo de los factores necesarios para encontrar el área, entre los que se tienen:
  - Parámetros que provienen del modelo termodinámico del ciclo: Calor intercambiado, Diferencia de temperaturas media logarítmica.
  - Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.
    - Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno.
    - Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo.
    - Factores de ensuciamiento.
- Cálculo del área de transferencia de calor.

**6.1.2.1 Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño:** Los datos de proceso necesarios para el diseño del condensador se muestran en la tabla 8.

Tabla 8. Datos de proceso necesarios para el diseño del condensador

PARÁMETRO	VALOR
T. entrada agua de enfriamiento	30,6 [°C]
T. salida agua de enfriamiento	33,5 [°C]
Flujo másico agua de enfriamiento	0,3 [Kg/s]
Calor en el condensador	3,714 [Kw]
Temperatura de entrada del vapor	71,1 [°C]
Temperatura de Condensación	40 [°C]
Presión en el casco del condensador	7,381 [KPa]

Fuente: Autores

Los datos mostrados en la tabla 8 fueron tomados de los resultados del modelo termodinámico del ciclo mostrados en las tablas 5 y 6.

Además se debe definir tanto el diámetro como el material de los tubos del condensador. Observando máquinas ya construidas y siguiendo recomendaciones se decidió:

Tabla 9. Parámetros geométricos del condensador.

Diámetro Nominal Tubos	0.5 [in]
Calibre B.W.G	18
Espesor Tubos	0.049 [in]
Material Tubos	Cobre
Configuración	Cuadrada

Fuente: Autores

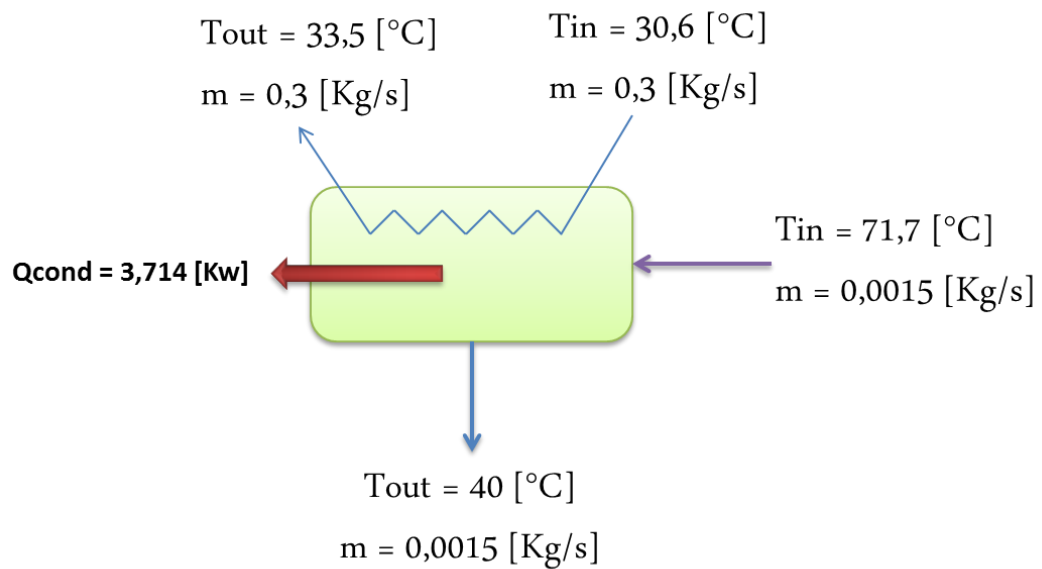
**6.1.2.2 Asignación de flujos y representación esquemática del proceso en el condensador:** Algunas de las reglas aplicables para determinar el fluido que irá por el casco y el que deber ir por los tubos se muestran a continuación:

Por los tubos debe circular:

- El agua de enfriamiento
- EL fluido más corrosivo
- El fluido más sucio
- El fluido menos viscoso
- El fluido de mayor presión
- El fluido más caliente
- El fluido de menor volumen específico

De acuerdo a esto se tiene que el agua de refrigeración debe circular por los tubos y el vapor de refrigerante lo hará por el casco. Esquemáticamente el proceso que se lleva a cabo en el condensador se puede representar así:

Figura 51. Representación Esquemática del Condensador



**Fuente:** Autores

**6.1.2.3 Cálculo de los factores necesarios para encontrar el área de transferencia de calor en el condensador:** El análisis para encontrar el área de transferencia de calor necesaria en cualquier intercambiador gira en torno a la ecuación 54.

$$Q = U * A * LMTD_{log} \quad [54]$$

Donde:

$Q$  representa el calor intercambiado entre el refrigerante y el agua de refrigeración.

$U$  es el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador.

A es el área de transferencia de calor en el intercambiador.

y por último la LMTD representa la diferencia media de temperaturas entre el refrigerante y el agua de refrigeración.

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador:**

En aras de la simplicidad, y por recomendaciones dadas en el CTTC [Centro Tecnológico de Transferencia de Calor y de Masa], se modelará al intercambiador con las ecuaciones disponibles para un solo tubo horizontal y luego se extrapolarán los resultados para calcular el número de tubos necesarios para el condensador.

El coeficiente de transferencia de calor global basado en la superficie exterior del tubo está definido como:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{D_o}{D_i}\right) f_i + \left(\frac{1}{2k}\right) D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + f_o + \frac{1}{h_o}} \quad [55]$$

**Donde**

$D_o$  y  $D_i$  representan los diámetros exterior e interior de los tubos respectivamente.

$K$  es la conductividad del material de los tubos del intercambiador.

$f_o$  y  $f_i$  representan los factores de incrustación en el exterior y en el interior de los tubos respectivamente.

$h_o$  y  $h_i$  representan los coeficientes de transferencia de calor tanto externo como interno en el intercambiador.

**Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno en el condensador:**

El coeficiente de transferencia de calor puede ser obtenido con la siguiente expresión:

$$h = \frac{Nu * K}{D} \quad [56]$$

Para el caso del coeficiente de transferencia de calor interno se tiene:

Nu es el número de Nusselt<sup>9</sup> relacionado con el proceso.

K conductividad del agua de refrigeración.

D es el diámetro interior de los tubos del intercambiador.

Para calcular el número de Nusselt, es necesario primero encontrar las propiedades del fluido a su temperatura media y además el número de Reynolds para determinar que la ecuación adecuada a utilizar. Por tanto se tiene:

$$Tm_{interior} = \frac{33,5 + 30,6}{2} = 32,05 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tabla 10. Propiedades del agua de enfriamiento a la temperatura media de masa

Densidad	995 [Kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad Dinámica	0.0007641 [Kg/ms]
Conductividad Térmica	0.6062 [W/mK]
Número de Prandtl	5.273
Calor específico	4.183 [KJ/KgK]

Fuente: Autores

---

<sup>9</sup>Número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. Usado para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * Viscosidad * D} \quad [57]$$

$$Re = \frac{4 * 0.3 [\dot{K}g/s]}{\pi * 0.0007641 \left[ \frac{Kg}{m} - s \right] * 0.01021[m]}$$

$$Re = 48956$$

Dado que el número de Reynolds está en el rango de  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$  y además el número de Prandtl se encuentra dentro de la siguiente región  $0.5 < Pr < 2000$  se puede utilizar la ecuación de Petukhov-Popov para calcular el número de Nusselt, ya que concuerda con los resultados experimentales en el rango especificado en un  $\pm 5\%$

$$Nu = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) * Re * Pr}{K_1 + K_2 * \left( \frac{f}{8} \right)^{0.5} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad [58]$$

Donde

$$f = (1.82 * \log(Re - 1.64))^{-2} \quad [59]$$

$$K_1 = 1 + 1.34 * f \quad [60]$$

$$K_2 = 11.7 + \frac{1.8}{Pr^{1/3}} \quad [61]$$

Re es el número de Reynolds y Pr es el número de Prandtl del fluido.

Reemplazando los datos numéricos se tiene:

$$f = (1.82 * \log(48956 - 1.64))^{-2}$$

$$f = 0.01373$$

$$K_1 = 1 + 1.34 * 0.01373$$

$$K_1 = 1.407$$

$$K_2 = 11.7 + \frac{1.8}{5.273^{1/3}}$$

$$K_2 = 12.73$$

Entonces:

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.01373}{8}\right) * 48956 * 5.273}{1.407 + 12.73 * \left(\frac{0.01373}{8}\right)^{0.5} * (5.273^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 209,2$$

Por tanto:

$$h = \frac{209.2 * 0.6062}{0.01021}$$

$$h_i = 12420 [W/m^2K]$$

**Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo:** La expresión del coeficiente de transferencia de calor a través del vapor que se condensa sobre la superficie exterior de un tubo cilíndrico horizontal fue desarrollada por Wilhelm Nusselt y es puramente analítica.

$$h_{ext} = 0.725 * \left[ \frac{g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * h_{fg} * k_l^3}{N * \mu_l * (T_v - T_w) * D_o} \right]^{0.25} \quad [62]$$

Donde:

$k_l$  es la conductividad del condensado.

$\rho_l$  es la densidad del condensado

$\rho_v$  es la densidad del vapor

$g$  es la aceleración de la gravedad

$h_{fg}$  es el calor latente de vaporización.

$N$  número de tubos en una fila vertical.

$D_o$  es el diámetro exterior de los tubos.

$\mu_l$  es la viscosidad del condensado.

$T_v$  es la temperatura del vapor de refrigerante.

$T_w$  es la temperatura de la superficie exterior de los tubos.

Ya que en esta ecuación las propiedades físicas deben ser evaluadas a la temperatura de película, es decir el promedio entre la temperatura de la pared del tubo y la del vapor se tiene:

$$T_m = \frac{33,5 + 30,6}{2} = 32,05 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_v = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ Temperatura de condensación del agua}$$

$$T_f = \frac{32,05 + 40}{2} = 36,02 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tabla 11. Propiedades del refrigerante a la temperatura de película.

Densidad Líquido	994.2 [Kg/m <sup>3</sup> ]
Densidad Vapor	0.03843 [Kg/m <sup>3</sup> ]
$h_{fg}$	2419 [KJ/Kg]
Conductividad Térmica Líquido	0.6097 [W/mK]
Viscosidad del líquido	0.0007283 [Kg/ms]

Fuente: Autores

En cuanto al número de tubos en una fila vertical se debe asumir un valor y luego al calcular el número de tubos verificar si la asunción fue correcta. Por tanto asumiendo que se tendrán 3 tubos en cada fila vertical se tiene:

$$h_{ext} = 0.725 * \left[ \frac{9.81 * 994.2 * (994.2 - 0.03843) * 2419 * 0.6097^3}{3 * 0.0007283 * (40 - 32.05) * 0.0127} \right]^{0.25}$$

$$h_o = 7606 [W/m^2K]$$

**Cálculo de los factores de incrustación:** Ahora para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor hace falta conocer los factores de incrustación tanto para los tubos como para el casco.

Uno de los problemas operacionales más desafiantes cuando de intercambiadores de calor se trata es el del ensuciamiento, que consiste en el depósito de sedimentos que imposibilitan la transferencia de calor, además estos sedimentos impiden el flujo y aumentan la pérdida de presión en el intercambiador de calor. Como con muchos inconvenientes operacionales, un planeamiento adecuado en la etapa de diseño puede minimizar estos efectos en operación.

Figura 52. Depósito de sedimentos en Intercambiadores de calor



**Fuente.** [Citado en 6 de oct. de 2013] Disponible en internet: <http://www.tempcoblog.it/54/fouling-factor-negli-scambiatori-a-piastre/>

Hay diferentes tipos de ensuciamiento, cada uno depende de las condiciones de operación y del tipo de fluido que circula. Algunos de los mecanismos más comunes son la cristalización, la sedimentación, el crecimiento de material orgánico y la corrosión.

La manera más común de tener en cuenta estos efectos en los intercambiadores de calor es el factor de incrustación, que es un número que representa la cantidad de sedimentos que se formarían en un intercambiador dado el material del cual este construido y los fluidos con los que trabaje. No hay una manera directa de calcular el factor de ensuciamiento para una situación determinada, sin embargo existen guías para determinar el más adecuado. Una de las recomendaciones más usadas para esto se encuentra en la norma TEMA (Tubular exchangers Manufacturers Association).

El valor de los coeficientes de ensuciamiento ( $f_i, f_o$ ) para este caso en particular, puede ser tomados como  $0.09 [m^2C/Kw]$ .

Por último reemplazando en la ecuación 55 se obtiene el valor del coeficiente global de transferencia de calor en el condensador:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{0.0127}{0.01021}\right)\left(\frac{1}{12420}\right) + \left(\frac{0.0127}{0.01021}\right) * 0.09 + \left(\frac{1}{2 * 400.8}\right) * 0.0127 * \ln\left(\frac{0.0127}{0.01021}\right) + 0.09 + \frac{1}{7606}}$$

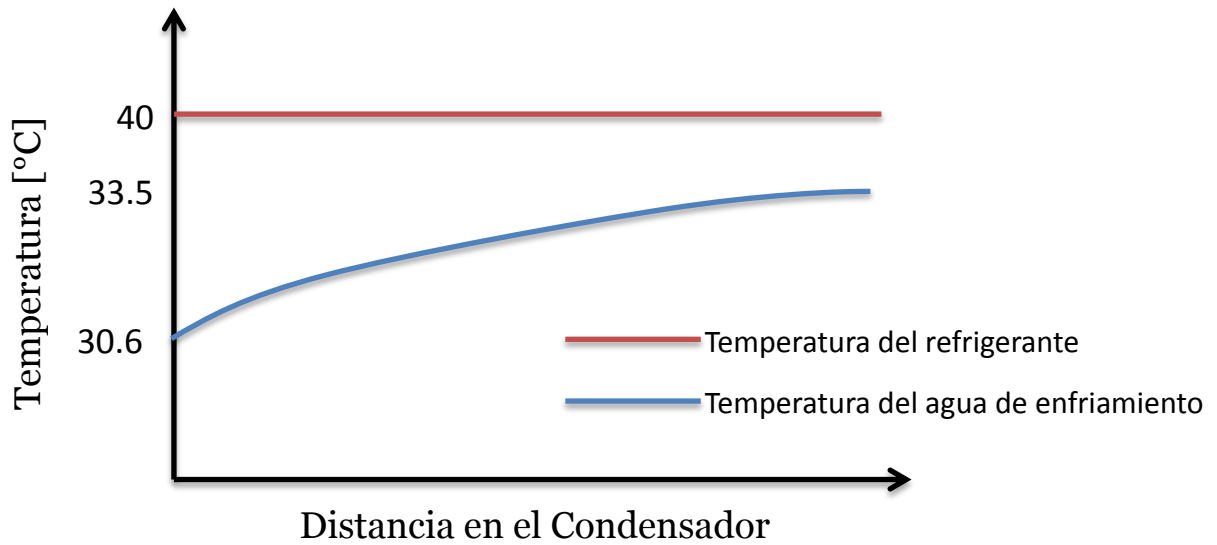
$$U = 2288 \left[ W / m^2K \right]$$

- **Cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD<sub>log</sub>):** Para el cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica se despreciará el efecto del sobrecalentamiento del vapor, ya que este modelo ha demostrado trabajar efectivamente y tiene la ventaja de dar simplicidad al modelo<sup>10</sup>.

---

<sup>10</sup> RADERMACHER, Reinhard, HEROLD, Keith y KLEIN, Sanford. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida. CRC Press, Inc. 1996.

Figura 53. Diagrama de temperatura en el Condensador



Fuente. Autores

Para el cálculo de la LMTD se utilizará la ecuación 63.

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}\right)} \quad [63]$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\Delta T_{Log_{Cond}} = \frac{(40 - 30.6) - (40 - 33.5)}{\ln\left(\frac{(40 - 30.6)}{(40 - 33.5)}\right)}$$

$$\Delta T_{Log_{Cond}} = 7.86 \text{ [K]}$$

**6.1.2.4 Cálculo del área de transferencia de calor necesaria:** Ahora utilizando la ecuación 54 se procede a calcular el área de transferencia de calor:

$$A = \frac{Q}{U * LMTD_{log}}$$

$$A = \frac{3714 \text{ [W]}}{2288 \left[ \frac{W}{m^2K} \right] * 7.86 \text{ [K]}}$$

$$A = 0.2065 \text{ [m}^2\text{]}$$

Ahora se procede a calcular el número de tubos necesarios para el condensador, si se utilizan tubos de 60 [cm] de largo y con un diámetro exterior de media pulgada, es decir 0,127 [m] se tiene:

$$A_{tubos} = \pi * De * L$$

$$A_{tubos} = \pi * 0.0127 \text{ [m]} * 0.6 \text{ [m]}$$

$$A_{tubos} = 0.02394 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$N_{tubos} = \frac{A}{A_{tubos}}$$

$$N_{tubos} = \frac{0.2065}{0.02394}$$

$$N_{tubos} = 8.62$$

Por tanto aproximando al entero más cercano se tiene:

**TUBOS NECESARIOS EN EL CONDENSADOR = 9**

Como el arreglo en el que se dispondrán los tubos del condensador será cuadrado esto indica que la suposición de 3 tubos por columna fue correcta, ya que habrán 3 filas y 3 columnas con 3 tubos cada una.

A continuación se muestra un resumen de los resultados del diseño térmico del condensador:

- Número de Tubos necesarios: 9
- Longitud de los Tubos: 0.6 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½"
- Material de los tubos: Cobre

## **6.2 DISEÑO TÉRMICO DEL EVAPORADOR**

El evaporador es el lugar de la instalación donde se produce el intercambio térmico entre el refrigerante y el medio a enfriar.

El propósito del evaporador en un sistema de refrigeración es el de recibir el refrigerante proveniente a baja presión y a baja temperatura del dispositivo de expansión y ponerlo en contacto térmico con la carga. El refrigerante recibe calor de la carga y deja el evaporador en la mayoría de los casos como vapor sobrecalentado. Los evaporadores se clasifican ya sea de acuerdo a su función, al patrón de flujo del refrigerante o a su configuración geométrica.

En cuanto al patrón de flujo, el refrigerante puede circular continuamente a través del intercambiador mientras se evapora y se sobrecalienta o alternativamente este puede permanecer en un recipiente a baja presión en donde se evapora o de donde es llevado a "coolers" individuales, de los cuales vuelve como una mezcla de líquido-vapor. El más común de los dos es el de flujo continuo, llamada también de expansión directa.

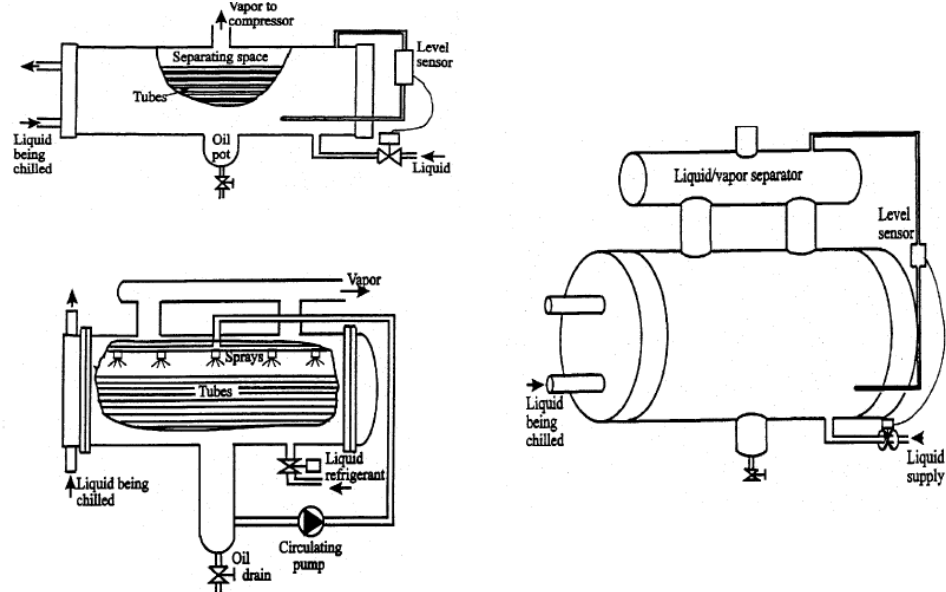
Los evaporadores pueden ser clasificados entonces como:

- Enfriadores de aire
- Enfriadores de líquido

En la figura 54 se muestran algunos tipos de evaporadores enfriadores de líquido, que son el tipo necesario en el diseño.

**6.2.1 Selección del tipo de Evaporador a utilizar:** Se decidió utilizar un evaporador que funcione bajo el principio Falling film de configuración horizontal, que básicamente consiste en un haz de tubos conectados por cabezales, como en un intercambiador de casco y tubos convencional. El líquido en el lado casco es alimentado a través de boquillas en la parte superior del haz y esta cae de tubo a tubo, por tanto se forma una película de líquido que se evapora en la parte exterior de los tubos.

Figura 54. Evaporadores enfriadores de líquido.

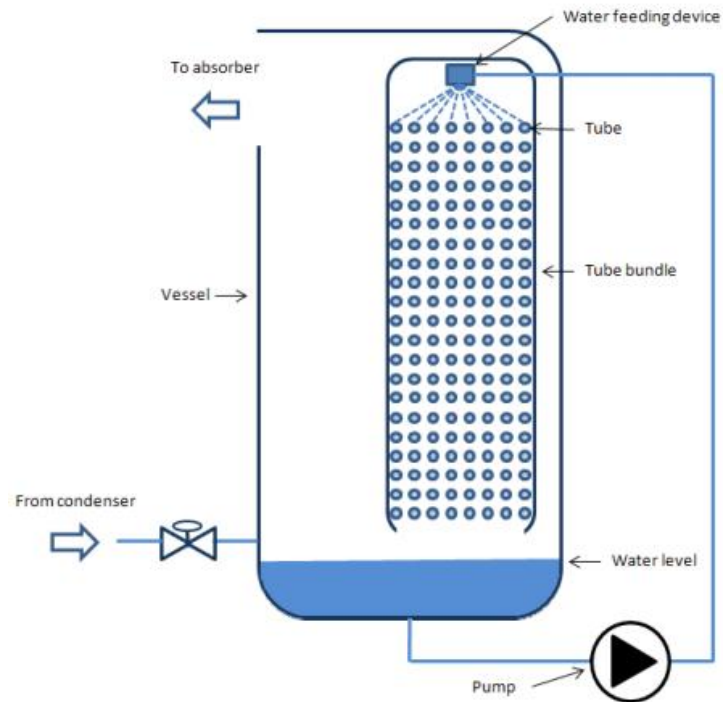


**Fuente:** CORONEL, Juan. TEMA 10: Evaporadores. Disponible en internet: <http://www.jfcoronel.org>.

La principal ventaja de esta tipo de evaporadores son las altas ratas de transferencia de calor a pequeñas diferencias de temperatura y la pequeña reserva de líquido necesaria cuando se les compara con los evaporadores

inundados<sup>11</sup>, dado que no existe una piscina de líquido el efecto de la cabeza hidrostática, mencionada en el capítulo 3, es eliminado. Los evaporadores Falling film horizontales también aventajan a los a los verticales en problemas como la distribución del líquido, gases no condensables y el ensuciamiento (fouling).

Figura 55. Representación esquemática de un evaporador Falling film horizontal



Fuente: DE LA CALLE, Alberto, YEBRA, Luis. Modeling of a Falling film evaporator.

**6.2.2 Diseño Térmico del evaporador:** El proceso del diseño térmico del evaporador es bastante similar al que se llevó a cabo en el condensador. Justo como en este, a continuación se enumeran los pasos que se seguirán para el cálculo del área de transferencia de calor en el condensador:

- Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño.

<sup>11</sup> También conocidos como evaporadores "Pool Boiling"

- Asignación de flujos en el intercambiador y representación esquemática del proceso.
- Cálculo de los factores necesarios para encontrar el área, entre los que se tienen:
  - Parámetros que provienen del modelo termodinámico del ciclo: Calor intercambiado, Diferencia de temperaturas media logarítmica.
  - Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.
    - Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno.
    - Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo.
    - Factores de ensuciamiento.
- Cálculo del área de transferencia de calor.

**6.2.2.1 Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño:** Los datos de proceso necesarios para el diseño del condensador se muestran en la tabla 12.

Tabla 12. Datos necesarios para el diseño del evaporador.

PARÁMETRO	VALOR
T. entrada del fluido a enfriar	22 [°C]
T. salida del fluido a enfriar	17 [°C]
Flujo másico agua a enfriar	0,1696 [Kg/s]
Calor en el evaporador	3,547 [Kw]
Temperatura de Evaporación	12 [°C]
Presión del refrigerante en el evaporador	1,403 [KPa]

Fuente: Autores

Los datos mostrados en la tabla 12, al igual que en el condensador, fueron tomados de los resultados del modelo termodinámico del ciclo mostrados en las tablas 5 y 6. Además se debe definir tanto el diámetro como el material de los tubos del evaporador. Observando máquinas ya construidas y siguiendo recomendaciones se decidió:

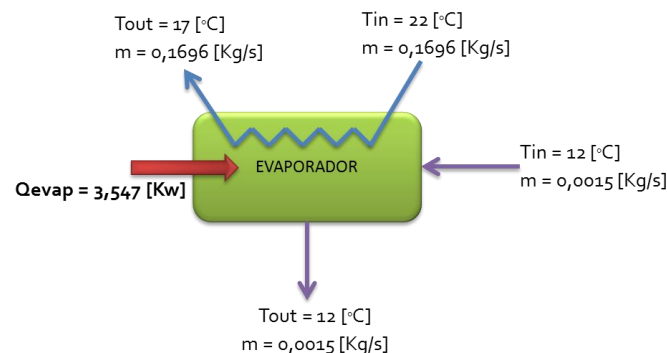
Tabla 13. Parámetros geométricos del evaporador.

Diámetro Nominal Tubos	0.5 [in]
Calibre B.W.G	18
Espesor Tubos	0.049 [in]
Material Tubos	Cobre
Longitud Tubos	0.6 [m]
Configuración	Cuadrada

Fuente: Autores

**6.2.2.2 Asignación de flujos y representación esquemática del proceso en el condensador:** Siguiendo las mismas recomendaciones mostradas durante el diseño de condensador se llega a la conclusión de que el agua a refrigerar debe circular por los tubos y el refrigerante por el casco. Esquemáticamente el proceso que se lleva a cabo en el condensador de puede representar así:

Figura 56. Representación Esquemática del Evaporador



Fuente: Autores

**6.2.2.3 Cálculo de los factores necesarios para encontrar el área de transferencia de calor en el evaporador:** Al igual que en el condensador, para encontrar el área de transferencia de calor en el evaporador se utilizará la ecuación 54. Por esto se procede a calcular todas las variables que intervienen en ella.

**Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador:** Al igual que en el condensador la ecuación 55 puede ser usada para encontrar el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador, solo cambiará el procedimiento para encontrar los coeficientes de transferencia de calor tanto interno como externo.

**Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno en el evaporador:** El coeficiente de transferencia de calor puede ser obtenido, al igual que en el condensador, con la ecuación 56; este depende del número de Nusselt, la conductividad del agua a refrigerar y el diámetro interior de los tubos usados. Para calcular el número de Nusselt, es necesario primero encontrar las propiedades del fluido a su temperatura media y además el número de Reynolds para determinar que la ecuación adecuada a utilizar. Por tanto se tiene:

$$T_m = \frac{22 + 17}{2} = 19.05 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tabla 14. Propiedades del agua a refrigerar a la temperatura media de masa

Densidad	998,4 [Kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad Dinámica	0.001026 [Kg/ms]
Conductividad Térmica	0.5844 [W/mK]
Número de Prandtl	7.343
Calor específico	4.183 [KJ/KgK]

Fuente: Autores

Usando la ecuación 57 se obtiene el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 * 0.1696 [Kg/s]}{\pi * 0.001026 [\frac{Kg}{m} - s] * 0.01021[m]}$$

$$Re = 20614$$

Dado que el número de Reynolds está en el rango de  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$  y además el número de Prandtl se encuentra dentro de la siguiente región  $0.5 < Pr < 2000$  se puede utilizar la ecuación de Petukhov-Popov, ecuación número 58, para calcular el número de Nusselt.

Reemplazando los datos numéricos se tiene:

$$f = (1.82 * \log(20614 - 1.64))^{-2}$$

$$f = 0.0162$$

$$K_1 = 1 + 1.34 * 0.0162$$

$$K_1 = 1.0552$$

$$K_2 = 11.7 + \frac{1.8}{7.343^{1/3}}$$

$$K_2 = 12.5634$$

Entonces:

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.0162}{8}\right) * 20614 * 7.343}{1.0552 + 12.5634 * \left(\frac{0.0162}{8}\right)^{0.5} * (7.343^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 128.4607$$

Por tanto:

$$h = \frac{128.4607 * 0.5844}{0.01021}$$

$$h_i = 7352.8 [W/m^2K]$$

### **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo en el evaporador:**

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo en el evaporador se empleará el procedimiento mostrado por Chyu y Bergles<sup>12</sup>, en el cual se estudia el proceso de evaporación en un tubo horizontal con configuración tipo Falling film.

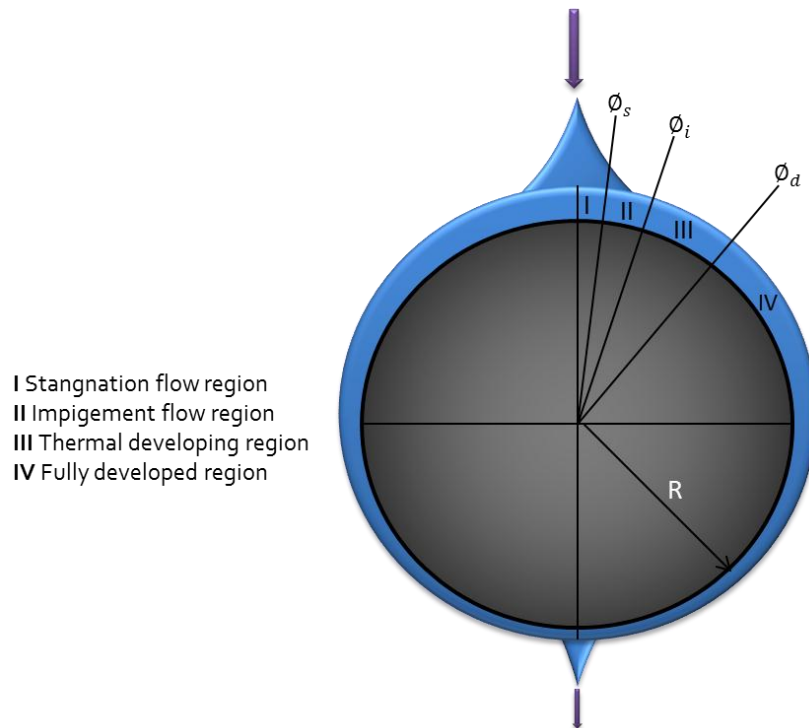
El análisis considera que la transferencia de calor se da en tres zonas distintas. En el momento en que se establece el flujo de la película en la superficie del tubo por el suministro de líquido a temperatura de saturación en la parte superior del tubo horizontal, como se muestra en la figura 57, hay una región pequeña conocida como *jet impingement* donde el coeficiente de transferencia de calor es particularmente alto debido al choque del líquido. Más adelante se tiene la región de *thermal developing* en la cual la película se sobrecalienta y además se obtiene un perfil de temperaturas lineal, aunque en esta región se transfiere calor latente, la mayoría se utiliza para el sobrecalentamiento de la película de refrigerante. Por último se tiene la región *fully developed* al final de la cual el líquido se separa del tubo.

**Región de Jet Impigement:** Debido a que el espesor de la película es mucho menor que el radio del tubo y a que el choque del líquido con el tubo solo se considera influyente en una región muy pequeña, la situación en la parte superior del tubo puede ser considerada como el choque de líquido con una placa plana.

---

<sup>12</sup> An analytical and Experimental Study of Falling-Film Evaporation on a Horizontal Tube.

Figura 57. Modelo para evaporación Falling film en un tubo horizontal



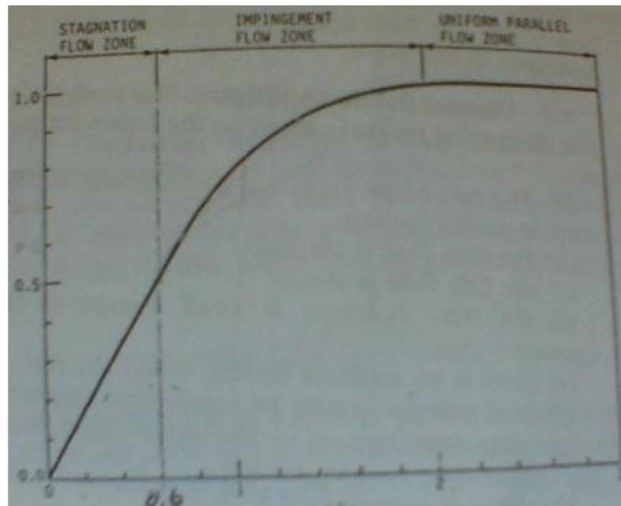
Fuente: CHYU, M y BERGLES A. An analytical and Experimental Study of Falling film Evaporation on a Horizontal tube.

Para este caso se puede dividir al flujo en tres zonas:

- Stagnation flow (Flujo de estancamiento)
- Impingement flow (Flujo de choque)
- Uniform parallel flow. (Flujo uniforme y paralelo)

Como se ve en la figura 58 la zona conocida como Stagnation Flow Zone se caracteriza porque la velocidad fuera de la capa límite hidrodinámica del flujo  $u_{m\acute{a}x}$  varia linealmente con la distancia  $x$  del punto de estancamiento. El coeficiente de transferencia de calor local en la zona de estancamiento está dado por la ecuación 64.

Figura 58. Distribución de la velocidad justo fuera de la capa límite hidrodinámica en la región jet impingement.



**Fuente:** An analytical and Experimental Study of Falling film Evaporation on a Horizontal tube.

$$h_s = 1.03 * Pr^{\frac{1}{3}} * k * \left( \frac{d \left( \frac{u_{max}}{u_j} \right)}{d \left( \frac{x}{w} \right)} * \frac{u_j}{v * w} \right)^{0.5} \quad [64]$$

Ya que el gradiente de velocidad es constante en la zona de estancamiento, como se observa en la figura 58, esta ecuación también representa el coeficiente de transferencia de calor promedio en esta zona.

En la ecuación 64, la velocidad jet  $u_j$ , para el caso del evaporador Falling film es la de un cuerpo en caída libre:

$$u_j = \sqrt{2 * g * H} \quad [65]$$

Donde H es la altura de alimentación del líquido y g es la aceleración de la gravedad.

Además el ancho del jet es calculado a partir de la ecuación de conservación de masa, i.e:

$$w = \frac{2 * \Gamma}{u_j * \rho} [m] \quad [66]$$

Donde  $\Gamma$  es la rata de irrigación sobre el tubo y  $\rho$  es la densidad del fluido.

En cuanto a las propiedades físicas en la ecuación 64,  $Pr$  representa el número de Prandtl,  $k$  la conductividad térmica y  $\nu$  la viscosidad cinemática.

Como se observa en la figura 58 la zona de estancamiento cubre la región  $0 < \frac{x}{w} < 0.6$ , por lo tanto se tiene:

$$\phi_s = 0.6 * \left(\frac{w}{R}\right) [rad] \quad [67]$$

La zona de impingement (choque) cubre el rango de  $0.5 < \frac{u_{max}}{u_j} < 1$ , y en ella el coeficiente de transferencia de calor local viene dado por la siguiente ecuación:

$$Nu_i = \frac{h_i * x}{k} = 0.73 * Pr^{\frac{1}{3}} * Re_x^{0.5} \quad [68]$$

Donde el número de Reynolds local viene dado por:

$$Re_x = \frac{x * u_{max}(x)}{\nu} \quad [69]$$

El coeficiente de transferencia de calor promedio en la zona de impingement  $\bar{h}_i$  puede ser calculado numéricamente con los datos de  $u_{max}$  locales mostrados en la figura 58.

Además la posición angular donde finaliza esta zona del flujo viene dada por:

$$\phi_i = 2.0 * \left(\frac{w}{R}\right) [rad] \quad [70]$$

**Thermal Developing Region:** El análisis para esta región está basado en la siguientes asunciones:

- Toda la superficie del tubo está cubierta por líquido; i.e., el tubo está completamente mojado.
- El flujo de la película es laminar y estable.
- El espesor de la película es pequeño en comparación con el radio del tubo.
- No hay nucleación nucleada dentro de la película.
- La transferencia de calor se da solo por conducción a través de la película.
- La temperatura del tubo es uniforme.
- Las propiedades del fluido son constantes.
- Los efectos de tensión superficial son despreciables.

El coeficiente de transferencia de calor en esta zona puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$h_{d(\phi_i-\phi_d)} = \frac{\phi_d * q_d(0 - \phi_d) - \phi_i * q_d(0 - \phi_i)}{(\phi_i - \phi_d) * (T_w - T_s)} \quad [71]$$

Donde

$q_d(0 - \phi_x)$  representa la rata de transferencia de calor promedio desde el inicio del tubo hasta la posición angular  $\phi_x$ .

$T_w$  es la temperatura de la superficie del tubo

$T_s$  es la temperatura de saturación del refrigerante.

La rata de transferencia de calor promedio desde la parte superior del tubo hasta cualquier posición  $\phi$  puede ser expresada como:

$$q_{d(0-\phi)} = F * k * (T_w - T_s) * \left( \frac{g * \rho_f * (\rho_f - \rho_g)}{3\mu\Gamma} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [72]$$

Donde:

$$F = 1 + \frac{2}{\pi P} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} * (1 - e^{-n^2 \pi P}) \quad [73]$$

$$P = \frac{\pi \alpha \tau}{\delta^2} \quad [74]$$

$$\tau = \left( \frac{3 \mu \rho}{g \Gamma^2} \right)^{1/3} * R \phi \quad [75]$$

El análisis para llegar a este resultado se muestra en el anexo A.

Además la posición angular al final de la región desarrollada  $\phi_d$  se puede obtener con la siguiente expresión:

$$\phi_d = \frac{1}{\pi \alpha R} * \left( \frac{3 \mu \Gamma^4}{g \rho^5} \right)^{1/3} \quad [76]$$

Debe aclararse que el ángulo  $\phi_d$  puede exceder  $\pi$  cuando el flujo másico es alto, esto significa que la película todavía se está desarrollando cuando se desprende del tubo, y no existe por tanto una región totalmente desarrollada. En estos casos  $\phi_d$  tiene el valor de  $\pi$ .

**Fully Developed Region:** Para esta región se utilizaron las correlaciones propuestas por Chun y Sebas (1972) que están basadas en datos experimentales para evaporación del tipo Falling film en una pared vertical. Estas expresiones se consideran aplicables a la situación en un tubo horizontal dado que el espesor de la película es muy pequeña comparada con el diámetro del tubo.

**Régimen Laminar:**

$$\frac{h_{fd}}{k} * \left( \frac{\vartheta^2}{g} \right)^{1/3} = 1.10 * Re^{-1/3} \quad \Rightarrow \quad \frac{\Gamma}{\mu} \leq 0.61 * \left( \frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \quad [77]$$

### Régimen Laminar-Ondulado (Wavy):

$$\frac{h_{fd}}{k} * \left(\frac{\vartheta^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.822 * Re^{-0.22} \quad \longrightarrow \quad 0.61 * \left(\frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3}\right)^{-1/11} < \frac{\Gamma}{\mu} \leq 1450 * Pr^{-1.06} \quad [78]$$

### Régimen Turbulento:

$$\frac{h_{fd}}{k} * \left(\frac{\vartheta^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = 3.8x10 - 3 * Re^{0.4} Pr^{0.65} \quad \longrightarrow \quad \frac{\Gamma}{\mu} > 1450 * Pr^{-1.06} \quad [79]$$

Finalmente, el coeficiente de calor en el exterior del tubo puede ser calculado sumando las contribuciones de cada región así:


$$h_o = h_s \left(\frac{\vartheta_s}{\pi}\right) + h_i \left(\frac{\vartheta_i - \vartheta_s}{\pi}\right) + h_d \left(\frac{\vartheta_d - \vartheta_i}{\pi}\right) + h_{fd} \left(1 - \frac{\vartheta_d}{\pi}\right) \quad [80]$$

En el rango cubierto, los valores típicos de  $h_s$  y  $h_i$  están en el orden de magnitud de  $10^5 [W/m^2K]$ , mientras que  $h_d$  y  $h_{fd}$  son por lo general, un orden de magnitud menor. Sin embargo, como la región jet impingement es pequeña, su contribución no es muy significativa para el coeficiente de transferencia de calor global.

La mayor contribución la hace la zona totalmente desarrollada cuando el flujo másico es pequeño y en caso contrario la hará la zona de desarrollo térmico. Debido a que la transferencia de calor en la zona totalmente desarrollada se vuelve menos importante cuando el flujo másico aumenta.

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor exterior en el evaporador se desarrolló un programa en Matlab, esta se muestra en el anexo B y los resultados obtenidos se muestran en la tabla 15.

Tabla 15. Coeficiente de transferencia de calor externo en el evaporador

PARÁMETRO	VALOR
$h_s$	22403 [W/m <sup>2</sup> K]
$\phi_s$	2.07 °
$h_i$	15408 [W/m <sup>2</sup> K]
$\phi_i$	9.033 °
$h_d$	4696.9 [W/m <sup>2</sup> K]
$\phi_d$	359°  180°
$h_{fd}$	----
$h$	5337.7 [W/m <sup>2</sup> K]

Fuente: Autores

**Cálculo de los factores de incrustación:** El valor de los coeficientes de ensuciamiento ( $f_i, f_o$ ) para este caso en particular, puede ser tomados como 0.09 [m<sup>2</sup>°C/Kw].

Por último reemplazando en la ecuación 55 se obtiene el valor del coeficiente global de transferencia de calor en el condensador:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{0.0127}{0.01021}\right)\left(\frac{1}{7352.8}\right) + \left(\frac{0.0127}{0.01021}\right) * 0.09 + \left(\frac{1}{2 * 400.8}\right) * 0.0127 * \ln\left(\frac{0.0127}{0.01021}\right) + 0.09 + \frac{1}{5337.7}}$$

$$U = 1779.6 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

**Cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD<sub>log</sub>):** Usando la ecuación 63 se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica en el

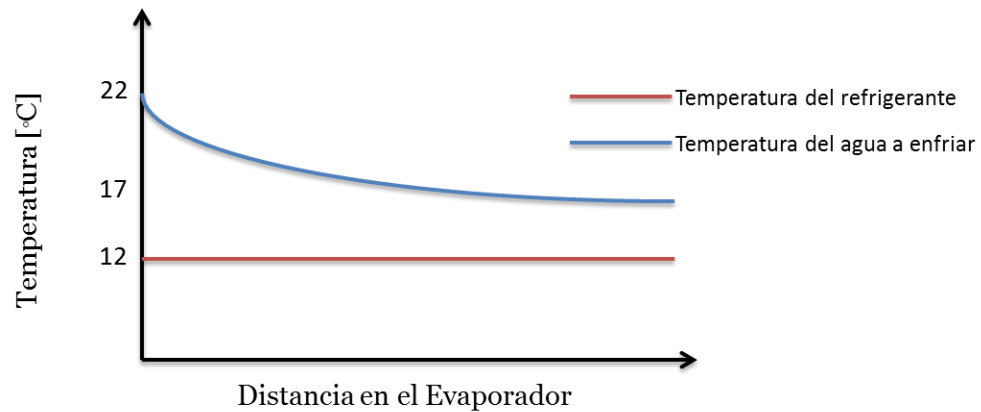
evaporador, además la evolución de las temperaturas tanto del refrigerante como del agua a enfriar en el evaporador se observan en la figura 59.

Reemplazando datos se tiene:

$$\Delta T_{log-evap} = \frac{(22 - 12) - (17 - 12)}{\ln\left(\frac{(22 - 12)}{(17 - 12)}\right)}$$

$$\Delta T_{log-evap} = 7,21 [K]$$

Figura 59. Diagrama de temperatura en el Evaporador



Fuente. Autores

**6.2.2.4 Cálculo del área de transferencia de calor necesaria:** Ahora utilizando la ecuación 54 se procede a calcular el área de transferencia de calor:

$$A = \frac{3547 [W]}{1779.6 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] * 7.21 [K]}$$

$$A = 0.2764 [m^2]$$

Ahora se procede a calcular el número de tubos necesarios para el condensador, si se utilizan tubos de 60 [cm] de largo y con un diámetro exterior de media pulgada, es decir 0,127 [m] se tiene:

$$A_{tubos} = \pi * De * L$$

$$A_{tubos} = \pi * 0.0127 [m] * 0.6[m]$$

$$A_{tubos} = 0.02394 [m^2]$$

$$N_{tubos} = \frac{A}{A_{tubos}}$$

$$N_{tubos} = \frac{0.2764}{0.02394}$$

$$N_{tubos} = 11.54$$

Por tanto aproximando al entero más cercano se tiene:

### ***TUBOS NECESARIOS EN EL EVAPORADOR = 12***

A continuación se muestra un resumen de los resultados del diseño térmico del evaporador:

- Número de Tubos necesarios: 12
- Longitud de los Tubos: 0.6 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½"
- Material de los tubos: Cobre

### 6.3 DISEÑO TÉRMICO DEL ABSORBEDOR

En ciclos de absorción térmica, como los usados para máquinas de refrigeración, el absorbedor es un componente crucial en la optimización del COP del sistema ya que la combinación de transferencia de calor y masa conduce a un problema complejo.

El absorbedor es una cámara donde el absorbente y el vapor de refrigerante son mezclados, este opera bajo el nivel de presión que corresponde a la temperatura del evaporador. El proceso de absorción es exotérmico, por tanto es indispensable contar con un sistema para la evacuación del calor que se genera y asegurar así, que el proceso no se detendrá.

Hasta ahora los absorbedores usados en refrigeración industrial han sido refrigerados por agua, aunque en unidades pequeñas y algunos sistemas de aire acondicionado, se usan absorbedores enfriados por aire.

**Absorbedores Tubulares:** En este tipo de absorbedores la solución concentrada y el vapor de refrigerante normalmente son suministrados por la parte inferior de un arreglo de tubos horizontales en un plano vertical, como se muestra en la figura 60. En ellos el gas es absorbido gradualmente por el líquido, i.e un flujo bifásico en constante cambio es encontrado.

Los primeros absorbedores tubulares fueron de doble tubo, en ellos el agua de refrigeración fluye contracorriente a la solución de bromuro de litio. Más adelante se desarrollaron absorbedores multitubo en las cuales un haz de siete o más tubos pequeños por los que fluye el agua de refrigeración es envuelto por un tubo más grande que contiene la solución.

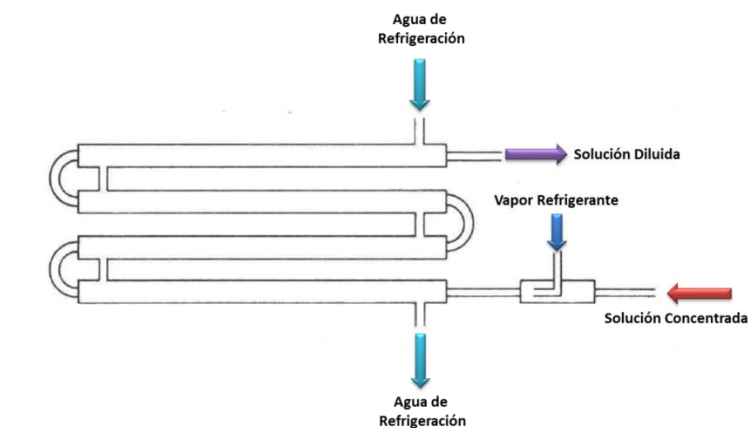
Los absorbedores multitubulares presentaron un mejor desempeño que los de doble tubo, principalmente porque el proceso de transferencia de calor fue mejorado. Otras mejoras fueron obtenidas gracias al cambio en la distribución del

vapor a lo largo del absorbedor, lo que causó el incremento de la mezcla de la solución.

Las siguientes son las desventajas que presentan este tipo de absorbedores, ellas involucran tanto a los de doble tubo como a los multitubulares:

- La presión en la parte superior del absorbedor será menor que la de la parte inferior, debido a la cabeza hidrostática y a las pérdidas por fricción. Por lo tanto la concentración de la solución fuerte que puede ser obtenida será menor y debido a esto la eficiencia del absorbedor será menor. Las diferencias de presión pueden llegar fácilmente a los 0.5 [bar] especialmente a bajas temperaturas de evaporación provocando que el desempeño de la máquina de absorción caiga drásticamente.
- Se puede encontrar un flujo inestable a través del absorbedor. Este se debe a la caída de presión que sufre la solución a su paso por elemento, especialmente en el inicio del proceso de absorción.

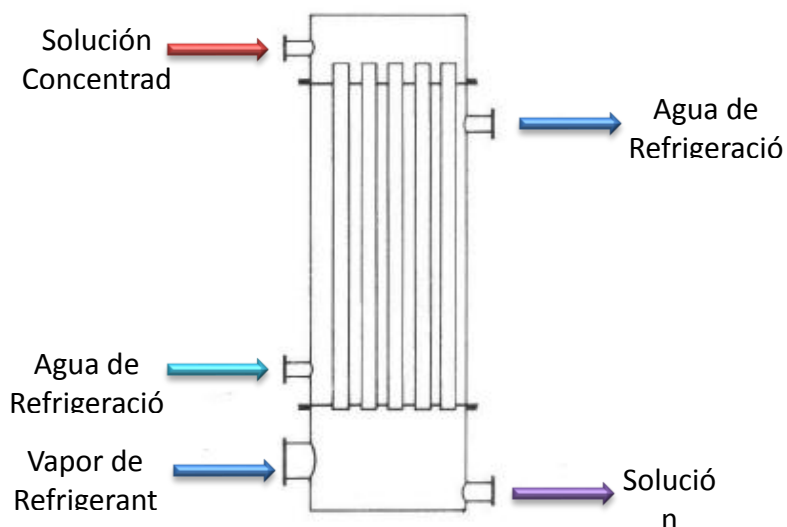
Figura 60. Absorbedor de doble tubo.



Fuente: KELZER C. Absorption Refrigeration Machines. 1982.

**Absorbedores Tipo Falling Film:** Desde 1935 este tipo de absorbedores han sido usados ampliamente en máquinas de refrigeración por absorción. La solución concentrada es distribuida de tal manera que se forma una capa delgada alrededor de los tubos que absorberá el vapor a su paso por el elemento. Los absorbedores de tipo Falling Film pueden ser encontrados con configuraciones que incluyen tubos horizontales y verticales. Un esquema de este tipo de absorbedor con disposición vertical se muestra en la figura 61.

Figura 61. Absorbedor tipo Falling Film



Fuente: KELZER C. Absorption Refrigeration Machines. 1982.

Las principales ventajas de este tipo de absorbedores son:

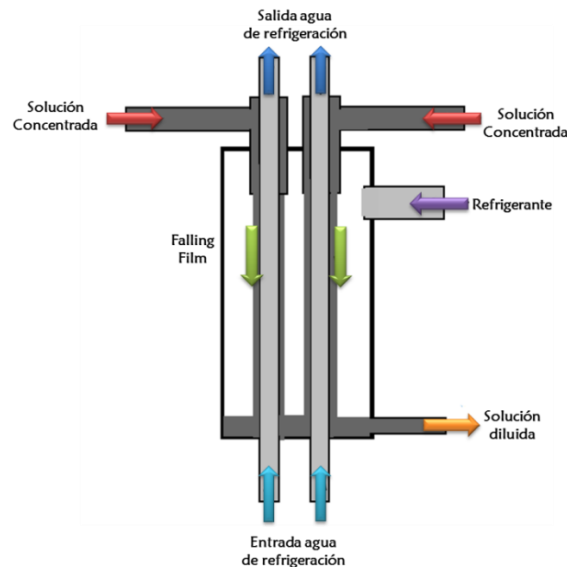
- Ausencia de cabeza de presión hidrostática.
- Se presentan tasas elevadas de transferencia de calor debido al tamaño de las superficies de contacto.
- La resistencia a la transferencia de calor en el lado de la solución es baja, debido a que el calor de absorción solo debe ser transferido a lo largo de una capa muy pequeña de líquido.

Dentro de las principales desventajas de los intercambiadores Falling film se tienen:

- Inestabilidad en el flujo de la película de solución de bromuro de litio-agua.
- Es muy difícil conseguir que la superficie de transferencia de calor y masa este completamente mojada, lo cual se da especialmente en fluidos viscosos.

**Proceso de transferencia de calor y masa en el absorbedor:** En un absorbedor del tipo Falling Film se presenta una transferencia simultánea de calor y masa. A medida que ocurre la absorción, se transfiere calor y masa a través de la interfaz hacia la fase líquida. El intercambio de masa a través de la interfaz líquido-vapor envuelve una generación de calor, esto hace que se incremente la temperatura del líquido en la interfaz lo que influencia el estado de equilibrio de la presión y la concentración y afecta la transferencia de masa. Además el potencial que impulsa la transferencia de calor y masa cambia a medida que el proceso transcurre debido tanto a la variación de la temperatura local como a los gradientes de concentración que empiezan a presentarse.

Figura 62. Representación esquemática de un absorbedor tipo Falling Film

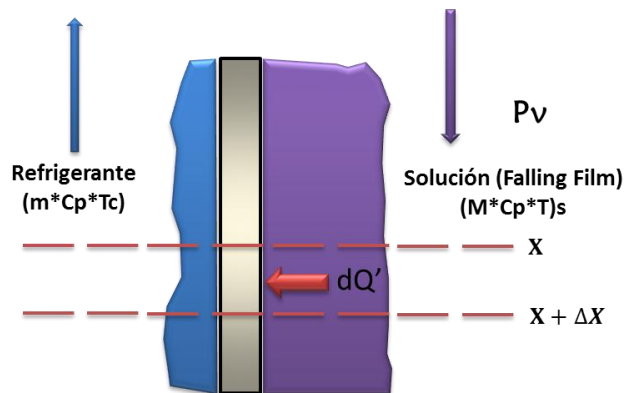


Fuente: G.A. Florides, S.A. Kalogirou a, S.A. Tassou, L.C. Wrobel .Design and construction of a LiBr–water absorption machine.

En la figura 62 se ve como una solución de bromuro de litio agua, fluye en la parte exterior de un tubo vertical. El bromuro de litio siempre permanece en fase líquida mientras el vapor es absorbido por la solución.

El agua de refrigeración por lo general fluye a contracorriente de la película de líquido y el proceso de transferencia de calor y masa ocurre en el absorbedor a medida que la película de solución concentrada absorbe el vapor.

Figura 63. Elemento diferencial de un absorbedor de película cayente vertical con refrigerante en contracorriente.



Fuente: Autores

**6.3.1 Selección del tipo de absorbedor a utilizar:** La búsqueda de un diseño que trabaje en condiciones óptimas da como resultado un gran número de posibilidades. Durante el diseño del absorbedor son tres los principales aspectos que se deben tener en cuenta:

- La superficie de contacto entre el vapor y el absorbente tiene que ser lo más grande posible.
- La capa límite del absorbente tiene que ser renovada continuamente.
- El calor de absorción tiene que ser retirado casi en el mismo lugar en el que fue generado.

Teniendo en cuenta las ventajas y desventajas que presentan cada uno de los tipos de absorbedores mencionados anteriormente y además observando la configuración de absorbedores en máquinas comerciales de absorción con bromuro de litio-agua (EAW, Yazaki, Sonnenklima) se decidió que el tipo de absorbedor que se utilizará será el que se basa en el principio de Falling film. Para este diseño la solución podría fluir ya sea a lo largo de tubos horizontales o verticales. El diseño de tubos horizontales aunque teóricamente bien estudiado, presenta un gran problema con el espesor del casco, por la longitud de las soldaduras a utilizar<sup>13</sup>. Por esta razón se eligió un diseño en el que tubos verticales alojados en un casco cilíndrico y la solución de bromuro de litio agua fluye en el exterior de los tubos.

**6.3.2 Diseño Térmico del Absorbedor:** Debido a los procesos combinados de transferencia de calor y masa que se llevan a cabo en él, el absorbedor es un componente que requiere atención especial durante el diseño del sistema.

El problema de encontrar el área de transferencia necesaria en este elemento se abordará desde dos perspectivas diferentes:

- Análisis integral
- Análisis diferencial.

El objetivo con esto es aumentar el grado de confianza sobre los resultados que se obtenga.

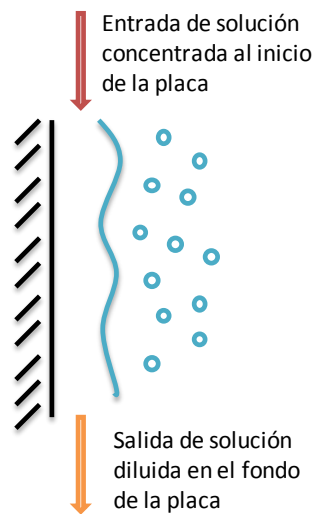
**6.3.2.1 Análisis Integral para el cálculo del área de transferencia de calor y masa en el absorbedor:** Un modelo práctico para la absorción de vapor en una película laminar de solución de bromuro de litio y agua fue descrito por Andberg y Vliet (1983). Este modelo ha mostrado concordar con los resultados experimentales, por eso se escogió como primera aproximación para el cálculo del área necesaria en el absorbedor de la máquina de refrigeración.

---

<sup>13</sup> G.A. Florides, S.A. Kalogirou a, S.A. Tassou, L.C. Wrobel .Design and construction of a LiBr-water absorption machine.

Para facilitar la solución de este problema se hicieron algunas simplificaciones, la geometría usual de una unidad de absorción, un banco de tubos por los que fluye la solución de bromuro de litio agua absorbiendo el vapor y siendo refrigerada por agua, fue reducida a una placa vertical de temperatura constante con una película de solución en flujo laminar cayendo por la placa. La entrada y la salida de la solución ocurren respectivamente en el inicio y en el fondo de la placa, como se ve en la figura 64. La absorción ocurre en la superficie libre de la película de solución y el calor es transferido a la placa a través de la película.

Figura 64. Representación esquemática de las simplificaciones realizadas al modelo del absorbedor.



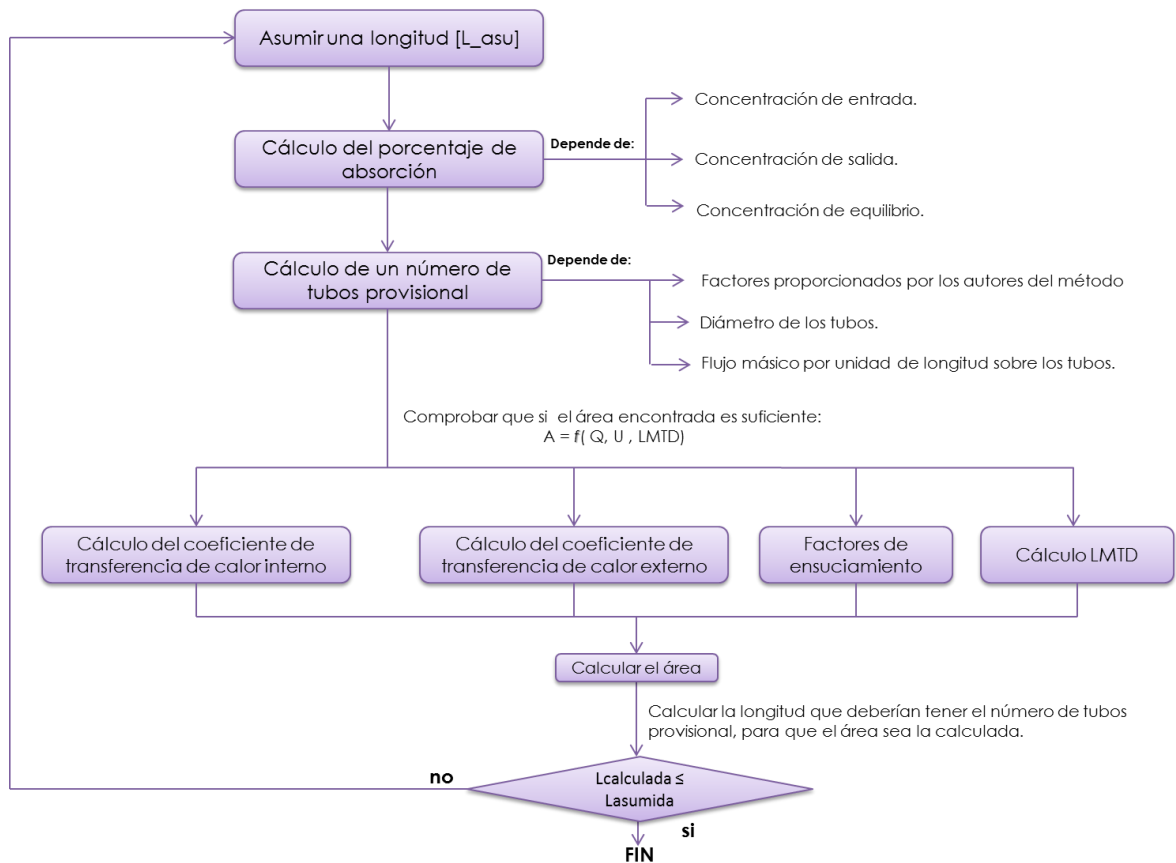
Fuente: Autores

El método desarrollado envuelve la predicción de la concentración media en la película de solución (bulk) versus la longitud de la placa. La concentración de salida será la concentración media al final de la placa.

A continuación se enumeran los pasos que se deben seguir para el cálculo del área de transferencia de calor en el absorbedor mediante el método desarrollado por Andberg y Vliet:

- Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño.
- Asignación de flujos en el intercambiador y representación esquemática del proceso.
- Cálculo del área de transferencia de calor, el proceso que se seguirá se muestra en la figura 65.

Figura 65. Esquema de cálculo para el área del absorbedor mediante el análisis integral.



Fuente: Autores

**Definición de los datos tanto de proceso como geométricos necesarios para el diseño:** Los datos de proceso necesarios para el diseño del condensador se muestran en la tabla 16.

Tabla 16. Datos necesarios para el diseño del Absorbedor

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura de entrada del agua refrigerante	27 [°C]
Temperatura de salida del agua refrigerante	30.6 [°C]
Flujo másico de agua refrigerante	0.3 [Kg/s]
Calor en el absorbedor	4.473 [Kw]
Temperatura de entrada de la solución	49.7 [°C]
Temperatura de salida de la solución	40 [°C]
Presión en el absorbedor	1.403 [Kpa]
Flujo másico de vapor	0.0015 [Kg/s]
Flujo másico de solución de entrada	0.0169 [Kg/s]
Concentración de entrada	58.9%
Flujo másico de solución que sale	0.0184 [Kg/s]
Concentración de salida	54.1%

Fuente. Autores

Los datos mostrados en la tabla 16, al igual que en el condensador y el evaporador, fueron tomados de los resultados del modelo termodinámico del ciclo mostrados en las tablas 5 y 6.

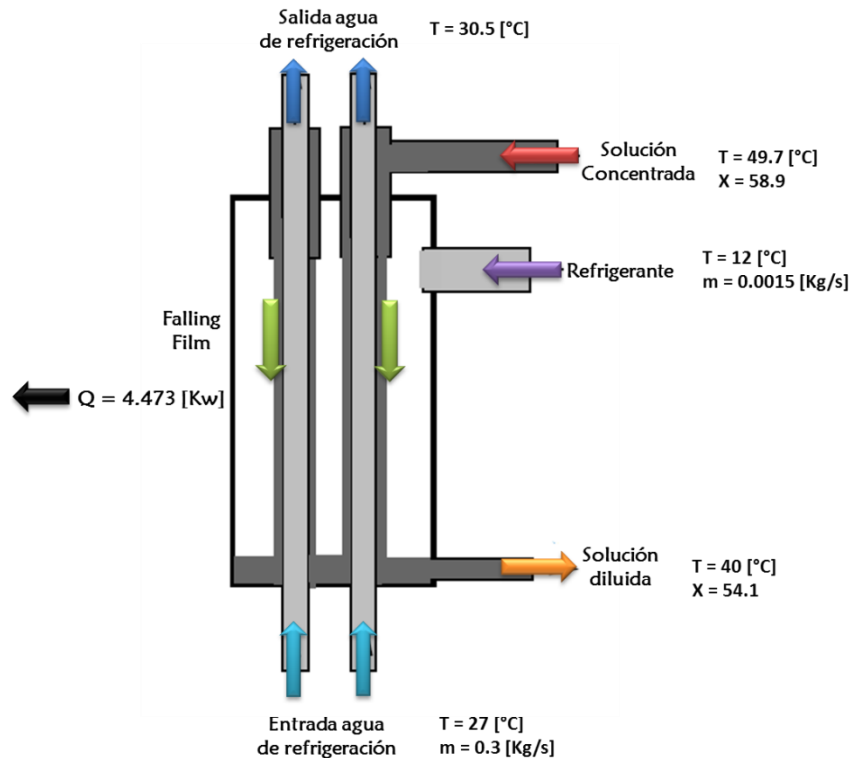
Los parámetros geométricos para los tubos del absorbedor son los mismos que en el evaporador, estos se muestran en la tabla 9.

**Asignación de flujos en el intercambiador y representación esquemática del proceso:** Debido a que se escogió un intercambiador tipo Falling Film vertical, la

solución debe fluir por la parte exterior de los tubos, esto conlleva a que el agua de refrigeración circule por el interior de estos.

El proceso en el absorbedor se muestra esquemáticamente en la figura 66.

Figura 66. Representación esquemática del absorbedor



Fuente: G.A. Florides, S.A. Kalogirou a, S.A. Tassou, L.C. Wrobel .Design and construction of a LiBr–water absorption machine. Modificada por los autores.

**Cálculo del área de transferencia de calor:** Ahora siguiendo el esquema propuesto en la figura 65, se da inicio a un proceso iterativo donde utilizando el método desarrollado por Andberg y Vliet, se calculará un área para el absorbedor que luego deberá ser comprobada usando los métodos de transferencia calor usuales.

**1. Longitud Asumida:** Se iniciara con una longitud de 1 [m] para los tubos, valor que luego deberá ser comprobado.

**2. Cálculo del porcentaje de absorción:** El “porcentaje de absorción” o  $A_p$  se puede calcular usando la ecuación 81.

$$A_p = \frac{C_{in} - C_{out}}{C_{in} - C_{equi}} \times 100 \quad [81]$$

Donde  $C_{in}$  y  $C_{out}$  representan las concentraciones de entrada y salida respectivamente y  $C_{equi}$  es la concentración de equilibrio.

El porcentaje de absorción es básicamente el cambio de concentración entre la entrada y la salida, referenciado al máximo cambio posible de concentración para una placa de longitud infinita. El máximo cambio posible en la concentración es la diferencia entre la concentración a la entrada y la de equilibrio, correspondiente a la presión en el absorbedor y a la temperatura de pared de la placa. Por ejemplo si el porcentaje de absorción es del 90% esto querrá decir que para esas condiciones de presión de absorción y temperatura de pared la concentración habrá disminuido el 90% del máximo posible.

La concentración de equilibrio a una temperatura de solución y una presión de vapor dadas, se define como el punto en el cual la solución y el vapor coexisten en el mismo espacio sin que se de transferencia de masa, es decir en este momento la solución no será capaz de absorber más vapor. La determinación de la concentración de equilibrio,  $C_{equi}$ , requiere de la solución del siguiente conjunto de ecuaciones<sup>14</sup> :

$$A = -2.00755 + 0.16976 * X - 3.133362e - 3 * X^2 + 1.97668e - 5 * X^3 \quad [82]$$

$$B = 321.128 - 19.322 * X + 0.374382 * X^2 - 2.0637e - 3 * X^3 \quad [83]$$

$$T' = \frac{-2 * E}{D + \left( D^2 - 4 * E * \left( D - \log \frac{P}{6894.8} \right) \right)^{0.5}} \quad [84]$$

<sup>14</sup> Conjunto de ecuaciones propuestas por Andberg y Vliet para encontrar la concentración de equilibrio: Design Guidelines for water lithium bromide absorbers.

$$T_w = \frac{5}{9} * (A * T' + B - 32) \quad [85]$$

Donde:

*X es la concentración de bromuro de litio*

$$C_{equi} = \frac{X}{100}$$

*P es la presión en el absorbedor*

*Tw es la temperatura de la placa*

Y además:

$$C = 6.21147$$

$$D = -2886.373$$

$$E = -337269.46$$

Este juego de expresiones requiere de un tipo iterativo de solución para encontrar la concentración de equilibrio, dadas Tw y P.

Para este caso  $P = 1403 [Pa]$  y Tw se considera el promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua refrigerante, por tanto  $Tw = 28,8 [^{\circ}C]$

Utilizando EES para resolver las ecuaciones se obtiene que:

$$C_{equi} = 0.4667$$

Y reemplazando en la expresión para  $A_p$  se obtiene:

$$A_p = 39.25$$

**3. Cálculo de un número de tubos provisional:** El número de tubos se puede calcular a través de la siguiente expresión, presentada también por los autores del método:

$$N_{tubos-provisional} = \frac{m - inlet - solution}{\dot{m} * \pi * D_{ext}} \quad [86]$$

Donde  $\dot{m}$  representa el flujo másico de solución por unidad de longitud de los tubos y se calcula usando la ecuación 87:

$$L = a * \dot{m}^b \quad [87]$$

Los términos a y b están dados por:

$$a = -132 * \ln\left(\frac{100 - A_p}{86}\right) \quad [88]$$

$$b = 1.33$$

Por tanto reemplazando datos en las ecuaciones 88, 87 y por último 86 se tiene:

$$\dot{m} = 0.05632 \text{ [Kg/ms]}$$

$$N_{tubos-provisional} = 8$$

**4. Comprobar el área de transferencia de calor y masa por un método alternativo:** El próximo paso será chequear si el área proporcionada por el número de tubos provisional es suficiente para enfriar la solución el nivel requerido. Para esto se seguirá el mismo procedimiento que en el condensador y el evaporador, haciendo uso de la ecuación 54.

**Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno:** En primer lugar se calculan las propiedades del agua de refrigeración a la temperatura promedio entre la entrada y la salida. Estas se muestran en la tabla 17.

$$T_m = \frac{27 + 30.6}{2} = 28.8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Ahora se calcula el número de Reynolds usando la ecuación 57.

$$Re = 45703$$

Tabla 17. Propiedades de la solución de bromuro de litio-agua

Densidad	996 [Kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad Dinámica	0.0008181 [Kg/ms]
Conductividad Térmica	0.6011 [W/mK]
Número de Prandtl	5.697
Calor específico	4.183 [KJ/KgK]

Fuente: Autores

Dado que el número de Reynolds está en el rango de  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$  y además el número de Prandtl se encuentra en la siguiente región  $0.5 < Pr < 2000$  se puede utilizar la ecuación de Petukhov-Popov para calcular el número de Nusselt, ecuación [51].

Reemplazando los datos para el absorbedor se tiene en las ecuaciones 58, 59, 60 y 61 se tiene:

$$Nu = 205$$

De la ecuación [56] se despeja el coeficiente de transferencia de calor interno:

$$h_i = 12066 [W/m^2K]$$

**Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo:** Primero se deben encontrar las propiedades de la solución. Estas se hallan a la temperatura de entrada de la solución y a la concentración media entre la entrada y la salida.

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor en este caso, puede ser usada la expresión propuesta por Wilke, esta asume que el flujo está totalmente desarrollado, en régimen laminar-ondulado y que el perfil de temperatura de la solución es lineal respecto a la coordenada transversal. (Ecuación 89)

Tabla 18. Propiedades de la solución de bromuro de litio-agua

Densidad	1607 [Kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad Dinámica	0.003305 [Kg/ms]
Conductividad Térmica	0.4437 [W/mK]
Número de Prandtl	15.06
Calor específico	2.021 [KJ/KgK]

Fuente: Autores

$$h_s = \frac{K_s}{\delta} (0.029 * Re_s^{0.53} * Pr_s^{0.344}) \quad [89]$$

El espesor de la película está dado por:

$$\delta = \left( \frac{3 * \mu * \Gamma}{\rho^2 * g} \right)^{1/3} \quad [90]$$

Y el número de Reynolds de la solución para un tubo vertical viene dado por:

$$Re_s = \frac{4 * \Gamma}{\mu} \quad [91]$$

$\Gamma$  representa el flujo másico por unidad de perímetro mojado

$$\Gamma = \frac{m - inlet - solution}{N_{tubos} * \pi * D_o} \quad [92]$$

Reemplazando datos se obtiene:

$\Gamma$  representa el flujo másico por unidad de perímetro mojado

$$\Gamma = 0.05295 \text{ [Kg/ms]}$$

$$Re = 64.08$$

$$\delta = 0.0002747 \text{ [m]}$$

$$h_s = 1080 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

Ahora se calcula el coeficiente global de transferencia de calor utilizando la ecuación 55 y asumiendo los mismos coeficientes para los factores de ensuciamiento tanto para el exterior como para el interior de los tubos que los usados en el condensador.

$$U = 810,1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

**5. Cálculo del área de transferencia:** Para esto se debe calcular también la diferencia de temperaturas media logarítmica, por tanto reemplazando los datos para el absorbedor en la ecuación 63 se tiene:

$$LMTD_{absorbedor} = 15.88 \text{ [K]}$$

Por tanto el área necesaria se calcula usando la ecuación 54:

$$A = \frac{4473}{810,1 * 15.88}$$

$$A = 0.34 \text{ [m}^2\text{]}$$

Ahora se procede a calcular la longitud necesaria para cumplir con esta área si se utilizan los 8 tubos que se obtuvieron por el método de Andberg y Vliet:

$$L = \frac{A}{D_{ext} * \pi * N_{tubos-provisional}}$$

$$L = \frac{0.34}{0.0127 * \pi * 8}$$

$$L = 1.05$$

Se concluye entonces, que debido a que la longitud calculada es prácticamente igual a la longitud supuesta, esta suposición fue válida y 8 tubos de 1 metro de longitud son suficientes para cumplir con los requerimientos de área en el absorbedor.

A continuación se muestra un resumen de los resultados del análisis integral, para el área del absorbedor:

- Número de Tubos necesarios: 8
- Longitud de los Tubos: 1 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½"
- Material de los tubos: Cobre

#### **6.3.2.2 Análisis diferencial para el cálculo del área de transferencia de calor**

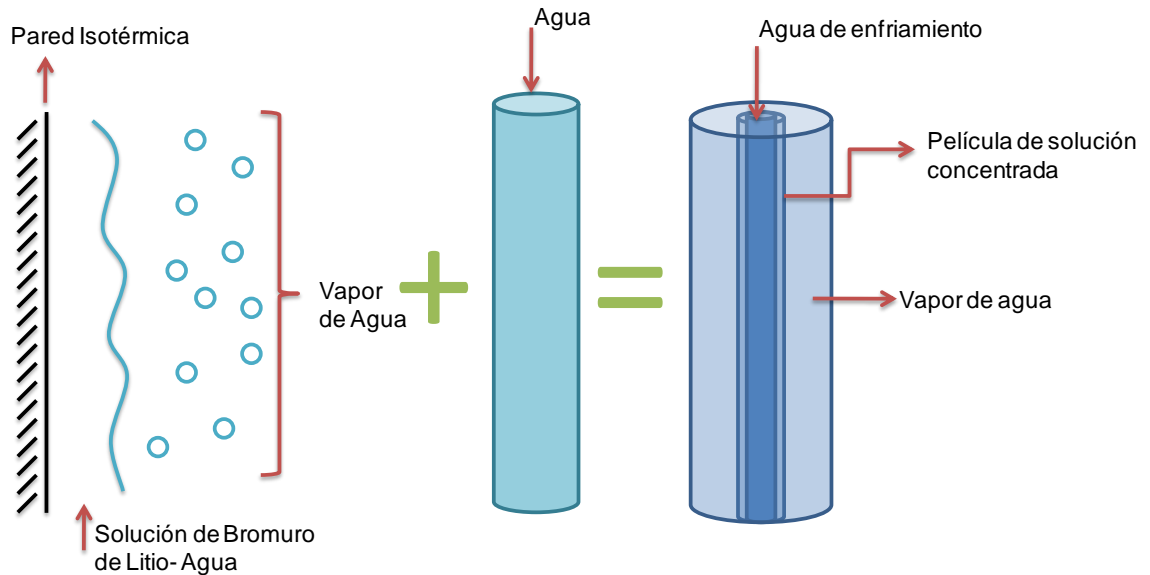
**y masa en el absorbedor:** Ahora con el fin de aumentar la precisión en el cálculo del área de transferencia de calor y masa en el absorbedor se realizará un análisis diferencial. Dicho análisis se dividirá en dos etapas:

- El absorbedor se modelará como una placa isotérmica que se encuentra a la temperatura media entre la entrada y la salida del agua de refrigeración.
- Esta etapa se basa en los resultados obtenidos en la fase anterior, junto con la consideración de la variación de la temperatura del agua de refrigeración.

Las dos fases descritas se esquematizan en la figura 67.

Para validar los resultados arrojados por el código desarrollado en la primera etapa del proceso de cálculo, estos se compararan con los presentados por R. Yang y B.D Wood, que se muestra en el anexo I.

Figura 67. Representación esquemática de las fases en el análisis diferencial del absorbedor.



Fuente: Autores

En cuanto a la fase dos, ya que es necesaria la simulación del flujo en una tubería, los resultados que se obtengan serán comparados con los que se consiguen usando el método de cálculo analítico que considera una tubería isotérmica y propiedades físicas del fluido constantes.

El análisis a realizar está basado en la solución de las ecuaciones gobernantes del proceso las cuales se encuentran en forma diferencial, por esto surge la necesidad de utilizar herramientas computacionales que permitan cálculos iterativos y que faciliten la obtención de datos cada vez que los parámetros varíen.

Algunos conceptos que permitirán realizar estos análisis son contemplados a continuación:

## **Dinámica de fluidos computacional (CFD)**

El proceso de la dinámica de fluidos computacional tiene como eje principal la aproximación de una variable continua en un número finito de puntos, para posteriormente realizar un tratamiento numérico a cada uno de esos puntos en el espacio geométrico.

Los pasos que se deben seguir para realizar un análisis de CFD se muestran a continuación:

1. Discretización del flujo, es decir de las variables que intervienen en el fenómeno en un número de valores finitos a los que se les llaman nodos.
2. Las ecuaciones gobernantes del proceso también se deben discretizar, es decir se transforman de ecuaciones integro-diferenciales continuas a ecuaciones algebraicas discretas
3. El sistema de ecuaciones algebraico planteado se resuelve y se obtienen los valores de la variable de interés en todos los nodos.

Las principales etapas que se deben llevar a cabo en un análisis de CFD consisten, en una primera fase en la cual se debe:

1. Formular el problema y plantear las ecuaciones gobernantes
2. Establecer las condiciones de contorno
3. Generar una malla

La segunda etapa consiste en resolver las ecuaciones de forma numérica, y finalmente hacer un análisis de resultados, en esta última parte la representación gráfica y la validación de los datos con estudios previos es importante para tener claridad del proceso realizado y la veracidad de los resultados.

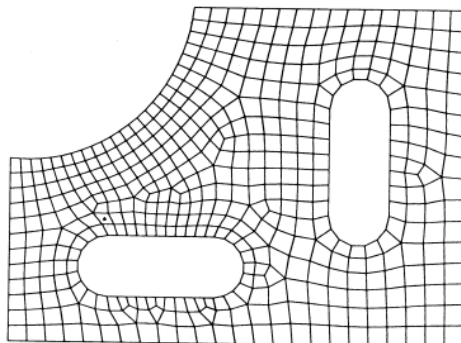
**Discretización espacial:** Las diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos son los principales esquemas de discretización para las ecuaciones gobernantes, pero a su vez dichas ecuaciones necesitan de una discretización

geométrica lo que significa crear una malla, la cual se puede realizar de dos formas principalmente:

- Mallado estructurado.
- Mallado no estructurado.

El primero de ellos es cuando cada punto de la malla está en una posición identificado por una dirección en cada eje coordenado y los nodos tienen forma de cuadriláteros. Por el contrario en una malla no estructura los nodos no se identifican con una dirección en cada eje coordenado, son una mezcla de cuadriláteros y triángulos. Una malla estructurada permite un acceso a la información de las celdas vecinas de una manera rápida ya que se conoce con exactitud la posición geométrica en la que dicho nodo se encuentra, este tipo de mallas pueden clasificarse a su vez en ortogonales y no ortogonales nombre que proviene del ángulo que forman las líneas que configuran la malla. Las mallas no estructuras ofrecen gran flexibilidad y son ampliamente usadas en el tratamiento de geometrías complejas, la generación de este tipo de mallas requiere determinar una amplia variedad de parámetros para obtener una buena calidad, en contraposición a las mallas estructuras, las no estructuras requieren de más espacio computacional. La figura 68 muestra un ejemplo de maya no estructurada.

Figura 68. Malla no estructurada.



Fuente: [citado el 03 de diciembre de 2012]  
<http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstream/10317/772/1/adm.pdf>

Disponible en internet:

## DISCRETIZACIÓN DE LAS ECUACIONES

**Método de Diferencias Finitas:** Este método proviene de 1768 cuando Euler lo utilizó por primera vez para resolver ecuaciones diferenciales, utilizando desarrollo en series de Taylor. Una derivada se puede aproximar como una ecuación algebraica con cierto error al que se le llama *error de truncamiento*, el cual es proporcional al término de mayor orden de la serie que se desprecia.

$$f(x + \Delta x) = f(x) + \Delta x \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_x + \frac{\Delta x^2}{2} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \Big|_x + \dots$$

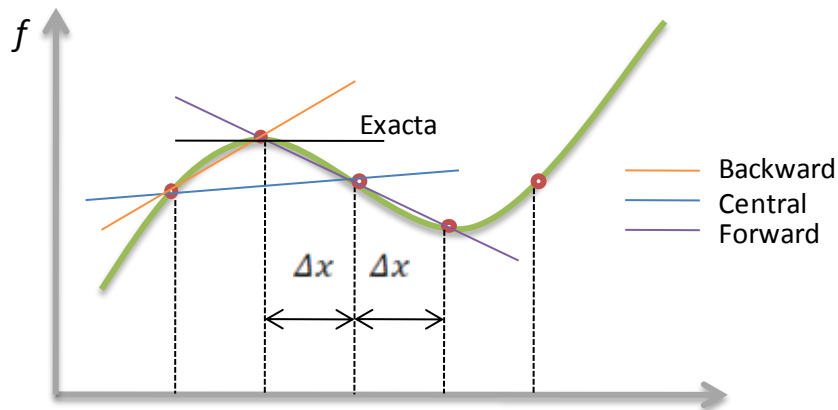
De este modo se tendría para la primera derivada con una aproximación de primer orden:

$$\frac{\partial f}{\partial x} \Big|_x = \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} + O(\Delta x)$$

Este método tiene como principal ventaja el poder aumentar la precisión simplemente aumentando el orden de la aproximación de la derivada.

La interpretación geométrica de este método se puede observar en la figura 69.

Figura 69. Esquemas de diferencias finitas



Fuente: Autores

De lo anterior se concluye que,

$$\text{DiferenciaForward} \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)_i \approx \frac{f_{i+1} - f_i}{\Delta x} \quad [93]$$

$$\text{DiferenciaBackward} \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)_i \approx \frac{f_i - f_{i-1}}{\Delta x} \quad [94]$$

$$\text{DiferenciaCentrada} \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)_i \approx \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta x} \quad [95]$$

**Método de Volúmenes Finitos:** Emplea las ecuaciones en su forma integral, discretizándolas en cada uno de los nodos del dominio, a diferencia de las diferencias finitas este método se puede usar tanto en mallas estructuradas como no estructuradas, bajo ciertas condiciones el método de los volúmenes finitos es igual al método de las diferencias finitas convirtiéndolo en el más comúnmente usado.

El dominio de cálculo es dividido en un número de volúmenes de control que no se superpongan unos a otros. Las ecuaciones diferenciales son integradas en cada volumen de control, perfiles a trozos demuestran el cambio de la variable de interés entre los puntos de la malla por lo cual la característica más importante de este método es que la solución implica la conservación de las cantidades en cada volumen de control y a su vez en la totalidad de la malla.

**Método de los Elementos Finitos:** Fue usado en sus inicios por Tuner en 1956 y se empleó posteriormente para análisis estructural, es ampliamente utilizado con mallas no estructuradas, tiene bases matemáticas complejas en cierto tipo de problemas, pero para otros es equivalente aunque con mayor complejidad al método de los volúmenes finitos.

## PLANTEAMIENTO DE LAS ECUACIONES GOBERNANTES

Dada la configuración es necesario desarrollar las ecuaciones relacionadas con la capa límite y el flujo a lo largo de un tubo por lo cual se tiene:

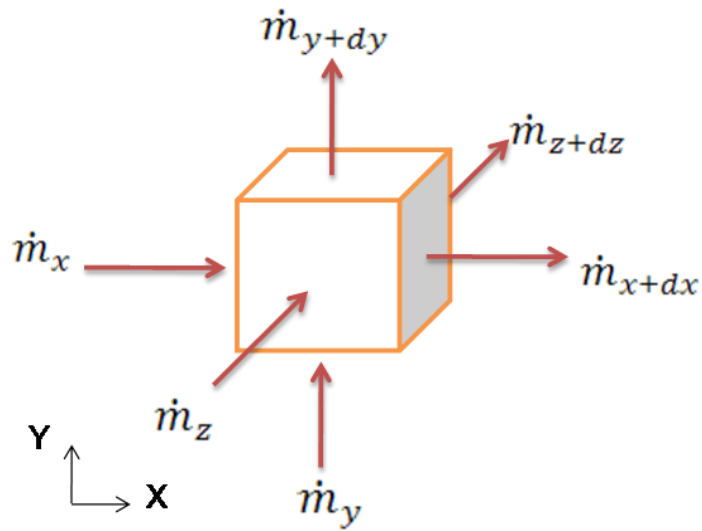
**Ecuación de continuidad:** Partiendo de la ecuación de conservación de la masa en forma integral para sistemas abiertos estáticos, es decir con velocidad de frontera igual a cero se tiene:

Término Acumulado

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad [96]$$

Flujo de materia saliente

Figura 70. Volumen diferencial para la ecuación de continuidad



Fuente: Autores

Término acumulado:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = \frac{\partial}{\partial t} (\rho dV) \quad [97]$$

Flujo de materia saliente:

$$\int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = -\dot{m}_x + \dot{m}_{x+dx} - \dot{m}_y + \dot{m}_{y+dy} - \dot{m}_z + \dot{m}_{z+dz} \quad [98]$$

Con expansión en series de Taylor se tiene:

$$(\dot{m}_x)_{x+dx} = (\dot{m}_x)_x + \frac{\partial}{\partial x}(\dot{m}_x)dx \quad [99]$$

$$(\dot{m}_y)_{y+dy} = (\dot{m}_y)_y + \frac{\partial}{\partial y}(\dot{m}_y)dy \quad [100]$$

$$(\dot{m}_z)_{z+dz} = (\dot{m}_z)_z + \frac{\partial}{\partial z}(\dot{m}_z)dz \quad [101]$$

Reemplazando en la ecuación 98 se tiene:

$$\int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \frac{\partial}{\partial x}(\dot{m}_x)dx + \frac{\partial}{\partial y}(\dot{m}_y)dy + \frac{\partial}{\partial z}(\dot{m}_z)dz \quad [102]$$

Ahora expresando el flujo másico como:

$$\dot{m}_x = \rho \dot{V}_x dydz$$

$$\dot{m}_y = \rho \dot{V}_y dxdz$$

$$\dot{m}_z = \rho \dot{V}_z dydx$$

Reemplazando en la ecuación 102 se tiene:

$$\int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \frac{\partial}{\partial x}(\rho \dot{V}_x dydz)dx + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \dot{V}_y dxdz)dy + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \dot{V}_z dydx)dz \quad [103]$$

Simplificando el diferencial de volumen de todos los términos y combinando las ecuaciones 97 y 103 se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z) = 0 \quad [104]$$

**Ecuaciones de Navier-Stokes:** Partiendo de la ecuación de conservación de la energía en forma integral para sistemas abiertos estáticos se tiene:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{V} dV}_{\text{Termino Acumulado}} + \underbrace{\int_S \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS}_{\text{Flujo de cantidad de movimiento saliente}} = \underbrace{\int_S \vec{f} \vec{n} dS}_{\text{Fuerzas superficiales}} + \underbrace{\int_V \vec{g} \rho dV}_{\text{Fuerzas volumétricas}} \quad [105]$$

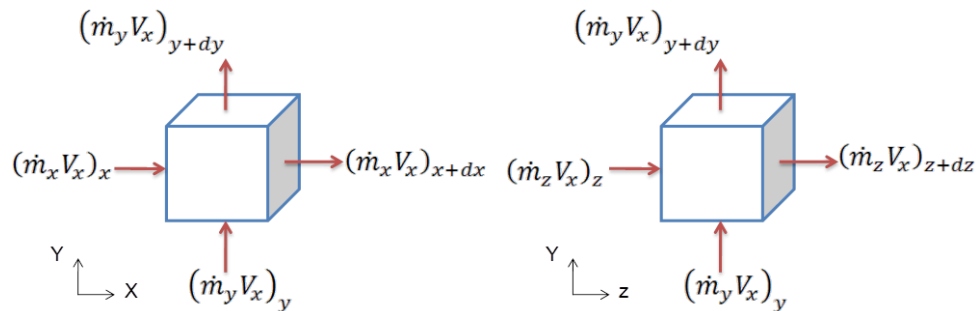
Se realiza la deducción de la ecuación para la componente X como sigue.

Termino Acumulado:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{V} dV = \frac{\partial}{\partial t} \rho V_x V \quad [106]$$

Flujo de la cantidad de movimiento saliente:

Figura 71. Volumen diferencial Ecuación de Navier – Stokes



Fuente: Autores

Con la descripción grafica anterior y siguiendo la ecuación general se tiene:

$$\int_S \vec{v} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = -(\dot{m}_x V_x)_x + (\dot{m}_x V_x)_{x+dx} - (\dot{m}_y V_x)_y + (\dot{m}_y V_x)_{y+dy} - (\dot{m}_z V_x)_z + (\dot{m}_z V_x)_{z+dz} \quad [107]$$

Realizando expansiones en series de Taylor se obtiene:

$$(\dot{m}_x V_x)_{x+dx} = (\dot{m}_x V_x)_x + \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_x V_x) dx \quad [108]$$

$$(\dot{m}_y V_x)_{y+dy} = (\dot{m}_y V_x)_y + \frac{\partial}{\partial y} (\dot{m}_y V_x) dy \quad [109]$$

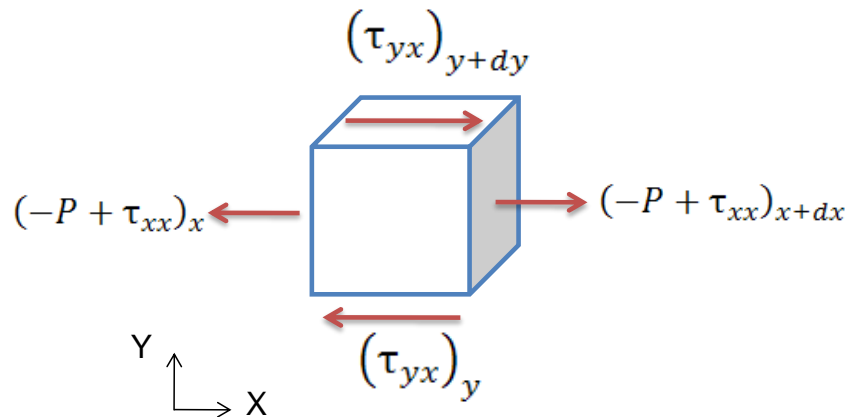
$$(\dot{m}_z V_x)_{z+dz} = (\dot{m}_z V_x)_z + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{m}_z V_x) dz \quad [110]$$

Reemplazando las ecuaciones 108, 109 y 110 en la 107

$$\int_S \vec{v} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_x V_x) dx + \frac{\partial}{\partial y} (\dot{m}_y V_x) dy + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{m}_z V_x) dz \quad [111]$$

Fuerzas Superficiales:

Figura 72. Volumen diferencial Fuerzas superficiales



Fuente: Autores

Se representan en la anterior figura los esfuerzos en la dirección de interés únicamente de donde se obtiene:

$$\int_S \vec{f}_n dS = -(-P + \tau_{xx})_x dydz + (-P + \tau_{xx})_{x+dx} dydz - (\tau_{yx})_y dx dz + (\tau_{yx})_{y+dy} dx dz \quad [112]$$

Realizando expansiones en series de Taylor se obtiene:

$$(-P + \tau_{xx})_{x+dx} = (-P + \tau_{xx})_x + \frac{\partial}{\partial x} (-P + \tau_{xx}) dx \quad [113]$$

$$(\tau_{yx})_{y+dy} = (\tau_{yx})_y + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx}) dy \quad [114]$$

Reemplazando las ecuaciones 113 y 114 en la 112

$$\int_S \vec{f}_n dS = \frac{\partial}{\partial x} (-P + \tau_{xx}) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx}) dy dx dz \quad [115]$$

Fuerzas Volumétricas:

$$\int_V \vec{g} \rho dV = \vec{g}_x \rho V \quad [116]$$

Reemplazando las ecuaciones 106, 111, y 115 en la 105 se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho V_x V + \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_x V_x) dx + \frac{\partial}{\partial y} (\dot{m}_y V_x) dy + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{m}_z V_x) dz \\ = \frac{\partial}{\partial x} (-P + \tau_{xx}) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx}) dy dx dz + \vec{g}_x \rho V \quad [117] \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_x V_x) dx = \frac{\partial}{\partial x} \rho V_x V_x dx dy dz \quad [118]$$

Reemplazando en la ecuación 117 se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho V_x V + \frac{\partial}{\partial x} \rho V_x V_x dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} \rho V_y V_x dx dy dz + \frac{\partial}{\partial z} \rho V_z V_x dx dy dz \\ = \frac{\partial}{\partial x} (-P + \tau_{xx}) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yx}) dy dx dz + \vec{g}_x \rho V \quad [119] \end{aligned}$$

Simplificando el volumen de cada término de la ecuación [119] y reorganizando se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho V_x + \frac{\partial}{\partial x} \rho V_x V_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho V_y V_x + \frac{\partial}{\partial z} \rho V_z V_x \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \overline{g_x} \rho \end{aligned} \quad [120]$$

Aplicando la ley de viscosidad de Stokes, con densidad y viscosidad constante, se pueden expresar los esfuerzos cortantes de la siguiente manera.

$$\tau_{xx} = \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial V_y}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) \quad [121]$$

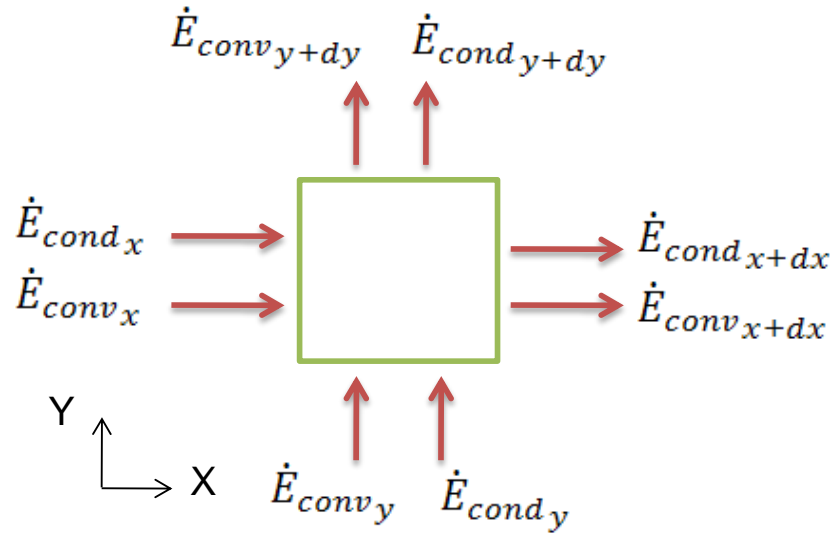
Finalmente a partir de la ecuación 120 considerando fluido newtoniano, fuerzas másicas despreciables, viscosidad y densidad constante, medio transparente a la radiación y disipación viscosa despreciable se obtiene:

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) \quad [122]$$

La ecuación 122 así como su contraparte en la dirección Y proporcionan una representación completa de una capa límite hidrodinámica, y el campo de velocidades se podría determinar resolviendo estas ecuaciones.

**Ecuación de conservación de la energía:** En base al principio de conservación de la energía en un volumen de control diferencial, se debe tener en cuenta que la energía por unidad de masa de fluido se compone de la energía térmica interna  $e$  y la energía cinética  $\frac{V^2}{2}$ , donde  $V^2 = u^2 + v^2$ .

Figura 73. Volumen diferencial Ecuación de conservación de la energía



Fuente: Autores

De la figura anterior se obtienen los siguientes balances en la dirección X:

$$\dot{E}_{conv_x} - \dot{E}_{conv_{x+dx}} = \rho u \left( e + \frac{V^2}{2} \right) dy - \left[ \rho u \left( e + \frac{V^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \rho u \left( e + \frac{V^2}{2} \right) \right) dx \right] dy \quad [123]$$

$$\dot{E}_{conv_x} - \dot{E}_{conv_{x+dx}} = -\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho u \left( e + \frac{V^2}{2} \right) \right) dx dy \quad [124]$$

$$\dot{E}_{cond_x} - \dot{E}_{cond_{x+dx}} = -K \frac{\partial T}{\partial x} dy - \left( -K \frac{\partial T}{\partial x} + \left( -\frac{\partial}{\partial x} K \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) \right) dy \quad [125]$$

$$\dot{E}_{cond_x} - \dot{E}_{cond_{x+dx}} = \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy \quad [126]$$

Reuniendo las ecuaciones [124] y [126] y sus respectivas contrapartes en la dirección Y se tiene:

$$-\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right) dx dy - \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho v\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right) dx dy + \frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T}{\partial x}\right) dx dy + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T}{\partial y}\right) dx dy = 0 \quad [127]$$

Reorganizando,

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T}{\partial x}\right) dx dy + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T}{\partial y}\right) dx dy = \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right) dx dy + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho v\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right) dx dy \quad [128]$$

Después de varias manipulaciones para reducir la ecuación [128] se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T}{\partial y}\right) = \rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}\right) \quad [129]$$

Para propiedades físicas constantes,

$$K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}\right) \quad [130]$$

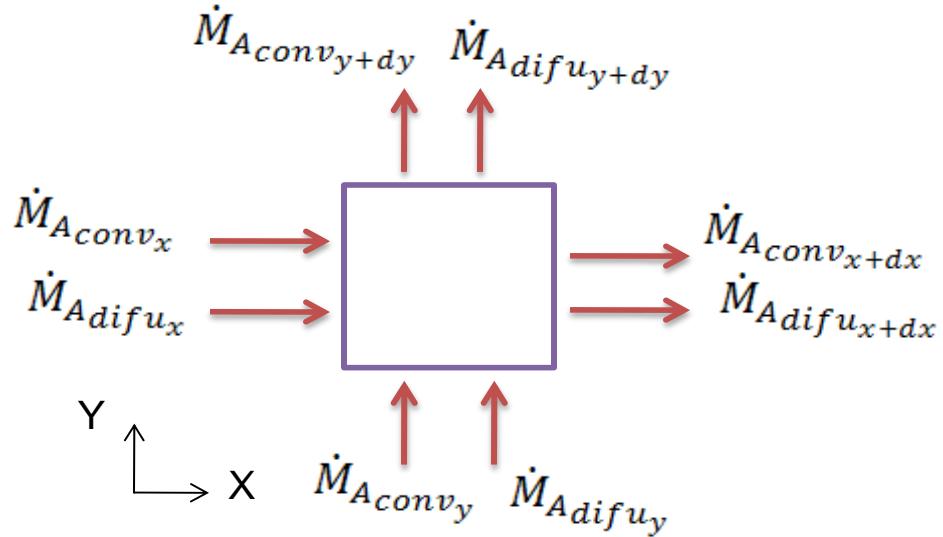
Finalmente,

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) = u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \quad [131]$$

Donde  $\alpha = \frac{K}{\rho C_p}$

**Ecuación de conservación de especies:** Considerando una mezcla binaria en la que los gradientes de concentración dan paso a un transporte relativo de especies, el cual se generará por convección a la velocidad media de la mezcla y por difusión relativa al movimiento medio, se presenta el planteamiento de la ecuación de conservación de especies en la dirección X en la cual se desprecia la generación de masa de la especie en cuestión.

Figura 74. Volumen diferencial Ecuación de conservación de especies



Fuente: Autores

$$\dot{M}_{Aconv_x} - \dot{M}_{Aconv_{x+dx}} = (\rho_A u) dy - \left[ \rho_A u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_A u) dx \right] dy \quad [132]$$

$$\dot{M}_{Aconv_x} - \dot{M}_{Aconv_{x+dx}} = -\frac{\partial}{\partial x} (\rho_A u) dx dy \quad [133]$$

Se supone fluido incompresible ( $\rho$  constante) y se usa la ley de Fick para evaluar el flujo de difusión como sigue

$$\text{Ley de fick} = -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \quad [134]$$

$$\dot{M}_{Adif_{u_x}} - \dot{M}_{Adif_{u_{x+dx}}} = \left( -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) dy - \left[ \left( -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) dx \right] dy \quad [135]$$

$$\dot{M}_{Adif_{u_x}} - \dot{M}_{Adif_{u_{x+dx}}} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) dx dy \quad [136]$$

Reuniendo las ecuaciones 133, 136 y sus respectivas homólogas en la dirección Y se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_A u) dx dy + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_A v) dx dy = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) dx dy + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial y} \right) dx dy \quad [137]$$

Simplificando el volumen y reorganizando resulta

$$\rho_A \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_A \frac{\partial v}{\partial y} + u \frac{\partial \rho_A}{\partial x} + v \frac{\partial \rho_A}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial y} \right) \quad [138]$$

Donde,

$$\rho_A \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_A \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad [139]$$

Reemplazando la ecuación 139 en la 138 se tiene

$$u \frac{\partial \rho_A}{\partial x} + v \frac{\partial \rho_A}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial y} \right) \quad [140]$$

La ecuación 140 puede expresarse en forma molar como:

$$u \frac{\partial C_A}{\partial x} + v \frac{\partial C_A}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{AB} \frac{\partial C_A}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D_{AB} \frac{\partial C_A}{\partial y} \right) \quad [141]$$

**Aproximaciones:** Las ecuaciones 122, 131 y 141 describen los procesos físicos en las capas límites hidrodinámicas, térmicas y de concentración respectivamente. Pero dada la complejidad de las ecuaciones se tratan algunas aproximaciones para simplificar las ecuaciones anteriormente mencionadas<sup>15</sup>.

- Flujo incompresible ( $\rho$  constante)
- Propiedades físicas constantes
- Solución no reactiva

<sup>15</sup> INCROPERA, Frank P., Dewitt David P. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. México. Pearson Education. 1999. 912p.

- Sin generación de energía

Adicionalmente como los espesores de la capa límite son muy pequeños se aplican las siguientes desigualdades:

- $u \gg v$
- $\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$
- $\frac{\partial T}{\partial y} \gg \frac{\partial T}{\partial x}$
- $\frac{\partial C_A}{\partial y} \gg \frac{\partial C_A}{\partial x}$

Con las simplificaciones anteriores las ecuaciones 131 y 141 se reducen a:

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = u \frac{\partial T}{\partial x} \quad [142]$$

$$u \frac{\partial C_A}{\partial x} = D_{AB} \frac{\partial^2 C_A}{\partial y^2} \quad [143]$$

“La aproximación de la capa límite es un puente entre el espacio que separa las ecuaciones de Euler y de Navier-Stokes, y entre la condición de deslizamiento y la condición de no- deslizamiento en paredes sólidas<sup>16</sup>”

Ahora que se conocen las ecuaciones que gobiernan los procesos de transferencia de calor y de masa en el absorbedor, se procede a realizar el análisis planteado en cada una de las etapas mostradas en el principio del estudio diferencial del problema.

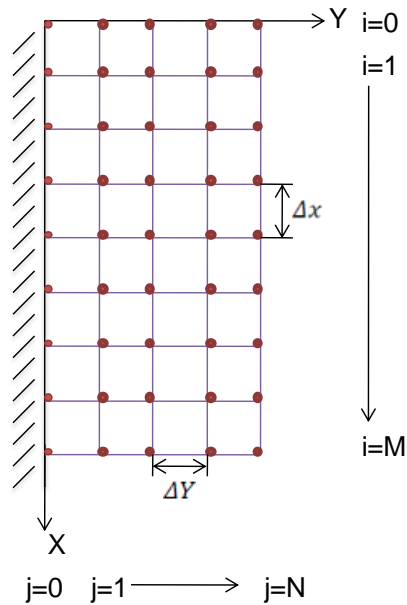
---

<sup>16</sup> CENGEL, Yunus A; Boles, Michael A. Termodinámica. Sexta Edición. Bogotá. McGraw-Hill, 2009. 511p.

## 1. Modelamiento del proceso en el absorbedor como una placa a temperatura constante.

**Discretización geométrica:** Para resolver el problema planteado se usa un esquema de diferencias finitas y una malla ortogonal estructurada como se tiene en la siguiente figura.

Figura 75. Discretización geométrica Placa isotérmica



Fuente: Autores

### Discretización de ecuaciones

- **Capa límite térmica**

Implementando un esquema de diferencias finitas en la ecuación 142 correspondiente a la capa límite térmica se tiene:

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{K}{C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad [144]$$

La primera deriva de la temperatura con respecto a x se puede aproximar por medio de un esquema backward como:

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} = \rho u \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\Delta x_i} \quad [145]$$

Por su parte la segunda deriva de la temperatura con respecto al eje Y se puede aproximar con un esquema de diferencias centradas así:

$$\frac{K}{C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{K}{C_p} \times \frac{\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{i,(j+\frac{1}{2})} - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{i,(j-\frac{1}{2})}}{\frac{\Delta y_j}{2} + \frac{\Delta y_{j+1}}{2}} \quad [146]$$

Donde:

$$\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{i,(j+\frac{1}{2})} = \frac{T_{i,(j+1)} - T_{i,j}}{\Delta y_{j+1}} \quad \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{i,(j-\frac{1}{2})} = \frac{T_{i,j} - T_{i,j-1}}{\Delta y_j} \quad [147]$$

Reemplazando la ecuación 147 en la ecuación 146 se obtiene:

$$\frac{K}{C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{K}{C_p} \times \frac{\Delta y_j (T_{i,(j+1)} - T_{i,j}) - \Delta y_{j+1} (T_{i,j} - T_{i,j-1})}{\frac{1}{2} (\Delta y_j + \Delta y_{j+1}) (\Delta y_{j+1}) (\Delta y_j)} \quad [148]$$

Reemplazando las ecuaciones 147 y 148 en la 145:

$$\rho u \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\Delta x_i} = \frac{K}{C_p} \frac{\Delta y_j (T_{i,(j+1)} - T_{i,j}) - \Delta y_{j+1} (T_{i,j} - T_{i,j-1})}{\frac{1}{2} (\Delta y_j + \Delta y_{j+1}) (\Delta y_{j+1}) (\Delta y_j)} \quad [149]$$

Ahora agrupando términos se tiene:

$$A_{i,j} = \frac{\rho u}{\Delta x_i} B_{i,j} = \frac{K}{C_p} \frac{1}{\frac{1}{2} (\Delta y_j + \Delta y_{j+1}) (\Delta y_{j+1})} V_{i,j} = \frac{K}{C_p} \frac{1}{\frac{1}{2} (\Delta y_j + \Delta y_{j+1}) (\Delta y_j)} \quad [150]$$

Reemplazando

$$T_{i,j}(A_{i,j} + B_{i,j} + V_{i,j}) = B_{i,j}T_{i,j+1} + A_{i,j}T_{i-1,j} + V_{i,j}T_{i,j-1}$$

Finalmente

$$T_{i,j} = \frac{B_{i,j}T_{i,j+1} + A_{i,j}T_{i-1,j} + V_{i,j}T_{i,j-1}}{(A_{i,j} + B_{i,j} + V_{i,j})} \quad [151]$$

- **Capa límite de concentración**

Implementando el proceso antes descrito para la capa límite térmico, pero esta vez a la ecuación 143 se obtiene:

$$L_{i,j} = \frac{u_j}{\Delta x_i} O_{i,j} = \frac{D_{AB}}{\frac{1}{2}(\Delta y_j + \Delta y_{j+1})(\Delta y_{j+1})} Q_{i,j} = \frac{D_{AB}}{\frac{1}{2}(\Delta y_j + \Delta y_{j+1})(\Delta y_j)} \quad [152]$$

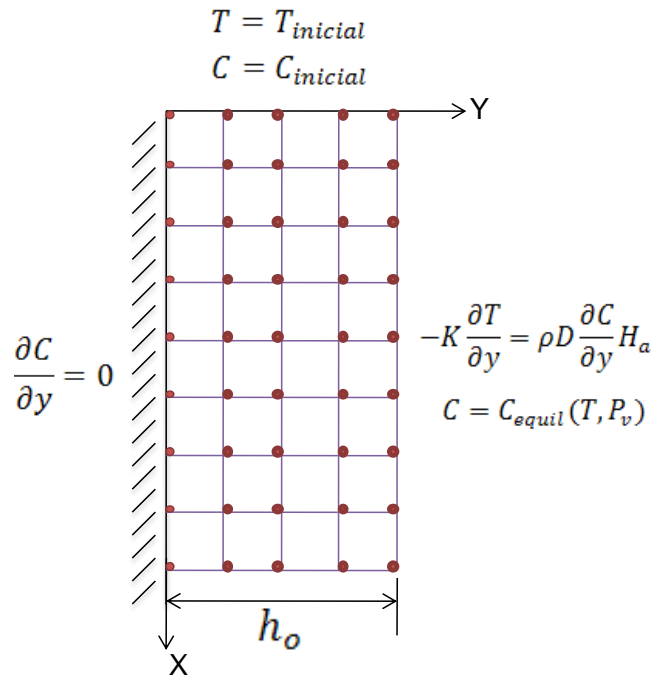
Y reemplazando para obtener una expresión general se tiene

$$C_{i,j} = \frac{O_{i,j}C_{i,j+1} + L_{i,j}C_{i-1,j} + Q_{i,j}C_{i,j-1}}{(O_{i,j} + L_{i,j} + Q_{i,j})} \quad [153]$$

### Condiciones de Frontera

La Figura 76 muestra las condiciones de frontera usadas para el desarrollo del problema, al contar con ecuaciones parabólicas la necesidad de contar con una *boundary condition* en la parte inferior se hace innecesaria, por otro lado las condiciones de frontera en el lado derecho están establecidas por el equilibrio que se debe cumplir en la interfaz, en la cual  $H_a$  representa el calor que se genera durante el proceso de absorción, al ser esta mezcla exotérmica.

Figura 76. Condiciones de frontera placa isotérmica



Fuente: Autores

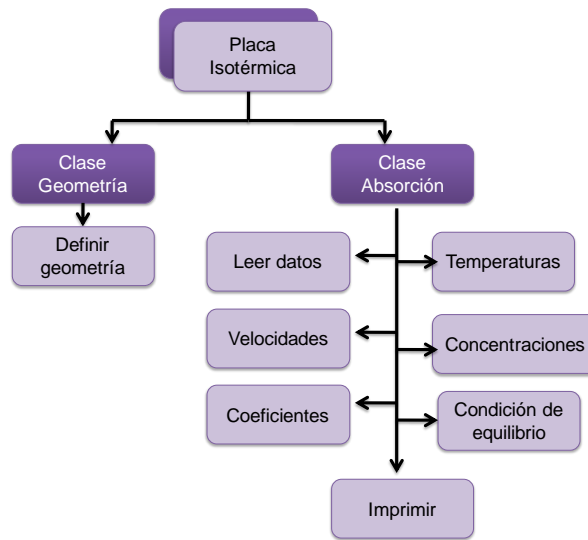
Con el objetivo de obtener un campo de temperaturas y concentraciones a lo largo y ancho del dominio se realizó un código en C++ que realiza dicho proceso, Anexo R, además de calcular las propiedades termodinámicas necesarias.

**Estructura general del código:** Para la realización del código se crearon dos clases<sup>17</sup> principales:

- La clase *Geometría* que agrupa los datos, las variables geométricas y a su vez la función que crea dicha geometría.
- la clase *Absorción* que agrupa los datos restantes y a su vez posee siete funciones que permiten realizar las diferentes etapas en el código como se ve en la figura.

<sup>17</sup> La clase es la fundación de C++ para el soporte de la programación orientada a objetos. La clase es la unidad básica de C++ de la encapsulación y esta provee el mecanismo por el cual los objetos son creados.

Figura 77. Estructura general del código placa isotérmica



Fuente: Autores

La función *Leer datos* permite obtener los valores de entrada como el número de nodos en X, número de nodos en Y, la longitud de la placa, temperaturas y valores iniciales entre otros; a partir de lectura de estos desde un fichero.

En la función *velocidad*, se desarrolla el procedimiento para resolver la ecuación 156.

Para desarrollar un perfil de velocidades se emplea un campo dado por:

$$u = \frac{3}{2} V_o \left[ 2 \frac{y}{h_o} - \left( \frac{y}{h_o} \right)^2 \right] \quad [154]$$

Dónde:

$$V_o = \frac{\rho g h_o^2}{3\mu} \quad [155]$$

Reemplazando la ecuación 153 en la 152 se tiene:

$$u = \frac{\rho g}{2\mu} [2h_o y - y^2] \quad [156]$$

La función *coeficientes* evalúa las ecuaciones 150 y 152 para cada nodo de la malla representada en la figura 76, por medio de bucle que recorre cada punto.

Las temperaturas y concentraciones son calculadas en las funciones homónimas, usando las expresiones 151 y 153 con la ayuda de un solucionador iterativo, que para este caso es el Gauss Seidel. En la función *condición de equilibrio* evalúa la igualdad mostrada en la figura 76 en la frontera solución- vapor de agua. Finalmente *Imprimir*, permite visualizar los resultados obtenidos en ficheros de salida para ser posteriormente graficados.

La figura 78 muestra el esquema general del código desarrollado y el orden en el que las anteriores funciones son llamadas para lograr los resultados.

Para asegurar la convergencia del programa se implementó un factor de relajación, además los resultados obtenidos se compararon con los presentados por Yang y B.D Wood para verificar que el código funcionara correctamente.

**Validación del código:** Para validar los resultados obtenidos se trabaja con los siguientes datos: una temperatura inicial de 44.44°C, concentración inicial de 60%, flujo másico de 0.01 kg/m-s, temperatura de pared 35°C y presión de vapor de 7.02 [mmHg].

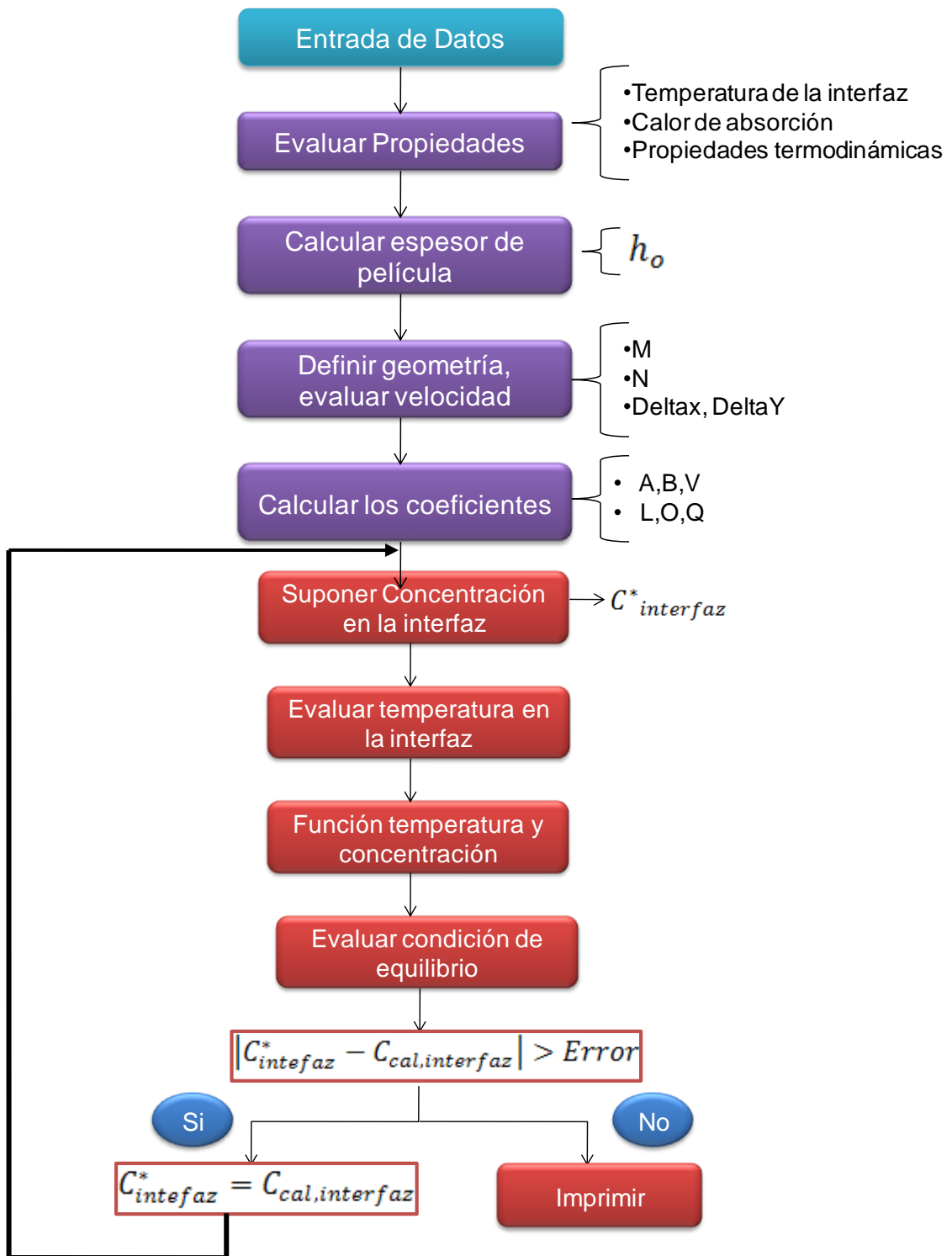
Las figura 80 y 81 muestran los resultados obtenidos para la distribución de temperaturas y concentraciones respectivamente a lo largo de la interfaz para diferentes mallas.

Después del estudio de malla realizado se concluyó que al aumentar el número de nodos en la dirección X la precisión y uniformidad de los resultados mejora en la misma proporción. Las figuras 82 y 83 muestran los resultados de la interfaz en comparación con la referencia (Benchmark)<sup>18</sup> tanto para la temperatura como para la concentración.

---

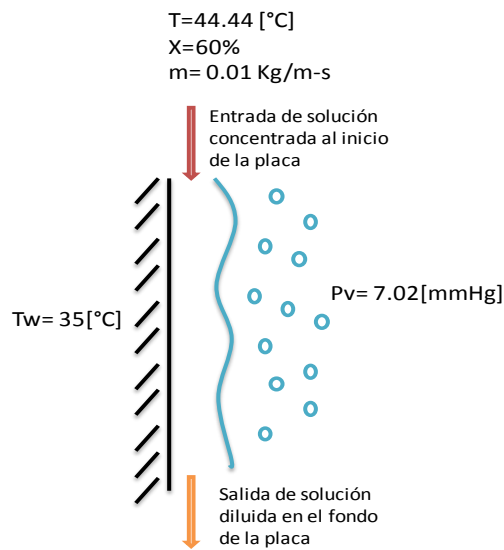
<sup>18</sup> Resultados obtenidos por Yang y B.D Wood

Figura 78. Diagrama de flujo del programa: Placa isotérmica



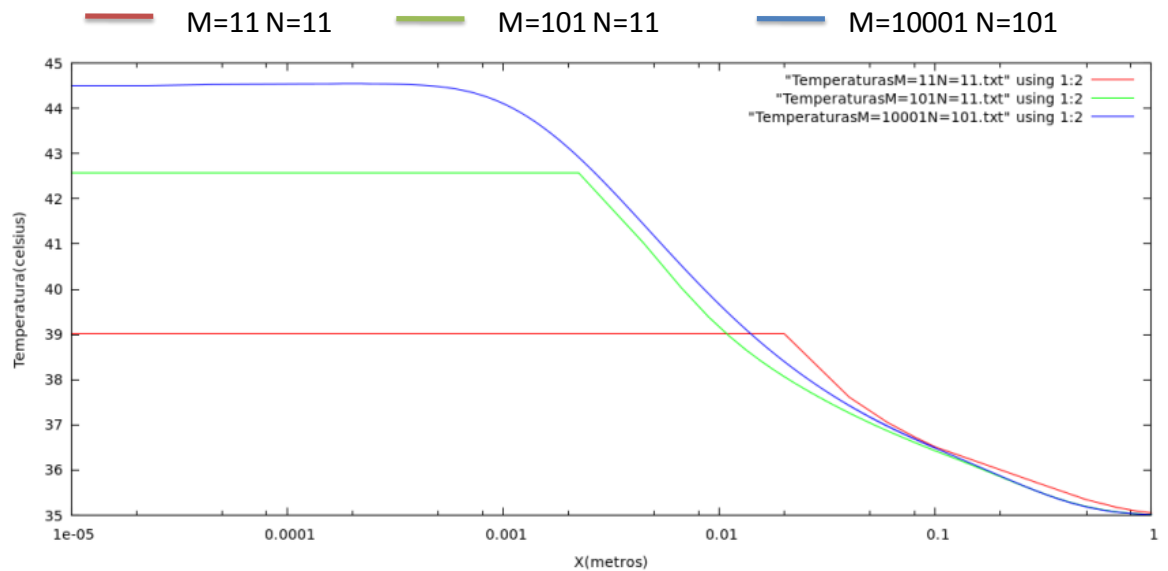
Fuente: Autores

Figura 79. Datos de referencia para comprobar el código desarrollado



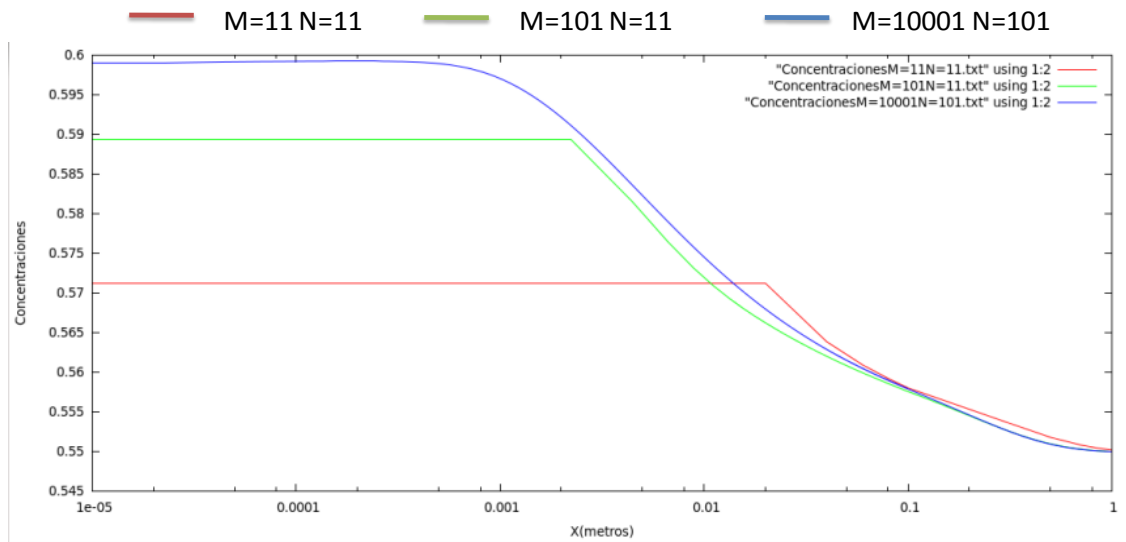
Fuente: Autores

Figura 80. Estudio de malla para la temperatura



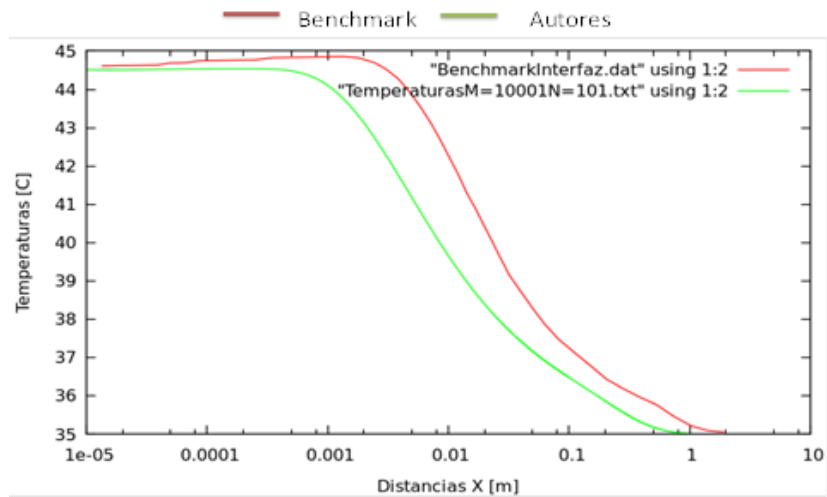
Fuente: Autores

Figura 81. Estudio de malla para la concentración



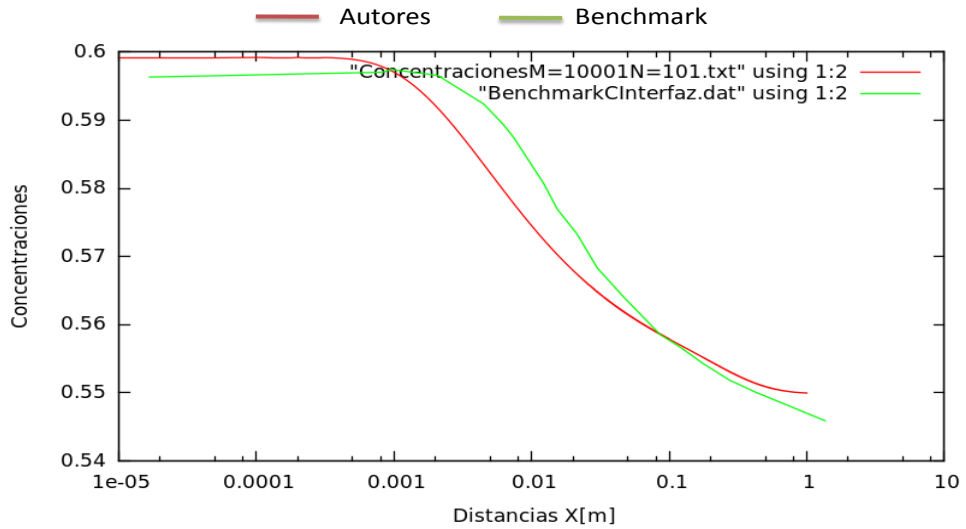
Fuente: Autores

Figura 82. Comparación de los resultados de temperatura con las referencias para la interfaz



Fuente: Autores

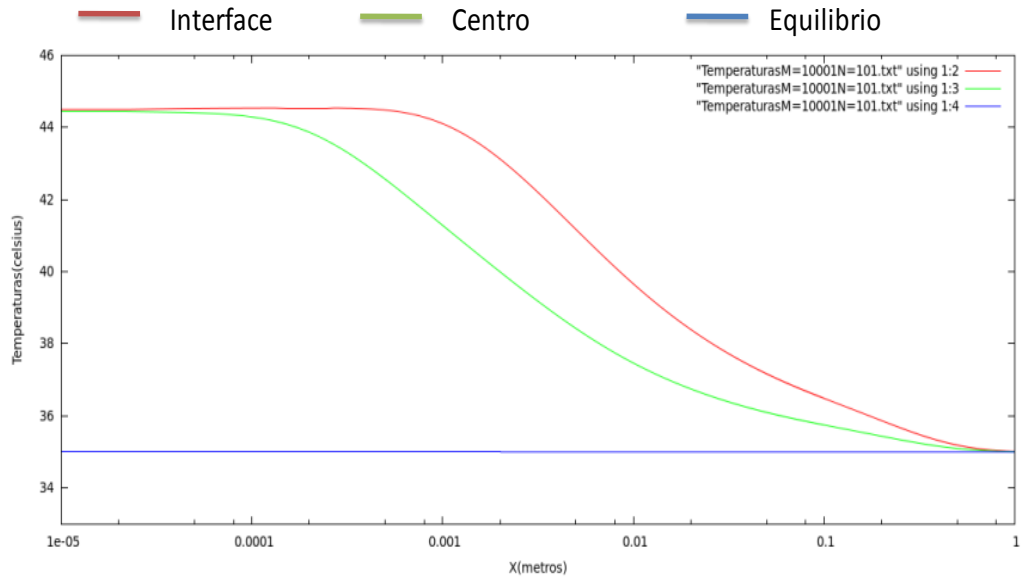
Figura 83. Comparación de los resultados de concentración con las referencias para la interfaz



Fuente: Autores

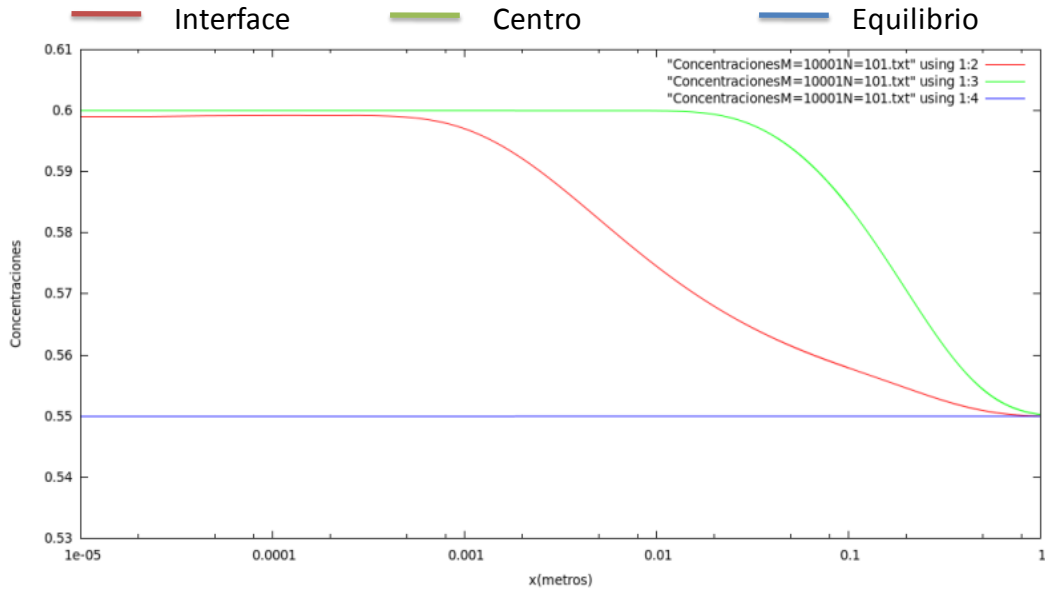
Las figuras 84 y 85 muestran el comportamiento de la temperatura y la concentración para la interfaz, el centro de la solución y el equilibrio respectivamente.

Figura 84. Variación de la temperatura a lo largo de la placa.



Fuente: Autores

Figura 85. Variación de la concentración a lo largo de la placa.



Fuente: Autores

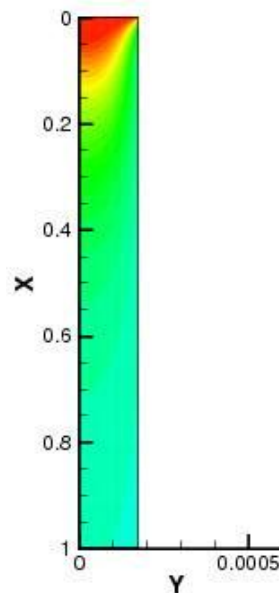
### Discusión de los resultados

- La diferencia tanto para temperatura como para concentración entre el benchmark y los resultados propios se pueden basar en aspectos como: las correlaciones para las propiedades físicas en el presente trabajo no son las mismas que las utilizadas por la referencia, la adquisición de los datos de la referencia se realizó por medio del digitalizador de gráficos (*g3data*), el cual necesita que el usuario le indique los puntos o valores que quiere registrar, lo cual puede generar fallas humanas, el número de datos con los que se realizaron cada una de las gráficas vario, dependiendo de la información que se podía adquirir de la referencia y por último el programa desarrollado necesito de técnicas de relajación como se dijo anteriormente debido a la dificultad en la convergencia, lo cual genera cierta diferencia entre los datos obtenidos y el benchmark.
- El comportamiento de la concentración en la interfaz y en el interior de la solución evidencian lo que se esperaba, ya que la interfaz está en contacto

permanente con el vapor de refrigerante, para cualquier distancia X esta alcanzará una concentración menor al bulk<sup>19</sup> en el cual todavía existe potencial de absorción.

- La realización del estudio de malla permitió establecer el punto óptimo para el desarrollo de la simulación en cuando al número de nodos en las diferentes direcciones.
- Las figuras 86 y 87 permiten observar de forma más concreta las variaciones de concentración y temperatura respectivamente a lo largo de la placa, en las que el color rojo indica lo puntos de mayor concentración y temperatura dependiendo de la gráfica que se esté analizando y el color celeste los puntos de menor concentración y temperatura

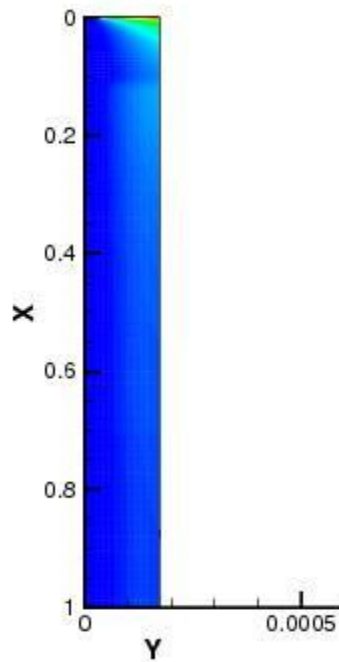
Figura 86. Variación de la concentración a lo largo de la placa con los datos de la referencia.



Fuente: Autores

<sup>19</sup> Representación promedio de las variables en el interior de la solución.

Figura 87. Variación de la temperatura a lo largo de la placa con los datos de la referencia.



Fuente: Autores

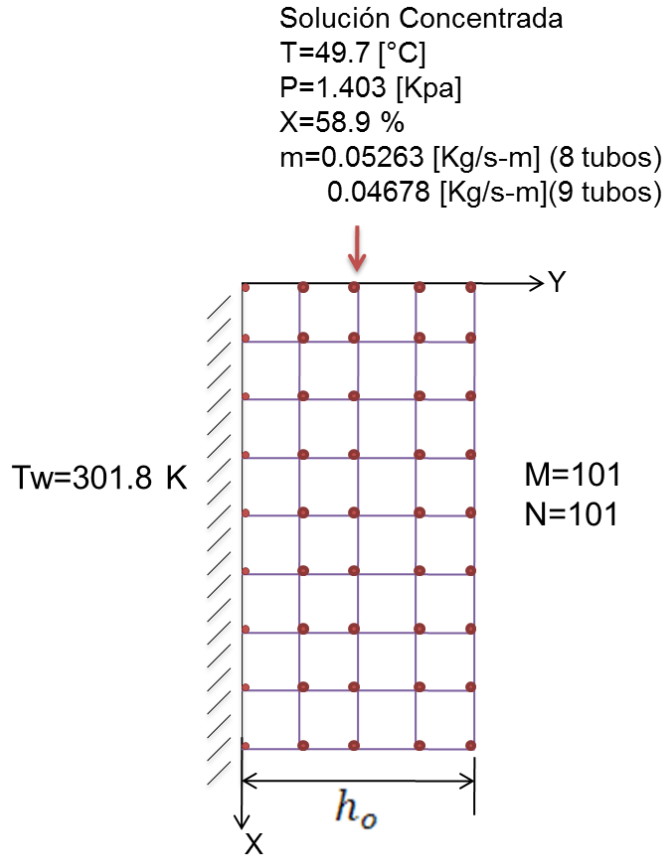
**Resultados arrojados para el área del absorbedor:** Después de validar los datos, comparando los resultados obtenidos con los de la referencia, se procede a obtener los resultados necesarios para el diseño del absorbedor de la máquina.

La figura 88 muestra los datos para los cuales se correrá la simulación, que fueron tomados de los resultados del modelo termodinámico del ciclo mostrados en la tabla 6. En la figura el parámetro  $m^{20}$  es el mismo que se utilizó durante el análisis integral del absorbedor.

---

<sup>20</sup> Flujo másico de solución por unidad de longitud de los tubos.

Figura 88. Representación esquemática del absorbedor



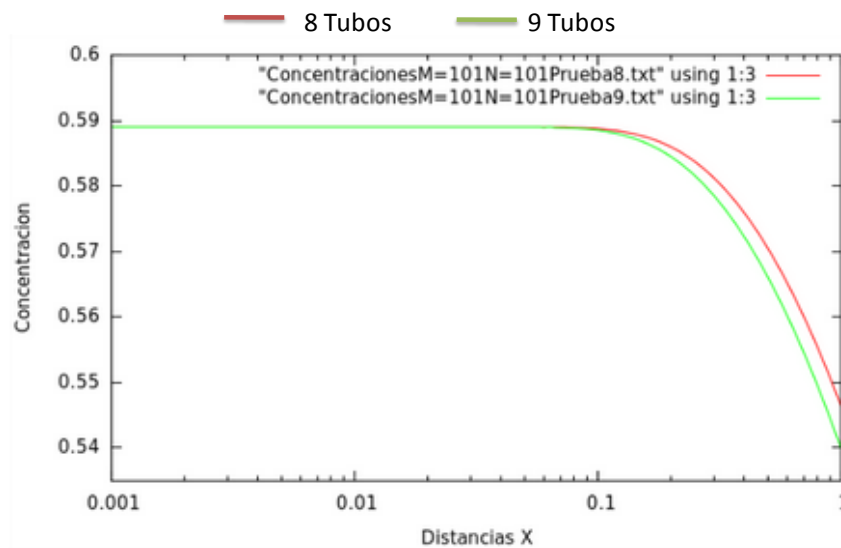
Fuente: Autores

La figura 89 muestra el comportamiento de la concentración a lo largo de la placa para 8 y 9 tubos. De esta gráfica se concluye que al utilizar nueva tubos, la concentración del bulk<sup>21</sup> llega hasta el 54% al final de los tubos, es decir, se cumplen los requerimientos calculados en el modelo termodinámico del ciclo.

---

<sup>21</sup> La concentración que debe ser garantizada a la salida del absorbedor es la del bulk, ya que representa la concentración promedio de la solución.

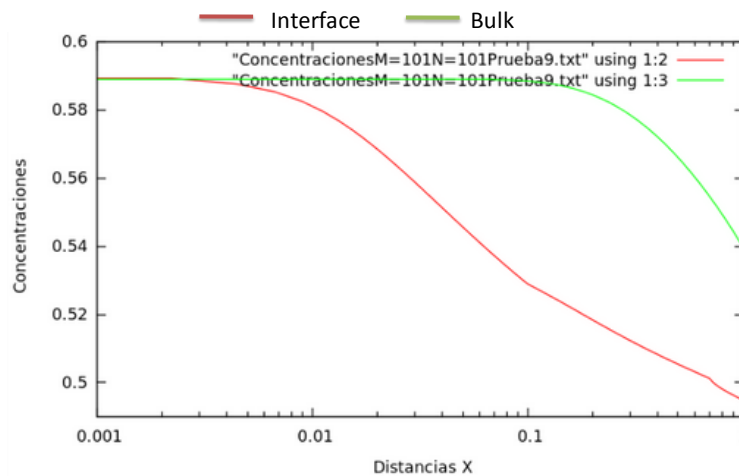
Figura 89. Variación de la concentración a lo largo de la placa para los datos de diseño para 8 y 9 tubos en el bulk.



Fuente: Autores

La figura 90 muestra el comportamiento de la concentración con una disposición de 9 tubos tanto para el bulk como para la interface.

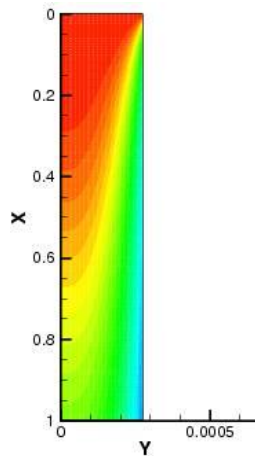
Figura 90. Variación de la concentración a lo largo de la placa para los datos de diseño para en el interface y el bulk.



Fuente: Autores

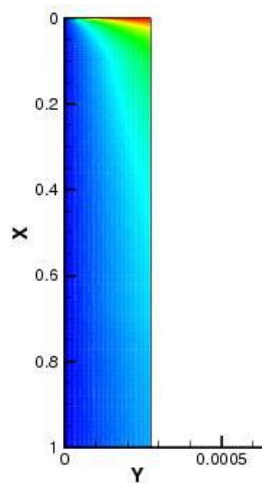
En las figura 91 y 92 se muestran los mapas de temperatura y concentración a lo largo de la placa, de nuevo, el color rojo indica lo puntos de mayor concentración y temperatura dependiendo de la gráfica que se esté analizando y el color celeste los puntos de menor concentración y temperatura.

Figura 91. Variación de la concentración a lo largo de la placa con los datos de diseño.



Fuente: Autores.

Figura 92. Variación de la temperatura a lo largo de la placa con los datos de diseño.



Fuente: Autores

A continuación se muestra un resumen de los resultados de la primera fase del análisis diferencial, para el área del absorbedor:

- Número de Tubos necesarios: 9
- Longitud de los Tubos: 1 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½"
- Material de los tubos: Cobre

**2. Modelamiento del proceso en el absorbedor considerando la variación en la temperatura del agua de refrigeración:** En esta fase del análisis diferencial, se considerará el efecto que tiene sobre el cálculo del área necesaria en el absorbedor la variación de la temperatura del agua de refrigeración a su paso por los tubos del intercambiador.

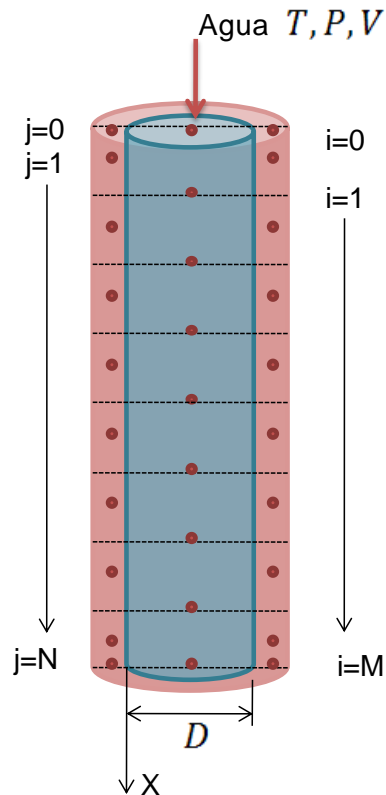
Como se puede ver en la figura 67, en primer lugar es necesario el modelamiento del absorbedor como una placa isoterma sobre la cual fluye la solución, esto se realizó en la etapa anterior del análisis. Ahora se debe modelar el flujo del agua de refrigeración por los tubos del intercambiador y finalmente “mezclando” los dos códigos se obtendrá un modelo para la verdadera configuración del absorbedor.

A continuación se muestra el proceso para el modelamiento del flujo del agua de refrigeración en los tubos, los pasos que se llevaron a cabo son similares a los que se realizaron en la primera etapa del análisis:

- Discretización geométrica.
- Planteamiento de las hipótesis y simplificaciones que se aplicarán.
- Discretización de las ecuaciones.
- Desarrollo del código.
- Validación del código.

**Discretización geométrica:** La figura 93 muestra la discretización espacial utilizada para modelar un flujo a lo largo de una tubería.

Figura 93. Discretización geométrica usada para modelar el flujo del agua de refrigeración en los tubos.



Fuente: Autores

#### **Hipótesis y simplificaciones:**

- El mecanismo de transferencia de calor en el flujo es la convección forzada,
- No se presenta cambio de fase.
- El flujo se encuentra en estado estable.
- Flujo unidimensional, se trabajará con valores medios en cada sección transversal.

- El cambio en la energía cinética, potencial y el trabajo de las fuerzas superficiales se despreciará, así como también el calor por conducción en la dirección el flujo.

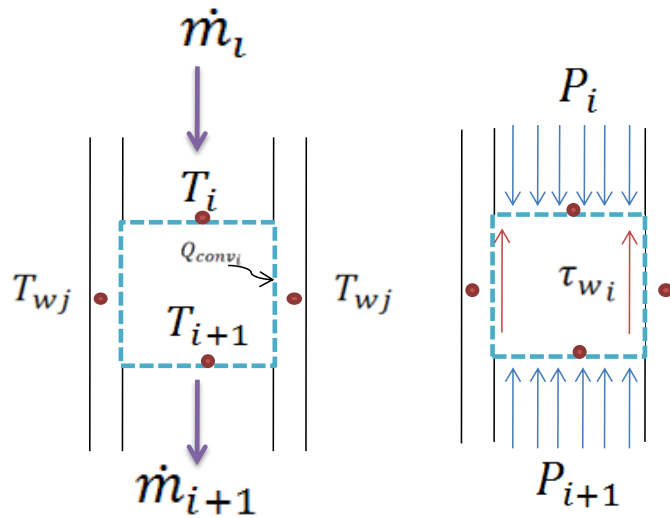
### Discretización de ecuaciones

- **Ecuación de continuidad**

A partir de la ecuación 96, es decir la ecuación de continuidad en su forma integral, de las aproximaciones anteriormente mencionadas y de la figura 93 se tiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad [157]$$

Figura 94. Volúmenes de control para la I discretización ecuación de continuidad



Fuente: Autores

$$\int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i = 0$$

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i = cte = \dot{m}_o$$

Por lo tanto

$$V_{i+1} = \frac{\dot{m}_o}{\rho_{i+1}S} = \frac{4\dot{m}_o}{\rho_{i+1}\pi D_i^2} \quad [158]$$

• **Ecuación de cantidad de movimiento**

A partir de la ecuación de cantidad de movimiento en la dirección x en forma integral, ecuación 159

$$\int_S \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS = \int_S \vec{f} \vec{n} dS \quad [159]$$

$$\int_S \vec{f} \vec{n} dS = P_i S - P_{i+1} S - \tau_{w,i} A_i \approx (P_i - P_{i+1}) \frac{\pi D_i^2}{4} - \left( f_i \frac{\bar{\rho}_i \bar{V}_i^2}{2} \right) \pi D_i \Delta x_i \quad [160]$$

Donde  $f_i$  esta dado por<sup>22</sup>:

$$f_i = 2 \left[ \left( \frac{8}{Re_i} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [161]$$

Siendo  $A = \left\{ 2.457 \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{Re_i} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D_i}} \right] \right\}^{16}$  y  $B = \left( \frac{37530}{Re_i} \right)^{16}$

$$\int_S \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS = \dot{m}_o (V_{i+1} - V_i)$$

<sup>22</sup> Tomado del dossier de ecuaciones suministradas por el CTTC ( Centro Tecnológico de transferencia de calo.

$$P_{i+1} = P_i - \left( f_i \frac{\overline{\rho V^2}}{2} \right) \frac{4\Delta x_i}{D_i} \frac{4\dot{m}_o}{\pi D_i^2} (V_{i+1} - V_i) \quad [162]$$

- **Ecuación de la energía**

Partiendo de la forma integral de la ecuación de la energía se tiene

$$\int_{Sc} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) (\rho \vec{V} \cdot d\vec{S}) + \frac{\partial}{\partial t} \left( h - \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) (\rho dV) = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad [163]$$

Aplicando las simplificaciones planteadas:

$$\int_{Sc} h(\rho \vec{V} \cdot d\vec{S}) = \dot{Q}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} \approx \alpha_i (T_{w,j} - T_i) \pi D_i \Delta x_i$$

$$\int_{Sc} h(\rho \vec{V} \cdot d\vec{S}) \approx \dot{m}_o \overline{C_{p,i}} (T_{i+1} - T_i)$$

Por último reordenando:

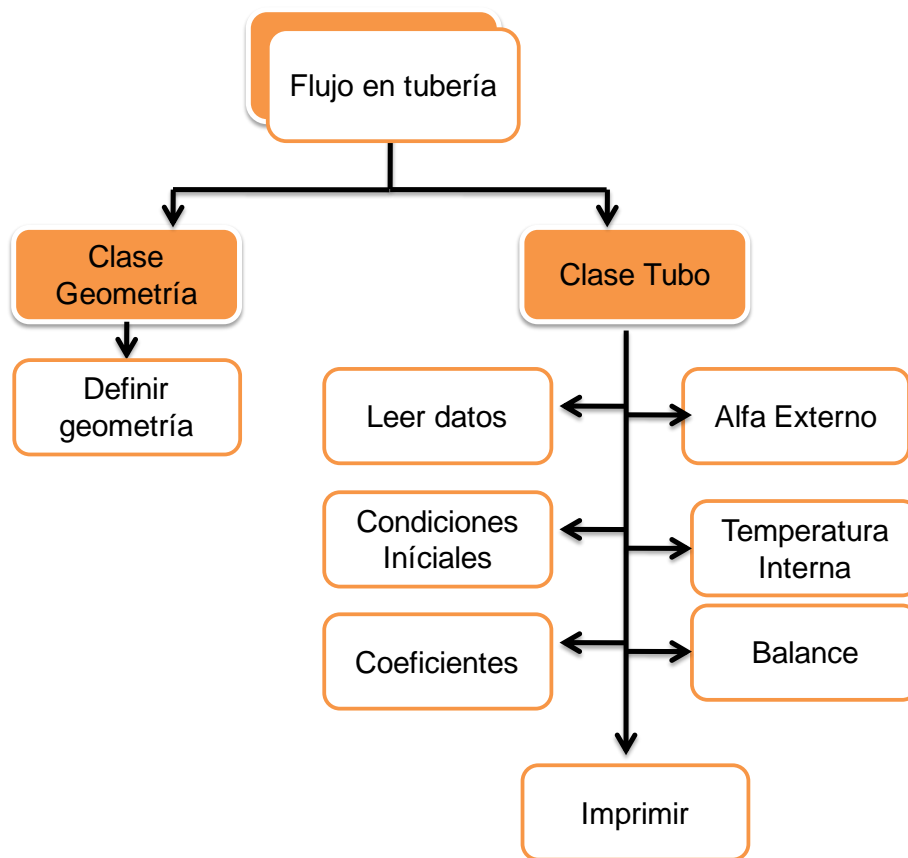
$$T_{i+1} = T_i + \frac{\alpha_i \pi D_i \Delta x_i}{\dot{m}_o \overline{C_{p,i}}} (T_{w,j} - T_i) \quad [164]$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en cada tramo de la tubería se siguen los pasos mostrados en el compendio de correlaciones suministrado por el CTTC, este se muestra en el anexo J.

**Estructura general del código:** Para la realización del código se crean dos clases principales:

- la clase *Geometría* que agrupa los datos, las variables geométricas y a su vez la función que crea dicha geometría,
- La clase *Tubo* que agrupa los datos restantes y a su vez posee ocho funciones que permiten realizar las diferentes etapas en el código como se ve en la figura.

Figura 95. Estructura general del código: Flujo en tuberías



Fuente: Autores

*Leer datos* permite obtener los valores de entrada como el número de nodos en X, la longitud del tubo, temperatura y valores iniciales entre otros; a partir de lectura de estos desde un fichero.

La función *condiciones iniciales* establece para el primer nodo los valores iniciales los cuales son conocidos, y a su vez se supone los valores del nodo i+1.

La función *temperatura interna* contiene el cálculo de las propiedades a la temperatura media entre el nodo i y el nodo i+1 para posteriormente realizar la subrutina de cálculo necesaria para el coeficiente de transferencia de calor, a partir del número de Reynolds, y finalmente se resuelve el campo de temperaturas internas.

*Coeficientes* contiene las constantes necesarias para modelar la transferencia de calor a través de la superficie del tubo.

La figura 96 muestra el esquema general del código desarrollado y el orden en el que las anteriores funciones son llamadas en el código.

**Validación del código:** Para la validación del esquema numérico a realizar se trabajará con un tubo isotérmico, pues este caso se puede comparar con la solución analítica dada por la expresión 165, además se trabajará con propiedades físicas constantes.

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{m\dot{C}_p} \bar{h}\right) \quad [165]$$

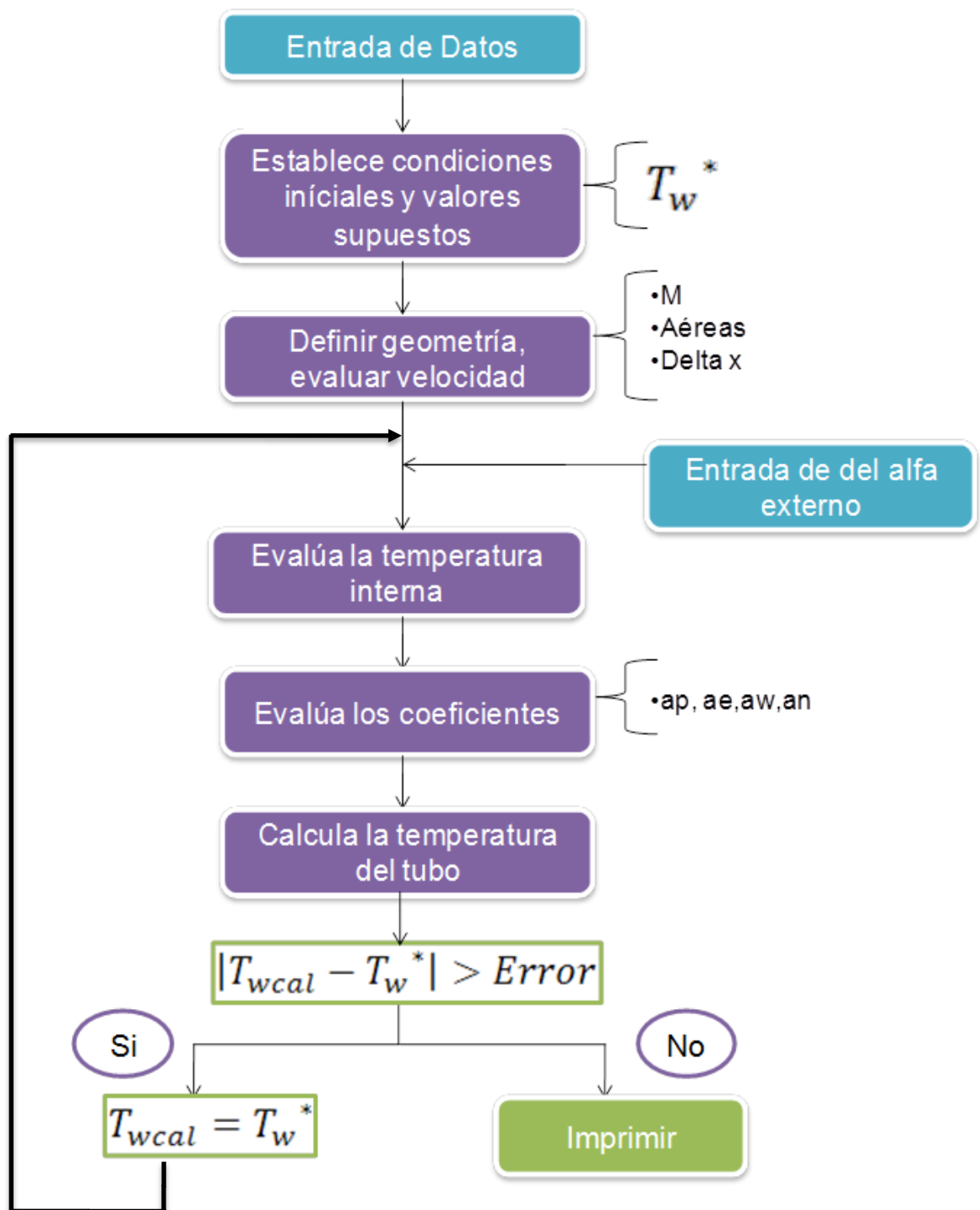
La figura 97 muestra los datos utilizados para la validación de los resultados.

La figura 98 compara los resultados de temperatura obtenidos para diferentes números de particiones a lo largo del tubo.

La figura 99 compara los resultados de temperatura obtenidos a partir del código diseñado con la temperatura obtenida con la solución analítica modelada por la expresión 165.

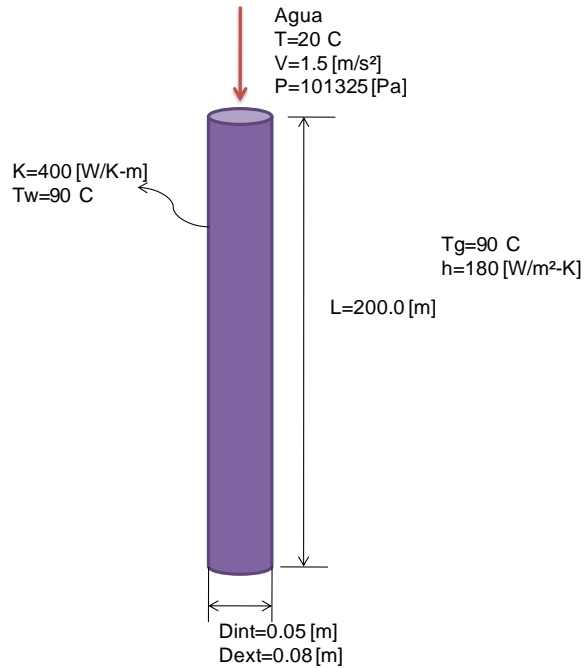
Finalmente la figura 100 muestra el comportamiento de la temperatura para el flujo interior y para la pared del tubo.

Figura 96. Diagrama de flujo del programa: Flujo en tuberías



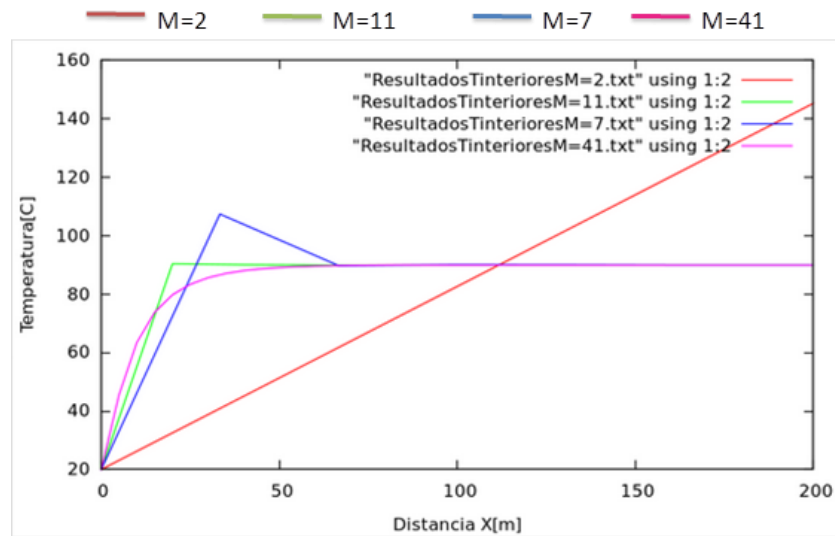
Fuente: Autores

Figura 97. Datos para la validación de los resultados del código para flujo en tuberías



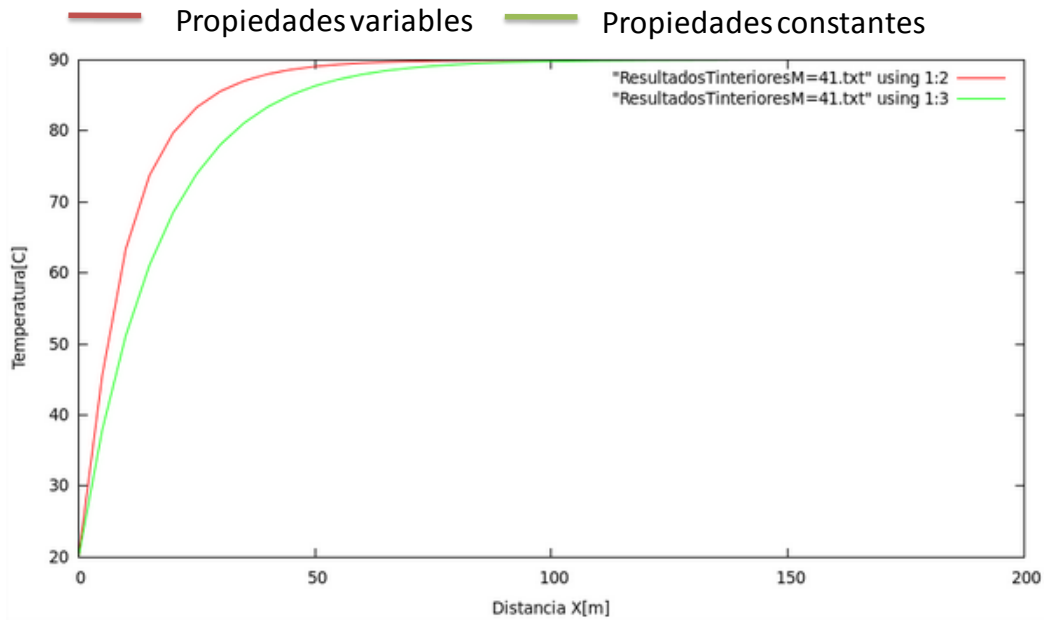
Fuente: Autores

Figura 98. Gráfica de Temperatura Vs Longitud para diferentes números de nodos.



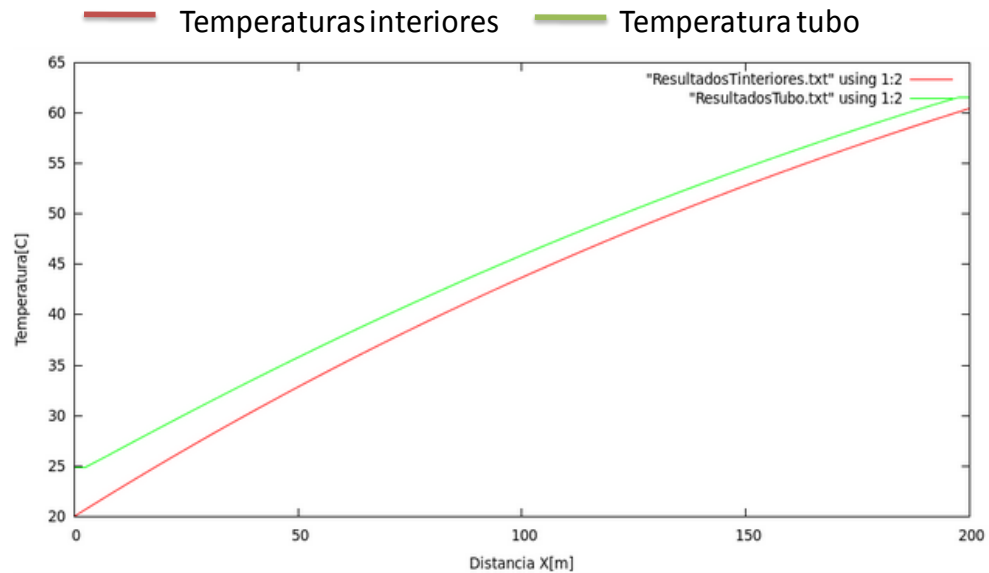
Fuente: Autores

Figura 99. Resultados numéricos Vs resultados analíticos.



Fuente: Autores

Figura 100. Temperatura del fluido y Temperatura de Pared Vs Longitud del tubo.



Fuente: Autores

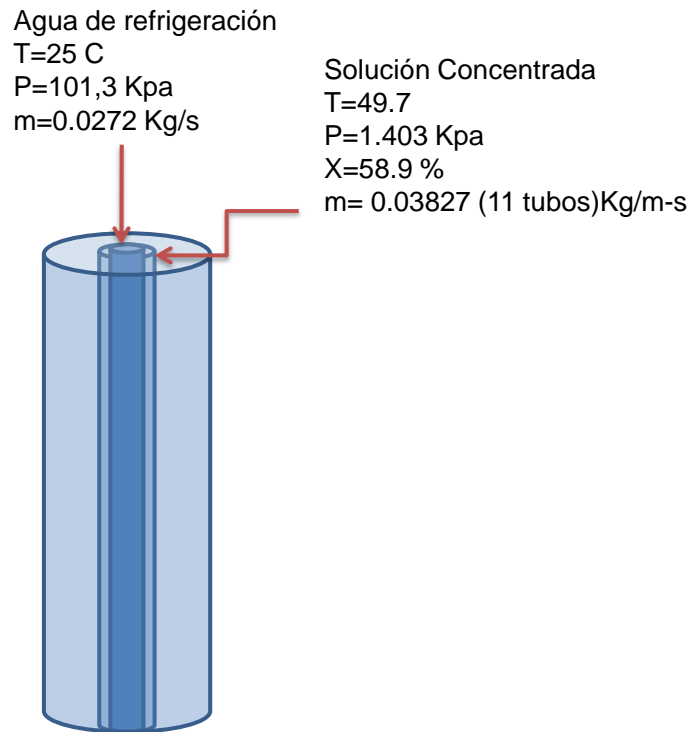
### **Discusión de los resultados:**

- En la figura 98, se observa como al aumentar el número de nodos usados para resolver el problema la solución se acerca cada vez a la que se espera. Para el primer caso, usando solo dos nodos, la línea roja une directamente las temperaturas de entrada y salida en el tubo. Por otro lado con 41 nodos se observa como la temperatura varía rápidamente desde 20 [°C] en la entrada hasta 90 [°C] donde se estabiliza.
- La figura 99 muestra la variación de la temperatura considerando propiedades constantes obtenidas a partir de la ecuación 165, en comparación con la gráfica para propiedades físicas variables obtenida por los autores, a pesar de que el cambio no es significativo se decidió trabajar con propiedades variables en aras de obtener resultados precisos y de mayor confiabilidad en la siguiente etapa de la simulación.
- Después de validar los resultados de las temperaturas interiores, se consideró el proceso de conducción en la superficie del tubo y convección externa, figura 100, como se observa los dos perfiles de temperatura siguen la misma tendencia pero como era de esperarse en el caso del absorbedor la temperatura del fluido es inferior a la de la superficie, y que la transferencia de temperaturas se da desde la solución hacia el agua de refrigeración.

### **Fusión del Código de la placa isotérmica con el del flujo en tuberías:**

Después de validar los dos códigos comprando los resultados que arrojan, en el caso de la placa con los presentados por Yang y B.D Wood y para el flujo en tuberías con la solución analítica, se procede a combinarlos para obtener la disposición de la figura 101, en la que se muestran las condiciones para las que se realiza el proceso.

Figura 101. Representación esquemática de la unión entre los dos códigos anteriores.

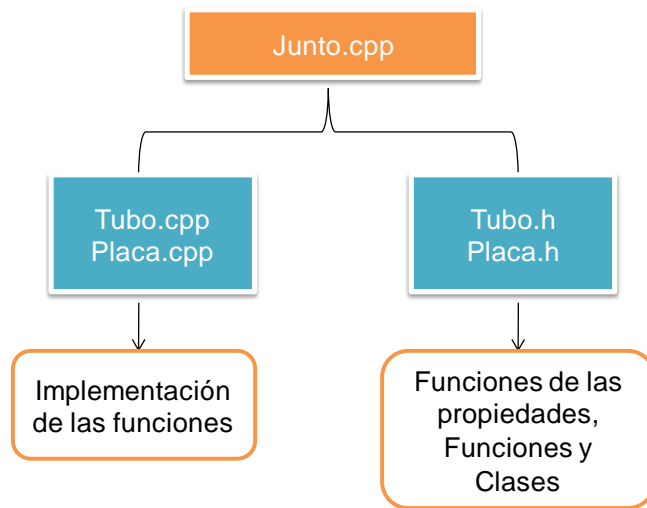


Fuente: Autores

**Estructura general del código:** Para la realización del código fue necesario acoplar las rutinas ilustradas en las figuras 78 y 96, para lo cual se creó una nueva estructura del programa a utilizar que se explica en la figura 103, en ella los dos archivos de cabecera<sup>23</sup> (archivos con extensión .h) contienen la declaración de las funciones como las propiedades termodinámicas necesarias y las funciones de cada uno de los programas, mientras los archivos con extensión .cpp controlan la ejecución de las funciones, adicional un archivo principal Junto.cpp contiene las sub-rutinas del código, esto se muestra la figura 102.

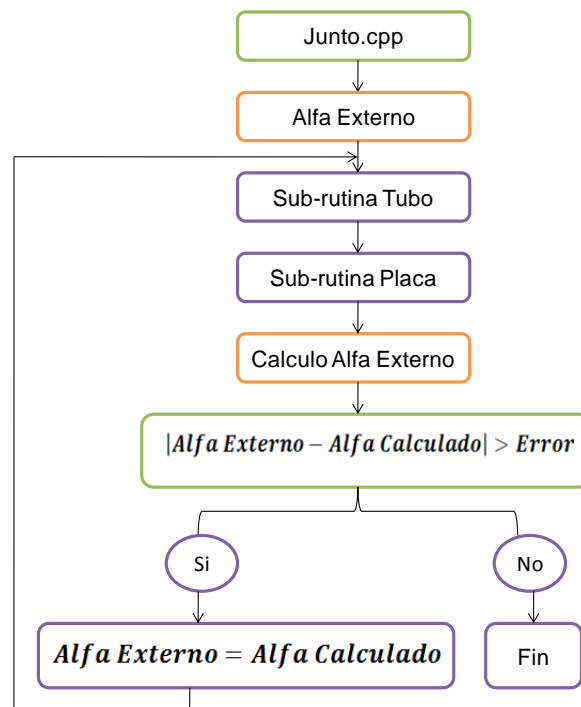
<sup>23</sup> Un archivo de cabecera normalmente contiene declaraciones de clases, subrutinas, variables u otros identificadores.

Figura 102. Sub-rutinas de cálculo para el código.



Fuente: Autores

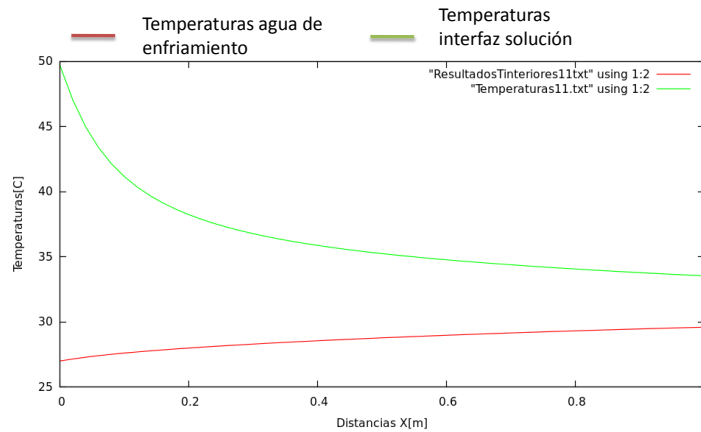
Figura 103. Estructura global del código combinado



Fuente: Autores

**Resultados obtenidos:** En la figura 104 se muestra la variación de las temperaturas del agua de enfriamiento y de la solución a lo largo de un tubo de un metro de longitud.

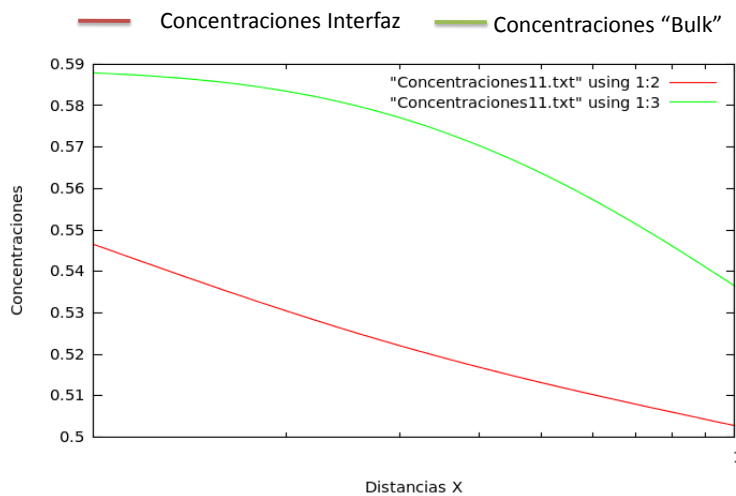
Figura 104. Temperatura del agua de enfriamiento y de la solución Vs Longitud de la placa.



Fuente: Autores

La figura 105 muestra la distribución de concentraciones que se obtiene a partir de considerar la variación de temperatura en el flujo de agua de enfriamiento.

Figura 105. Variación de la concentración a lo largo de los tubos.



Fuente: Autores

La variación que se muestra en la figura 105 corresponde a 11 tubos de 1 metro de longitud, en ella se observa que la concentración del bulk va desde 58.6%, este valor se tomó como parámetro de entrada, en el inicio de los tubos hasta 54% al final de los tubos, lo que confirma que estas son los parámetros geométricos necesarios en el absorbedor para que la solución presente el cambio necesario en cuanto a la concentración de bromuro de litio.

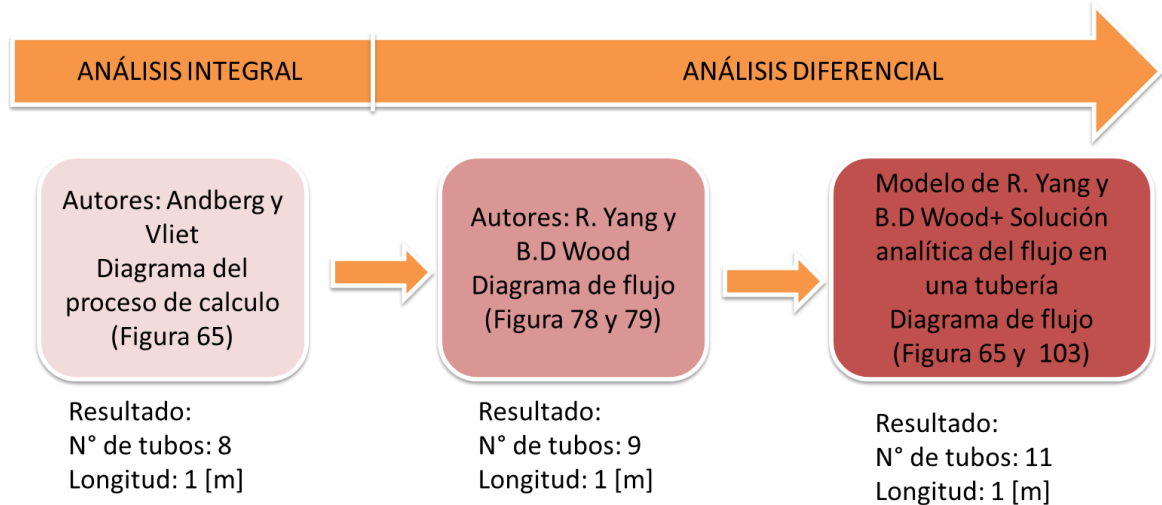
#### **Discusión de los resultados:**

- A partir de los resultados se ratifica la importancia de tener en cuenta para el análisis del absorbedor la variación de la temperatura del agua de enfriamiento, y no considerarlo como una pared isotérmica a la temperatura media.
- De la figura 105 se concluye que el número de tubos necesarios para el absorbedor será de 11, dado el perfil de concentraciones obtenido al tener en cuenta que la concentración a garantizar es la del “*Bulk*” de la solución
- **Decisión definitiva para el área de transferencia de calor en el absorbedor:** En la figura 106 se muestra un resumen de los métodos utilizados para el cálculo del área en el absorbedor y los resultados que se obtuvieron:

Después de pasar por diferentes niveles de aproximación en el cálculo del área necesaria en el absorbedor se llegó a la siguiente conclusión:

- Número de Tubos necesarios: 11
- Longitud de los Tubos: 1 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½”
- Material de los tubos: Cobre

Figura 106. Resumen de los resultados obtenidos para el área de transferencia en el absorbedor en cada fase del modelamiento.



Fuente: Autores

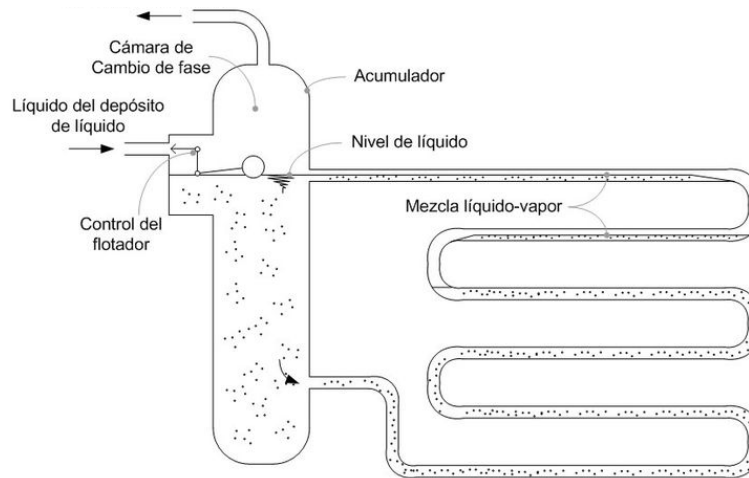
Es importante resaltar como aumentó el número de tubos necesarios al incrementar la precisión en el cálculo, ya que cuando se hace esto se tienen en cuenta muchos aspectos del flujo que con los modelos más simples son despreciados.

#### 6.4 DISEÑO TÉRMICO DEL GENERADOR

El proceso en el generador tiene como objetivo principal la separación del vapor de refrigerante de la solución de bromuro litio para que sea utilizado nuevamente en el ciclo de refrigeración, este es separado de la solución de bromuro de litio mediante la adicción de energía externa en forma de calor, el vapor obtenido viaja al condensador mientras la solución concentrada se dirige al intercambiador de solución para posteriormente retornar al absorbedor. La diferencia de presión de trabajo entre el absorbedor y el generador genera la necesidad de una válvula de expansión.

### 6.4.1 Selección del tipo de generador a utilizar

Figura 107. Generador Inundado



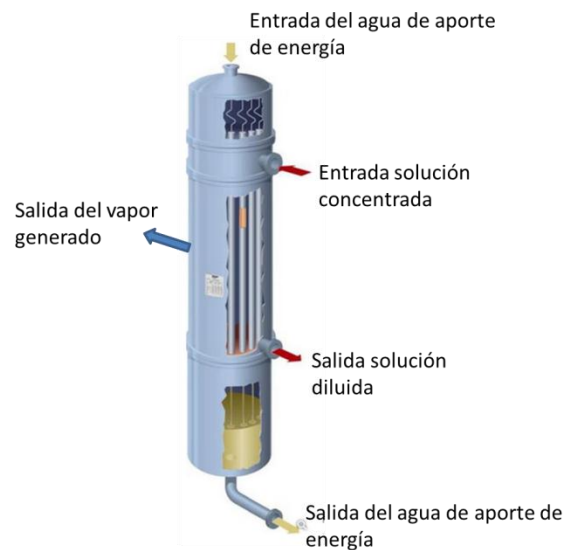
Fuente: [Citado en Marzo 2013] Disponible en internet: [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Esquema\\_evaporador\\_inundado\\_1.jpg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Esquema_evaporador_inundado_1.jpg)

En cuanto al generador, debido a la similitud en el objetivo de los dos equipos, los tipos de intercambiadores que se pueden tener son similares a los que se mostraron en la sección del diseño térmico del evaporador.

Los generadores inundados usualmente son usados en aplicaciones en las cuales el aporte de energía externo es de baja calidad, pero la principal desventaja de los generadores sumergidos se encuentra en el bajo coeficiente de transferencia de calor que pueden llegar a tener, lo que ocasiona un gran tamaño para el intercambiador lo que causa un elevado consumo de material para su elaboración. La alta columna de solución que se alberga en los generadores sumergidos hace que se presenten problemas con la diferencia de la temperatura de ebullición entre la parte más profunda de la columna y la superficie es decir, la diferencia en la temperatura de ebullición entre la superficie y el fondo es de 30 [°C] cuando la

presión de operación es de 8 [Kpa] y la altura de la columna de solución es de 1 [m] este problema puede ser considerado un efecto negativo para la eficiencia del generador. La utilización de generadores tipo falling film se convierte en una solución al problema descrito ya que en estos intercambiadores no se tiene una columna de líquido, además presentan un excelente rendimiento, buenos coeficientes de transferencia de calor y masa lo cual promueve la eficiencia del proceso de refrigeración.

Figura 108. Generador tipo falling film



Fuente: <https://www.sulzer.com/es/Products-and-Services/Separation-Technology/Crystallization/Falling-Film-Crystallization>

A partir de las ventajas y desventajas expuestas para los generadores inundados y los Falling Film se decidió utilizar uno de estos últimos en el sistema de refrigeración.

**6.4.2 Proceso de transferencia de calor y masa en el generador:** En un generador del tipo Falling Film se presenta una transferencia simultánea de calor y masa, se transfiere calor a la solución por medio del intercambio de energía con el fluido calor-portador y se transfiere masa de la fase líquida a la interfaz, la fuente de calor necesaria se obtiene de una energía calórica residual.

La solución de bromuro de litio- agua fluye en la parte exterior del tubo vertical, mientras el fluido calo-portador fluye por el interior del tubo, con la entrada de energía térmica al sistema, un porcentaje del agua de la solución pasa a fase vapor, aumentando así la concentración del bromuro de litio en el agua, la variación en la concentración de la solución se lleva hasta ciertos valores que eviten la cristalización del bromuro de litio en la periferia del tubo.

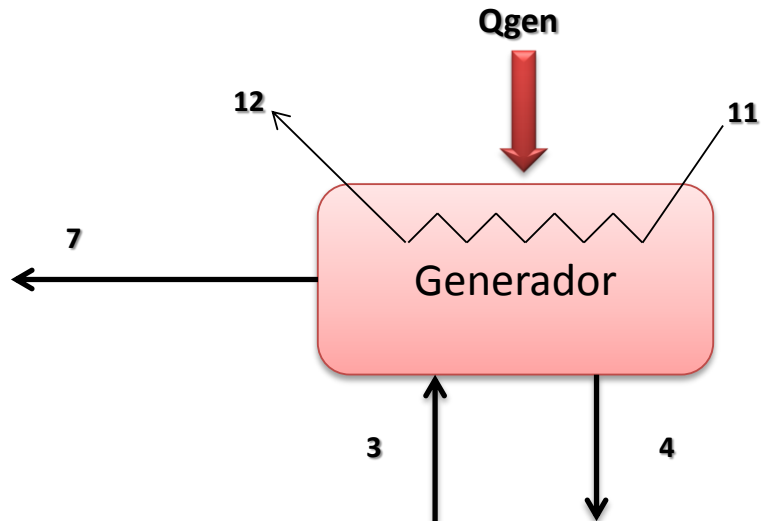
El vapor generador es idealmente vapor de refrigerante, pero experimentalmente se ha demostrado que existe una pequeña porción de sal que puede ser arrastrada en el proceso de generación.

**6.4.3 Diseño Térmico del generador:** Si se analiza detenidamente, se llega a la conclusión que el proceso que ocurre en el generador es el inverso al que sucede en el absorbedor, es decir, en el absorbedor el vapor es absorbido por la solución concentrada de bromuro de litio mientras esta es enfriada gracias al agua que fluye en los tubos, por otro lado en el generador el vapor es separado de la solución mediante la adición de calor a través de agua caliente que fluye por los tubos.

A partir de este análisis se ve que el programa desarrollo para modelar el absorbedor también puede ser usado para modelar el proceso en el generador variando los parámetros de entrada.

**Especificación de parámetros:** En la figura 108 se muestra una representación esquemática del proceso en el generador y en la tabla 19 se observan las especificaciones obtenidas del estado termodinámico desarrollado en el capítulo 4.

Figura 109. Representación esquematiza del generador.



Fuente: Autores

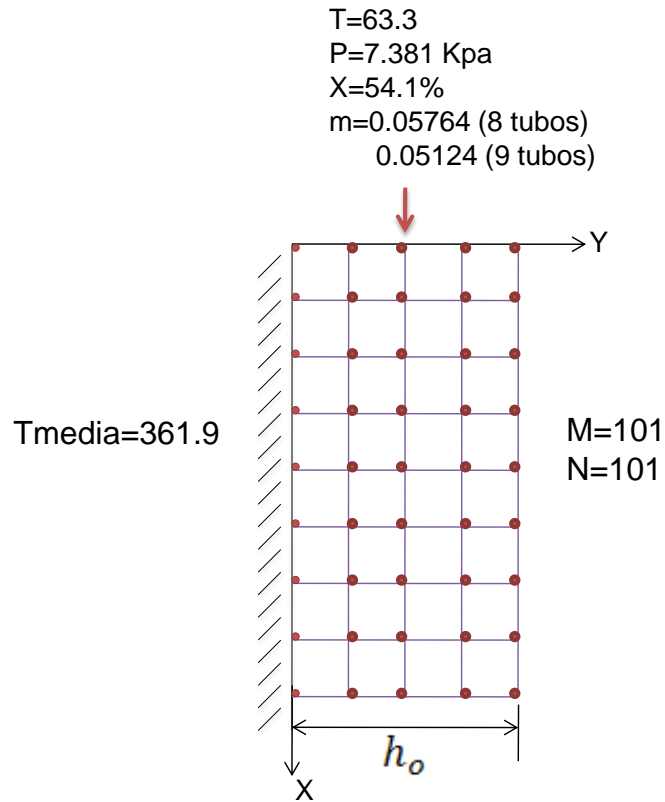
Tabla 19. Estados termodinámicos en el generador

Puntos	Flujo másico [Kg/s]	Presión [Kpa]	Temperatura [C]	Calidad [% BrLi]
3	0.0184	7.381	63.3	54.1
4	0.0169	7.381	81.7	58.9
7	0.0015	7.381	71.7	
11	0.5		87.8	
12	0.5		90	

Fuente: Autores

Finalmente en la figura 109 se puede ver la disposición de la información necesaria, en la forma en la que es dispuesta en el programa.

Figura 110. Parámetros de entrada para el generador



Fuente: Autores.

Un modelo práctico para la generación de vapor en una película laminar de solución de bromuro de litio y agua fue descrito por Chengming Shi y Yang Wang. Este modelo ha mostrado concordar con los resultados experimentales, por lo que se seleccionó para la estimación como primera aproximación para el cálculo del área necesaria en el generador de la máquina de refrigeración.

**6.4.3.1 Modelo desarrollado por Chengming Shi y Yang Wang:** El modelo parte de las mismas asunciones y discretización geométrica necesarias para el diseño

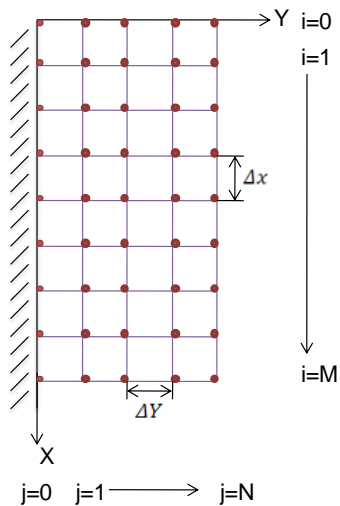
térmico del absorbedor. La solución desciende por una pared plana a través de la cual intercambia calor con el agua caliente que fluye por los tubos, Figura 110, gracias a esto el vapor se separa permitiendo que la solución se concentre y el proceso en el ciclo de absorción continúe.

Las consideraciones que se tuvieron en cuenta para el desarrollo del modelo se muestran a continuación:

- El flujo de la película es estable y laminar, despreciando los efectos ondulatorios
- La solución de bromuro de litio-agua pertenece a los fluidos Newtonianos y las propiedades físicas permanecen constantes a lo largo de la simulación.
- La solución y el vapor se encuentran en equilibrio, permitiendo la generación de vapor únicamente en la interfaz sin los efectos de la ebullición nucleada

**6.4.3.2 Especificaciones para el modelo:** La figura 111 muestra la discretización geométrica del problema a desarrollar.

Figura 111. Discretización geométrica Placa isotérmica



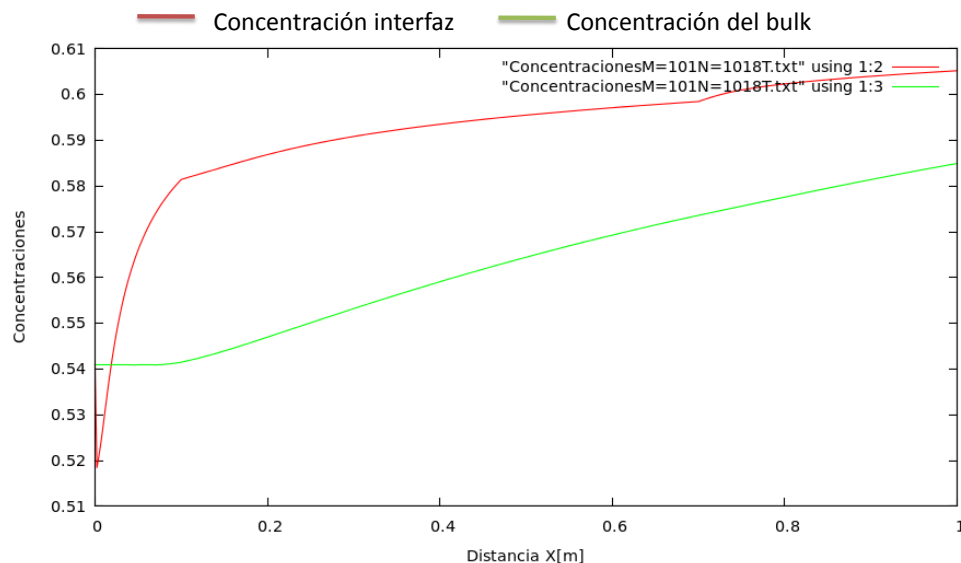
Fuente: Autores

Las temperaturas y las concentraciones en el modelo del generador se obtienen con las ecuaciones 151 y 153 cuyo desarrollo se mostró en la sección del absorbedor.

### Resultados obtenidos.

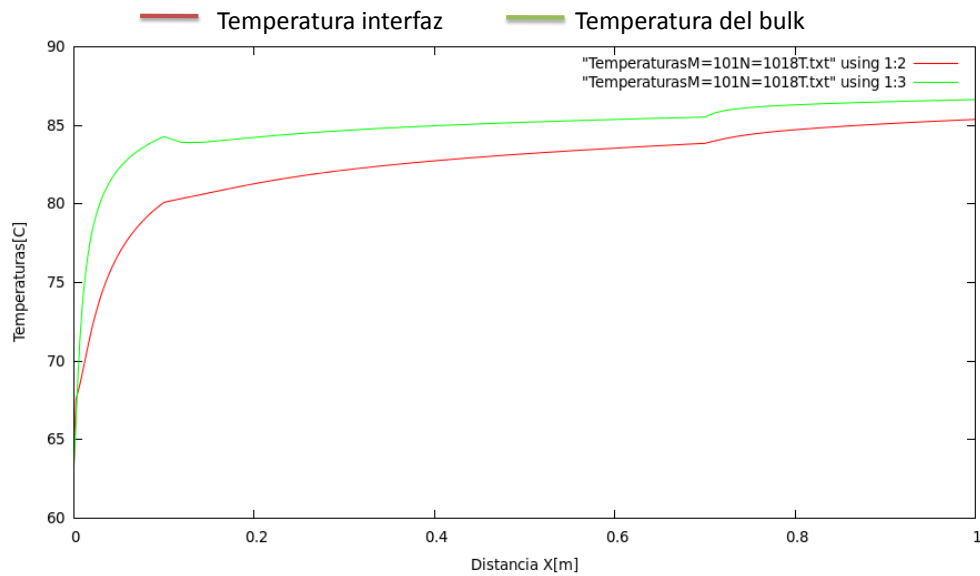
- Las figuras 112 y 113 muestran los perfiles de concentración y temperatura de la interfaz y el bulk de la solución versus X.
- Las figuras 114 y 115 muestran los perfiles de temperatura y concentración respectivamente para valores de 0.04, 0.2, 0.7 y 1 en la dirección X versus el factor  $Y/h_0$ , donde  $h_0$  es el espesor de la película. Se observa que la tendencia de estas dos gráficas coincide con la mostrada por los autores, Anexo K, a partir de esto se validan los resultados arrojados por el código.

Figura 112. Perfil de concentración en el generador



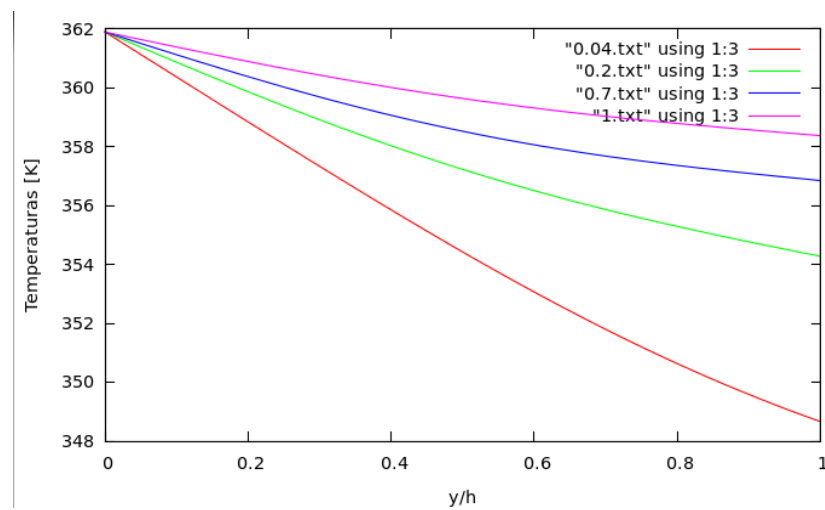
Fuente: Autores

Figura 113. Perfil de temperaturas en el generador



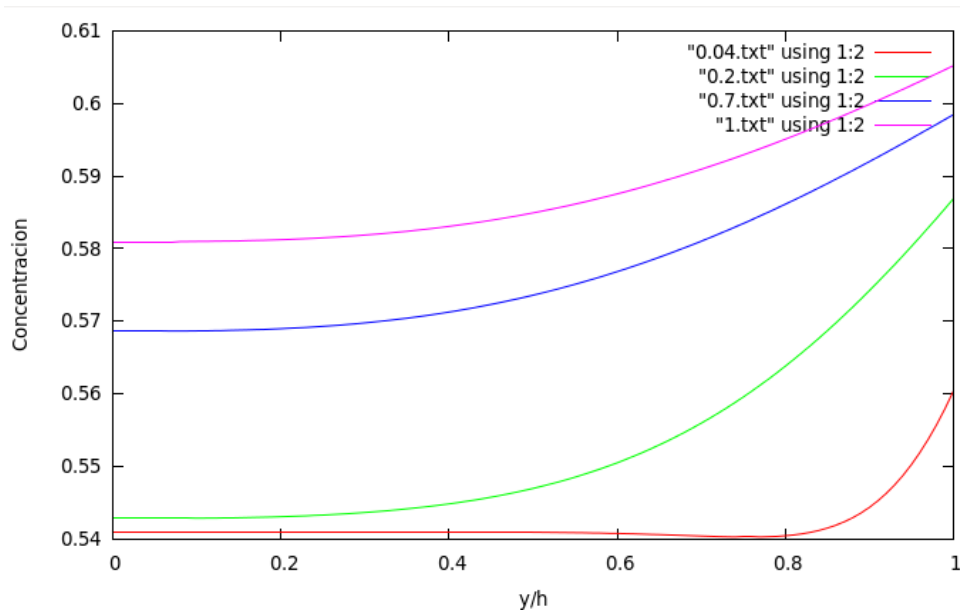
Fuente: Autores

Figura 114. Perfil de temperaturas en el generador



Fuente: Autores

Figura 115. Perfil de concentración en el generador



Fuente. Autores

### Análisis de resultados

- De la figura 112 se concluye que 8 tubos permiten obtener las concentraciones deseadas, pues como se dijo anteriormente se debe garantizar la concentración del “Bulk”. En este caso dicha concentración varía entre 0.54 a la entrada del generador y 0.585 a la salida del mismo.
- La figura 113 muestra el perfil de temperaturas para diferentes valores de X demostrando lo que se esperaba según las condiciones de frontera planteadas, como se ve en la figura la temperatura en  $X = 0$  es igual a la temperatura de entrada del generador.
- Al comparar las gráficas obtenidas con la referencia se demuestra que la condición de frontera en la pared, afecta el desarrollo de los perfiles de concentración y temperatura es decir la referencia usa una condición de

frontera para la pared tipo Newman<sup>24</sup>, y en el proyecto se usó una condición de frontera tipo Dirichlet<sup>25</sup>, la diferencia en las condiciones de frontera se evidencia al comparar los resultados.

- En las figuras 112 y 113, en los puntos cercanos a  $X=0.2$ , y  $X=0.7$  se evidencia la densificación de la malla utilizada debido a las irregularidades que se presentan en la curva.

Luego del análisis realizado para el generador se obtuvieron los siguientes resultados en cuanto al área de transferencia de calor y masa necesaria en este equipo:

- Número de Tubos necesarios: 8
- Longitud de los Tubos: 1 [m]
- Diámetro nominal de los tubos: ½"
- Material de los tubos: Cobre

## **6.5 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LA FUENTE DE ENERGÍA PARA EL GENERADOR: COLECTOR SOLAR**

A la hora de elegir una fuente de energía calorífica para un sistema de refrigeración por absorción existen múltiples opciones. Una máquina de absorción de simple efecto necesita en el generador, agua a aproximadamente 90 [°C], aunque este valor cambia de acuerdo a las condiciones de trabajo del sistema, para conseguir este nivel de temperaturas se puede ir desde utilizar un sistema de llama directa (quemar combustible para calentar el fluido de trabajo) hasta el uso

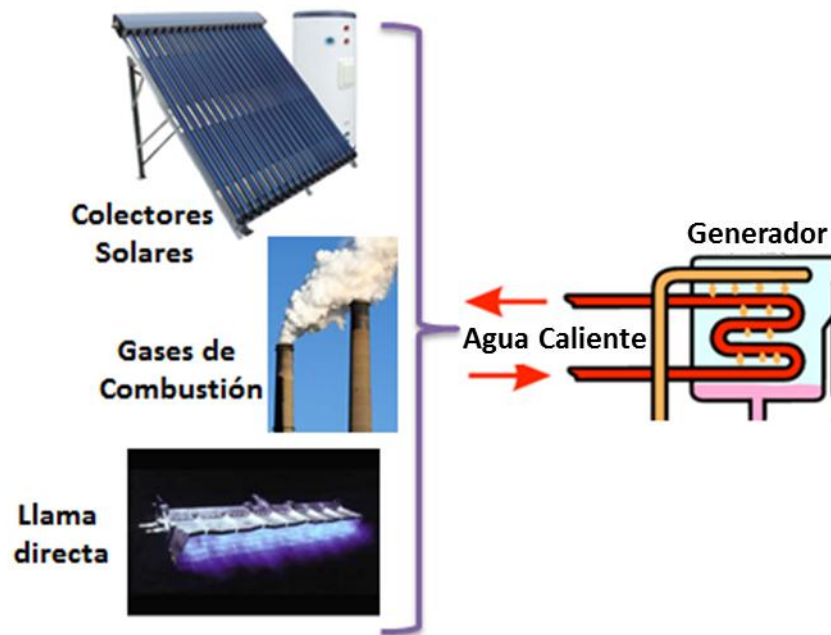
---

<sup>24</sup> Flujo de calor dado en la frontera.

<sup>25</sup> Variable conocida en la frontera, en este caso la temperatura.

de colectores solares térmicos, pasando por el uso de gases producto de una combustión o hacer uso de la trigeneración<sup>26</sup>.

Figura 116. Posibles fuentes de energía en una máquina de refrigeración por absorción



Fuente. <http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-simple-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua> [Modificada por los autores]

En este proyecto se utilizará el concepto de frío solar<sup>27</sup>, ya que a partir de la energía captada por un campo de colectores solares se alimentará el generador para activar la máquina de refrigeración. El objetivo con esto es hacer funcionar la máquina de refrigeración a partir de una energía gratuita y renovable como lo es la que provee el sol.

<sup>26</sup> Procedimiento similar a la cogeneración en el que se consigue frío, además de energía eléctrica y calor, todo a partir de un mismo combustible o una misma fuente de energía primaria.

<sup>27</sup> El término Frío solar se refiere a sistemas que usan la energía solar para la refrigeración de ambientes.

**6.5.1 Colectores Solares:** Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía solar radiante en calor, generalmente usado para aumentar la temperatura de un fluido, aunque estos difieren en muchos aspectos con un intercambiador de calor convencional, por ejemplo, en este último por lo general el intercambio de calor se produce entre dos fluidos, poseen altas tasas de transferencia de calor y además la radiación no juega un papel importante en su diseño. Por otro lado, en un colector solar la transferencia de energía se da desde una fuente de radiación a distancia (sol) hacia el fluido, el flujo de radiación incidente es, en sus mejores épocas,  $1100 [W/m^2]$  (sin concentración óptica), pero este es variable. El rango de longitud de onda va desde 0.3 a 3 [um], por tanto el análisis de colectores solares presenta problemas únicos de flujos de energía bajos y variables y una importancia relativamente alta de la radiación.

**6.5.2 Clasificación de los Colectores Solares:** Los colectores solares son clasificados principalmente en función de la tecnología usada para la transformación de la energía solar en energía térmica. De esta forma se pueden distinguir tres tipos principales de colectores solares usados comúnmente:

- Colectores solares de placa plana.
- Colectores solares de concentración parabólicos.
- Colectores solares de tubos al vacío.

**6.5.2.1 Colector solar de placa plana:** Dentro de los diversos tipos de colectores solares, los colectores planos son los más comunes. Estos pueden ser diseñados y utilizados en aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas. En ellos, se utiliza tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren movimiento continuo para seguir al sol, prácticamente no requieren mantenimiento y son mecánicamente más simples de construir.

En general un colector de placa plana actúa como un receptor que recoge la energía procedente del Sol y calienta una placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido. Usualmente, estos colectores poseen una cubierta transparente de vidrio o plástico que aprovecha el efecto invernadero, formado por una serie de tubos de cobre, los cuales expuestos al sol absorben la radiación solar y se la transmiten al fluido que atraviesa su interior. Su aplicación es la producción de agua caliente sanitaria, climatización de piscinas y calefacción.

Figura 117. Colector Solar de Placa Plana



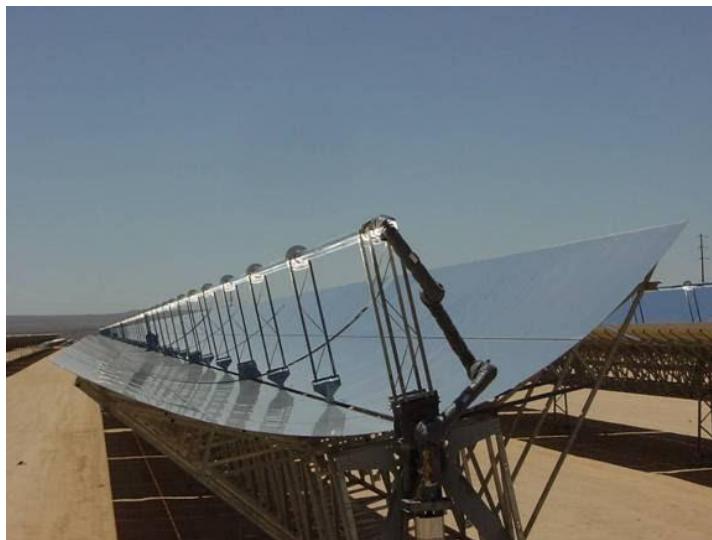
Fuente. [Citado en: 7 Julio 2013], Disponible en internet: <http://juliapere.blogspot.com/>

**6.5.2.2 Colectores de Concentración Parabólicos:** Existen muchas aplicaciones, sobre todo a nivel industrial, donde se necesita que la energía sea liberada a altas temperaturas, como ya se mencionó esto no se puede lograr con los colectores planos debido a las características propias de este tipo de colectores y además a que la radiación solar es una energía de baja intensidad. En consecuencia para obtener temperaturas elevadas (Por encima de los 100 [°C]) se hace necesario incrementar la intensidad de la energía solar, esto se

puede lograr ya sea disminuyendo el área por donde ocurren las pérdidas de calor e interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación (sol) y la superficie absorbedora, esto es precisamente lo que se hacen los colectores concentradores, de esta manera en la superficie absorbedora se pueden tener densidades de energía que van desde 1.5 hasta varios miles de veces la radiación solar que llega al sistema óptico.

Aunque con este tipo de colectores se pueden obtener altas temperaturas de operación, presentan varios problemas técnicos desde el punto de vista ingenieril, deben orientarse continuamente al sol de manera precisa ya que solo utilizan la radiación solar directa, por otra parte el acabado de las superficies que constituyen el sistema óptico no solo debe ser de buena calidad, sino que debe mantener sus propiedades por largos períodos de tiempo sin ser deteriorados por el polvo, la lluvia u otras condiciones medioambientales.

Figura 118. Colector solar de concentración parabólico



Fuente:[citado en 3 de julio 2013]. Disponible en internet: <http://www.renovablesverdes.com/nuevo-colector-solar-termico-aumenta-la-eficiencia-un-25/>

**6.5.2.3 Colector de Tubos de Vacío:** La idea de evacuar el espacio entre la superficie transparente y la placa absorbente es muy atractiva ya que logra reducir las pérdidas de calor por convección y conducción. Además, con la implementación de una superficie selectiva la pérdida por radiación podría también ser reducida, produciendo el colector solar ideal.

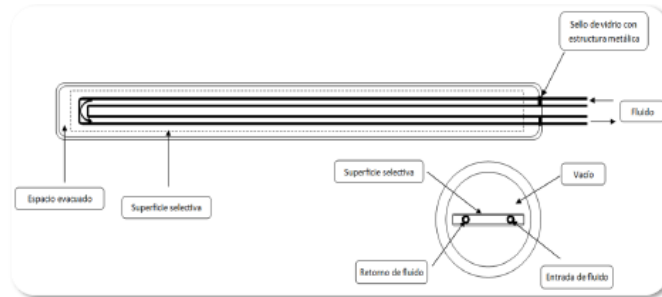
Algunas de las ventajas ofrecidas por estos nuevos sistemas de captación solar son:

- Mínimas pérdidas por transmisión de calor por convección y conducción.
- Su forma cilíndrica aprovecha mejor la radiación a lo largo del día, a primera y última hora.
- Absorbe más cantidad de radiación difusa.
- Ofrece una línea mucho más estética.

Los colectores solares de tubos de vacío presentan se clasifican en función del tipo de tubos de vacío implementados.

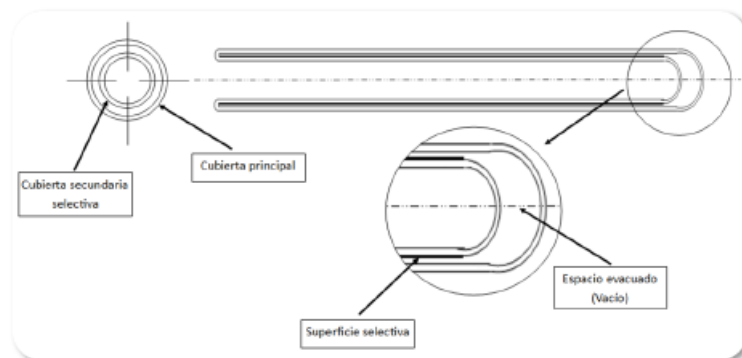
- **Tubos de vacío de cubierta simple:** conocido como Corning Collector en este tipo de tubos de vacío se usa un tubo de vidrio simple en cuyo interior se aloja un tubo en forma de U soldado con un aleta longitudinal tratada con una película absorbente, los extremos del tubo de vidrio son sellados y el vacío se desarrolla en la sección libre entre el tubo de vidrio y el tubo en U.
- **Tubo de vacío de cubierta doble:** Este tipo de tubos de vacío se conoce con el nombre de Owen Illinois, consiste en dos tubos concéntricos de vidrio cuyos extremos han sido sellados y en la sección anular presente entre los tubos se crea vacío. La superficie exterior del tubo interno de vidrio es tratada con una película absorbente encargada de retener la radiación solar.

Figura 119. Colector solar evacuado Corning.



Fuente: JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

Figura 120. Colector solar evacuado Owen Illinois.



Fuente: JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

Es posible obtener la energía absorbida por los tubos de vacío de cubierta doble mediante la implementación de contacto directo del tubo de vacío con el fluido calo-portador o mediante la introducción de un elemento intermedio para el

desarrollo de la transferencia de calor desde el tubo de vacío hacia el fluido de trabajo, de esta forma se tiene:

- **Colector de tubos al vacío de contacto directo:** En este tipo de colector (ETC) el fluido de trabajo entra en contacto directo con la superficie captadora, presentado mayor eficiencia en la transferencia de calor. El fluido se mueve a través de los tubos debido al cambio de densidad que presenta a medida que se calienta.

Figura 121. Colector solar de tubos de vacío de flujo natural.

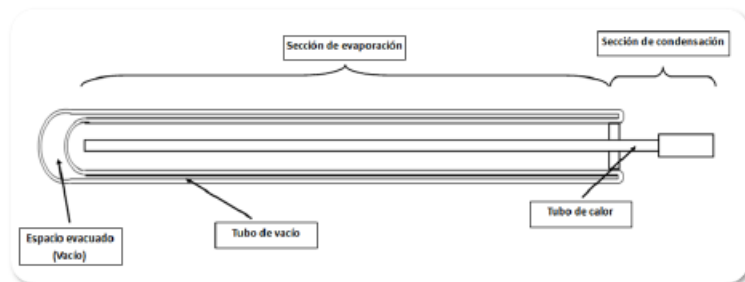


Fuente: JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

- **Colector de tubos al vacío de contacto indirecto:** En este tipo de colector solar de tubos al vacío la transferencia del calor desde la superficie absorbente hacia el fluido calo-portador se realiza mediante la implementación de un elemento intermedio, de esta forma el fluido no estará en contacto directo con el tubo de vacío. En este caso los métodos de transferencia de calor pueden ser con tubos de calor o tubos conductores de fluido.

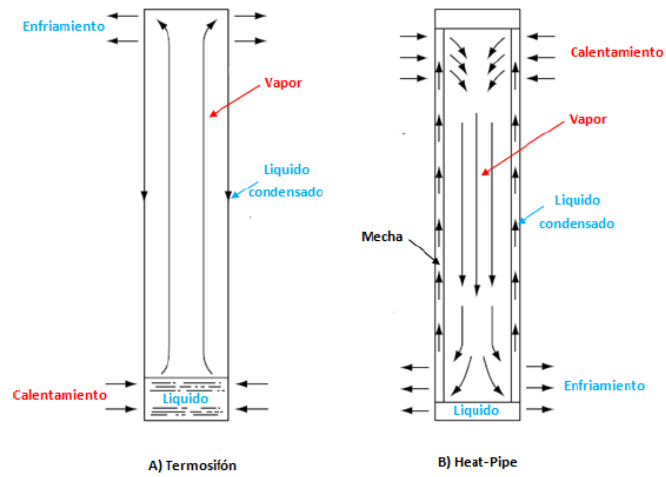
- Colectores de tubos de vacío con tubos de calor (Heat pipe).** Este mecanismo consiste en un tubo cerrado en el cual se introduce un fluido de propiedades específicas. Cuando el sol incide sobre el tubo de vacío, el fluido se evapora, ganando calor (calor latente). Como gas asciende sobre el líquido hasta lo alto del tubo donde se sitúa el foco frío, allí se licua (condensa) y cede su calor latente al fluido de trabajo. Este proceso se repite mientras dure la radiación del Sol o hasta que el colector ha alcanzado una temperatura muy alta. Dentro de esta tecnología se distinguen dos métodos, el primero reconocido como termosifones en los cuales el líquido condensado en el extremo frío del tubo de calor regresa al extremo caliente del mismo por la acción de la gravedad, por lo tanto su efecto se establece en una posición específica (Foco frío en la parte superior y foco caliente en la posición inferior). El segundo, conocido como “heat pipe” en el cual la acción de regresar el fluido del extremo frío al caliente se implementa mediante un proceso de capilaridad introduciendo en el tubo de calor una mecha (Material poroso). En contraste con los termosifones los “heat pipe” pueden operar en cualquier posición. De igual forma, estas dos tecnologías son consideradas superconductores térmicos por lo eficaz de su funcionamiento.

Figura 122. Funcionamiento y estructura de un tubo de vacío con tubo de calor



**Fuente:** JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío.

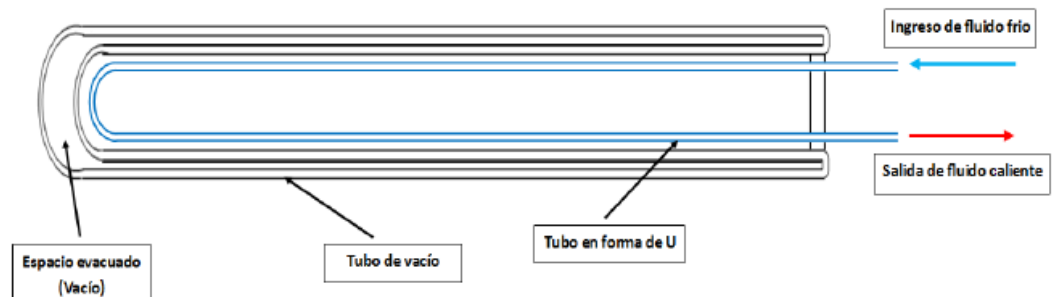
Figura 123. Diferencia entre un termosifón y un tubo de calor



Fuente: JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío.

- **Colectores de tubos de vacío con tubo conductor de fluido:** En este tipo de colectores de tubos de vacío el calor captado se obtiene mediante el ingreso del fluido calo-portador en el tubo interior de vidrio mediante la introducción de tubos en forma de U o tubos coaxiales que transfieren el calor al fluido en tránsito.

Figura 124. Colector de tubos de vacío con tubo conductor de fluido.

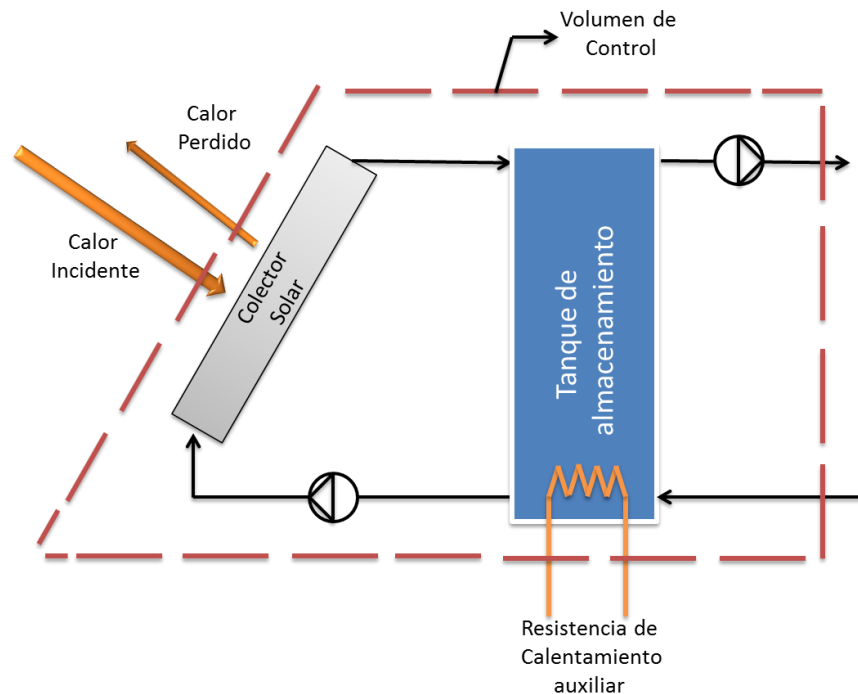


Fuente: JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío.

**6.5.3 Selección del tipo de colector solar a utilizar en la máquina de refrigeración:** Como fuente de energía para el sistema de refrigeración se considerarán dos tipos de colectores solares, de placa plana y de tubos de vacío, para evaluar el comportamiento de cada uno de ellos en una situación de consumo, es decir, en la cual la máquina de refrigeración está funcionando, se estimará teóricamente, gracias a un código en Matlab, la evolución de la temperatura del agua en el colector a lo largo de un día para unas condiciones de radiación solar determinadas.

En primer lugar, esto es independiente del tipo de colector utilizado, se hace un balance global de energía para el sistema de captación, en él se identificarán tanto las entradas como las pérdidas de energía que sufre el volumen de control mostrado en la figura 125.

Figura 125. Análisis global para un colector solar



Fuente: Autores

Haciendo un balance de energía en el sistema se tiene:

$$Q_{incidente} + \dot{m}_{consumo} * C_p * T_{retorno} + Q_{resistencia-auxiliar} = Q_{perdido} + \dot{m}_{consumo} * C_p * T_{consumo} + m_{sistema} * C_v * \frac{\Delta T}{\Delta t} \quad [166]$$

Donde se tiene:

$$Q_{incidente} - Q_{perdido} = Q_{\acute{u}til} \quad [167]$$

$$\Delta T = T^{i+1} - T^i \quad [168]$$

Ordenando la ecuación anterior se llega a la siguiente expresión:

$$T^{i+1} = [Q_{\acute{u}til} + \dot{m}_{consumo} * C_p * (T_{retorno} - T_{consumo})] * \left( \frac{\Delta t}{m_{sistema} * C_v} \right) + T^i \quad [169]$$

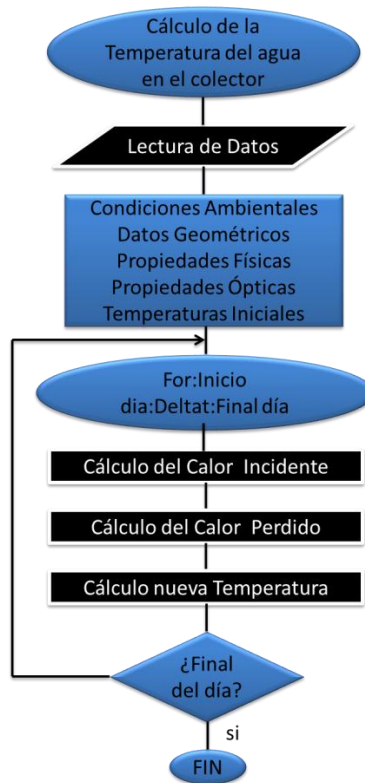
El código que se hizo en Matlab para cada tipo de colector, se diferencia solamente en el cálculo del calor que efectivamente de transfiere al agua (calor útil), en cuanto a las demás variables que intervienen en la 169 se tiene:

$\dot{m}_{consumo} = 0,5 [Kg/s]$	Tomado del modelo termodinamico del ciclo de absorción.
$T_{retorno} = 87 [^{\circ}C]$	Tomado del modelo termodinámico del ciclo de absorción.
$T_{consumo} = 90 [^{\circ}C]$	Tomado del modelo termodinámico del ciclo de absorción.
$m_{sistema} = 40 [l]$	Se estableció de acuerdo a los requerimientos de agua caliente.
$\Delta t$	El delta de tiempo depende de la frecuencia de mediación de los datos de radiación.

En términos generales la estructura de los programas se muestra en la figura 126.

Ahora se estudiará en detalle cada colector, para esto se plantea un modelo de transferencia de calor con el fin de determinar los coeficientes de transferencia de calor presentes en el sistema y a su vez con ellos determinar el calor perdido y el calor útil en cada caso.

Figura 126. Diagrama de flujo para el análisis teórico de los colectores solares



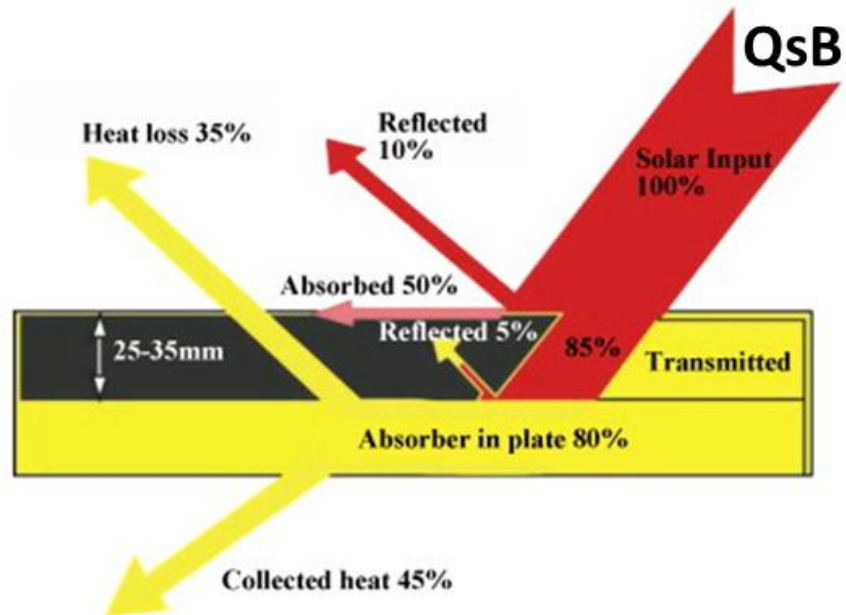
**Fuente:** Autores

**6.5.3.1 Análisis colector solar de placa plana:** En estado estable el desempeño de un colector solar de placa plana se describe mediante un balance de energía que indica que parte de la radiación solar incidente se convierte en energía útil y por otro lado que porcentaje pasa a ser pérdidas térmicas u ópticas.

De la radiación incidente sobre un colector una parte se refleja a la atmósfera, otra es absorbida por el vidrio y la remanente es transmitida a la placa absorbadora, como se observa en la figura 127. De esta forma el porcentaje de la irradiancia que es transmitida por la placa transparente y el porcentaje de irradiancia que es absorbida, se indica mediante el factor de conversión, el cual representa el producto de la tasa de transmisión del vidrio y la absorción de la placa:

$$Q_{i\alpha} = Q_{s\beta} * \tau\alpha * A \quad [170]$$

Figura 127. Análisis de la radiación incidente sobre una placa absorbente.



**Fuente:** Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe.

Sin embargo a medida que el colector absorbe calor, la temperatura de la placa absorbidora aumenta más que en los alrededores, por lo tanto cierta cantidad de calor es transmitido a la atmósfera por efectos de radiación y convección, para lo cual se define una tasa de calor perdido como:

$$Q_o = U_l * A * (T_c - T_a) \quad [171]$$

Con  $U_l$  representando al coeficiente global de pérdida,  $T_c$  la temperatura media del colector y  $T_a$  la temperatura del ambiente.

De esta forma el calor útil extraído por el colector, es proporcional a la cantidad de calor absorbido por la placa menos la cantidad de calor perdido con los alrededores.

$$Q_u = Q_{i\alpha} - Q_o = Q_{s\beta} * \tau\alpha * A - U_l * A * (T_c - T_a)$$

Por otro lado se puede expresar este calor útil en función del fluido que retiene el calor o lo almacena.

$$Q_u = m * Cp * (T_o - T_i) \quad [172]$$

Teniendo  $T_o$  como la temperatura de salida del fluido,  $T_i$  la temperatura de entrada,  $m$  como el flujo másico y  $Cp$  el Calor específico del fluido a la temperatura media entre la entrada y la salida.

Sin embargo para determinar el calor se presenta cierta dificultad de establecer la temperatura media del colector, para lo cual se recurre a definir un factor que relaciona la energía útil en la superficie absorbente en función de la temperatura de entrada del fluido en el colector, este factor se conoce como el factor de remoción de calor.

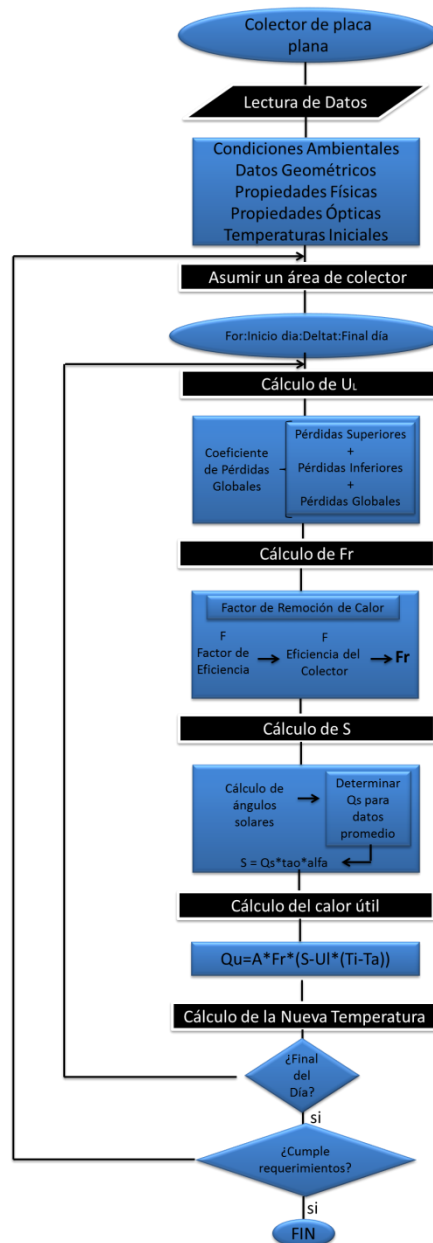
$$F_r = \frac{m * Cp * (T_o - T_i)}{A * [\tau\alpha - U_l * (T_i - T_a)]} \quad [173]$$

Así, cuando todo el colector se encuentra a la temperatura de entrada del fluido se alcanza la máxima ganancia de calor, por lo tanto la energía útil del sistema puede ser determinada como:

$$Q_u = A_c * F_r * [Q_{s\beta} * \tau\alpha - U_l * (T_i - T_a)] \quad [174]$$

El análisis del colector solar de placa plana se hace en base a la anterior ecuación, su objetivo es determinar el área necesaria para en un tiempo prudente ser capaces de calentar el agua hasta 90 [°C] y además que en el momento que empiece el consumo el sistema pueda responder ante los requerimientos.

Figura 128. Estructura del Código en Matlab para el colector solar de placa plana

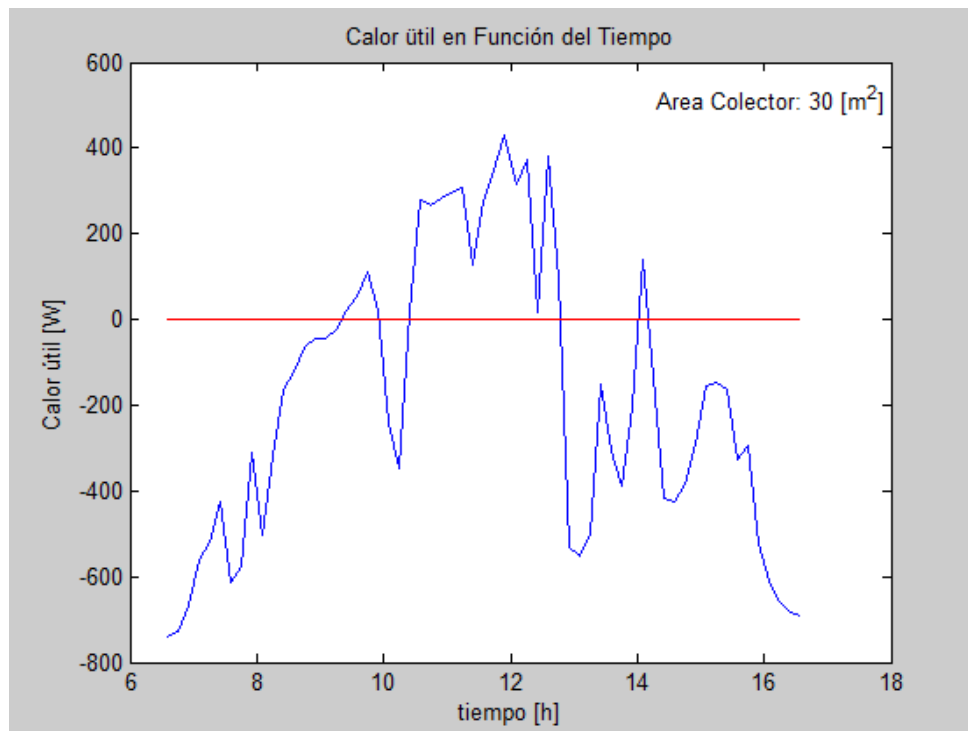


Fuente: Autores

### Resultados Obtenidos para el colector de placa plana:

Se observa a partir de los resultados del programa que el colector no es capaz de cumplir con los requerimientos del sistema, esto muy probablemente se debe a que como se mencionó anteriormente este tipo de colectores son usados en aplicaciones de baja temperatura, y el agua que entra al generador debe estar a 90 [°C], claramente un nivel de temperatura bastante elevado.

Figura 129. Comportamiento del calor útil obtenido en el Colector solar de placa plana.



Fuente: Autores

En la figura 129 se muestra el calor útil obtenido con respecto a la hora del día, para datos de radiación solar medidos el 21 de agosto de 2012 y una área de colector de 30 [m²]. Aunque se muestran los resultados para estas condiciones específicas, la tendencia al variar estas características se mantiene.

La línea roja en la figura anterior, trazada en cero, indica que la cantidad de calor que efectivamente llegó al fluido en ese momento es nula. Como se observa buena parte del día el calor útil es negativo, al ser este la diferencia entre el calor incidente y el calor perdido, se llega a la conclusión que las pérdidas en el colector de placa plana tanto por convección como por radiación son bastante elevadas. Debido a esto se concluye que un colector de este tipo es incapaz de cumplir con los requerimientos de temperatura tan elevadas impuestos por el sistema de refrigeración.

**6.5.3.2 Análisis colector solar de tubos de vacío de flujo termosifónico:** Como una opción alternativa al colector de placa plana, se plantea el uso de colectores solares termosifónicos. En él, el elemento que absorbe la energía solar se encuentra aislado del exterior mediante una cámara de vacío para limitar las pérdidas energéticas. Esto se consigue con un tubo compuesto de dos cilindros coaxiales, siendo el tubo interior el que absorbe la radiación solar y el cilindro exterior el que lo aísla del ambiente mediante una cavidad al vacío.

Figura 130. Colector solar de tubos al vacío termosifónico.

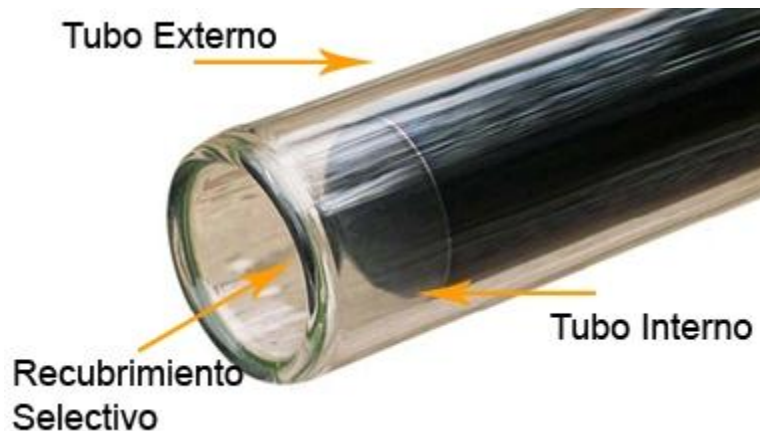


Fuente: [Citado en 3 Julio 2013] Disponible en internet: <http://www.termosifon.org/EmpresasEcuador/TermoSifon08E.html>

En este tipo de colectores se elimina la necesidad de una bomba de circulación, ya que una vez que el agua está en el interior de los tubos y su temperatura aumenta se genera una diferencia de densidad lo que hace que el agua más caliente suba hasta llegar al tanque de almacenamiento. Esto provoca una circulación natural por diferencia de temperaturas inducida por la irradiación solar. Para el estudio de este tipo de colectores, se realizará un balance de energía en un solo tubo y luego el resultado del código será extrapolado para hallar el número de tubos necesarios y por tanto el área de captación que se deberá utilizar.

Una vista detallada de los tubos de vacío se muestra en la figura 131.

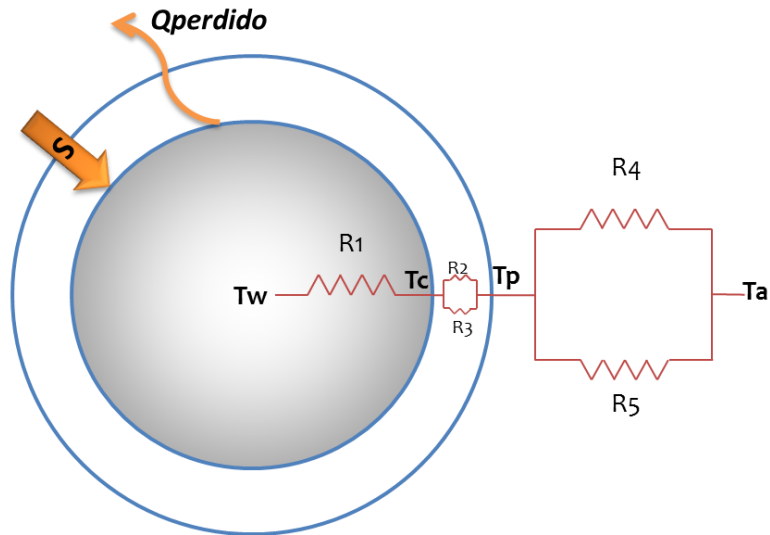
Figura 131. Imagen detallada de un tubo de vacío usado en un colector solar.



Fuente: [Citado en 6 Julio 2013] Disponible en internet: <http://www.biodisol.com/contactenos-comuniquese-con-nosotros-o-envienos-un-e-mail/calentadores-solares-presentan-los-mejores-colectores-solares-para-agua-caliente-que-se-pueden-adquirir-en-argentina-energia-solar-termica/>

A partir de la imagen anterior se pueden establecer las resistencias térmicas involucradas en el proceso de transferencia de calor hacia el agua en el colector.

Figura 132. Resistencias térmicas involucradas en un tubo de vacío de un colector termosifónico.



Fuente: Autores

En la figura anterior  $T_w$  representa la temperatura del agua en el tubo del colector,  $T_c$  la temperatura de la cubierta absorbente,  $T_p$  la temperatura del tubo exterior y  $T_a$  la temperatura ambiente. Además se tiene que:

*$R_1$ : Resistencia por convección natural interna en el agua*

*$R_2$ : Resistencia por convección entre los tubos*

*$R_3$ : Resistencia por radiación entre los tubos*

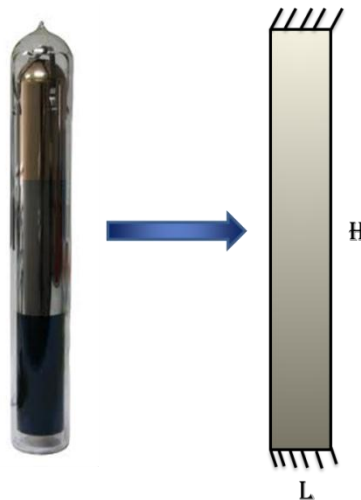
*$R_4$ : Resistencia por radiación con el ambiente*

*$R_5$ : Resistencia por convección con el ambiente*

Ahora, se mostrarán las ecuaciones utilizadas para el cálculo de cada una de las resistencias, ya que todas ellas son necesarias para el cálculo del calor transferido al agua del colector.

**R1, Resistencia Por convección natural en el Agua:** Para calcular el coeficiente de convección natural interno se considerará el tubo como un recipiente rectangular ya que este es probablemente el caso de más simple para el análisis de convección natural en recintos.

Figura 133. Aproximación de los tubos del colector solar



Fuente: [http://es.made-in-china.com/co\\_qiruisunny/product\\_Tri-Element-Vacuum-Tube-QR-TV-\\_hyyygriuy.html](http://es.made-in-china.com/co_qiruisunny/product_Tri-Element-Vacuum-Tube-QR-TV-_hyyygriuy.html), modificada por los autores.

Para este tipo de geometrías Incropera and Dewitt (1990), presentan la siguiente correlación:

$$Nu_L = 0.205 * Ra_L^{0.25} * \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.25} \quad [175] \quad 2 < \left(\frac{H}{L}\right) < 10, \quad 10^3 < Ra_L < 10^{10}$$

**R2, Resistencia por convección entre los tubos:** Los tubos utilizados en este tipo de colectores toman su nombre del hecho de que el aire ha sido evacuado del espacio intertubular, por lo tanto la convección puede ser ignorada al ser despreciable, es decir:

$$R2 = 0 \quad [176]$$

**R3, Resistencia por radiación entre los tubos:** A diferencia de la convección, la transferencia de calor por radiación no necesita de un medio material, en este caso el aire, por tanto las pérdidas debido a este fenómeno si deben ser tenidas en cuenta.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre dos cilindros concéntricos está dado por la siguiente expresión:

$$hr_{interno} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \left(\frac{1 - \varepsilon_e}{\varepsilon_e}\right) * \left(\frac{D_{int}}{D_{ext}}\right)} * (T_p^2 + T_c^2) * (T_p + T_c) \quad [177]$$

Dónde:

$D_{int}$  y  $D_{ext}$ , representan los diámetros del tubo interior y del tubo exterior respectivamente.  $\varepsilon_e$  y  $\varepsilon_i$ , representan las emisividades del tubo exterior y del tubo interior.  $T_p$  y  $T_c$ , son las temperaturas en la superficie del tubo exterior y en la cubierta absorbente.

**R4, Resistencia por convección natural con el ambiente:** La convección natural alrededor de objetos es un fenómeno ampliamente estudiado. La correlación propuesta para el número de Nusselt resultante por convección alrededor de cilindros se muestra a continuación:

$$Nu = \left( \frac{0.6 + 0.387 * Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \quad [178]$$

**R5, Resistencia por transferencia de calor por radiación con el ambiente:** Por último se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor radiación con el ambiente, para esto usarán las correlaciones ya conocidas para:

$$Q_{rad} = \sigma * \varepsilon * A * (T_p^4 - T_a^4) \quad [179]$$

$$Q_{rad} = h_{r\_ext} * A * (T_p - T_a) \quad [180]$$

Igualando las ecuaciones 179 y 180 se llega a la siguiente expresión:

$$h_{r\_ext} = \sigma * \varepsilon * (T_c + T_a) * (T_c^2 + T_a^2) \quad [181]$$

En la figura 134 se muestra la estructura del código de Matlab, en él se hacen uso de las correlaciones presentadas anteriormente

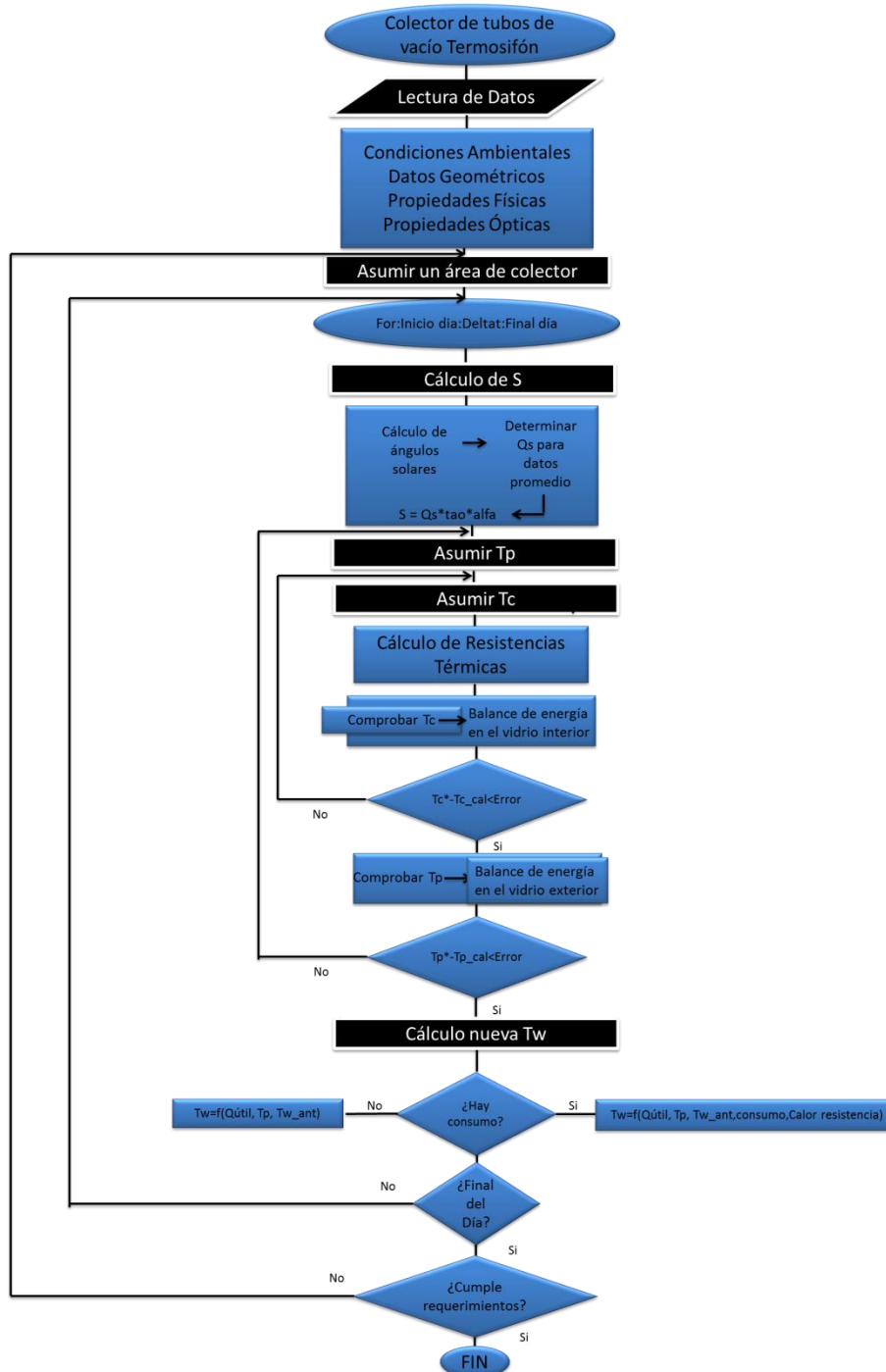
### **Resultados Obtenidos para el colector de tubos de vacío termosifón:**

Antes que nada se especificarán las características ópticas y geométricas de los tubos del colector:

D_Vex=0.046 [m];	Diámetro exterior del tubo de vacío
D_Vin=0.043 [m];	Diámetro interior del tubo de vacío
K=1.2 [W/Km];	Conductividad del vidrio de borosilicato
Tau=0.92;	Transmitancia del vidrio de borosilicato
L_V=0.9 [m];	Longitud del tubo de vacío
Alpha=0.92;	Absortividad de la cubierta del tubo de vacío
Epsilon=0.1;	Emisividad de la cubierta del tubo de vacío

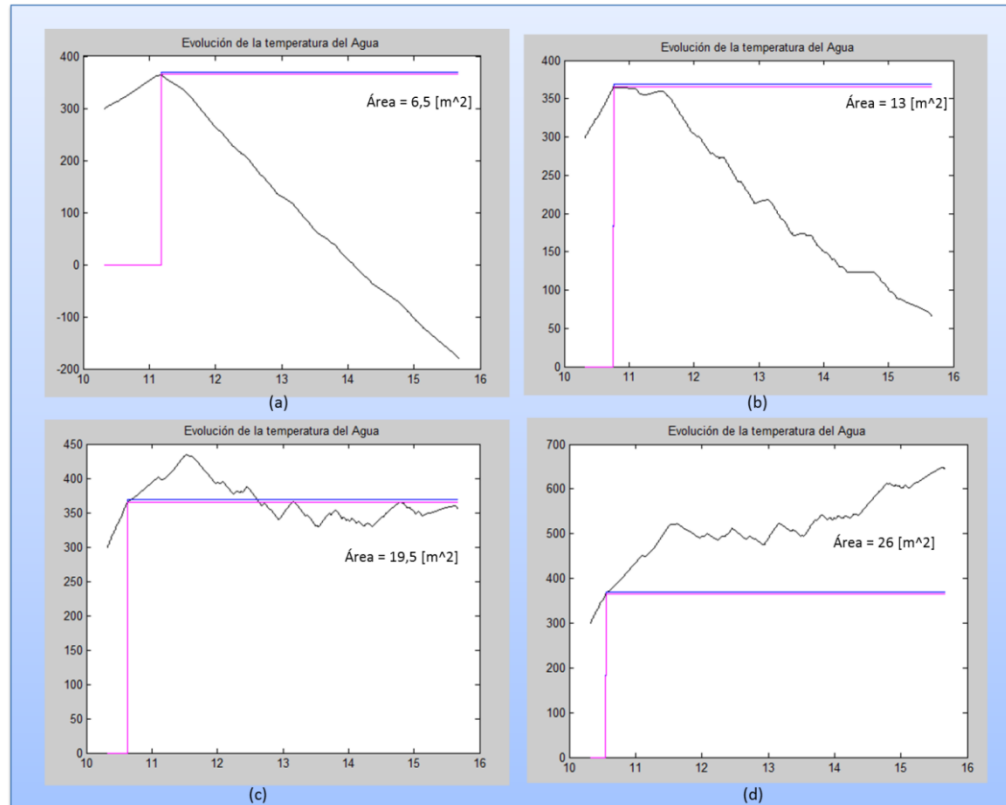
En la figura 135, se muestra el comportamiento de la temperatura del agua para cuatro áreas de superficies captadoras diferentes.

Figura 134. Estructura del Código en Matlab para el colector solar de tubos de vacío termosifón



Fuente: Autores

Figura 135. Temperatura del agua del colector [K] Vs tiempo [h] para cada área de captación utilizada.



Fuente: Autores

Tabla 20. Áreas de captación usadas para el estudio de la evolución de la temperatura del agua.

Figura 135	Área Equivalente
A	6,5 m <sup>2</sup>
B	13 m <sup>2</sup>
C	19,5 m <sup>2</sup>
D	26 m <sup>2</sup>

Fuente: Autores

Para los cuatro casos al cambio de estado de cero a 360 (este valor se escogió solo para ajustarse a las escalas de la gráfica) de la señal fucsia indica el inicio del consumo, ya que antes que nada se debe permitir que el agua en el colector llegue a la temperatura necesaria en la máquina de refrigeración, hasta que este valor no alcanza los 90 [°C] no se permitiera el flujo de agua del colector al sistema. Comparando las cuatro gráficas se observa la diferencia en los tiempos para alcanzar esta temperatura a medida que se aumenta el área de captación, por supuesto haciendo el análisis con los mismos datos de radiación incidente en todos los casos, para un área de colector de 6.5 [m<sup>2</sup>] hacen falta casi 45 minutos para llegar a 90 grados, en contraste para un área de 26 [m<sup>2</sup>] 25 minutos son suficientes para que la temperatura se eleve hasta el valor deseado.

Cuando inicia el consumo el panorama para cada caso es bastante diferente. En los casos a y b, inmediatamente se inicia el flujo de agua la temperatura, aunque a diferentes tasas, cae desproporcionadamente, lo cual es un signo evidente de que el área que se asumió para el colector no es suficiente para cumplir con las demandas del sistema, en ellas se observa además, que la temperatura cae hasta valores negativos aunque esto no se evita en el programa se sabe que físicamente no es posible.

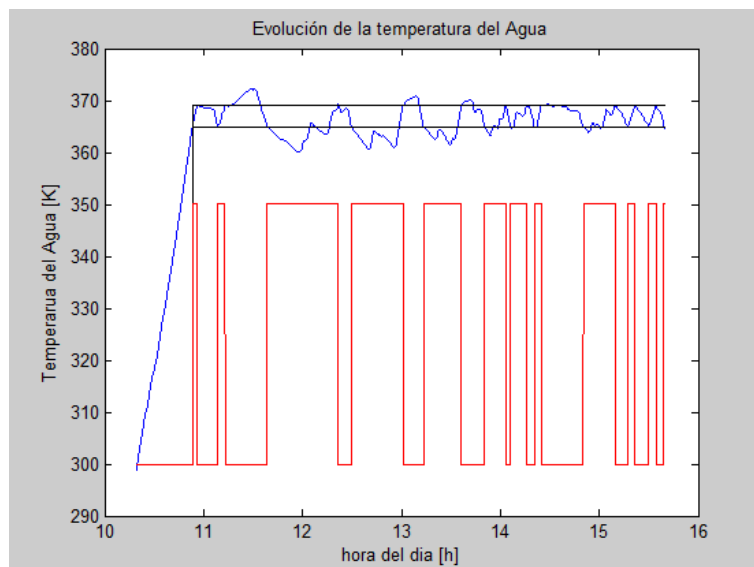
En la figura 135 (c) se observa que aunque en un principio la temperatura se mantiene por encima del valor requerido a medida que avanza el día y cambia la intensidad de la radiación incidente la temperatura cae por debajo de los 90 [°C] y ya no es capaz de recuperarse. Por otro lado en la figura 135 (d) el área de captación es tan grande que el calor útil absorbido por el agua es suficiente para vaporizarla.

Al observar este panorama se llega a la conclusión de que será necesario utilizar un dispositivo de calentamiento auxiliar, ya que este, además de brindar independencia al sistema durante días nublados, permitirá a través de él, controlar la temperatura en el agua ya que si es muy baja no se podrá activar la máquina de refrigeración y si es muy alta se presentará la evaporación del agua en el colector.

En la figura 136 se observa el comportamiento de la temperatura del agua en el colector a lo largo del día.

En ella la señal azul corresponde a la Temperatura, la roja indica el estado de la resistencia (apagado o encendido) y las negras representan la referencia y el valor de referencia más diferencia que se utilizaron para implementar el control on-off del dispositivo de calentamiento.

Figura 136. Temperatura del agua a lo largo del día



Fuente: Autores

Se tienen dos procesos claramente diferenciados, en el primero se calienta el agua hasta la temperatura de consumo, la resistencia se encuentra apagada y se utiliza solo el colector como medio de calentamiento. Para este caso en el que se eligió un área de captación de 13 [m<sup>2</sup>] hace falta aproximadamente media hora para alcanzar 90 [°C].

Cuando se alcanza la temperatura necesaria e inicia el consumo se enciende inmediatamente la resistencia eléctrica para evitar que la temperatura del agua caiga, esta deberá estar encendida cada vez que la temperatura baje de 90 [°C], apagada si la temperatura pasa de 96 [°C] y si la temperatura está dentro de este rango se conservara el estado anterior ya sea encendido o apagado.

Al ver que bajo estas condiciones se pueden satisfacer los requerimientos de agua caliente en la máquina de refrigeración, se decidió utilizar este tipo de colector.

Figura 137. Parámetros geométricos colector de tubos al vacío a utilizar

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Diámetro tubo exterior	0.046 [m]
Diámetro tubo Interior	0.043 [m]
Longitud de los tubos	0.9 [m]
Área de captación	13 [m <sup>2</sup> ]
Número de tubos	100

Fuente: Autores.

## **6.6 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN**

Como se mencionó anteriormente el uso de un intercambiador de calor, en el cual intercambien energía el flujo a alta temperatura proveniente del generador con la solución diluida que sale del absorbedor, es de vital importancia ya que gracias a esto se reducen los requerimientos de entrada de calor en el generador y además, como se observa en la figura 45, cuando no se usa este equipo el COP que se

puede obtener es mínimo y este valor aumenta significativamente con el aumento de la eficiencia del intercambiador de calor de solución.

El paso de la solución a través de este intercambiador se observa en la figura 37.

El primer tipo de intercambiador considerado fue el de doble tubo, en el cual la solución concentrada fluiría por el tubo interior y la solución diluida por el lado anular, como se observa en la figura 138.

Figura 138. Esquema del intercambiador de calor de doble tubo.



**Fuente: Autores**

Los datos termodinámicos fueron extraídos del modelo global desarrollado en EES y se muestran en la tabla 21.

Tabla 21. Datos necesarios para el diseño del Intercambiador de Solución.

PARÁMETRO	VALOR
T. entrada solución concentrada	81.7 [°C]
T. salida solución concentrada	54.6 [°C]
Flujo másico agua solución concentrada	0,0169 [Kg/s]
T. entrada solución diluida	40 [°C]
T. salida solución diluida	63.6 [°C]
Flujo másico agua solución diluida	0,0184 [Kg/s]

**Fuente: Autores**

Se desarrolló un código en EES en el que se calculó el área de transferencia de calor necesaria en función de los parámetros mencionados anteriormente, este se muestra en el anexo C.

Se obtuvo que para unos diámetros determinados la longitud requerida para los tubos era muy grande, por ejemplo, si se utilizaba un tubo de 1/4 de pulgada como el interior y el exterior de 1/2 de pulgada, la longitud de tubería necesaria era de 15,39 [m]. Valores de esta magnitud son inconvenientemente elevados por varias razones, entre las que se tienen la necesidad de una máquina lo más compacta posible y además el costo que implicaría adquirir esta cantidad de tubería de acero inoxidable.

Como alternativa se plantea el uso de un intercambiador de calor de placas que ofrecerá elevadas tasas de transferencia de energía y a la vez un diseño compacto.

Para esto se decidió tomar el camino de la selección y no el del diseño, se enviaron solicitudes a varias empresas con los parámetros mencionados en la tabla 21 y al final se optó por utilizar el intercambiador de calor de placas marca Tranter modelo TLA-008-H-5-WI-7 cuyo catálogo y cotización se muestran en los anexos O y N.

## 7. DISEÑO MECÁNICO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

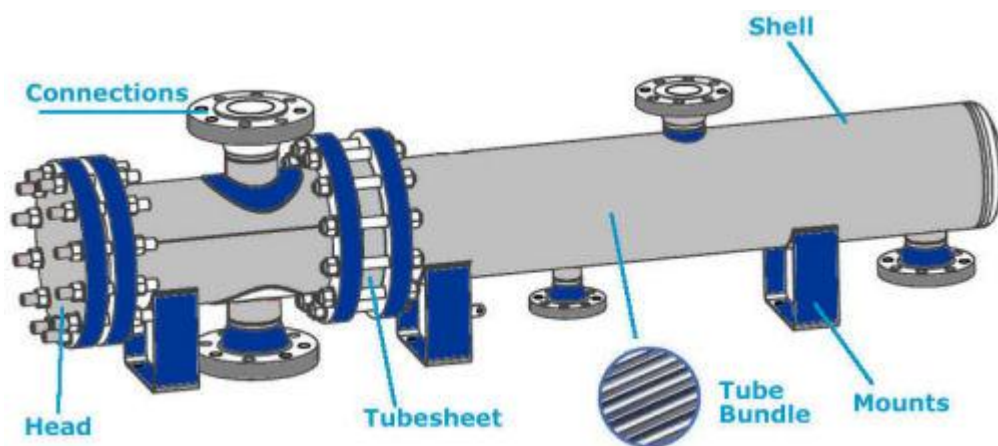
El siguiente paso en el diseño de la máquina de refrigeración por absorción es el del diseño mecánico de los intercambiadores, el objetivo de esta fase es el dimensionamiento de los diferentes componentes del intercambiador, esto incluye escoger los materiales adecuados, cálculo de espesores, selección de componentes estándares, entre otros, todo con el objetivo de generar planos de detalle para la posterior construcción del sistema.

Ya que en su mayoría los intercambiadores que se usarán son del tipo casco y tubos, se explicarán con más detalle aspectos constructivos, los componentes de los que están formados y se mencionarán las normas que serán utilizadas para el diseño de estos equipos.

### INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS

Un intercambiador de calor de casco y tubo, es un recipiente cilíndrico a presión (casco), el cual envuelve un grupo de tubos rectos en su interior (haz de tubos), el haz de tubos está inmerso en el fluido que circula por el casco.

Figura 139. Intercambiador de calor de casco y tubos.



Fuente. <http://www.valutechinc.com/heatexchangersshellandtube.htm>

Por el interior de los tubos circula otro fluido, llamado fluido lado tubo, el cual está a una temperatura diferente del fluido que circula por el casco, llamado fluido lado casco. La finalidad del intercambiador de calor es la de transferir calor entre el fluido lado casco y el fluido lado tubo, como el fluido circula por separado en una cámara del intercambiador, los fluidos nunca se mezclan, y la transferencia de calor ocurre por convección y conducción a través de las paredes de los tubos.

Un intercambiador de calor tiene cuatro partes principales: casco, cabezal estacionario, cabezal posterior y haz de tubos que en el capítulo de elementos mecánicos se expone su definición. El haz de tubos es soportado en sus extremos por dos placas fijas, llamadas portatubos.

**Componentes mecánicos de un intercambiador de casco y tubos:** Los componentes mecánicos principales a tener en cuenta de los intercambiadores de calor de casco y tubo son:

- Casco
- Haz de tubos
- Cabezales
- Placa Portatubos
- Baffles
- Bridas
- Pernos
- Boquillas

**Casco:** Por el casco circula uno de los fluidos y dentro de él se lleva a cabo la transferencia calor, en su interior alberga el haz de tubos. La mayoría de los cascos son de un solo paso. Generalmente el casco es de forma cilíndrica, aunque puede presentarse servicios que requieran formas especiales. El casco comprende el barril cilíndrico, en cuyos extremos van soldadas las bridas para

permitir el montaje de las tapas o cabezales, y boquillas para permitir la entrada y salida del fluido del lado del casco.

El barril cilíndrico es fabricado de tubería para diámetros menores a 23 pulgadas, y de placa rolada y soldada para diámetros mayores a 23 pulgadas. El número de boquillas depende del tipo de configuración del casco del intercambiador, por lo general son dos y van soldadas al casco.

Figura 140. Intercambiador de calor de casco y tubos



**Fuente:** [citado en 8 agosto 2013] Disponible en internet: [http://rusocdu.blogspot.com/2010\\_10\\_01\\_archive.html](http://rusocdu.blogspot.com/2010_10_01_archive.html)

Las variaciones en el diseño y forma del casco dependen de las necesidades del proceso, recursos económicos y facilidades de mantenimiento. De ahí que existan cascos con las placas porta tubos con bridas soldadas formando un conjunto integral, este arreglo se utiliza en unidades donde las diferencias de la temperatura de los fluidos manejados son pequeñas.

**Haz de tubos:** El haz de tubos consiste en una serie de tubos soportados en sus extremos por dos placas porta tubos o solo en uno cuando se utilizan tubos en U. Por los tubos circula el fluido que ingresa al intercambiador por el cabezal estacionario.

Figura 141. Haz de tubos para intercambiadores de calor.



**Fuente:** [Citado en 8 de agosto 2013] Disponible en internet: [http://fipsacv.mex.tl/photo\\_530035\\_HAZ-DE-TUBOS-PARA-INTERCAMBIADOR-DEL-AREA-DE-ALBERCAS-DE-LA-BUAP.html](http://fipsacv.mex.tl/photo_530035_HAZ-DE-TUBOS-PARA-INTERCAMBIADOR-DEL-AREA-DE-ALBERCAS-DE-LA-BUAP.html)

**Cabezales:** En la mayoría de Intercambiadores de calor los cabezales se encuentran ubicados en cada extremo, a excepción de los tubos en U que sólo tienen un cabezal. Los cabezales admiten el flujo del lado del tubo, lo guían a través del intercambiador y le dan salida dependiendo la configuración del número de pasos. Básicamente se encuentran dos tipos de cabezales:

- Cabezal estacionario.
- Cabezal posterior.

Figura 142. Cabezal estacionario de un intercambiador de calor.



Fuente: FONSECA, Laura, RIBEROS, Laura. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos.

**Placa Portatubos:** Son las placas circulares en donde se conectan los tubos. Además de servir para el soporte de los tubos, funcionan como barreras que separan los fluidos lado del tubo y lado del casco.

Figura 143. Placa Portatubos.



Fuente: FONSECA, Laura, RIBEROS, Laura. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos.

Hay dos tipos básicos de tapas porta tubos: sencillas y dobles. Las placas porta tubos dobles consisten de dos placas montadas en los extremos de los tubos con una distancia o claro entre ellas.

La función de las placas porta tubos dobles es reducir las fugas del fluido lado del tubo, son muy utilizadas para el servicio de alta toxicidad o servicios en donde no pueden tolerarse fugas. Las placas porta tubos sencillas son más comunes por el costo.

**Baffles:** Los baffles transversales son placas espaciadas a lo largo del haz de tubos que cumple con dos propósitos básicos, por lo tanto su diseño depende de la función que va a realizar.

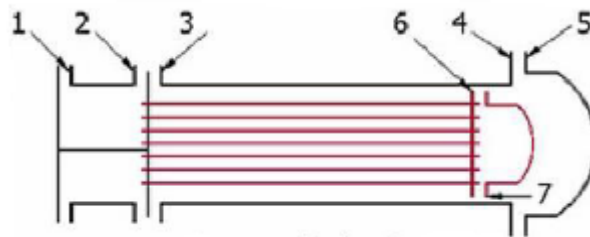
Servir como placa de soporte para los tubos en intervalos adecuados para prevenir el pandeo y la vibración, y guiar el fluido lado casco para que su circulación sea en lo posible perpendicular a los tubos incrementando el coeficiente de transferencia de calor.

**Bridas:** Las bridas sirven para acoplar partes del intercambiador y unir el equipo a las tuberías del proceso.

Las bridas están disponibles en una gran variedad de tamaños y tipos para varios rangos presión. Generalmente las bridas son de acero al carbono forjadas de acuerdo a especificaciones técnicas, aunque también se utilizan las fundiciones de hierro para servicios de baja presión.

Las bridas tienen una capacidad asignada como 150, 300, 400, 600, 900. 1500 y 2500 libras. Esta capacidad corresponde a presiones de servicio a la temperatura de servicio especificada.

Figura 144. Ubicación de las bridas en intercambiadores de calor de casco y tubos

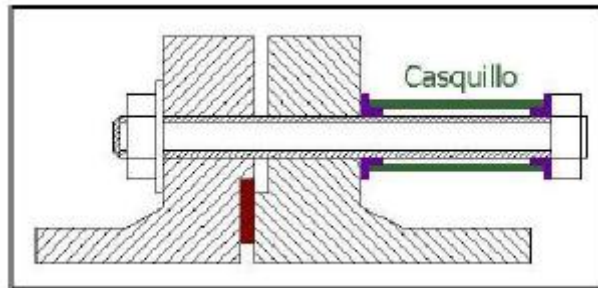


Fuente: FONSECA, Laura, RIBEROS, Laura. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos.

Por lo general las bridas (1), (2), (3) y (5) pueden seleccionarse de bridas estándar establecidas en códigos como la TEMA, o en catálogos de fabricantes, para diámetros internos de bridas o diámetro interno del recipiente en donde estén ubicadas (barril del casco, barril del cabezal, barril de boquillas), menores a 24 pulgadas. Para diámetros mayores las bridas deben diseñarse, la construcción especial de las bridas (4), (6) y (7), requiere de un procedimiento establecido por la ASME.

**Pernos:** Debe tenerse mucho cuidado con los pernos delgados de pequeño diámetro o con valores de fluencia bajos para evitar valores de sobreesfuerzos en el perno y en la brida. Algunas veces cuando están involucrados pernos de bajo punto de fluencia, se usan temporalmente pernos de baja aleación para la prueba hidrostática, y sólo se usan los pernos de bajo punto de fluencia hasta que se hace la junta final.

Figura 145. Pernos



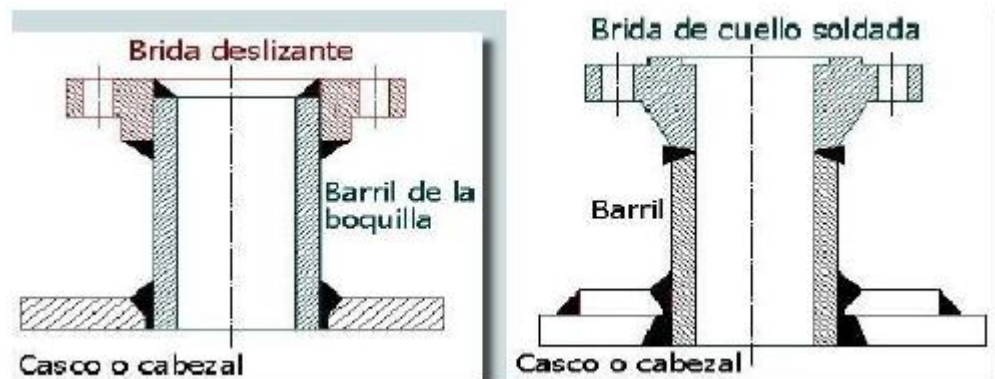
Fuente: FONSECA, Laura, RIBEROS, Laura. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos.

La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión de los pernos y las bridas durante el servicio puede ocasionar una junta con fugas debido a holguras en los pernos. Deben chequearse condiciones como el arranque, apagado,

limpieza y demás. Si es probable que ocurran fugas se hace necesario utilizar casquillos de extensión o arandelas elásticas de soporte.

**Boquillas:** La mayoría de boquillas utilizadas en intercambiadores de calor comprenden una tubería estándar con un extremo soldado al barril del casco o del cabezal, con una brida deslizante, o una brida de cuello unida en el otro extremo.

Figura 146. Boquillas en un intercambiador de calor



Fuente: FONSECA, Laura, RIBEROS, Laura. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos.

**Consideraciones generales sobre el diseño de intercambiadores de calor:** El diseño de intercambiadores de calor es un proceso que se encuentra estandarizado gracias a procedimientos, estándares y recomendaciones de algunas instituciones especializadas y los mismos fabricantes de estos equipos.

Las normas utilizadas para el diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos son las siguientes:

- Heat Exchanger Design Handbook (HEDH): Capítulos 3 y 4

- Normas ASME. Sección VIII. (Recipientes a presión).
- Recomendaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

**Manual HEDH.** El manual HEDH establece métodos para el diseño de intercambiadores de calor que permiten realizar manualmente procesos para determinar todos los parámetros esenciales de construcción de un intercambiador, los cuales se diseñan para desempeñar una debida labor térmica.

En estos métodos se cuenta con criterios especificados o implícitos, tales como la facilidad en la limpieza y el mantenimiento, velocidades de flujo máximas o mínimas, erosión, caídas de presión, limitaciones de tamaño o peso, expansión térmica, etc., esencialmente buenas prácticas de diseño.

**Descripción Norma ASME-Sección VIII.** La norma ASME- Sección VIII referente a recipientes a presión da conjunto de reglas para el diseño, la fabricación, la inspección y pruebas de los recipientes a presión, que se encuentra dividido en tres subsecciones principales:

- Requerimientos Generales
- Procesos de Fabricación
- Materiales

**Recomendaciones TEMA.** Las recomendaciones TEMA se refieren a una serie de consideraciones para el diseño y la fabricación de intercambiadores tubulares producto de la experiencia de los fabricantes a lo largo de los años. Considera aspectos como los tipos y la designación de los intercambiadores más utilizados. En ella se clasifican los intercambiadores, de acuerdo a la severidad de las condiciones de trabajo en tres tipos:

- Clase R
- Clase C
- Clase B

**Clase R:** Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase R, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para requerimiento generalmente riguroso en la industria del petróleo y procesos relacionados.

**Clase C:** Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase C, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para los requerimientos normalmente moderados de procesos comerciales y aplicaciones generales, buscando obtener el máximo de economía.

**Clase B:** Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase B, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometidos a llama, para el servicio de los procesos de la industria química.

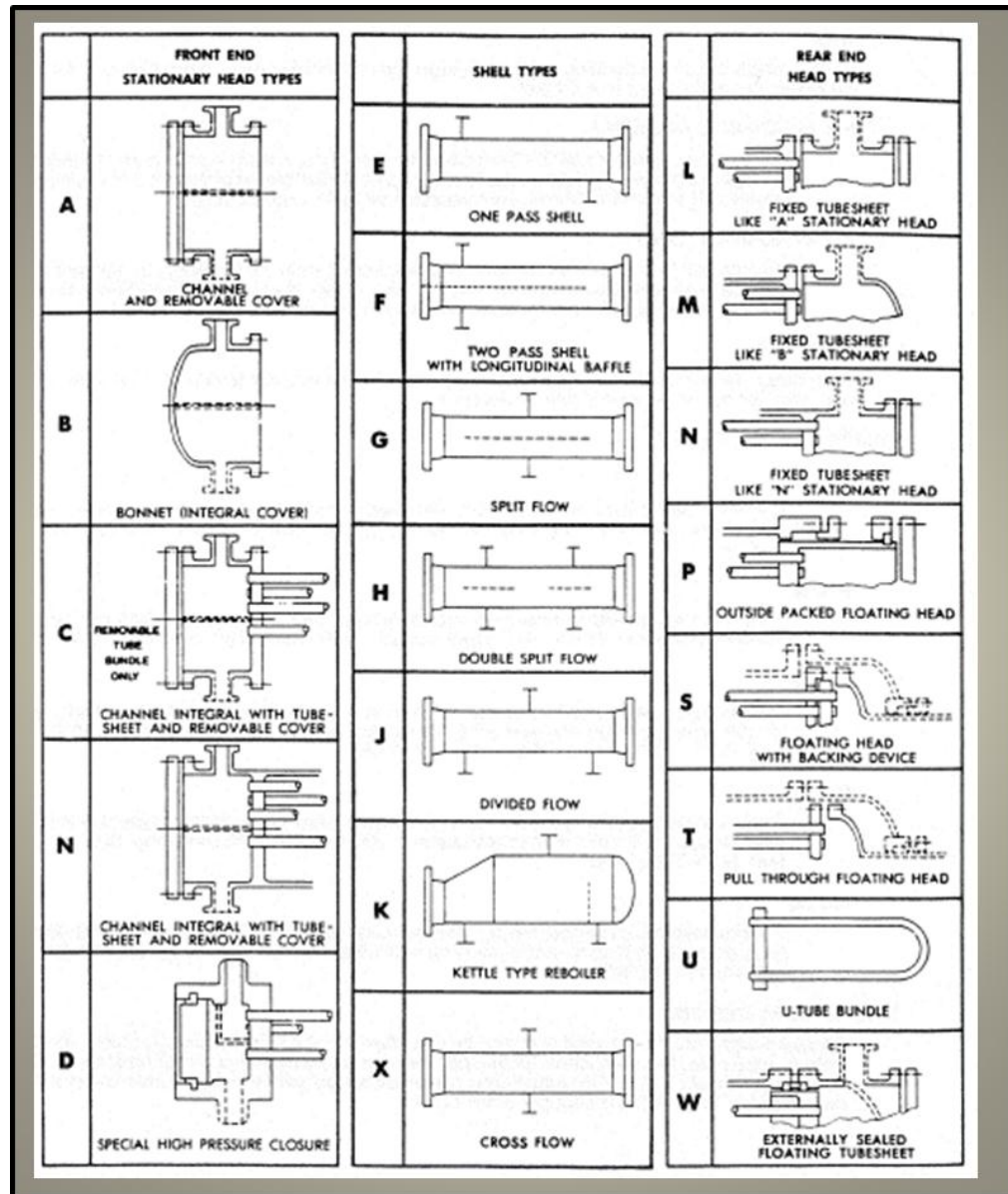
La norma se encuentra dividida en las siguientes secciones:

- R-1 Aplicación y requerimientos generales.
- R-2 Tubos
- R-3 Cascos y cubiertas de casco
- R-4 Baffles y placas soporte
- R-5 Cabezales flotantes
- R-6 Empaques
- R-7 Placas portatubos (Tubesheet)
- R-8 Canales, cubiertas y campanas
- R-9 Boquillas
- R-10 Bridas y pernos

Además de acuerdo al tipo de cabezal y al casco que se utilice los intercambiadores se pueden designar con ayuda de la figura 147.

Por ejemplo un intercambiador tipo AES, estará constituido de un cabezal estacionario tipo A, un casco de un solo paso tipo E y de un cabezal posterior flotante tipo S.

Figura 147. Nomenclatura usada en intercambiadores de calor.



Fuente: Norma TEMA

## 7.1 DISEÑO MECÁNICO DEL CONDENSADOR:

El primer paso en el diseño mecánico del condensador será fijar las especificaciones bajo las cuales se calcularán las dimensiones de los diferentes componentes:

Tabla 22. Especificaciones para el diseño mecánico del condensador

<b>PÁRAMETRO</b>	<b>VALOR</b>
Tipo de intercambiador	<i>BXM</i>
Clase	<i>C</i>
Presión de diseño lado casco	14.7 [ <i>psi</i> ]
Presión de diseño lado tubos	14.7 [ <i>psi</i> ]
Temperatura de diseño lado casco	40 [ <i>°C</i> ]
Temperatura de diseño lado tubos	36 [ <i>°C</i> ]
Configuración Tubos	<i>Cuadrada 90°</i>
Diámetro Exterior tubos	0.5 [ <i>in</i> ]
Calibre BWG	18

**Fuente:** Autores

Los cascos tipo X para unas condiciones determinadas tienen la menor caída de presión, comparada con los demás tipos de intercambiadores, debido a esto son usados para enfriamiento y calentamiento de gases y para aplicaciones de condensación bajo vacío, por esto se escogió este tipo de casco para el condensador.

Se caracterizan por un flujo meramente cruzado ya que no utilizan baffles transversales, sin embargo si se utilizan placas de soporte para evitar vibraciones inducidas por el flujo.

La temperatura de diseño del lado casco no es más que la temperatura de condensación, en cuanto a la temperatura de diseño del lado de los tubos se sabe que no depende solamente de las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración, por tanto se calculó como un promedio de la temperatura en el lado casco con el promedio de las temperaturas de entrada y salida en los tubos.

Además como el condensador trabajará en condiciones de vacío, el diseño se hará para recipientes sometidos a presión externa, por tanto la presión de diseño es la atmosférica.

Tabla 23. Especificación de materiales para el condensador

<b>PIEZA</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>FORMA</b>	<b>Sy</b>
Casco	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Tubos	Cobre	Tube	110 [MPa]
Boquillas	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Bridas	SA-105	Forging	250 [MPa]
Baffles	SA-537	Plate	310 [MPa]
Placa Portatubos	SA-537	Plate	310 [MPa]
Pernos	SA-193	Bolting	515 [MPa]
Cabezales	SA-537	Plate	310 [MPa]

Fuente: Autores

El orden de cálculo para los componentes del condensador será el siguiente:

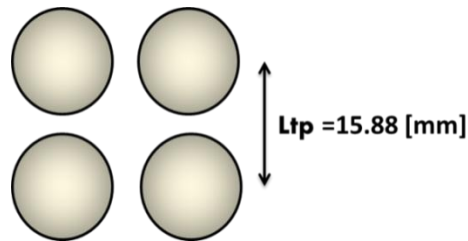
- Cálculo del diámetro del casco y del espesor del casco.
- Comprobar espesor de los tubos.
- Cálculo espesor de los cabezales
- Cálculo espesor placas portatubos
- Selección de bridas
- Dimensionar las boquillas

**7.1.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del condensador:** En primer lugar se debe calcular el paso entre tubos ( $L_{tp}$ , figura 148) que para un arreglo de  $90^\circ$  está definido como:

$$L_{tp} = 1.25 * D_{tubos} \quad [182]$$

$$L_{tp} = 11.25 * 12.7 [mm] = 15.88 [mm]$$

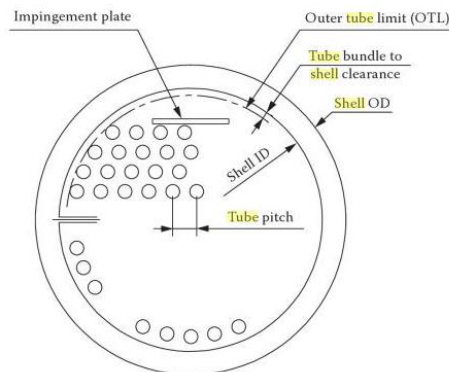
Figura 148. Arreglo tubos en el condensador



**Fuente:** Autores

Ahora se calcula el DOTL o el diámetro que define el límite exterior de los tubos, este se define en la figura 149.

Figura 149. Geometría Intercambiadores de calor



Fuente: <http://books.google.com.co/books?id=ZsU5A1mANWUC&pg=PA237&lpg=PA237&dq=nozzles+in+shell+and+tube+heat+exchangers&source=bl&ots=s9aDEIH0E6&sig=4HeOUIBuraU8hWuOjHX3KZvxsmA&hl=es&sa=X&ei=iAAEUqTZNI49QS624GICw&ved=0CHAQ6AEwBA#v=onepage&q=nozzles%20in%20shell%20and%20tube%20heat%20exchangers&f=false>

De nuevo para un arreglo tubos a 90° se tiene:

$$DOTL = 1.1 * NTT^{0.5} * Ltp + Dtubos \quad [183]$$

Donde NTT representa el número total de tubos, del diseño térmico se concluyó que nueva tubos son necesarios en el condensador.

$$DOTL = 1.1 * 9^{0.5} * 15.88 + 12.7 = 65.56 [mm]$$

También se debe calcular el  $L_{bb}$ , o la diferencia entre el DOTL y el  $D_s$  que es el diámetro interior del casco. Este valor se encuentra tabulado y depende del DOTL y del tipo de cabezal posterior utilizado, anexo D. Para este caso el  $L_{bb}$  es igual a 0.2 [in].

Ya con estos datos se puede calcular un diámetro interior para el casco con la siguiente expresión:

$$D_s = DOTL + L_{bb} \quad [184]$$

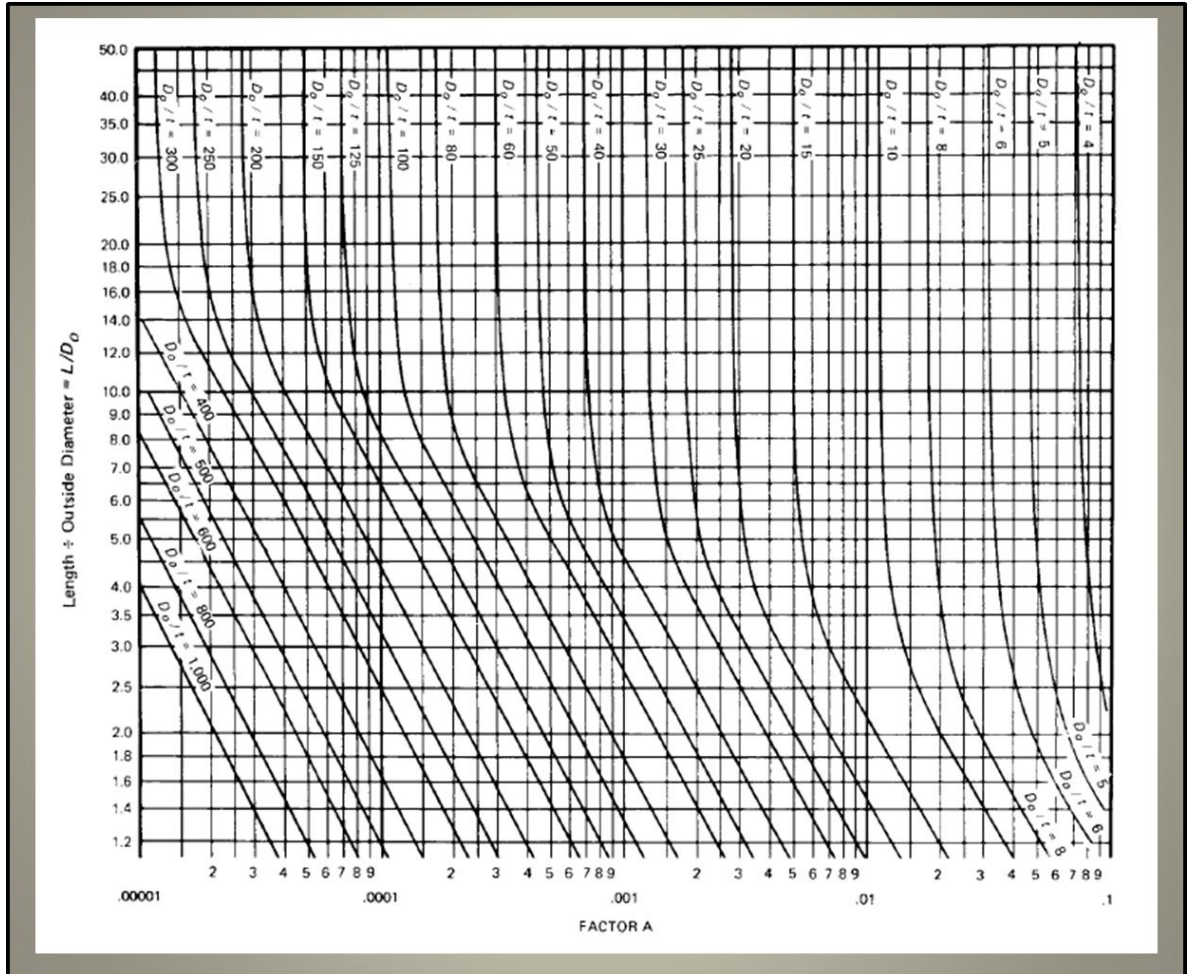
$$D_s = 70.64 [mm]$$

A partir de este momento, como ya se tiene un diámetro temporal para el casco se procede a calcular el espesor requerido para que el casco soporte los niveles de presión a los que será sometido, para esto se seguirá el procedimiento expuesto en la sección octava de la norma ASME, parte UG-28 para el cálculo de recipientes sometidos a presión externa.

La metodología de cálculo para cilindros con una relación de diámetro exterior sobre el espesor mayor o igual a 10 es el siguiente:

- Asumir un valor para el espesor ( $t$ ).
- Calcular las relaciones  $L/Do$  y  $Do/t$ . Donde L es la longitud de los tubos.
- A partir de las relaciones calculadas encontrar el factor A, usando la figura 150.

Figura 150. Carta geométrica para componentes sometidos a presión externa o cargas compresivas.



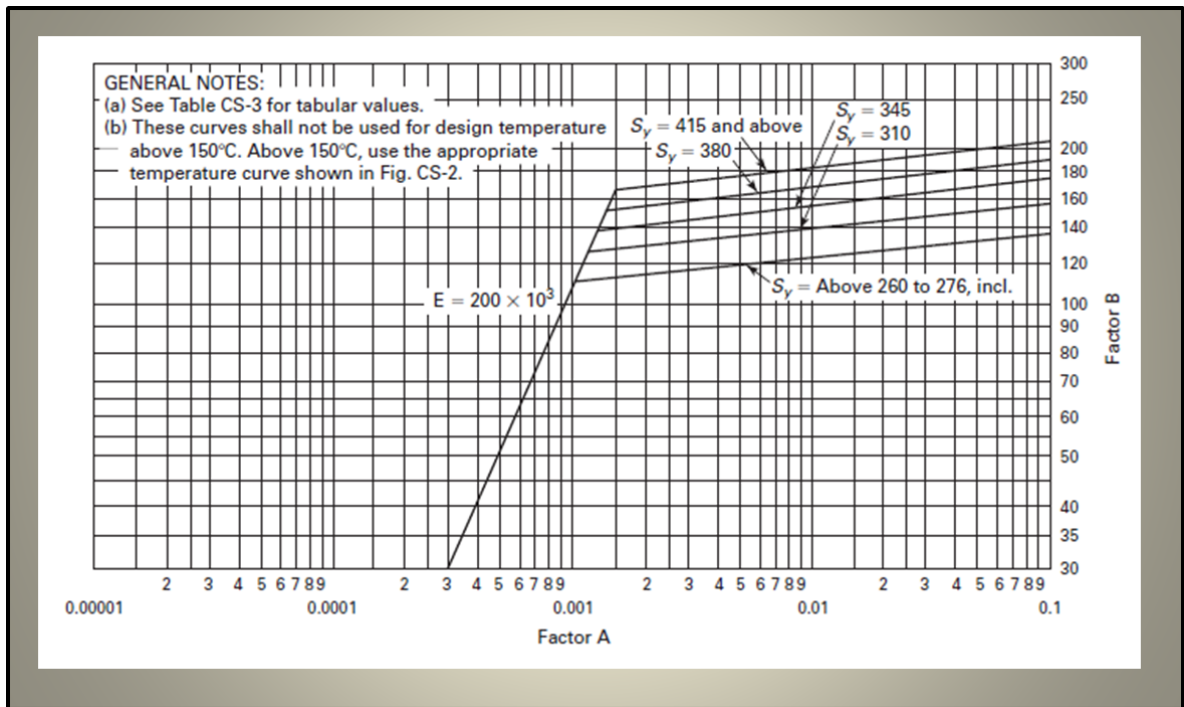
**Fuente:** ASME Sección II-D (metric), 786 p.

En la figura 150, la relación  $L/D_o$  se encuentra en el eje de las ordenadas y este valor se debe cruzar con el encontrado para  $D_o/t$ . A partir del punto de intersección se debe bajar verticalmente hasta encontrar el valor de A.

- Usando el valor de A calculado se debe utilizar la figura 151, para encontrar el valor del factor B. Hay que moverse verticalmente hasta la intersección con la línea de material/temperatura. En la norma ASME se muestran

diferentes gráficas para hallar el factor B, pero para decidir cuál usar se debe verificar el esfuerzo de fluencia del material, además de la temperatura de diseño.

Figura 151. Carta para determinar el espesor de recipientes sometidos a presión externa, fabricados en acero al carbono y aceros de baja aleación con una resistencia de fluencia mayor a 260 [MPa] y superiores y temperaturas de diseño de 150 [°C] o menores.



**Fuente:** ASME Sección II-D (metric), 789 p.

- A partir del valor encontrado para B, calcular el valor de la máxima presión externa permisible usando la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{4 * B}{3 * \left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad [185]$$

- Comparar el valor de Pa calculado con el de la presión externa de diseño (Presión ambiente). Si Pa es menor que la presión de diseño se debe

seleccionar un espesor mayor y repetir el procedimiento hasta que  $P_a$  sea mayor o igual a la presión de diseño.

El procedimiento anterior fue llevado a cabo con los parámetros geométricos del condensador y los resultados obtenidos se muestran en la tabla 24.

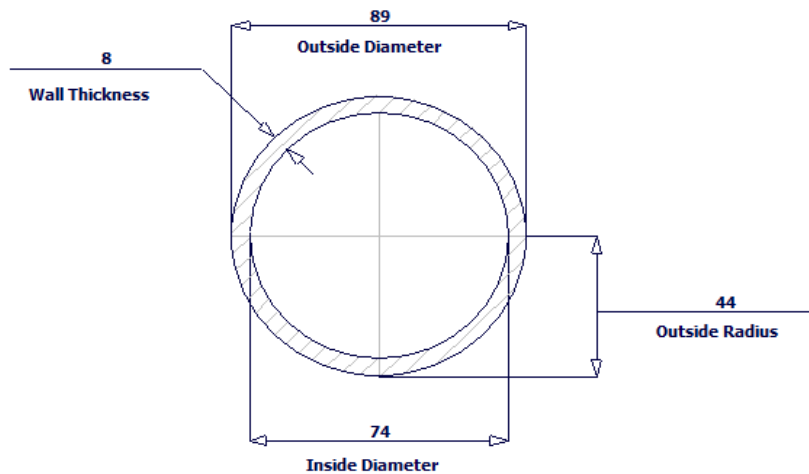
Tabla 24. Proceso de cálculo del espesor del casco del condensador.

	Espesor ( $t$ ).	$D_o$	$L/D_o$	$D_o/t$	$A$	$B$	$P_a$	$P_a \hat{=} P$
1	6 [mm]	82.64 [mm]	7.26	13.77	0.007	138	13.36	$P_a < P$
2	8 [mm]	86.64 [mm]	6.92	10.83	0.01	140	17.23	$P_a > P$

Fuente: Autores.

Ahora que se conoce el espesor necesario se procede a escoger un pipe estándar, cuyo diámetro sea el más próximo al calculado. Por tanto se tiene:

Figura 152. Medidas del casco del condensador.



Fuente: Programa Pipe-PRO. Sección tuberías

Tubería de 3" de diámetro nominal, cédula 80. Pipe Information ASME/ANSI B36.10M-1985.

**7.1.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del condensador:** A pesar de que el espesor de los tubos ya fue seleccionado, para poder hacer los cálculos del diseño térmico, se debe asegurar que este resistirá los niveles de presión a los que será sometido. Por tanto se utilizarán los lineamientos planteados en la sección VIII del manual de diseño de recipientes a presión de la ASME.

El espesor de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna puede ser calculado mediante la siguiente expresión:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6 * P} \quad [186]$$

Donde:

P es la presión interna de diseño, R es el radio interior del recipiente, S representa el esfuerzo permisible del material y E representa la eficiencia de la junta.

Reemplazando estos valores para el caso del condensador se tiene:

$$t = \frac{(101325 [Pa]) * (5.105 [mm])}{(110000000 [Pa]) * 0.8 - 0.6 * (101325 [Pa])}$$

$$t = 5.77 \times 10^{-3} [mm]$$

Se concluye entonces, que cualquier espesor por encima del valor calculado será capaz de soportar los niveles de presión a los que serán sometidos los tubos en el interior condensador. Por tanto el espesor de 1.25 [mm] seleccionado para los tubos es adecuado.

**7.1.3 Cálculo del espesor de los cabezales:** Debido a que los cabezales son de tipo circular y además están sometidos a presión externa, se debe utilizar un procedimiento similar al que se llevó a cabo para determinar el espesor del casco, solo que ahora la ecuación para encontrar Pa es la siguiente:

$$P_a = \frac{B}{(R/t)} \quad [187]$$

Reemplazando datos se tiene:

$$P_a = \frac{140}{(44.5/8)} = 25.17$$

Por tanto se concluye que un espesor de 8 [mm] para los cabezales es capaz de soportar la presión en el condensador.

**7.1.4 Cálculo del espesor de la placa portatubos:** El espesor que deben tener las placas portatubos está estipulado en la norma TEMA. Su valor se calcula con la siguiente expresión:

$$T = \frac{F * G}{3} * \sqrt{\frac{P}{n * S}} \quad [188]$$

Donde:

- T es el espesor efectivo de la placa portatubos.
- S es el máximo esfuerzo en tensión permisible.
- P es la presión de diseño, pero el valor a utilizar depende de la configuración del intercambiador.
- El valor de G está especificado en la norma TEMA y depende también del tipo de intercambiador que se esté utilizando.
- n es un factor que depende del arreglo de los tubos en el intercambiador.
- F depende también de la configuración del intercambiador.

Ahora se procede a calcular cada uno de estos parámetros:

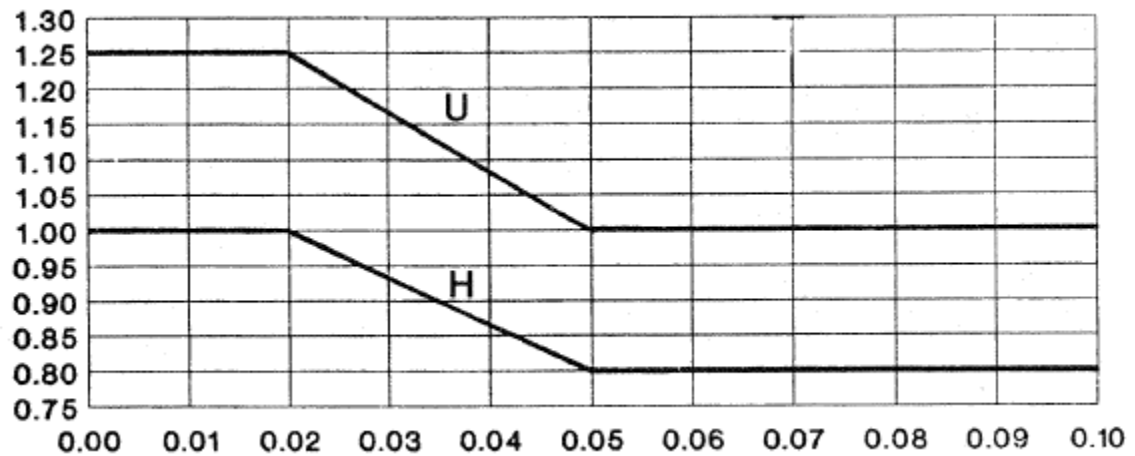
El valor de *F* se obtiene a partir de la figura 153. Debido a que el condensador tiene cabezales fijos *F* debe ser el valor determinado con la curva H.

Antes de debe calcular el valor de la relación Espesor de la pared/Radio interior, ya que este se debe ubicar en el eje de las abscisas para a partir de este punto trazar una línea vertical hasta que se cruce con la línea H. Luego con una línea horizontal se encuentra el valor de F.

$$\frac{t}{Ri} = \frac{8 [mm]}{37 [mm]} = 0.21$$

Extrapolando en la gráfica se obtiene un valor para F de 0.8.

Figura 153. Factor F para el cálculo del espesor de la placa portatubos.



Fuente: Norma TEMA. Pag 55.

$n$  se calcula a partir de la siguiente expresión que es útil siempre y cuando el arreglo de los tubos sea de  $45^\circ$  o de  $90^\circ$ .

$$n = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{Ltp}{do}\right)^2} \quad [189]$$

Donde  $Ltp$  es el paso entre tubos, calculado anteriormente y  $do$  es el diámetro exterior de los tubos, por tanto se tiene que:

$$n = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{1.25 * do}{do}\right)^2} = 0.4976$$

Para intercambiadores de cabezales fijos el valor de G está definido como el diámetro interno del casco, por tanto  $G = 74 [mm]$ .

Para el material seleccionado para la placa portatubos se tiene que  $S_y = 310 [MPa]$

Por último se debe calcular la P que se utilizará para calcular el espesor de la pieza. Para intercambiadores de cabezales fijos la presión debe ser calculada de acuerdo a las siguientes recomendaciones:

La presión efectiva de diseño debe ser tomada como la más grande en valor absoluto de las siguientes:

$$P = \frac{Ps' - Pd}{2}$$

$$P = Ps'$$

Donde:

$$Ps' = Ps * \left( \frac{0.4 * J * [1.5 + K(1.5 + fs)] - \left[ \left( \frac{1-J}{2} \right) * \left( \frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{1 + K * Fq * J} \right) \quad [190]$$

Donde:

- $D_j$  en este caso es igual al diámetro interior del casco.
- J es igual a 1 para casco sin juntas de expansión.
- Fq se toma como igual a 1.
- K se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$k = \frac{Es * ts * (Do - ts)}{Et * t_t * NTT * (do - t_t)} \quad [191]$$

- $P_s$  es la presión de diseño del casco.

Además para el cálculo de  $P_d$  se tiene la siguiente expresión:

$$P_d = \frac{4 * J * E_s * t_s * \left(\frac{\Delta L}{L}\right)}{(D_o - 3 * t_s) * (1 + K * F_q * J)} \quad [192]$$

Donde:

- $\Delta L$  es el crecimiento debido a la expansión térmica.
- $L$  es la longitud de los tubos entre las placas portatubos.
- $E_s$  es el módulo de elasticidad del material del casco.
- $D_o$  es el diámetro exterior del casco.
- $d_o$  es el diámetro exterior de los tubos.
- $t_s$  es el espesor del casco.
- $t_t$  es el espesor de los tubos.

Para el cálculo de  $P_d$  de la norma tema se tiene:

$$\Delta L = L * (\alpha_s * [T_m - 70] - \sigma_t * [t_m - 70]) \quad [193]$$

Donde  $\sigma_t$  y  $\alpha_s$  son los coeficientes de expansión térmica de los materiales de los tubos y el casco respectivamente, estos se obtienen de la tabla que se muestra en el anexo E, además  $T_m$  y  $t_m$  representan las temperaturas de diseño del casco y los tubos respectivamente.

$$\Delta L = \frac{600}{25.4} * (8.5 \times 10^{-6} * [104 - 70] - 9.6 \times 10^{-6} * [96.845 - 70])$$

$$\Delta L = 2.28 \times 10^{-3} [cm]$$

Además:

$$K = \frac{200000000 [Pa] * 0.008 [m] * (0.089 - 0.008) [m]}{110000000 [Pa] * 1.24 \times 10^{-3} [m] * 9 * (0.0127 - 1.24 \times 10^{-3}) [m]}$$

$$K = 82.9$$

Por lo tanto:

$$P_d = \frac{4 * 1 * (200 \times 10^6) * 0.008 * \left(\frac{2.28 \times 10^{-5}}{0.6}\right)}{(0.089 - 3 * 0.008) * (1 + * 82.9 * 1 * 1)}$$

$$P_d = 44.59$$

Para el cálculo de Ps:

$$f_s = 1 - NTT * \left(\frac{d_0}{G}\right)^2 \quad [191]$$

$$f_s = 1 - 9 * \left(\frac{0.0127}{0.074}\right)^2 = 0.7349$$

$$P_{S'} = P_S * \left(\frac{0.4 * 1 * [1.5 + 1(1.5 + 0.7349)] - 0}{1 + * 82.9 * 1 * 1}\right)$$

$$P_{S'} = 101325 * 0.01782 = 1805.68 [Pa]$$

Ahora las posibles opciones para calcular P son:

1)

$$P = \frac{1805.68 - 44.59}{2} = 880.545$$

2)

$$P = 1805.68 [Pa]$$

Ya que se debe escoger el mayor valor se toma la segunda opción.

Por lo tanto reemplazando en la ecuación 188 se tiene:

$$T = \frac{0.074 * 0.8}{3} * \sqrt{\frac{1805.68}{0.4976 * 310 \times 10^6}}$$

$$T = 0.0675 [mm]$$

Con este se llega a la conclusión que la placa portatubos podrá tener cualquier espesor por encima del calculado para que soporte los niveles de presión a los que será sometida. Por ser el valor necesario obtenido tan pequeño se buscó el valor mínimo permitido por la norma para el espesor de la placa portatubos de un intercambiador tipo C para tubos de menos de una pulgada, de esto se obtuvo que el espesor debe de  $\frac{3}{4}$  del diámetro exterior de los tubos, por tanto:

$$T = 9.5 [mm]$$

**7.1.5 Selección de las bridas:** Dado que los diámetros de las bridas del intercambiador son menores a 24 pulgadas, estas se seleccionarán y ninguna será diseñada.

En el caso de las bridas para unir los cabezales con el casco del intercambiador se escogió:

Brida de 3 pulgadas de diámetro nominal, con rating de presión de 150# RF. Schedule STD-ASME B16.5 2003. Las dimensiones de la brida se muestran en el anexo F.

**7.1.6 Boquillas:** El diámetro de las bridas del intercambiador se seleccionará de acuerdo al tamaño de las tuberías.

## 7.2 DISEÑO MECÁNICO DEL EVAPORADOR

El primer paso en el diseño mecánico del evaporador será fijar las especificaciones bajo las cuales se calcularán las dimensiones de los diferentes componentes:

Tabla 25. Especificaciones para el diseño mecánico del evaporador

<b>PÁRAMETRO</b>	<b>VALOR</b>
Tipo de intercambiador	<i>BXM</i>
Clase	<i>C</i>
Presión de diseño lado casco	14.7 [psi]
Presión de diseño lado tubos	14.7 [psi]
Temperatura de diseño lado casco	12 [°C]
Temperatura de diseño lado tubos	15.75 [°C]
Configuración Tubos	<i>Cuadrada 90°</i>
Diámetro Exterior tubos	0.5 [in]
Calibre BWG	18

Fuente: Autores

La elección del tipo de intercambiador se basó en el análisis previo desarrollado para el condensador, de igual forma la presión de diseño será la presión exterior al considerarse más crítica que la presión de vacío interior, la temperatura de diseño del lado casco será la temperatura de evaporación que a su vez es determinante para el cálculo de la temperatura de diseño lado tubos pues esta última depende de la media entre la entrada y la salida del agua a refrigerar y la media con la temperatura de evaporación.

Teniendo en cuenta que el evaporador trabaja a presión de vacío el diseño se basa en la presión externa es decir la atmosférica.

Tabla 26. Especificación de materiales para el evaporador

PIEZA	DENOMINACIÓN	FORMA	Sy
Casco	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Tubos	Cobre	Tube	110 [MPa]
Boquillas	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Bridas	SA-105	Forging	250 [MPa]
Baffles	SA-537	Plate	310 [MPa]
Placa Portatubos	SA-537	Plate	310 [MPa]
Pernos	SA-193	Bolting	515 [MPa]
Cabezales	SA-537	Plate	310 [MPa]

Fuente: Autores

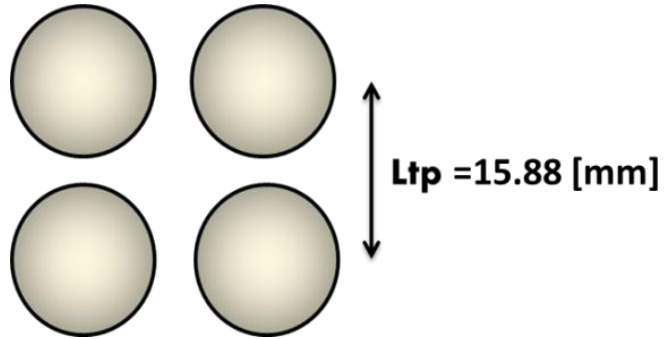
El orden de cálculo para los componentes del evaporador será el siguiente:

- Cálculo del diámetro del casco y del espesor del casco.
- Comprobar espesor de los tubos.
- Cálculo espesor de los cabezales
- Cálculo espesor placas portatubos
- Selección de bridas
- Dimensionar las boquillas

**7.2.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del evaporador:** En primer lugar se debe calcular el paso entre tubos ( $L_{tp}$ , figura 154) que para un arreglo de 90° está definido por la ecuación [169]

$$L_{tp} = 1.25 * 12.7 [mm] = 15.88 [mm]$$

Figura 154. Arreglo tubos en el evaporador



Fuente: Autores

Ahora se calcula el DOTL o el diámetro que define el límite exterior de los tubos. Como en el absorbedor el arreglo de los tubos también es de  $90^\circ$  se utiliza la ecuación 183.

Aunque del diseño termodinámico se concluyó que son necesarios diez tubos para el funcionamiento de la máquina, se utilizarán doce para completar el arreglo.

$$DOTL = 1.1 * 12^{0.5} * 15.88 + 12.7 = 73.21 [mm]$$

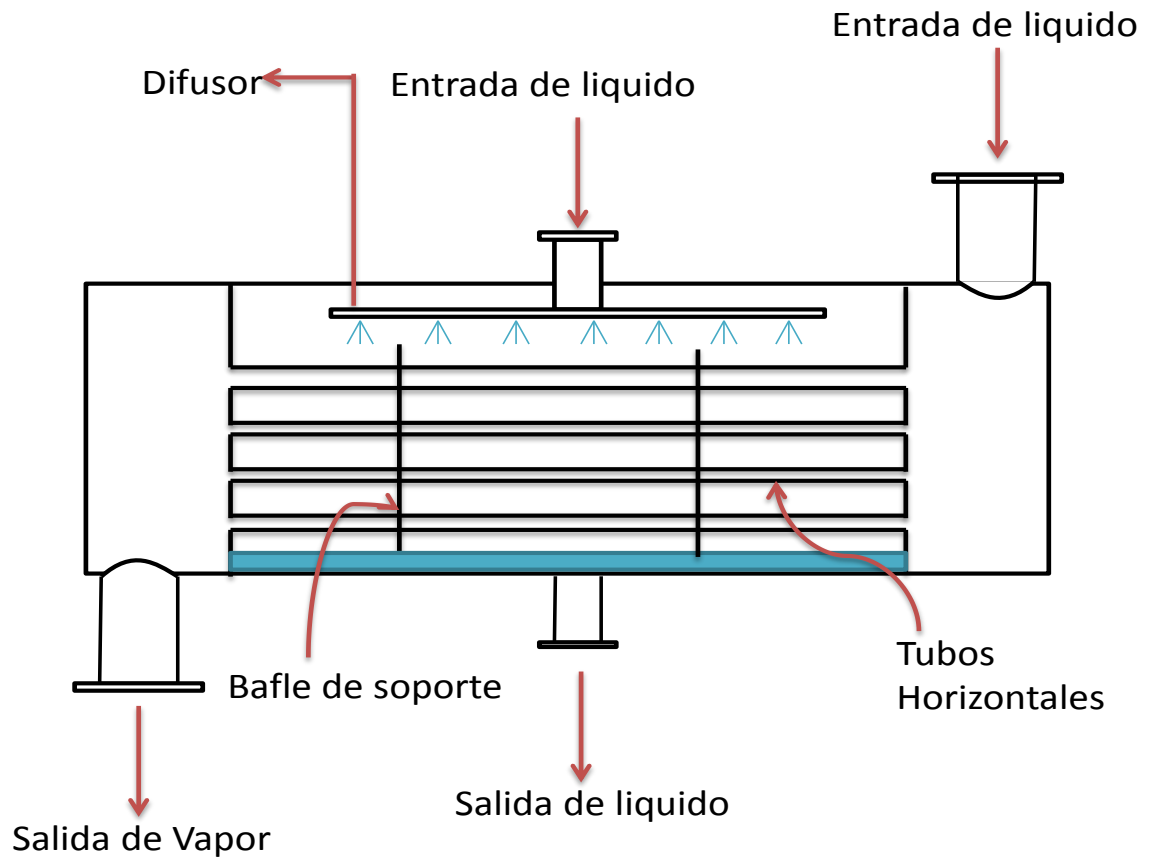
También se debe calcular el  $L_{bb}$ , o la diferencia entre el DOTL y el  $D_s$  que es el diámetro interior del casco. Este valor se encuentra tabulado y depende del DOTL y del tipo de cabezal posterior utilizado, anexo D. Para este caso el  $L_{bb}$  es igual a 0.2 [in].

Ya con estos datos se puede calcular un diámetro interior para el casco con la ecuación 184

$$D_s = 73.41 [mm]$$

Para el evaporador es necesario un distribuidor como se observa en la figura 159, con el fin de poder mojar de forma uniforme la periferia de los tubos.

Figura 155. Representación esquemática del absorbedor



Fuente: Autores

Por lo cual es necesario un diámetro interior superior al calculado anteriormente, se plantea

$$D_s = 97[mm]$$

De la misma forma en la que se realizó para el condensador se procede a calcular el espesor necesario para resistir los niveles de presión a los que será sometido, para esto se seguirá el procedimiento expuesto en la sección octava de la norma ASME, parte UG-28 para el cálculo de recipientes sometidos a presión externa.

Expuesto de manera extensa en el capítulo referente al diseño mecánico del condensador.

El procedimiento anterior fue llevado a cabo con los parámetros geométricos del evaporador y los resultados obtenidos se muestran en la tabla 27.

Dónde:

- $D_o = D_s + 2 \times t$
- El factor A se obtiene de la figura 150, entrando en el eje vertical con la relación  $L/D_o$  he interceptándolo con la relación  $D_o/t$
- El factor B se obtiene de la figura 151, a partir del vapor de A calculado y el esfuerzo de fluencia del material.
- $P_a = \frac{4*B}{3*\left(\frac{D_o}{t}\right)}$
- La relación entre Pa y P se obtiene al comparar el valor de Pa calculado con el de la presión externa de diseño (Presión ambiente). Si Pa es menor que la presión de diseño se debe seleccionar un espesor mayor y repetir el procedimiento hasta que Pa sea mayor o igual a la presión de diseño

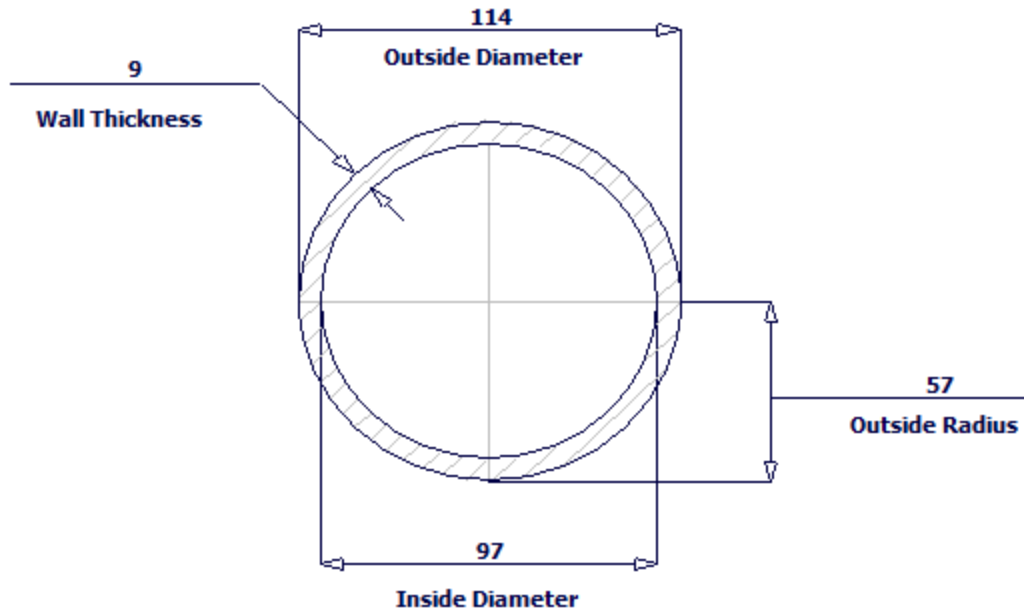
Tabla 27. Proceso de cálculo del espesor del casco del evaporador.

	<b>Espesor (t).</b>	<b>Do</b>	<b>L/Do</b>	<b>Do/t</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>Pa</b>	<b>Pa ¿? P</b>
<b>1</b>	<b>6 [mm]</b>	<b>109 [mm]</b>	<b>5.50</b>	<b>18.16</b>	<b>0.0035</b>	<b>130</b>	<b>9.54</b>	<b>Pa &lt; P</b>
<b>2</b>	<b>8 [mm]</b>	<b>113 [mm]</b>	<b>5.30</b>	<b>14.125</b>	<b>0.0075</b>	<b>150</b>	<b>14.15</b>	<b>Pa &gt; P</b>

Fuente: Autores

Ahora que se conoce el espesor necesario se procede a escoger un pipe estándar, cuyo diámetro sea el más próximo al calculado. En la figura 156 se muestran las especificaciones del pipe seleccionado.

Figura 156. Medidas del casco del evaporador.



**Fuente:** Pipe-PRO. Sección tuberías

Tubería de 4" de diámetro nominal, cédula 80. Pipe Information ASME/ANSI B36.10M-1985

**7.2.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del evaporador:** A pesar de que el espesor de los tubos ya fue seleccionado, para poder hacer los cálculos del diseño térmico, se debe asegurar que este resistirá los niveles de presión a los que será sometido. Por tanto se utilizarán los lineamientos planteados en la sección VIII del manual de diseño de recipientes a presión de la ASME.

El espesor de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna puede ser calculado mediante la ecuación 186.

Reemplazando estos valores para el caso del evaporador se tiene:

$$t = \frac{(101325 [Pa]) * \left(\frac{5.01}{1000}\right)}{(110000000[Pa]) * 0.8 - 0.6 * (101325 [Pa])}$$

$$t = 5.77 \times 10^{-6} [m] = 5.77 \times 10^{-3} [mm]$$

Se concluye entonces, que cualquier espesor por encima del valor calculado será capaz de soportar los niveles de presión a los que serán sometidos los tubos en el interior de, evaporador. Por tanto el espesor de 1.25 [mm] seleccionado para los tubos es adecuado.

**7.2.3 Cálculo del espesor de los cabezales:** Debido a que los cabezales son de tipo circular y además están sometidos a presión externa, se debe utilizar un procedimiento similar al que se llevó a cabo para determinar el espesor del casco, solo que ahora la ecuación para encontrar  $P_a$  en la número 187.

Suponiendo que el cabezal tendrá el mismo espesor del caso y reemplazando datos se tiene:

$$P_a = \frac{150}{\left(\frac{57}{8}\right)} = 21.05$$

Por tanto se concluye que un espesor de 8 [mm] para los cabezales es capaz de soportar la presión en el evaporador.

**7.2.4 Cálculo del espesor de la placa porta tubos:** De acuerdo a la norma TEMA el espesor de la placa porta-tubos está definido por la ecuación 188, pero luego de observar lo ocurrido en el condensador y analizando la ecuación se observa que la  $P$  que se calcula será siempre algunos ordenes de magnitud más pequeña que el esfuerzo permisible en tensión del material de la placa porta-tubos debido a las condiciones de trabajo de los intercambiadores, por tanto se optó por calcular el espesor de esta pieza a partir de los requerimientos mínimos impuestos por la norma. Como ya se dijo para intercambiadores tipo C y con diámetro exterior de los tubos menor a una pulgada, el espesor de la placa porta-tubos debe ser de 3/4 del diámetro exterior de los tubos, entonces:

$$T = 9.5 [mm]$$

**7.2.5 Selección de las bridas:** Dado que los diámetros de las bridas del intercambiador son menores a 24 pulgadas, estas se seleccionaran y ninguna será diseñada.

En el caso de las bridas para unir los cabezales con el casco del intercambiador se escogió:

Brida de 4 pulgadas de diámetro nominal, con rating de presión de 150# RF. Schedule STD-ASME B16.5 2003.

Las dimensiones de la brida se muestran en el anexo F.

**7.2.6 Boquillas:** El diámetro de las bridas del intercambiador se seleccionará de acuerdo al tamaño de las tuberías.

### 7.3 DISEÑO MECÁNICO DEL ABSORBEDOR

En la tabla 28 se muestran los parámetros a tener en cuenta durante el diseño del absorbedor:

Tabla 28. Especificaciones para el diseño mecánico del condensador

PÁRAMETRO	VALOR
Clase	<i>C</i>
Presión de diseño lado casco	14.7 [ <i>psi</i> ]
Presión de diseño lado tubos	14.7 [ <i>psi</i> ]
Temperatura de diseño lado casco	44.85 [ <i>°C</i> ]
Temperatura de diseño lado tubos	36.8 [ <i>°C</i> ]
Configuración Tubos	<i>Cuadrada 90°</i>
Diámetro Exterior tubos	0.5 [ <i>in</i> ]
Calibre BWG	18

**Fuente:** Autores

Además en la tabla 29 se muestran los materiales que serán usados en cada componente del intercambiador.

Tabla 29. Especificación de materiales para el absorbedor.

PIEZA	DENOMINACIÓN	FORMA	Sy
Casco	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Tubos	Cobre	Tube	110 [MPa]
Boquillas	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Bridas	SA-105	Forging	250 [MPa]
Baffles	SA-537	Plate	310 [MPa]
Placa Portatubos	SA-537	Plate	310 [MPa]
Pernos	SA-193	Bolting	515 [MPa]
Cabezales	SA-537	Plate	310 [MPa]

**Fuente:** Autores

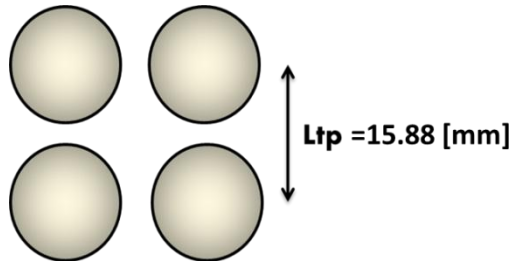
El orden de cálculo para los componentes del absorbedor es similar al llevado a cabo en los anteriores intercambiadores y se muestra a continuación:

- Cálculo del diámetro del casco y del espesor del casco.
- Comprobar espesor de los tubos.
- Cálculo espesor de los cabezales
- Cálculo espesor placas portatubos
- Selección de bridas
- Dimensionar las boquillas

**7.3.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del absorbedor:** En primer lugar se debe calcular el paso entre tubos ( $L_{tp}$ , figura 157) que para un arreglo de  $90^\circ$  está definido por la ecuación 169.

$$L_{tp} = 1.25 * 12.7 [mm] = 15.88 [mm]$$

Figura 157. Arreglo tubos en el absorbedor



Fuente: Autores

Ahora se calcula el DOTL o el diámetro que define el límite exterior de los tubos. Como en el absorbedor el arreglo de los tubos también es de  $90^\circ$  se utiliza la ecuación 183.

Aunque del diseño térmico se concluyó que se debían usar once tubos para completar el arreglo del intercambiador se utilizarán doce tubos.

$$DOTL = 1.1 * 12^{0.5} * 15.88 + 12.7 = 73.19 [mm]$$

También se debe calcular el  $L_{bb}$ , que representa la diferencia entre el DOTL y el  $D_s$  que es el diámetro interior del casco, en este caso el  $L_{bb}$  se toma del anexo D y es igual a 0.2 [in].

Ya con estos datos se puede calcular un diámetro interior para el casco con la ecuación 184.

$$D_s = 78.27 [mm]$$

Ahora se debe calcular el espesor necesario para el casco del absorbedor, ya que en este intercambiador también se tiene una presión interna de vacío, el procedimiento a seguir es similar al que se llevó a cabo en el condensador para recipientes sometidos a presión externa.

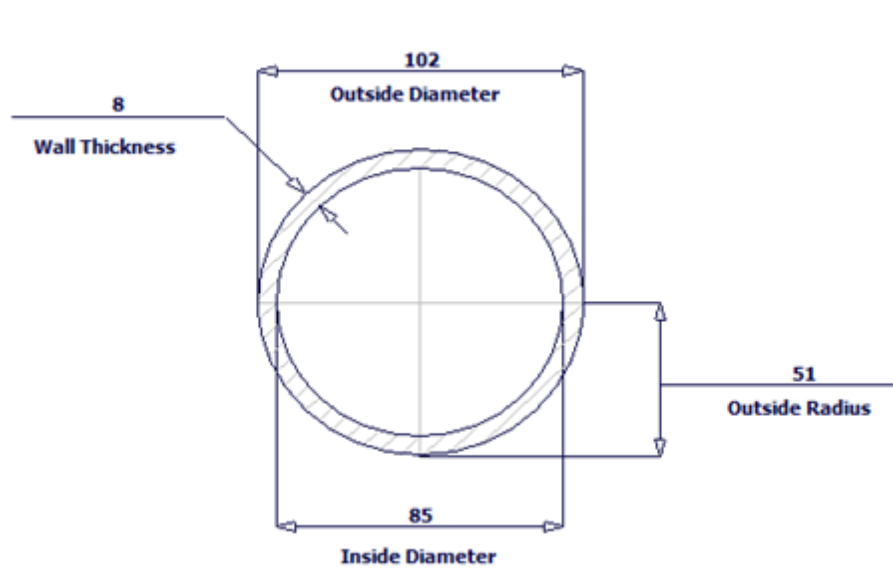
Tabla 30. Proceso de cálculo del espesor del casco del absorbedor.

	Espesor ( $t$ ).	$D_o$	$L/D_o$	$D_o/t$	$A$	$B$	$P_a$	$P_a \hat{=} P$
1	6 [mm]	90.74 [mm]	11.020	15.12	0.005	135	11.9	$P_a < P$
2	8 [mm]	94.74 [mm]	10.55	11.84	0.01	140	15.7	$P_a > P$

Fuente: Autores

Ahora que se conoce el espesor necesario se procede a escoger un pipe estándar, cuyo diámetro sea el más próximo al calculado. Por tanto se tiene:

Figura 158. Medidas del casco del absorbedor.



Fuente: ProgramaPipe-PRO. Sección tuberías

Tubería de 3 *pulgadas y media* de diámetro nominal, cédula 80. Pipe Information ASME/ANSI B36.10M-1985

**7.3.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del absorbedor:** A pesar de que el espesor de los tubos ya fue seleccionado, para poder hacer los cálculos del diseño térmico, se debe asegurar que este resistirá los niveles de presión a los que será sometido. Por tanto se utilizarán los lineamientos planteados en la sección VIII del manual de diseño de recipientes a presión de la ASME.

El espesor de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna se calcula con la ecuación 186. Por tanto se tiene:

$$t = \frac{(101325 [Pa]) * \left(\frac{5.01}{1000}\right)}{(110000000[Pa]) * 0.8 - 0.6 * (101325 [Pa])}$$

$$t = 5.77 \times 10^{-6} [m] = 5.77 \times 10^{-3} [mm]$$

Se concluye entonces, que cualquier espesor por encima del valor calculado será capaz de soportar los niveles de presión a los que serán sometidos los tubos en el interior condensador. Por tanto el espesor de 1.25 [mm] seleccionado para los tubos es adecuado.

**7.3.3 Cálculo del espesor de los cabezales:** Debido a que los cabezales son de tipo circular y además están sometidos a presión externa, se debe utilizar un procedimiento similar al que se llevó a cabo para determinar el espesor del casco, solo que ahora la ecuación para encontrar  $P_a$  es la número 187.

Reemplazando datos se tiene:

$$P_a = \frac{140}{\left(\frac{51}{8}\right)} = 21.96$$

Por tanto se concluye que un espesor de 8 [mm] para los cabezales es capaz de soportar la presión en el absorbedor.

**7.3.4 Cálculo del espesor de la placa portatubos:** De acuerdo a la norma TEMA el espesor de la placa portatubos está definido por la ecuación 188, pero luego de observar lo ocurrido en el condensador y analizando la ecuación se observa que la  $P$  que se calcula será siempre algunos ordenes de magnitud más pequeña que el esfuerzo permisible en tensión del material de la placa portatubos debido a las condiciones de trabajo de los intercambiadores, por tanto se optó por calcular el espesor de esta pieza a partir de los requerimientos mínimos impuestos por la norma.

Como ya se dijo para intercambiadores tipo C y con diámetro exterior de los tubos menor a una pulgada, el espesor de la placa portatubos debe ser de 3/4 del diámetro exterior de los tubos, entonces:

$$T = \frac{3}{4} * do$$

$$T = 9.5 [mm]$$

**7.3.5 Selección de las bridas:** Dado que los diámetros de las bridas del intercambiador son menores a 24 pulgadas, estas se seleccionaran y ninguna será diseñada.

En el caso de las bridas para unir los cabezales con el casco del intercambiador se escogió:

Brida de 3 pulgadas y media de diámetro nominal, con rating de presión de 150# RF. Schedule STD-ASME B16.5 2003.

Las dimensiones de la brida se muestran en el anexo F.

**7.3.6 Boquillas:** El diámetro de las bridas del intercambiador se seleccionara de acuerdo al tamaño de las tuberías.

## **7.4 DISEÑO MECÁNICO DEL GENERADOR**

Al igual que para los anteriores intercambiadores, en primer lugar especifican los parámetros de diseño para el generador:

Además en la tabla 32 se muestran los materiales que serán usados en cada componente del intercambiador.

Tabla 31. Especificaciones para el diseño mecánico del generador

<b>PÁRAMETRO</b>	<b>VALOR</b>
Clase	<i>C</i>
Presión de diseño lado casco	14.7 [psi]
Presión de diseño lado tubos	14.7 [psi]
Temperatura de diseño lado casco	72.6 [°C]
Temperatura de diseño lado tubos	80.63 [°C]
Configuración Tubos	<i>Cuadrada 90°</i>
Diámetro Exterior tubos	0.5 [in]
Calibre BWG	18

Fuente: Autores

Tabla 32. Especificación de materiales para el generador.

<b>PIEZA</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>FORMA</b>	<b>Sy</b>
Casco	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Tubos	Cobre	Tube	110 [MPa]
Boquillas	SA-333	Pipe	315 [MPa]
Bridas	SA-105	Forging	250 [MPa]
Baffles	SA-537	Plate	310 [MPa]
Placa Portatubos	SA-537	Plate	310 [MPa]
Pernos	SA-193	Bolting	515 [MPa]
Cabezales	SA-537	Plate	310 [MPa]

Fuente: Autores

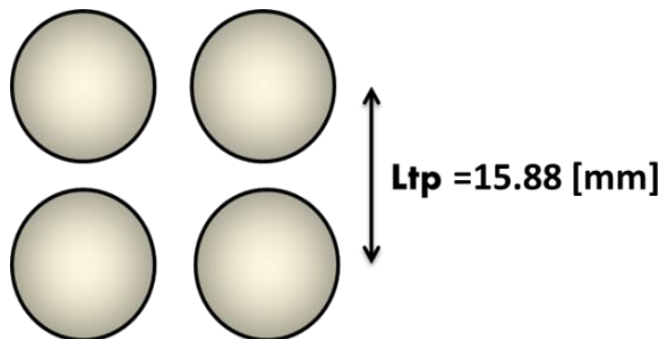
El orden de cálculo para los componentes del generador es similar al llevado a cabo en los anteriores intercambiadores y se muestra a continuación:

- Cálculo del diámetro del casco y del espesor del casco.
- Comprobar espesor de los tubos.
- Cálculo espesor de los cabezales
- Cálculo espesor placas portatubos
- Selección de bridas
- Dimensionar las boquillas

**7.4.1 Cálculo del diámetro y del espesor del casco del generador:** En primer lugar se debe calcular el paso entre tubos  $L_{tp}$ , que para un arreglo de  $90^\circ$  está definido por la ecuación 182.

$$L_{tp} = 1.25 * 12.7 [mm] = 15.88 [mm]$$

Figura 159. Arreglo tubos en el absorbedor



Fuente: Autores

Ahora se calcula el DOTL o el diámetro que define el límite exterior de los tubos. Como en el absorbedor el arreglo de los tubos también es de  $90^\circ$  se utiliza la ecuación 183.

Aunque del diseño térmico se concluyó que se debían usar ocho tubos para completar el arreglo del intercambiador se utilizarán nueve tubos.

$$DOTL = 1.1 * 9^{0.5} * 15.88 + 12.7 = 65.1 [mm]$$

También se debe calcular el  $L_{bb}$ , que representa la diferencia entre el DOTL y el  $D_s$  que es el diámetro interior del casco, en este caso el  $L_{bb}$  se toma del anexo D y es igual a 0.2 [in].

Ya con estos datos se puede calcular un diámetro interior para el casco con la ecuación 184

$$D_s = 70.184 [mm]$$

Ahora se debe calcular el espesor necesario para el casco del generador, ya que en este intercambiador también se tiene una presión interna de vacío, el procedimiento a seguir es similar al que se llevó a cabo en el condensador para recipientes sometidos a presión externa.

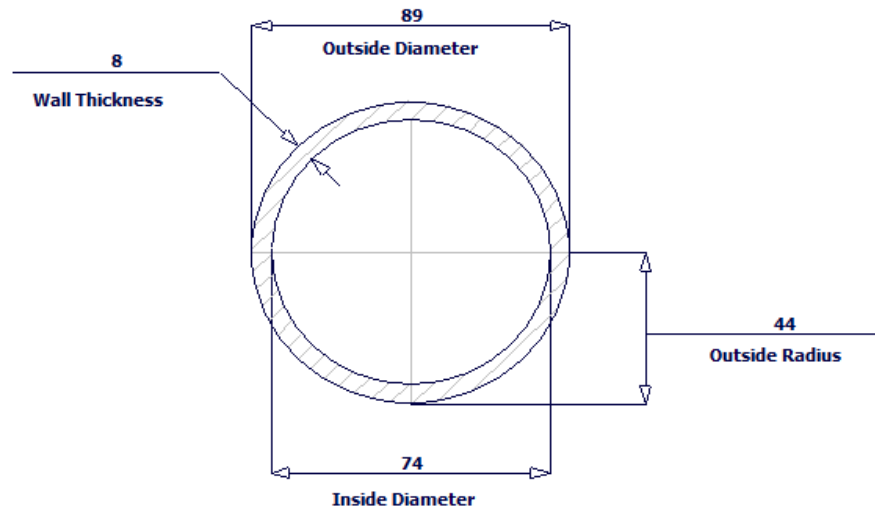
Tabla 33. Proceso de cálculo del espesor del casco del generador.

	Espesor ( $t$ ).	$D_o$	$L/D_o$	$D_o/t$	$A$	$B$	$P_a$	$P_a \text{ ¿? } P$
1	6 [mm]	82.1 [mm]	12.18	13.68	0.0065	137	13,35	$P_a < P$
2	<b>8 [mm]</b>	<b>86.2 [mm]</b>	<b>11.6</b>	<b>10.78</b>	<b>0.01</b>	<b>140</b>	<b>17.31</b>	$P_a > P$

Fuente: Autores

Ahora que se conoce el espesor necesario se procede a escoger un pipe estándar, cuyo diámetro sea el más próximo al calculado. Por tanto se tiene:

Figura 160. Medidas del casco del generador.



Fuente: Pipe-PRO. Sección tuberías

Tubería de 3" de diámetro nominal, cédula 80. Pipe Information ASME/ANSI B36.10M-1985.

**7.4.2 Cálculo del espesor y la velocidad en los tubos del generador:** A pesar de que el espesor de los tubos ya fue seleccionado, para poder hacer los cálculos del diseño térmico, se debe asegurar que este resistirá los niveles de presión a los que será sometido. Por tanto se utilizarán los lineamientos planteados en la sección VIII del manual de diseño de recipientes a presión de la ASME.

El espesor de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna se calcula con la ecuación 173. Por tanto se tiene:

$$t = \frac{(101325 [Pa]) * (5.105 [mm])}{(110000000 [Pa]) * 0.8 - 0.6 * (101325 [Pa])}$$

$$t = 5.77 \times 10^{-3} [mm]$$

Se concluye entonces, que cualquier espesor por encima del valor calculado será capaz de soportar los niveles de presión a los que serán sometidos los tubos en

el interior condensador. Por tanto el espesor de 1.25 [mm] seleccionado para los tubos es adecuado.

**7.4.3 Cálculo del espesor de los cabezales:** Debido a que los cabezales son de tipo circular y además están sometidos a presión externa, se debe utilizar un procedimiento similar al que se llevó a cabo para determinar el espesor del casco, solo que ahora la ecuación para encontrar  $P_a$  es la número 187.

Reemplazando datos se tiene:

$$P_a = \frac{140}{(44.5/8)} = 25.17$$

Por tanto se concluye que un espesor de 8 [mm] para los cabezales es capaz de soportar la presión en el condensador.

**7.4.4 Cálculo del espesor de la placa portatubos:** Durante el cálculo del espesor de las placas portatubos en el generador, se realizó el mismo análisis que en el absorbedor y la conclusión fue similar. Por tanto se decidió calcular el espesor de este elemento como 3/4 del diámetro exterior de los tubos, ya que es el mínimo recomendado por la norma TEMA:

$$T = \frac{3}{4} * d_o$$

$$T = 9.5 [mm]$$

**7.4.5 Selección de las bridas:** Dado que los diámetros de las bridas del intercambiador son menores a 24 pulgadas, estas se seleccionaron y ninguna será diseñada.

En el caso de las bridas para unir los cabezales con el casco del intercambiador se escogió:

Brida de 3 pulgadas de diámetro nominal, con rating de presión de 150# RF. Schedule STD-ASME B16.5 2003.

Las dimensiones de la brida se muestran en el anexo F.

**7.4.6 Boquillas:** El diámetro de las bridas del intercambiador se seleccionará de acuerdo al tamaño de las tuberías.

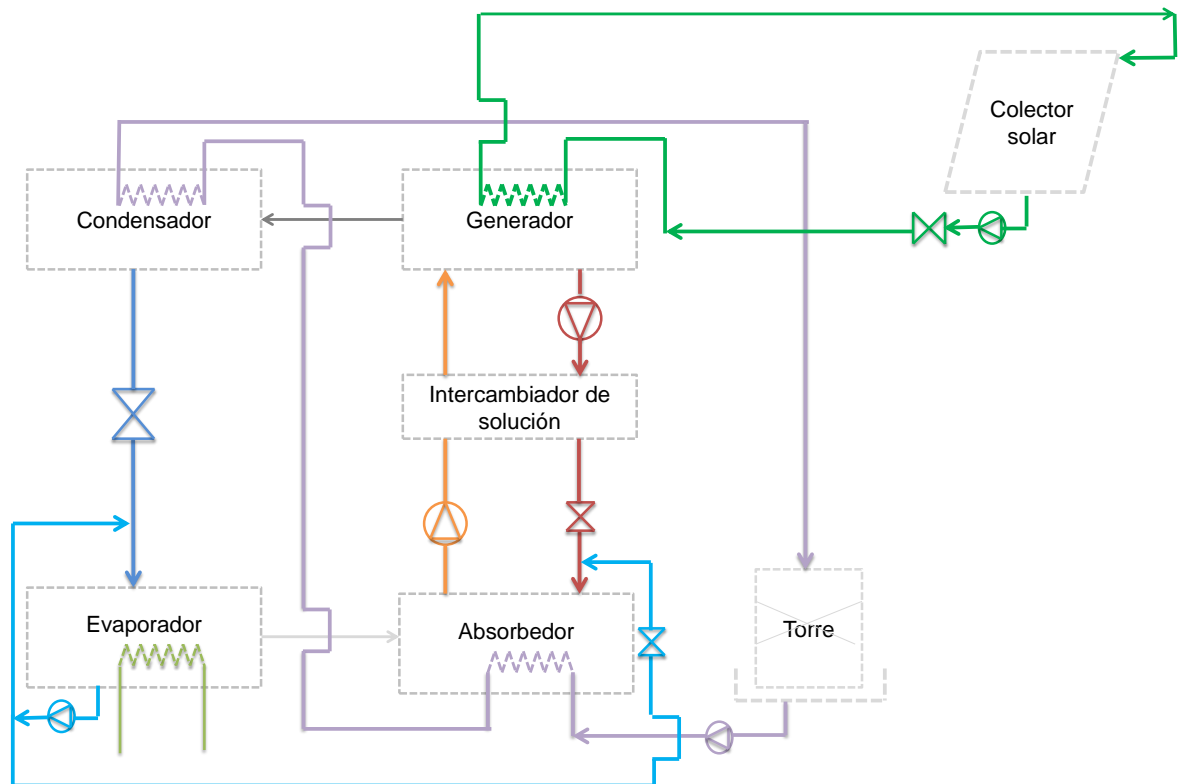
## 8. SISTEMA DE TUBERIAS

### 8.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Para continuar con el diseño de la máquina de refrigeración es indispensable el análisis del sistema de tuberías, el objetivo de esta fase es el dimensionamiento de las líneas, es decir la selección del diámetro, material, longitud, cálculo de las pérdidas de carga, entre otros.










El sistema de tuberías se analizó por líneas dependiendo del fluido que circulará por las mismas, esto se muestra en la figura 161 en la cual se representan las tuberías por tramos continuos de diferentes colores relacionados en la tabla 34.

Figura 161. Sistema de tuberías



Fuente: Autores

Tabla 34. Convención de colores en las líneas

LÍNEA	FLUIDO	COLOR
1	Solución diluida	
2	Solución concentrada	
3	Vapor sobrecalentado	
4	Líquido/ líquido + vapor flash	
5	Vapor saturado	
6	Agua de refrigeración	
7	Refrigerante a baja temperatura	
8	Agua caliente	
9	Agua refrigerada	

Fuente: Autores

## 8.2 DESCRIPCIÓN POR LÍNEAS

**8.2.1 LÍNEA 1: Absorbedor – Intercambiador de calor de Solución – Generador:** En el sistema de tuberías esta línea cumple con la tarea de transportar la solución diluida proveniente del absorbedor al intercambiador de calor intermedio, en el cual ganará energía de la solución concentrada y a alta temperatura proveniente del generador, luego a través de la línea 1 se conecta este intercambiador de calor con el generador para separar el vapor de refrigerante de la solución y continuar con el ciclo de absorción.

Además para esto se debe usar una bomba con el fin de aumentar la energía de la solución desde el nivel de presión del absorbedor hasta el del generador y de compensar las pérdidas por fricción y accesorios.

**8.2.1.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** En la tabla 35 se muestran las especificaciones para la línea 1, que se determinaron teniendo en cuenta la

naturaleza corrosiva de la solución de bromuro de litio-agua y la selección de un diámetro y material para la tubería que minimice las pérdidas por fricción y los costos.

Tabla 35. Características de la Tubería para la línea 1.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	½ Pulgada

Fuente: Autores

**8.2.1.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** El cálculo de las pérdidas en la línea se realiza con el fin de seleccionar la bomba que impulsará la solución a través de ella. Para determinar la cabeza que debe tener la bomba para mover el fluido desde el absorbedor hasta el generador se debe hallar la altura total dinámica a vencer o TDH por sus siglas en inglés (total dynamic head) que es igual a la suma de la altura estática o geométrica que por la que debe transportarse el fluido y las pérdidas de carga en la instalación, que a su vez se puede dividir en pérdidas por fricción y perdidas menores causadas por los accesorios en la tubería.

Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.0184 [Kg/s]

**Densidad Promedio:** 1585 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 0.183 [gpm]

**Viscosidad:** 0.002244 [Pa.s]

- **Altura Estática en la línea 1:** A partir del modelo en SolidWorks del sistema se determinó que este valor asciende a los 1018 [mm].
- **Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión causada por la fricción en un fluido totalmente desarrollado es descrita por la ecuación de Darcy- Weisbach.

$$\Delta P = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \left(\frac{\rho V^2}{2}\right) \quad [194]$$

Dónde:

$\Delta P$  representa la caída de presión [Pa]

$f$  es el factor de fricción, que se obtiene a partir del diagrama de Moody.

$L$  es la longitud de la tubería [m]

$D$  es el diámetro interno de la tubería [m]

$\rho$  es la densidad del fluido a la temperatura media. [Kg/m<sup>3</sup>]

$V$  es la velocidad media del fluido en la tubería. [m/s]

De nuevo la longitud de la tubería se calcula a partir del modelo CAD del sistema de refrigeración y esta es igual a 610 [mm].

La velocidad en la tubería se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \rho * V * A \quad [195]$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.0184}{1585 * \left(\frac{\pi * 0.01588^2}{4}\right)} = 0.059 \text{ [m/s]}$$

Además el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 660.76$$

Por último para calcular el factor de fricción se utilizó la figura 162, este depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería en caso que el flujo sea turbulento.

Por tanto reemplazando estos valores en la ecuación 194 se tiene:

$$\Delta P = 0.09685 * \left(\frac{610}{15.8}\right) * \left(\frac{1585 * 0.059^2}{2}\right)$$

$$\Delta P = 10.4 [Pa]$$

Ahora pasando este valor a metros de columna de solución se tiene:

$$H_{friccion} = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad [196]$$

$$H_{friccion} = 6.679 \times 10^{-4} [m]$$

**Pérdidas menores:** Las pérdidas por válvulas y accesorios se pueden calcular a partir de la siguiente expresión:

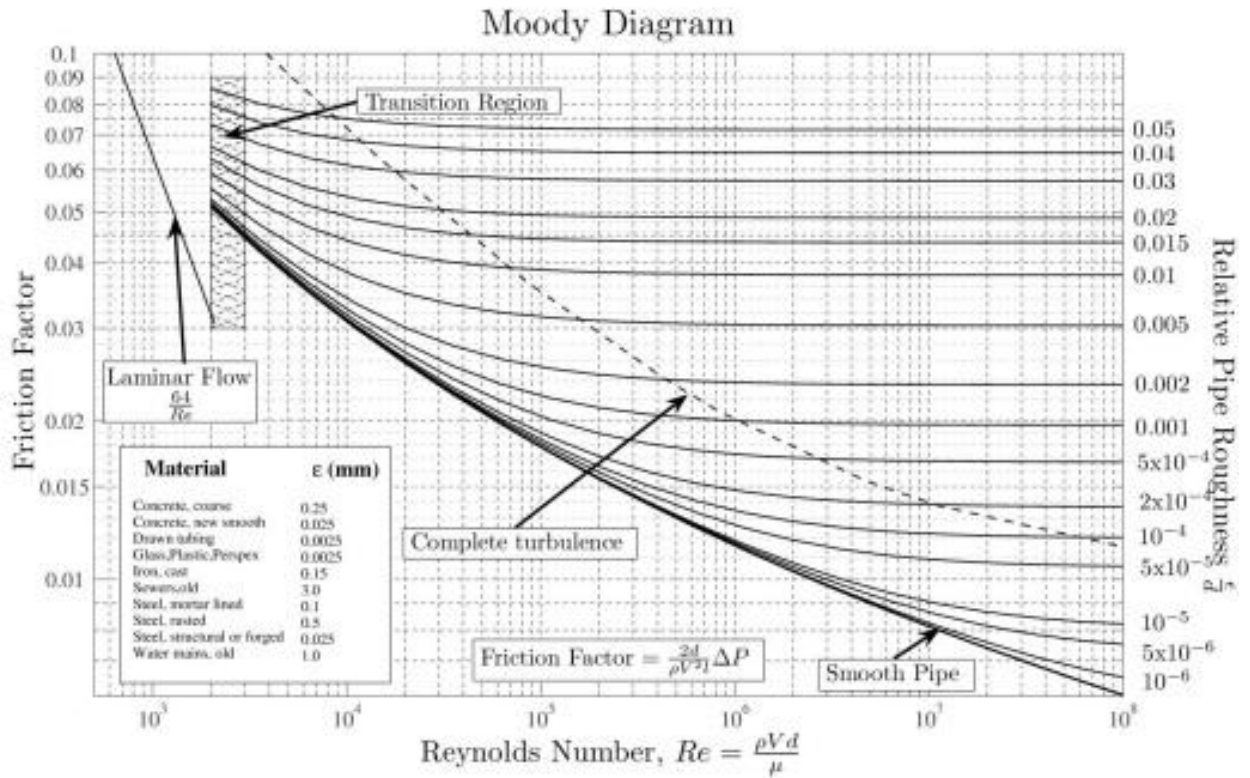
$$\Delta P = K * \rho * \frac{V^2}{2} \quad [197]$$

Donde:

$K$  es un factor que depende de la geometría del accesorio.

$V$  es la velocidad media del fluido en el accesorio. [m/s]

Figura 162. Diagrama de Moody



Fuente: ASHRAE FUNDAMENTALS. 2009

### Pérdidas en codos:

- 3 Codos de 90° con un diámetro nominal de ¾ de pulgada.
- 3 Codos de 90° con un diámetro nominal de ½ pulgada.

Para codos de 90° se tiene que  $K = 0.9$ , por tanto las pérdidas por codos se calculan así:

$$\Delta P_{codos} = \left[ 3 * 0.9 * 1585 * \frac{0.03374^2}{2} \right] + \left[ 3 * 0.9 * 1585 * \frac{0.0592^2}{2} \right]$$

$$\Delta P_{codos} = 9.9 [Pa]$$

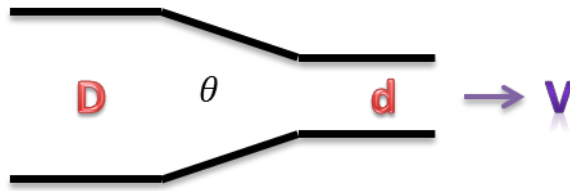
$$H_{codos} = 6.39 \times 10^{-4} [m]$$

### Pérdidas por reducciones:

- 1 Reducción de 1 pulgada a ½ Pulgada.

El factor K en este caso depende de la relación d/D:

Figura 163. Esquema útil para calcular el factor K por reducciones de diámetro



Fuente: Autores

En este caso se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{15.8}{26.64} = 0.6$$

Por tanto se tiene un K de  $0.15^{28}$  entonces

$$\Delta P_{reducciones} = 0.15 * 1585 * \frac{0.0592^2}{2}$$

$$\Delta P_{reducciones} = 0.42 \text{ [Pa]}$$

$$H_{reducciones} = 2.69 \times 10^{-5} \text{ [m]}$$

### Ampliaciones:

- 1 ampliación de ¾ de pulgada a 1 pulgada

El factor K en este caso depende del ángulo de la expansión. En el caso en el que  $\theta = 30^\circ$  K es igual a 0.02, entonces:

---

<sup>28</sup> Mecánica de Fluidos de Cengel 305p.

$$\Delta P_{\text{expansiones}} = 0.02 * 1585 * \frac{0.0592^2}{2}$$

$$\Delta P_{\text{expansiones}} = 0.055 [Pa]$$

$$H_{\text{expansiones}} = 3.57 \times 10^{-6} [m]$$

Por último se deben considerar las pérdidas de carga que sufrirá la solución en el intercambiador de calor intermedio. Según las especificaciones del fabricante, este valor puede llegar a alcanzar los 10 [psi], convirtiendo este valor a metros de columna de solución se tiene:

$$H_{\text{intercambiador}} = 4.43 [m]$$

Por tanto para esta línea las pérdidas totales que deberá compensar la bomba son:

$$TDH = 1.018 + 6.679 \times 10^{-4} + 6.39 \times 10^{-4} + 2.69 \times 10^{-5} + 3.57 \times 10^{-6} + 4.43$$

$$TDH = 5.4486 [m] = 17.88 [ft]$$

**8.2.1.3 Selección de la Bomba:** Para esto se tendrán en cuenta dos criterios de selección:

- Características de la solución de bromuro de litio.
- Caudal a transportar (Q) y pérdidas a vencer por la bomba (TDH).

Debido a la necesidad de conservar la estanqueidad del sistema y a que la solución bromuro de litio es bastante corrosiva se optó por el uso de bombas de acople magnético marca iwaki para el transporte de la solución. Aunque su funcionamiento y características son similares a una bomba centrífuga convencional, el diseño de una bomba magnética tiene dos imanes de gran calidad y fuerza: Un imán conductor (externo) montado en el eje del motor y un imán conducido (interno) dentro de la bomba. El imán interno, totalmente encapsulado está conectado al impulsor de la bomba. Cuando el imán externo

rota, el magneto interno es acoplado en forma magnética y hace girar el impulsor a la misma velocidad que el motor.

Este diseño permite manejar en forma segura productos químicos corrosivos o contaminantes ya que no existen sellos mecánicos dinámicos o empaques que puedan perder o que deban cambiarse. Los magnetos están separados por una cámara de contención o carcasa trasera que está herméticamente sellada por una junta o un o-ring estático.

Dentro de los modelos ofrecidos por esta compañía se seleccionó el WMD/MD-30 - STANDARD MODEL, que cuenta con las siguientes características:

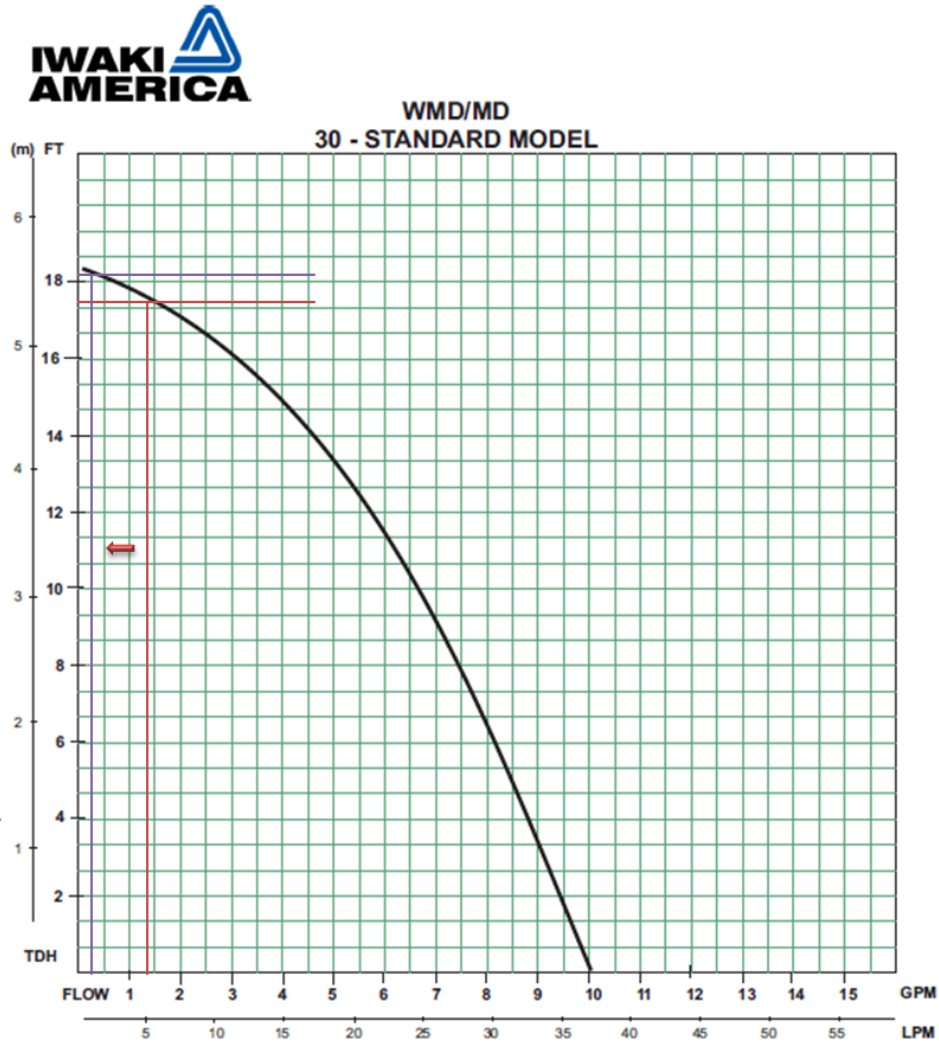
Figura 164. Características bomba WMD/MD 30 - STANDARD MODEL

MODEL	CONNECTIONS		MOTOR OUTPUT	MOTOR SPEED	CURRENT	MAX FLOW	MAX HEAD	MAX SYS PRESSURE
	HOSE	NPT						
<i>POLYPRO</i>	in (mm)		HP (kw)	RPM	AMPS	GPM (LPM)	FT (m)	PSI (mPa)
(W)MD-30R(T)	3/4 (19)		1/16 (.046)	3150	0.80	10.0 (38)	17.7 (5.4)	11.60 (.08)

Fuente: [Citado 6 de septiembre 2013] Disponible en: <http://www.iwakiamerica.com/products/MD.htm>

En la figura 165 se muestra la curva de operación de la bomba seleccionada, como se observa para las pérdidas del sistema el caudal ofrecido por la bomba es un poco mayor que el requerido (línea roja), por tanto se decidió agregar una restricción adicional al flujo para que los requerimientos del sistema coincidan con la curva de la bomba, es decir pasar de la gráfica roja a la gráfica morada.

Figura 165. Curva de operación bomba WMD/MD 30 - STANDARD MODEL



Fuente: [Citado 6 de septiembre 2013] Disponible en: <http://www.iwakiamerica.com/products/MD.htm>

Para generar la caída de presión adicional necesaria se agregará una platina de orificio en la línea. Con el objetivo de calcular el diámetro necesario para la restricción se utilizará la ecuación que modela este tipo de accesorios:

$$Q = C_d * \frac{\pi}{4} * d_f^2 * \sqrt{\frac{2 * g * (h_e - h_f)}{1 - \left(\frac{d_f}{d_e}\right)^4}} \quad [198]$$

Donde:

$C_d$  es el coeficiente de descarga el orificio

$d_f$  es el diámetro del orificio

$d_e$  es el diámetro interior de la tubería

$h_e$  es altura de presión antes de que el fluido atraviese el orificio.

$h_f$  es altura de presión después de que el fluido atraviese el orificio.

El procedimiento consistió en asumir un diámetro para el orificio y comparar el caudal descargado con el necesario en la tubería. En la figura 166 se muestra un extracto de la tabla resultante.

Figura 166. Resultados para el diámetro del orificio en la Línea 1

1..100	1 Df	2 Caudal
Run 20	0,002879	0,000009496
Run 21	0,00303	0,00001052
Run 22	0,003182	0,0000116
Run 23	0,003333	0,00001274
Run 24	0,003485	0,00001392
Run 25	0,003636	0,00001516
Run 26	0,003788	0,00001646
Run 27	0,003939	0,00001781
Run 28	0,004091	0,00001921

Fuente: Autores

Afinando el cálculo se obtuvo que el diámetro del orificio debe ser de 3,1 [mm]

**8.2.1.4 Aislamiento de la tubería:** Con el objetivo de disminuir las pérdidas de calor cuando los fluidos circulan por las tuberías del sistema es indispensable aislarlas. Se decidió utilizar el ofrecido de la empresa FiberGlas<sup>R</sup>, la cual ofrece un

catálogo para el cálculo del espesor necesario en función de la temperatura del fluido y el diámetro de la tubería. Este se muestra en el anexo G.

En este caso ya que temperatura por esta línea no supera los 65 [°C], se utilizará un espesor de aislante de 1 pulgada.

Figura 167. Espesor de aislante necesario para la línea 1

TEMP. OPERACION		HASTA 65°C (150°F)					
DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO		E.S.		P.C.		T.S.	
pulg.	mm	pulg.	mm	cm <sup>2</sup> /s	W/m	°C	°F
1/2	12.7	1	25.4	7.44	7.15	28.7	83.6
3/4	19.1	1	25.4	8.95	8.60	29.4	84.9
1	25.4	1	25.4	9.28	8.92	28.3	83.9
1 1/2	38.0	1	25.4	12.1	11.53	29.3	84.8
2	51.0	1	25.4	14.1	13.56	29.5	85.1
3	76.0	1	25.4	19.1	18.36	29.9	85.9
4	102.0	1	25.4	22.9	22.02	30.3	86.5

Fuente: FiberGlas: Catálogo Aislamientos.

**8.2.2 LINEA 2: Generador – Intercambiador de calor de Solución – Absorbedor:** Esta es la línea de retorno de la solución concentrada proveniente del generador hacia el absorbedor, para que de nuevo atraiga el refrigerante proveniente del evaporador. Debido a la disposición de los elementos en este diseño, en esta línea se debe instalar también una bomba que impulse la solución desde la salida del generador, que está ubicada en su parte inferior, hasta la entrada del absorbedor, que se encuentra en la parte superior de este. Además se debe instalar un dispositivo que provoque la caída de presión necesaria entre en el generador y el absorbedor.

**8.2.2.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** En la tabla 36 se muestran las especificaciones para la tubería de la línea 2, en la que se siguieron criterios similares a los de las línea 1 ya que por esta también circula solución de bromuro de litio agua.

Tabla 36. Características de la Tubería para la línea 2.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	½ Pulgada

Fuente: Autores

**8.2.2.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.0169 [Kg/s]

**Densidad:** 1676 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 0.159 [gpm]

**Viscosidad:** 0.002459 [Pa.s]

- **Altura Estática en la línea 2:** A partir del modelo en SolidWorks del sistema se determinó que este valor asciende a los 1748 [mm].
- **Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión causada por la fricción se calcula también con la ecuación 194, para esto se encuentra primero la velocidad del fluido y el número de Reynolds:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.0169}{1676 * \left(\frac{\pi * 0.01588^2}{4}\right)} = 0.0514 \text{ [m/s]}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 553.83$$

El factor de fricción se toma de la figura 162 para el valor del número de Reynolds calculado.

Por tanto reemplazando estos valores en la ecuación 194 se tiene:

$$\Delta P = 0.1155 * \left(\frac{1748}{15.8}\right) * \left(\frac{1676 * 0.059^2}{2}\right)$$
$$\Delta P = 31.87 [Pa]$$

Ahora pasando este valor a metros de columna de solución con la ecuación 196 se tiene:

$$H_{fricción} = 1.9383 \times 10^{-3} [m]$$

**Pérdidas menores:** Las pérdidas por válvulas y accesorios se calcularán usando la ecuación 197:

**Pérdidas en codos:**

- 7 Codos de 90° con un diámetro nominal de ½ pulgada.

Para codos de 90° se tiene que  $K = 0.9$ , por tanto las pérdidas por codos se calculan así:

$$\Delta P_{codos} = \left[ 7 * 0.9 * 1676 * \frac{0.059^2}{2} \right]$$

$$\Delta P_{codos} = 18.5 [Pa]$$

$$H_{codos} = 1.125 \times 10^{-3} [m]$$

**Pérdidas por reducciones:**

- 1 Reducción de 1 pulgada a ½ Pulgada.
- 1 Reducción de ¾ de pulgada a ½ Pulgada.

Para la primera reducción se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{15.8}{26.64} = 0.6$$

Por tanto se tiene un K de 0.15

Para la segunda reducción se tiene:

$$\frac{d}{D} = \frac{15.8}{20.93} = 0.75$$

Por tanto se tiene un K de 0.1, entonces:

$$\Delta P_{reducciones} = 0.15 * 1676 * \frac{0.0592^2}{2} + 0.1 * 1676 * \frac{0.0592^2}{2}$$

$$\Delta P_{reducciones} = 0.734 [Pa]$$

$$H_{reducciones} = 4.46 \times 10^{-5} [m]$$

### Ampliaciones:

- 1 ampliación de ½ pulgada a 1 pulgada

El factor K en este caso depende del ángulo de la expansión. Para  $\theta = 30^\circ$  K es igual a 0.02, entonces:

$$\Delta P_{expansiones} = 0.02 * 1676 * \frac{0.0592^2}{2}$$

$$\Delta P_{expansiones} = 0.0587 [Pa]$$

$$H_{expansiones} = 3.57 \times 10^{-6} [m]$$

Por tanto para esta línea las pérdidas totales que deberá compensar la bomba son:

$$TDH = 1.748 + 1.93 \times 10^{-3} + 1.125 \times 10^{-3} + 4.46 \times 10^{-5} + 3.57 \times 10^{-6} + 4.193$$

$$TDH = 6 [m] = 19.7 [ft]$$

**8.2.2.3 Selección de la Bomba:** Para esto se tendrán en cuenta dos criterios de selección:

- Características de la solución de bromuro de litio.
- Caudal a transportar (Q) y pérdidas a vencer por la bomba (TDH).

Justo como en el caso de la línea 1 se decidió usar una bomba de acople magnético Iwaki.

El modelo que más se acerca a los requerimientos de altura y caudal es el (W)MD-20RZ(T), que ofrece cabezas elevadas a bajos caudales. En la figura 168 se observan las características de este modelo:

Figura 168. Características bomba (W)MD-20RZ(T)

MODEL	CONNECTIONS		MOTOR OUTPUT	MOTOR SPEED	CURRENT	MAX FLOW	MAX HEAD	MAX SYS PRESSURE
	HOSE	NPT						
<i>POLYPRO</i>	in (mm)		HP (kw)	RPM	AMPS	GPM (LPM)	FT (m)	PSI (mPa)
(W)MD-20RZ(T)	5/8 (15.8)	3/4 (19)	1/38 (.019)	3100	0.53	2.9 (11)	22.6 (6.9)	14.22 (0.1)

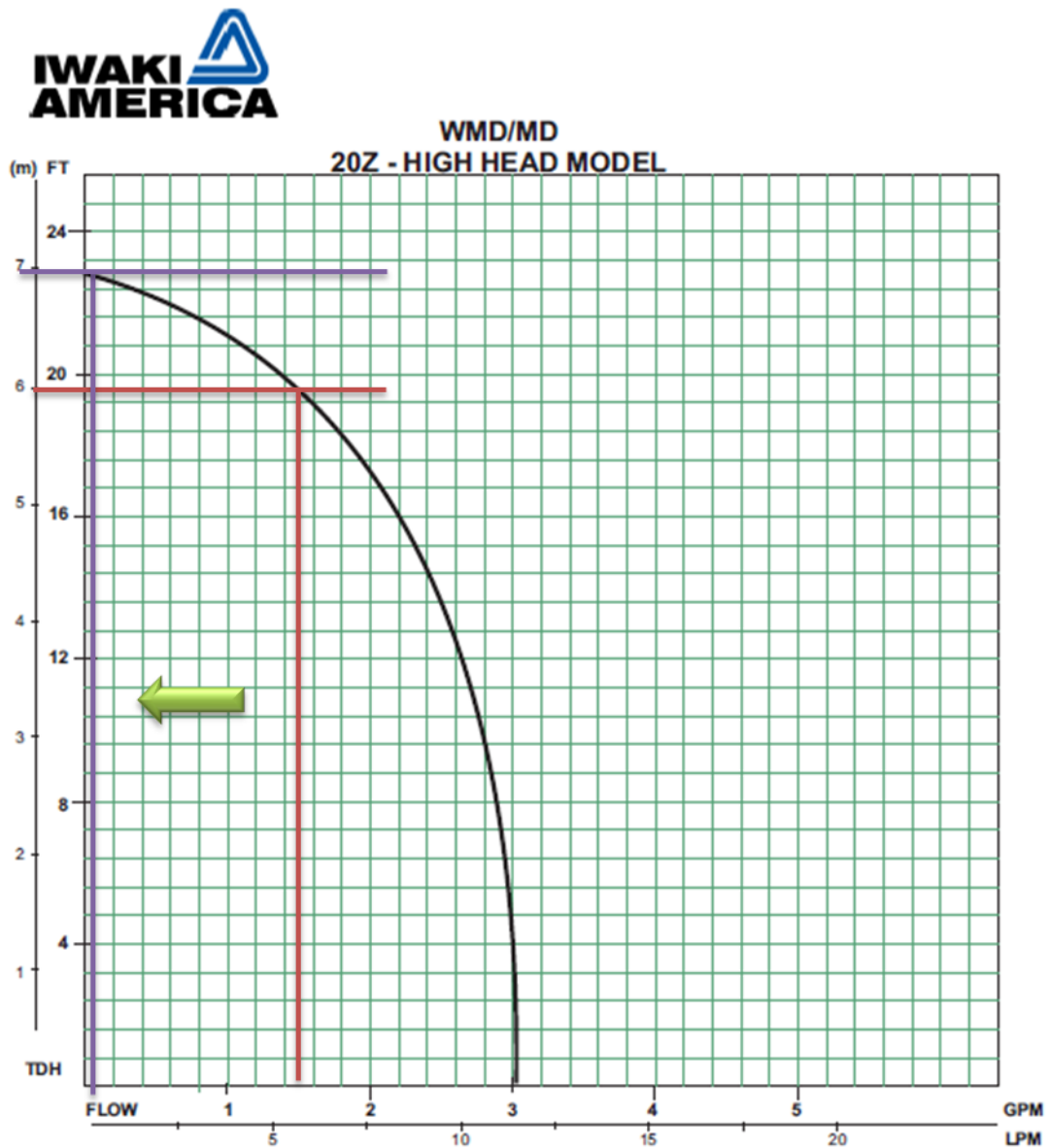
**Fuente: Autores**

Por lo tanto para llevar el sistema al punto de funcionamiento mostrado en la curva de la bomba se seleccionada se instalará una platina de orificio para generarle una caída de presión adicional al fluido.

Para el cálculo de este se debe tener en cuenta que la caída de presión total que debe causar será la suma de la necesaria por lo explicado para la selección de la bomba y de la que originalmente se debía generar para llevar la solución del nivel de presión del generador al del absorbedor.

Usando el mismo procedimiento que en la línea 1 se obtuvo que el diámetro necesario para el orificio es de 2 [mm].

Figura 169. Curva de operación bomba (W)MD-20RZ(T)



Fuente: <http://www.iwakiamerica.com/products/MD.htm>

**8.2.2.4 Aislamiento de la tubería:** Utilizando el mismo catálogo de la empresa FiberGlas se obtiene que el espesor de aislante necesario en esta línea es de 1 pulgada. Esto se puede observar en el anexo G.

**8.2.3 LINEA 3: Generador - Condensador:** Mediante esta línea se transporta el vapor sobrecalentado producido en el generador hacia el condensador, en donde intercambiará calor con el agua de refrigerar para que se produzca el cambio de fase de gas a líquido.

**8.2.3.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** En la tabla 37 se muestran las especificaciones para la tubería de la línea 3,

Tabla 37. Características de la Tubería para la línea 3.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	1 Pulgada

Fuente: Autores

**8.2.3.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** Este cálculo se hace con el fin de verificar que la caída la presión en la línea no excede los 50 [Pa]. Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.0015 [Kg/s]

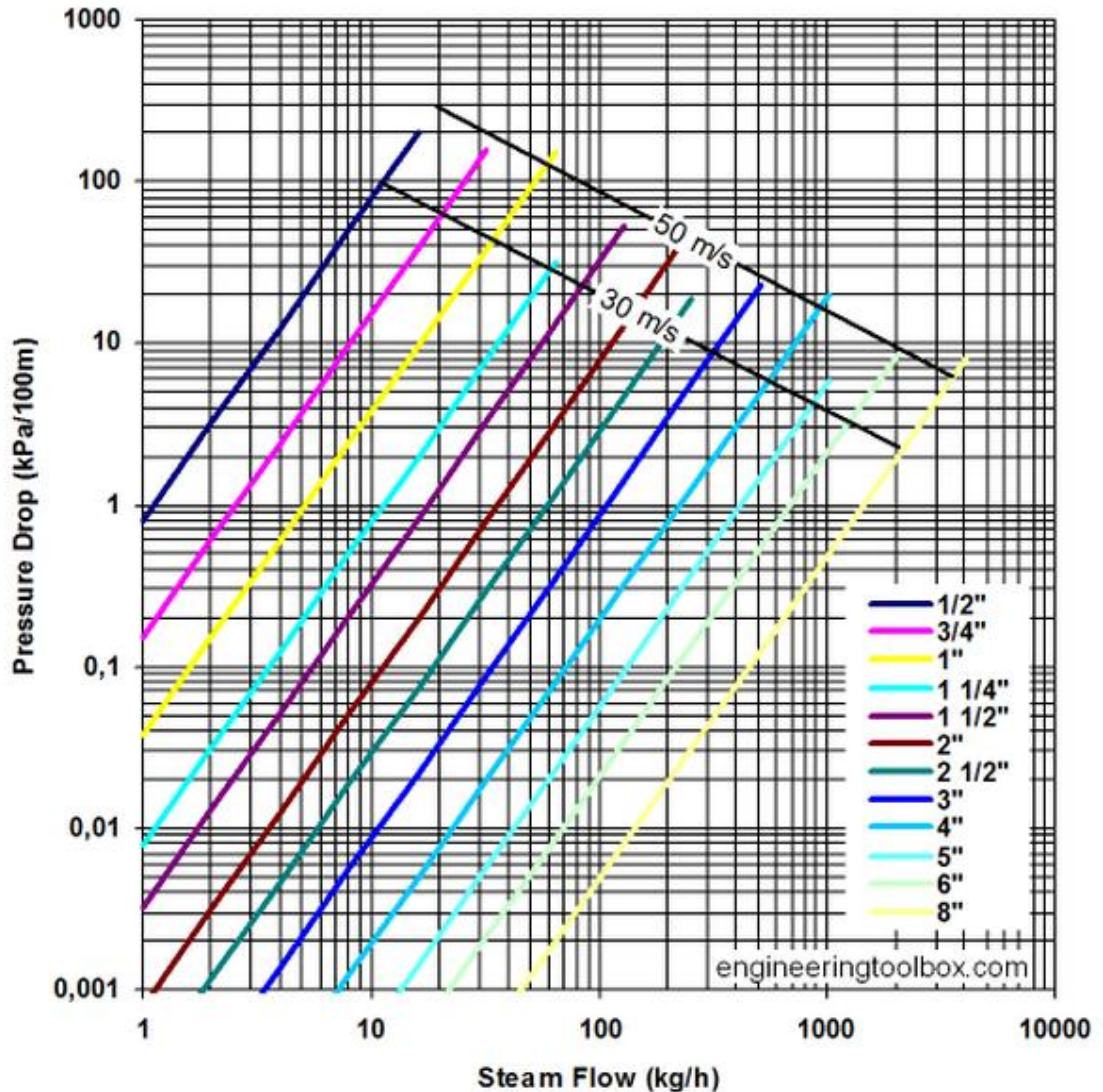
**Densidad:** 0.04646 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 0.032 [m<sup>3</sup>/s]

**Viscosidad:** 0.00001134 [Pa.s]

**Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión para las líneas de vapor se calculará a partir del nomograma mostrado en la figura 170. En ella, a partir del flujo másico y el diámetro de la tubería se obtiene la caída de presión por cada 100 [m] de tubería.

Figura 170. Nomograma para el cálculo de pérdidas de presión en líneas de vapor



Fuente: [citado en 15 oct. 2013] Disponible en internet: [http://www.engineeringtoolbox.com/steam-pressure-drop-calculator-d\\_1093.html](http://www.engineeringtoolbox.com/steam-pressure-drop-calculator-d_1093.html)

En la figura 170 se observa que para un flujo de 5,4 Kg/h y para una tubería de 1 pulgada las pérdidas por cada 100 [m] de tubería ascienden a 1,5 [KPa], por tanto para la longitud de la línea que es de 1035,8 [mm] las pérdidas por fricción son de 15.537 [Pa].

Además para comprobar que la velocidad este de los valores recomendados por la ASHRAE, es decir entre 40 y 75 [m/s] se calculara este valor para la línea 3.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.0015}{0.04646 * \left(\frac{\pi * 0.02664^2}{4}\right)} = 57.92 \text{ [m/s]}$$

**8.2.3.4 Aislamiento de la tubería:** Utilizando el mismo catálogo de la empresa FiberGlas se obtiene que el espesor de aislante necesario en esta línea es de 1 pulgada. Esto se puede observar en el anexo G.

**8.2.4 LINEA 4: Condensador – Evaporador:** Esta línea transporta el líquido refrigerante producido en el condensador hacia el evaporador. Durante su paso por la línea este debe atravesar una platina de orificio para que la presión descienda desde 7 [Kpa] hasta 1 [Kpa] aproximadamente en el evaporador.

**8.2.4.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** En la tabla 38 se muestran las especificaciones para la línea 4,

Tabla 38. Características de la Tubería para la línea 4.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	1 Pulgada

Fuente: Autores

**8.2.4.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.0015 [Kg/s]

**Densidad:** 992.2 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 0.024 [gpm]

**Viscosidad:** 0.00001031 [Pa.s]

**Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión causada por la fricción en un fluido totalmente desarrollado es descrita por la ecuación 182. De nuevo la longitud de la tubería se calcula a partir del modelo CAD del sistema de refrigeración y esta es igual a 727 [mm].

La velocidad en la tubería se obtiene a partir de la ecuación [183]:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.0015}{992.2 * \left(\frac{\pi * 0.02664^2}{4}\right)} = 0.0027 [m/s]$$

Además el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 6922.11$$

Por último para calcular el factor de fricción, utilizando la gráfica 162 se obtiene  $f=0.035$ .

Por tanto reemplazando estos valores en la ecuación 183 se tiene:

$$\Delta P = 0.0034 [Pa]$$

Para generar la caída de presión necesaria se agregará una platina de orificio en la línea. Con el objetivo de calcular el diámetro necesario para la restricción se utilizará la ecuación 198

El procedimiento es similar al que se llevó a cabo en las líneas 1 y 2, como resultado se obtuvo que el diámetro necesario para el orificio es de 1 [mm].

**8.2.4.3 Aislamiento de la tubería:** En este caso el espesor recomendado por el fabricante es de 1 pulgada.

**8.2.5 LINEA 5: Evaporador- Absorbedor:** Esta línea conduce el vapor producido en el evaporador hacia el absorbedor para que se incorpore con la solución de bromuro de litio, esta línea al igual que la línea 3 no necesita accesorios adicionales.

**8.2.5.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** en la tabla 39 se muestran las especificaciones para la tubería de la línea 5

Tabla 39. Características de la tubería para la línea 5.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	2 Pulgadas

Fuente: Autores

**8.2.5.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** Este cálculo se hace con el fin de verificar que la caída de presión en las líneas no excede de 50 [Pa]

Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.0015 [Kg/s]

**Densidad:** 0.01067 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 0.14 [m<sup>3</sup>/s]

**Viscosidad:** 9.5 e-6 [Pa.s]

**Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión se calculará igual que en la línea 3 usando la gráfica 175.

De nuevo la longitud de la tubería se obtiene a partir del modelo CAD del sistema de refrigeración y esta es igual a 700 [mm]. Finalmente la caída de presión en la línea 5 es igual a 1.8154e-4 [Pa]

La velocidad en la tubería se obtiene a partir de la ecuación [183]:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.0015}{0.01067 * \left(\frac{\pi * 0.05251^2}{4}\right)} = 64.91 [m/s]$$

#### **8.2.5.2 Aislamiento de la tubería:**

En este caso la línea se considera una tubería fría y utilizando la tabla proporcionada por el fabricante para este tipo de tuberías se necesita un espesor de 1 pulgada. Esto se observa en el anexo G.

**8.2.6 LINEA 6: Torre de Enfriamiento – Absorbedor – Condensador – Torre de Enfriamiento:** En esta línea circula el agua de enfriamiento necesaria para que los procesos de absorción y condensación del refrigerante se lleven a cabo. Se decidió por varios motivos, entre los cuales están, tener menos conexiones externas en la máquina de refrigeración y el uso de una sola bomba para la circulación del agua de la torre, que el condensador y el absorbedor fueran refrigerados usando el mismo fluido.

Se hace entonces indispensable el uso de un elemento en el cual se retire el calor que recibe el agua en el sistema, en este caso se decidió utilizar una torre de enfriamiento, que recibirá agua caliente proveniente del condensador a 33.5 [°C] y deberá bajar su temperatura hasta 27 [°C] para que ingrese de nuevo al circuito.

Las pérdidas de carga en esta línea variarán en cada aplicación, ya que la ubicación de la torre respecto a la máquina cambiará en cada caso.

**8.2.6.1 Selección de la Torre de Enfriamiento:** Debido a que las torres ofrecidas comercialmente exceden drásticamente los requerimientos del caudal necesarios

en el sistema se recomienda la construcción de una torre de enfriamiento de baja capacidad.

**8.2.7 LINEA 7: Recirculación Evaporador – Control de Cristalización:** Para asegurar el efecto refrigerante en el evaporador se debe garantizar que la periferia de los tubos se encuentre siempre bañada por agua, por tanto, se decidió incluir en el diseño del sistema esta línea de recirculación ya que el flujo de refrigerante proveniente del condensador no era suficiente para cumplir con este requerimiento.

Como se muestra en la figura 55 se necesita de una bomba que tome el agua desde la piscina dispuesta en el evaporador y la conduzca hacia la línea de entrada de este. Además esta bomba será utilizada para enviar refrigerante al punto 6 de la figura 37 para diluir la solución en caso de que exista peligro de cristalización.

**8.2.7.1 Parámetros para el diseño de la tubería:** En la tabla 40 se muestran las especificaciones para la línea 7.

Tabla 40. Características de la Tubería para la línea 7.

<b>Material</b>	Acero Inoxidable AISI 304
<b>Diámetro Nominal</b>	1 Pulgada

Fuente: Autores

**8.2.7.2 Cálculo de pérdidas por la tubería:** En este ítem se calcularán las pérdidas tanto por la línea de recirculación, como en la que se usará para enviar refrigerante que diluya la solución, con el objetivo de seleccionar la bomba adecuada.

Para el cálculo de estos valores se especificarán los parámetros del flujo en esta línea:

**Flujo Másico:** 0.44 [Kg/s]

**Densidad:** 999.5 [Kg/m<sup>3</sup>]

**Flujo Volumétrico:** 4.3e-4 [m<sup>3</sup>/s]

**Viscosidad:** 0.001235 [Pa.s]

A continuación se mostrará el proceso para obtener el flujo másico que debe transportar la bomba de recirculación de refrigerante.

Del análisis termodinámico realizado para el evaporador, se concluyó que era necesario un flujo de 0.0606 [Kg/m-s] por unidad de longitud para bañar los tubos, y teniendo en cuenta que la longitud de ellos es de 60 [cm] y el número de tubos era 12 se tiene:

$$\dot{m} = 0.0606 \left[ \frac{Kg}{m * s} \right] * 0.6[m] * 12$$

$$\dot{m} = 0.43 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

Este flujo junto con el proveniente del condensador será el que finalmente ingrese al evaporador para intercambiar calor con el agua a refrigerar.

- **Línea de Recirculación:**

**Altura Estática:** A partir del modelo en SolidWorks del sistema se determinó que este valor asciende a los 582 [mm].

**Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión causada por la fricción en un fluido totalmente desarrollado es descrita por la ecuación 194.

De nuevo la longitud de la tubería se calcula a partir del modelo CAD del sistema de refrigeración y esta es igual a 1040 [mm].

La velocidad en la tubería se obtiene con la ecuación 195:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.44}{999.5 * \left(\frac{\pi * 0.02664^2}{4}\right)} = 0.79 \text{ [m/s]}$$

Además el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 17028$$

Por último para calcular el factor de fricción se utilizara la gráfica 162, este depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería en caso que el flujo sea turbulento.

Por tanto reemplazando estos valores en la ecuación 194 se tiene:

$$\Delta P = 0.028 * \left(\frac{1040}{26.64}\right) * \left(\frac{999.5 * 0.79^2}{2}\right)$$

$$\Delta P = 340 \text{ [Pa]}$$

Ahora pasando este valor a metros de columna de solución se tiene:

$$H_{fricción} = 0.0346 \text{ [m]}$$

**Pérdidas menores:** Las pérdidas por válvulas y accesorios se pueden calcular usando la ecuación 197.

**Pérdidas en codos:**

- 6 Codos de 90° con un diámetro nominal de 1 de pulgada.

Para codos de 90° se tiene que  $K = 0.9$ , por tanto las pérdidas por codos se calculan así:

$$\Delta P_{\text{codos}} = \left[ 6 * 0.9 * 999.5 * \frac{0.79^2}{2} \right]$$

$$\Delta P_{\text{codos}} = 1684 \text{ [Pa]}$$

$$H_{\text{codos}} = 0.1718 \text{ [m]}$$

Por tanto para esta línea las pérdidas totales que deberá compensar la bomba son:

$$TDH = 0.582 + 0.0346 + 0.1718$$

$$TDH = 0.7884 \text{ [m]} = 2,58 \text{ [ft]}$$

- **Línea de Control de Cristalización:**

**Altura Estática:** A partir del modelo en SolidWorks del sistema se determinó que este valor asciende a los 250 [mm].

**Pérdidas de carga por fricción en las tuberías:** La caída de presión causada por la fricción en un fluido totalmente desarrollado es descrita por la ecuación 194. De nuevo la longitud de la tubería se calcula a partir del modelo CAD del sistema de refrigeración y esta es igual a 202 [mm].

La velocidad en la tubería se obtiene con la ecuación 195:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho * A} = \frac{0.44}{999.5 * \left( \frac{\pi * 0.02664^2}{4} \right)} = 0.79 \text{ [m/s]}$$

Además el número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 17028$$

Por último para calcular el factor de fricción se utiliza la gráfica 162, este depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería en caso que el flujo sea turbulento.

Por tanto reemplazando estos valores en la ecuación 194 se tiene:

$$\Delta P = 0.028 * \left( \frac{250}{26.64} \right) * \left( \frac{999.5 * 0.79^2}{2} \right)$$

$$\Delta P = 82 [Pa]$$

Ahora pasando este valor a metros de columna de solución se tiene:

$$H_{fricción} = 8.35 \times 10^{-3} [m]$$

**Pérdidas menores:** Las pérdidas por válvulas y accesorios se pueden calcular usando la ecuación 197:

**Pérdidas en codos:**

- 2 Codos de 90° con un diámetro nominal de 1 de pulgada.

Para codos de 90° roscados se tiene que  $K = 0.9$ , por tanto las pérdidas por codos se calculan así:

$$\Delta P_{codos} = \left[ 2 * 0.9 * 999.5 * \frac{0.79^2}{2} \right]$$

$$\Delta P_{codos} = 561 [Pa]$$

$$H_{codos} = 0.0572 [m]$$

**Pérdidas en la válvula:** Para el control del paso del flujo en esta línea es necesario el uso de una válvula solenoide que se abra totalmente cuando sea detectado peligro de cristalización a la salida del intercambiador de calor de

solución. Para esto se utilizará una válvula de control todo o nada tipo Y spirax-sarco tipo Tipo WY-C08YT, cuyo catálogo se muestra en el anexo H.

El valor de K para este tipo de válvulas es de 11, por tanto las pérdidas de carga se calculan así:

$$\Delta P = 11 * 995 * \frac{0.79^2}{2}$$

$$\Delta P = 3430.8 [Pa]$$

$$H_{válvula} = 0.349 [m]$$

Por tanto para esta línea las pérdidas totales que deberá compensar la bomba son:

$$TDH = 0.250 + 8.35 \times 10^{-3} + 0.0572 + 0.349$$

$$TDH = 0.6649[m] = 2.18 [ft]$$

**8.2.1.3 Selección de la Bomba:** Debido a las condiciones de trabajo a las que se someterá esta bomba, se recomienda el uso de una de las ofrecidas por la compañía redix<sup>29</sup> de recambios electrodomésticos.

**8.2.8 LINEA 8: Colector – Generador – Colector:** En esta línea del sistema circulará el fluido que aportará calor para el funcionamiento de la máquina de refrigeración. Al igual que en la línea 6, el dimensionamiento de la tubería y la selección de los elementos adicionales están ligadas a la aplicación y a la ubicación de la superficie de captación con respecto a la máquina.

El análisis referente al sistema de captación se mostró en el capítulo 6, del cual se obtuvo como resultado que un área de aproximada de 13 [m<sup>2</sup>] era necesaria para cumplir con los requisitos de energía calórica del sistema.

---

<sup>29</sup> <http://www.recambiosyaccesoriosonline.es/accesorios-recambios-RADIX.html>

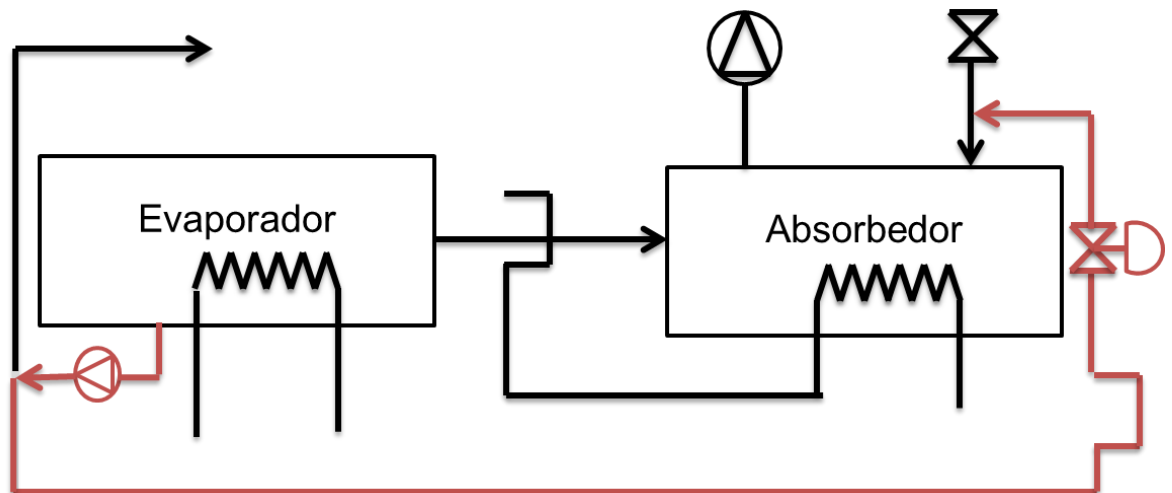
## 9. PROPUESTA PARA LOS SISTEMAS DE CONTROL A UTILIZAR EN LA MÁQUINA DE REFRIGERACIÓN

### 9.1 VARIABLES A CONTROLAR

Para garantizar el funcionamiento de la máquina y permitir el control durante su funcionamiento se deben monitorear parámetros tales como: presión, temperatura, caudal, entre otros, con lo cual se podrá garantizar la actividad óptima del equipo. A continuación se toman en consideración las variables a controlar.

#### 9.1.1 Temperatura y presión en la línea de solución concentrada:

Figura 171. Esquema para el control de la presión y la temperatura en la línea de solución concentrada (Línea 2)



Fuente: Autores

La línea de solución concentrada proveniente del intercambiador de solución es el punto más vulnerable a presentar cristalización, debido a que la solución sale del generador con una concentración mayor y luego es conducida al intercambiador

de calor de solución, con el que se pretende mejorar el rendimiento del sistema, donde su temperatura disminuye a causa del intercambio de energía con la solución diluida y fría proveniente del absorbedor. Como se mencionó anteriormente la combinación de estas dos situaciones puede desencadenar un proceso de cristalización.

Debido a esto la caída de presión, que está directamente relacionada con la temperatura, que sufre la solución ya sea por el flujo en la tubería o a los accesorios que atravesase debe ser controlada.

Si la solución cae en la zona de cristalización o se aproxima a ella los sensores de temperatura y presión deberán enviar una señal a la válvula dispuesta en la línea, como se muestra en la figura 171, para permitir el flujo de refrigerante desde la piscina del evaporador, diluyendo de esta forma a la solución concentrada y evitando la cristalización.

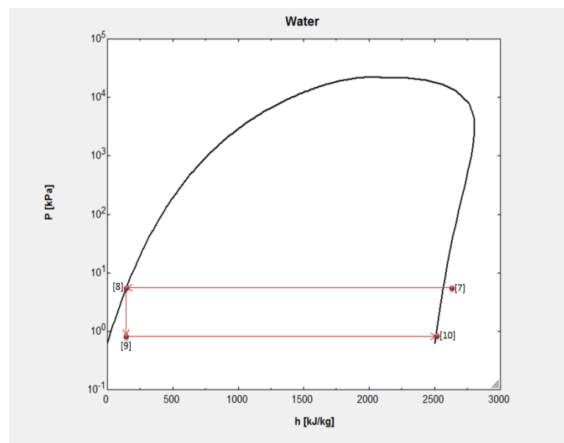
**9.1.2 Temperatura y presión en el generador:** Para el funcionamiento del sistema se mencionó anteriormente que el vacío es indispensable, por lo cual es necesario medir constantemente la presión para determinar el punto de arranque de la unidad y el correcto desempeño del equipo, es decir, se debe establecer una presión interna máxima para que la máquina trabaje, en caso que se supere dicho valor el sistema debe ser llevado de nuevo a las condiciones de operación por medio de la bomba de vacío.

La temperatura en el generador se debe controlar con el objetivo de cuidar la rata de producción de vapor en dicho componente es decir, si en determinado caso el fluido calo-portador proveniente del colector estuviera a una temperatura muy elevada la rata de producción de vapor en el generador se elevaría de tal forma que pudiese llegar a saturar el condensador o a producir una incremento descontrolado de la concentración de la solución provocando problemas de cristalización a lo largo de los tubos del generador.

**9.1.3 Temperatura y presión mínima para evitar congelamiento:** La figura 172 muestra el ciclo termodinámico del refrigerante es decir el agua, la línea 7-8 describe el proceso de cambio de fase que se lleva a cabo en el condensador, debido al intercambio de calor con fluido de enfriamiento procedente de la torre. La línea 8-9 muestra la expansión a la que se somete el refrigerante para llegar a la presión de evaporación, dicha expansión es un proceso isoentálpico que provoca que el fluido entre en el domo y las fases líquido y vapor se encuentren en equilibrio. La necesidad de controlar la temperatura y la presión mínima surge en este punto, si el líquido refrigerante cayera a la temperatura y presión de congelamiento el agua se convertiría en hielo en la tubería impidiendo el paso del flujo al evaporador.

Controlando la temperatura y la presión mínima en dicho punto e implementando una resistencia térmica que se encenderá por la señal proporcionada por los sensores de temperatura y presión se garantiza el flujo hacia el evaporador y el enfriamiento posterior del agua. El control descrito se relaciona en gran medida con la limitación para aplicaciones de congelamiento o refrigeración a bajas temperaturas de los sistemas por absorción que usan la mezcla Bromuro de litio-Agua como pareja absorbente- refrigerante.

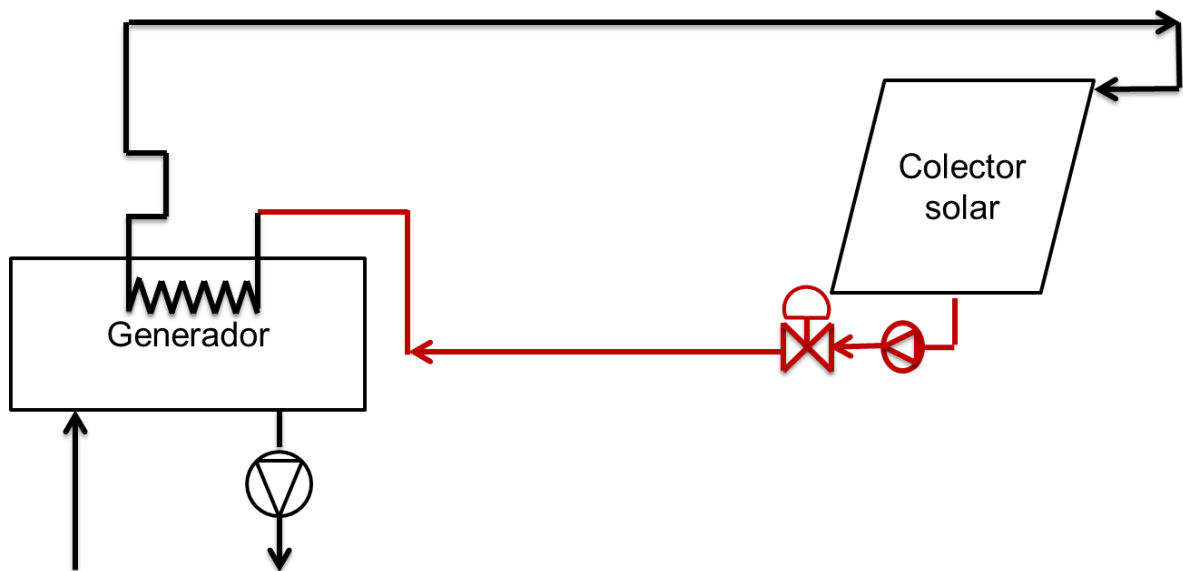
Figura 172. Ciclo termodinámico del refrigerante en el ciclo de absorción.



Fuente: Autores

**9.1.4 Flujo de agua caliente proveniente del colector:** Se debe controlar el flujo de fluido calo- portador con la intención de afectar indirectamente la temperatura de salida del agua refrigerada. Al aumentar o disminuir la cantidad de energía calórica que entra en la sección del generador de la unidad se afecta la generación de vapor seguido de la rata de condensación y a su vez el flujo de refrigerante hacia el evaporador, produciendo un incremento o decremento de la capacidad de refrigeración del sistema. La figura 173 muestra la válvula en la línea generador- colector necesaria para realizar la operación descrita, esta válvula recibirá una señal proveniente del sensor de temperatura ubicado en la línea de agua refrigerada, que comandaría la apertura o bloqueo del flujo según la operación.

Figura 173. Válvula de control en la línea del agua proveniente del colector solar.



Fuente: Autores

**9.1.5 Temperatura y presión en los componentes principales:** Con el fin de monitorear el circuito tanto del refrigerante como de la solución bromuro de litio-agua, se hace indispensable la implementación de sensores de temperatura y presión en cada uno de los componentes principales es decir: Evaporador,

Condensador, Absorbedor; Generador. Logrando con lo anterior observar el comportamiento transitorio y posteriormente estable de la operación de la máquina de refrigeración.

**9.1.6 Control de la corrosión en el sistema:** El agua para el sistema debe estar libre de agentes corrosivos y neutralizada. Impurezas y sólidos disueltos pueden causar incrustaciones lo cual reduce la eficiencia del intercambio de calor y causa corrosión en las tuberías. La corrosión a su vez, puede resultar en problemas más serios, tales como desgaste del metal y la contaminación de la solución y del refrigerante si se perforan las paredes.

Para que la calidad del agua sea aceptable se debe garantizar que no afectan el metal expuesto, esto es, acero inoxidable, cobre, entre otros. Para esto se utilizan inhibidores de corrosión los cuales deben ser efectivos incluso a bajas concentraciones, no deben causar depósitos sobre las superficies de metal y deben conservar su efectividad en amplios rangos de PHs, temperaturas, calidades de agua y flujos de calor. A su vez el inhibidor debe prevenir la formación de incrustaciones y evitar la formación de depósitos y al mismo tiempo debe tener un impacto ecológico mínimo cuando se deba desechar.

**9.1.7 Temperatura de salida del agua de refrigeración:** Si el suministro de calor de la unidad está a plena carga, la concentración de la solución que sale del generador puede exceder el nivel al cual esta puede permanecer líquida, al pasar por el intercambiador de calor de solución su temperatura puede caer a un nivel tal que inicie un proceso de cristalización.

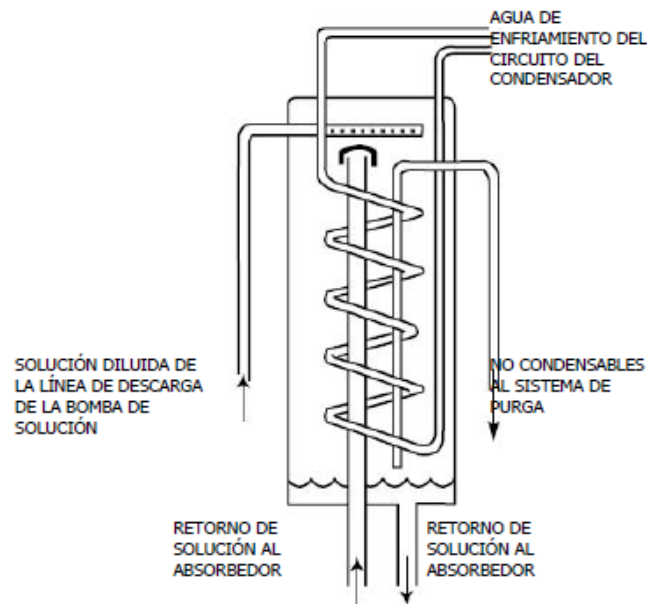
La solución que sale del absorbedor es el medio que enfría la solución concentrada proveniente del generador, cuando ambas atraviesan el intercambiador de calor de solución. La temperatura relativamente baja de esta solución es el factor determinante para desencadenar el proceso de cristalización. La entrada de agua de la torre tiene un gran efecto sobre la temperatura de la solución que sale del absorbedor. Si la temperatura del agua de la torre está por

debajo de la temperatura de diseño, o si se permite que fluctúe hacia abajo rápidamente, existe un potencial para reducir demasiado la temperatura de la solución concentrada en el intercambiador de calor de solución, lo que precipitará el proceso de cristalización. Razón por la cual se hace necesario controlar la temperatura de salida del agua de enfriamiento de la torre.

**9.1.8 Presencia de gases no condensables:** Como ya se mencionó con anterioridad la presencia de no gases condensables en el absorbedor hace que menos refrigerante pueda ser absorbido por la solución al aumentar la presión interna, reduciendo de esta manera la capacidad del absorbedor para capturar el vapor de refrigerante, en esta situación la solución no llega al nivel de concentración deseado cuando abandona el absorbedor. No se debe permitir entonces que los no condensables se acumulen en la unidad. Las técnicas apropiadas de purga y control de la química de la solución reducirán en gran medida la posibilidad de cristalización.

Para controlar el problema descrito se plantea implementar un tambor de purga, el cual es un área de baja presión de modo que los no condensables puedan ser succionados por el sistema de absorción y evacuados a la atmósfera por la bomba de purga. El tambor de purga funciona de manera similar en que funciona la sección del absorbedor del sistema. Se hace circular agua de la torre de enfriamiento a través de un serpentín dentro del tambor de purga mientras se atomiza solución sobre el exterior del serpentín. Este proceso hace que los no condensables en el interior del absorbedor se muevan hacia el tambor de purga. Una vez en el la bomba de vacío puede succionar los no condensables y evacuarlos a la atmósfera.

Figura 174. Método para expulsar los gases no condensables del sistema de absorción.



Fuente: Manual ARU. ECOPETROL. Planta de polietileno 1 y 2.

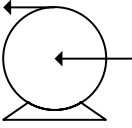

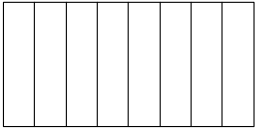
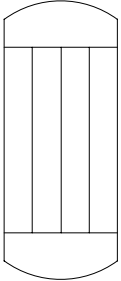
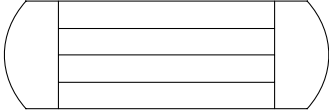
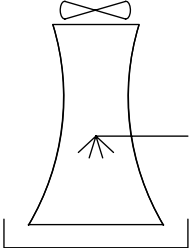
## 9.2 DIAGRAMA P&ID

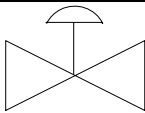
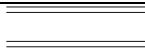
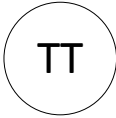

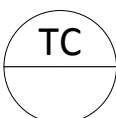



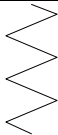


Con el objetivo de representar los controles mencionados anteriormente la figura 180 muestra el diagrama P&ID<sup>30</sup> del sistema.

La tabla 41 Muestra las convenciones usadas en el diagrama las cuales siguen las especificaciones de la norma ISA 5.1 estandarizando la nomenclatura dentro de un plano de funcionalidad, en donde se expresa cada elemento o instrumento que conforme el proceso que se está desarrollando, así como las variables que se controlaran y la señal que los transductores y controladores leerán.

<sup>30</sup> Es un diagrama que muestra el flujo del proceso en las tuberías, así como los equipos instalados y el instrumental.

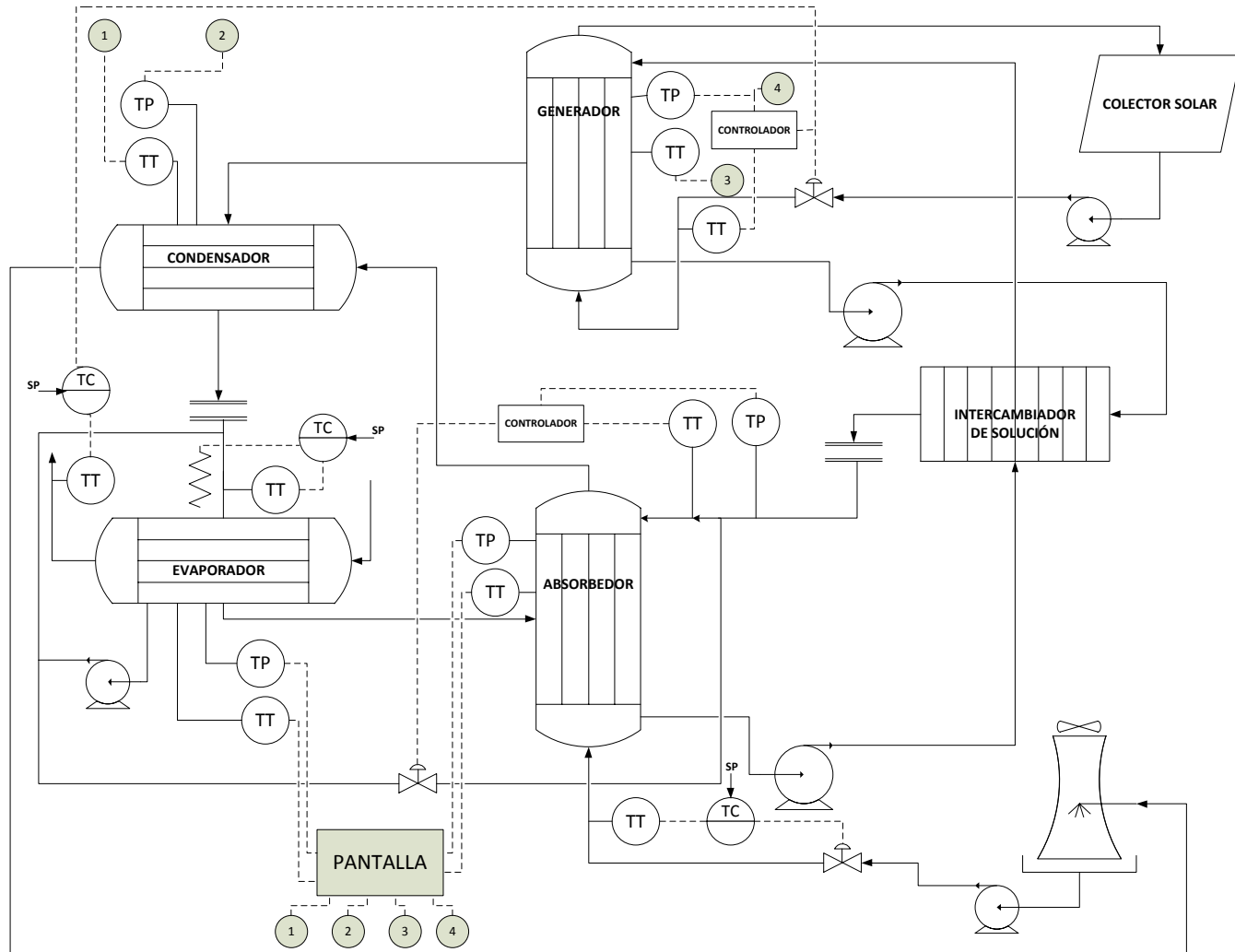
Tabla 41. Convenciones usada en el diagrama P&ID

CONVENCIONES	
SIMBOLO	DESCRIPCIÓN
	Bomba centrifuga
	Colector solar
	Intercambiador de solución de placas
	Intercambiador de calor de casco y tubos vertical
	Intercambiador de calor de casco y tubos horizontal
	Torre de enfriamiento de tiro inducido

	Válvula solenoide
	Platina de orificio
	Transmisor de temperatura
	Transmisor de presión
	Controlador de temperatura
	Controlador de señales
	Visor de señales
	Continuación de la señal
	Resistencia eléctrica
	Señal de procesos
	Señal eléctrica

Fuente: Autores.

Figura 175. Diagrama P&ID del proceso



Fuente: Autores

## 10. VISIÓN GENERAL DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE PEQUEÑA CAPACIDAD

La oferta de sistemas de refrigeración por absorción en el mercado está en un continuo crecimiento debido a los avances tecnológicos que se desarrollan en diferentes partes del mundo, muchos sistemas de pequeña capacidad han pasado de la etapa de prototipo a procesos de estudio en campo y producción, a continuación se contemplan las máquinas comerciales más difundidas.

La compañía Japonesa Yazaki ofrece desde 1977 sistemas de absorción que trabajan con la mezcla Bromuro de litio- Agua con capacidades que van desde 35, hasta 105 [Kw], destacándose la más pequeña de ellas por ser el sistema de refrigeración por absorción con aporte de calor proveniente de energía solar más usado mundialmente hasta ahora.

La empresa alemana Solar Next empezó a distribuir enfriadores de absorción de Amoníaco- Agua ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) de 10 [Kw] denominados PSC10 a finales del año 2006, desde el 2008 ofrece enfriadores con Bromuro de Litio de 17.5 [Kw] y junto con ella se encuentran en el mercado las empresas también alemanas EAW y Sonneklima, la primera de ellas desarrolla sistemas con capacidades entre los 15 hasta 200 [Kw], mientras la segunda es la encargada de realizar pruebas en varias zonas europeas con un enfriador de 10 [Kw] al que se le conoce como *Suninverse 10*, pruebas que han posibilitado los avances en temas de refrigeración que se han desarrollado en la unión europea.

Desde hace algunos años en España, la compañía Rotartica ha estado desarrollando, analizando y probando enfriadores de LiBr de baja capacidad, con valores medidos de 4.2 a 5.1 [Kw] de capacidad de enfriamiento y han obtenido COPs aproximados de 0.420. A su vez los primeros enfriadores con una capacidad en el rango de 7 a 10 [Kw] están siendo probados en España desde el 2005.

La compañía sueca climatewell trabaja con el par absorbente refrigerante LiCl-H<sub>2</sub>O con el objetivo de disminuir los problemas de cristalización en sus máquinas.

La tabla 42 ilustra algunas de las máquinas relacionadas anteriormente. En la segunda parte de la tabla se toman en consideración algunos sistemas de adsorción con el ánimo de resaltar la existencia en el mercado de máquinas que trabajan con estas tecnologías y finalmente se contempla la máquina diseñada por los autores junto con la desarrollada por la Universidad Politécnica de Cataluña (UPC) en el Centro Tecnológico de Transferencia de Calor (CTTC).

El Centro Tecnológico de Transferencia de Calor y masa (CTTC) constituyó un apoyo fundamental para los autores en el desarrollo del presente proyecto.

De la tabla 42 se evidencia que los sistemas comerciales están fuertemente ligados a las parejas absorbente- refrigerante que han demostrado mayores afinidades para ser aplicados en la refrigeración por absorción, estos son Bromuro de litio- Agua y Amoniaco- Agua.



## **10.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN INSTALADOS ALREDEDOR DEL MUNDO**





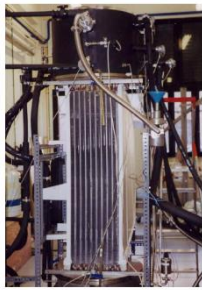
### **10.1.1 Canadá: Instalación de refrigeración por absorción para una vivienda de la tercera edad**

#### **Características:**

- 162 paneles captadores de tubos de vacío con un total 520 m<sup>2</sup> de superficie de captador.
- Superficie del edificio de 9.900 m<sup>2</sup>.

Tabla 42. Comparación de diferentes máquinas de absorción de pequeña capacidad disponibles en el mercado

COMPAÑÍA	YAZAKI	EAW	SONNENKLIMA	ROTORICA	UIS
Referencia	WFC-SC5 chillii@WFC18	Wegracal SE15	Suninverse 10	Solar 045	SRA-1
Tecnología	Absorción	Absorción	Absorción	Absorción	Absorción
Par de trabajo	H <sub>2</sub> O/LiBr	H <sub>2</sub> O/LiBr	H <sub>2</sub> O/LiBr	H <sub>2</sub> O/LiBr	H <sub>2</sub> O/LiBr
Imagen	 (source: Yazaki)	 (source: Schüco)	 (source: Sonnenklima)	 (source: Rotartica)	
Capacidad de enfriamiento [kW]	17.6	15	10	4.5	3.5
Temperatura de Calentamiento [°C]	88/83	90/80	75/65	90/85	90
Temperatura de renfriamiento [°C]	31/35	30/35	27/35	30/35	27/33.5
Temperatura del agua fría[°C]	12.5/7	17/11	18/15	13/10	22/17
COP	0.70	0.71	0.77	0.67	0.76
Dimensiones [WxDxH] [m]	0.60x0.80x1.94	1.75x0.76x1.75	1.13x0.80x1.96	1.09x0.76x1.15	0.880x1.071x1.505
Peso [Kg]	420	660	550	290	220
Potencia [W]	72	300	120	1,200 (Incl el ventilador)	70

COMPAÑÍA	CLIMATEWELL	SOLARNEXT	SORTECH	SJTU	UPC
Referencia	Climatewell 10	Chilli® PSC10	ACS 08 Chilli® STC	SWAC-10	
Tecnología	Absorción	Absorción	Adsorción	Adsorción	Absorción
Par de trabajo	H <sub>2</sub> O/LiCl	NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O/Silica gel	H <sub>2</sub> O/Silica gel	H <sub>2</sub> O/LiBr
Imagen	 (source: Climatewell)	 (source: Pink/SolarNext)	 (source: SorTech)	 (source: SJTU)	
Capacidad de enfriamiento [Kw]	10	10	7.5	10	2-3
Temperatura de Calentamiento [°C]	83/-	85/78	75/67	85/79	90/95
Temperatura de renfriamiento [°C]	30/-	24/29	27/32	30/36	N/A
Temperatura del agua fría[°C]	-/15	12/6	18/15	15/10	8/12
COP	0.68	0.63	0.53	0.39	0.65
Dimensiones [WxDxH] [m]	1.20x0.8x1.60	0.80x0.60x1.20	0.79x1.06x0.94	1.80x1.20x1.40	
Peso [Kg]	875	350	260	1,600	
Potencia [W]	170	300	57	200	

Fuente: JACOB Uli. Overview on small capacity systems. Modificada por los autores.

- Tanque de precalentamiento solar: 2 x 450 L.
- Máquina de absorción Yazaki WFC-5C30 de 105 kW de potencia.
- En funcionamiento, que garantiza el ahorro del aire acondicionado hasta un 40%, o aproximadamente \$ 20,000 por año, para el ahorro de calor, hasta un 60% o aproximadamente \$ 40.000 por año

Figura 176. Instalación de refrigeración por absorción para una vivienda de la tercera edad en Canadá



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capitulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%2525+FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

### 10.1.2 Sudáfrica: Sistema de refrigeración solar para el hospital MOOT

#### Características:

- 50 captadores y temperaturas del agua de hasta 120° C.
- Dos grandes tanques de almacenamiento 6 000 L.
- La máquina de absorción de simple efecto Yazaki de 35 kW de potencia frigorífica.

Figura 177. Sistema de refrigeración solar para el hospital MOOT en Sudáfrica



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capitulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%2520FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

### 10.1.3 Dubái: Instalación de refrigeración solar en las oficinas de ESAB

Figura 178. Instalación de refrigeración solar en las oficinas de ESAB en Dubai



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capitulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%2520FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

### **Características:**

- Una superficie de captadores de 161 m<sup>2</sup> de captadores de tubos de vacío.
- Requiere 6 máquinas de absorción ClimateWell con una capacidad de 10 kW.
- Reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> de 1 050 toneladas de CO<sub>2</sub> al año, El sistema de ventilación reduce la demanda de frío en 961 000 kWh al año.

### **10.1.4 Singapur: Tecnología solar para la climatización del colegio mundo unido (UWC) en Singapur:**

#### **Características:**

- Superficie de captación es de 3.900 m<sup>2</sup>, con captadores de alta eficiencia
- Máquina de absorción: Phoenix de 1 500 kW.
- Una inversión de alrededor de 4 millones de euros financiados por Raiffeisen-Landesbank de Steiermark (RLB-Stmk).

Figura 179. Tecnología solar para la climatización del colegio mundo unido (UWC) en Singapur



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capítulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%2525+FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

### 10.1.5 Estados Unidos: Sistema de refrigeración solar que utiliza el primer híbrido solar- Fotovoltaica del mundo:

Figura 180. Sistema de refrigeración solar que utiliza el primer híbrido solar- Fotovoltaica del mundo



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capitulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

#### Características:

- Los captadores MCT híbridos calienta el agua a una temperatura de 91° C.
- Un inversor Sunny Boy, se suministra 250 W de electricidad a DC del inversor.
- Utilizan una enfriadora de Yazaki 5RT un solo efecto.

### 10.1.6 Qatar: Sistema de refrigeración solar para 500 asientos en el estadio Lusail Iconic en Qatar:

#### Características:

- Máquina de doble efecto de BrLi/H<sub>2</sub>O Thermax.
- Utilizan captadores lineales de fresnel con un área de captación de 1 400 m<sup>2</sup>
- El calor sobrante se almacena en tanques para su uso en la noche.

Figura 181. Sistema de refrigeración solar para 500 asientos en el estadio Lusail Iconic en Qatar

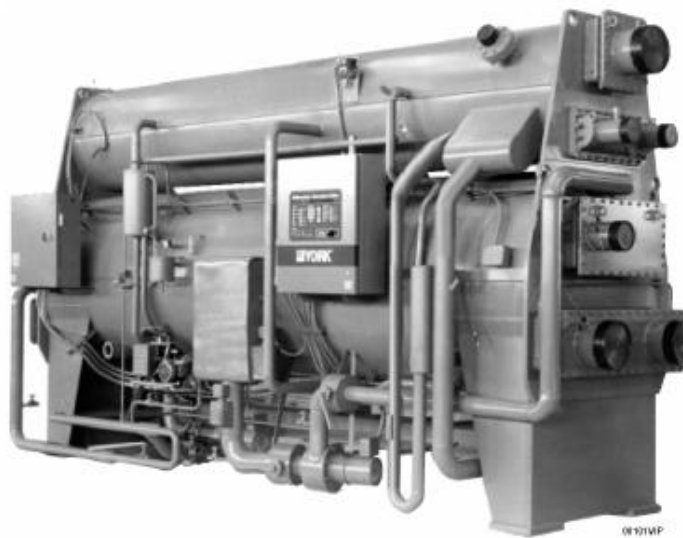


Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capitulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%CDTULO+3.0+MA+QUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

### 10.1.7 Colombia: Sistema de refrigeración por absorción utilizado en la refinería de Ecopetrol en Barrancabermeja, Colombia.

- Máquina York modelo ESA9E2A
- Con una capacidad de 650 toneladas y 1300 galones por minuto de agua refrigerada
- El aporte de energía calórica puede ser mediante vapor o agua caliente.
- Es utilizado para pre-enfriar compresores secundarios, intercambiadores en etapas intermedias y aceite hidráulico de bombas

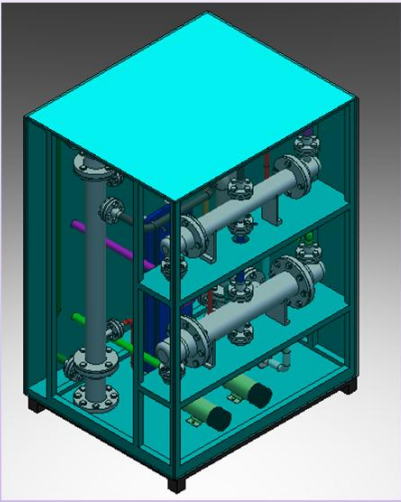
Figura 182. Sistema de refrigeración por absorción utilizado en la refinería de Ecopetrol en Barrancabermeja, Colombia.



Fuente: Máquinas de absorción. Proyecto de fin de carrera Capítulo 3. Disponible en internet: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

## CONCLUSIONES

- Se diseñó una máquina de refrigeración por absorción continua que utiliza la mezcla absorbente refrigerante: bromuro de litio agua, con capacidad de una tonelada de refrigeración. Del análisis de diferentes opciones que contribuyeran con sus cualidades al mejor desarrollo del proceso se establecieron las siguientes características tanto geométricas como operativas para los componentes del sistema:

MÁQUINA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	CARACTERISTICAS
	<p>COP: 0,76</p> <p>Dimensiones: 0.88 [m] x 1.071 [m] x 1.505 [m]</p> <p>Peso: 220 [Kg]</p>

- Absorbedor: Intercambiador de calor de casco y tubos, vertical, tipo falling film, size 12.7-1000.
- Generador: Intercambiador de calor de casco y tubos, vertical, tipo falling film, size 12.7-1000.

- Condensador: Intercambiador de calor de casco y tubos, horizontal, tipo falling film, size 12.7-600 tipo BMX.
  - Evaporador: Intercambiador de calor de casco y tubos, horizontal, tipo falling film, size 12.7-600
  - Intercambiador de calor de solución: Intercambiador de calor de placas, marca Tranter, tipo Superchanger, modelo TLA-008-H-5-WI-7 con 7 placas de 316SS de 0.5 [mm] de espesor.
  - Superficie de captación solar necesaria de 13 [m<sup>2</sup>] con colectores de tubos evacuados, asistido por una resistencia eléctrica de 3 [kW].
  - Bombas para transporte de la solución de bromuro de litio de acople magnético para minimizar daños debidos a la naturaleza corrosiva de la solución.
- Se obtuvieron los siguientes resultados para el calor intercambiado en cada uno de los componentes del sistema a partir del modelo termodinámico del ciclo:

PARÁMETRO	VALOR
Calor Absorbedor	4,473 [Kw]
Calor Generador	4,640 [Kw]
Calor Condensador	3,714 [Kw]
Calor Evaporador	3,547 [Kw]
Calor Int_Calor_Solu	0,9 [Kw]
Consumo Bomba	0,00007 [Kw]

De estos resultados se concluye que el calor intercambiado en el evaporador y el condensador son aproximadamente iguales, lo mismo pasa para el absorbedor y el generador. Pero se debe mencionar que las cargas en el condensador y el evaporador son aproximadamente 10% menores a las del generador y el absorbedor debido a que no está presente el calor de mezcla de la solución.

- Se observó que para una capacidad determinada el costo inicial de los sistemas de absorción es bastante superior al de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Para el caso específico de una capacidad de una tonelada de refrigeración el costo de una unidad que trabaja bajo el principio de compresión de vapor es de un millón de pesos aproximadamente, por otro lado el valor del sistema de absorción diseñado en el proyecto asciende a los \$ 25'000.000. Aunque se debe mencionar que el consumo energético de los sistemas de absorción es mucho menor que el de los de compresión de vapor y además el impacto ambiental que causan es mínimo.
- Se implementaron dos modelos para el análisis térmico del absorbedor, uno de los componentes con mayor relevancia en el sistema. Al comparar los resultados obtenidos mediante el análisis diferencial se determinó que a pesar de la complejidad envuelta para su desarrollo, en comparación con el análisis integral, vale la pena realizarlo, ya que permite conocer con mayor grado de detalle el proceso que se está estudiando y obtener resultados más precisos.
- Se determinó que debido a los niveles de temperatura necesarios para activar las máquinas de refrigeración por absorción de simple efecto, un colector solar de tubos evacuados es una mejor alternativa en comparación con los de placa plana, ya que debido a las pérdidas de calor que presentan

estos últimos es difícil que la temperatura del fluido calo-portador alcance valores superiores a 90 [°C], que son los que se requieren típicamente en estos sistemas.

- Se cumplieron satisfactoriamente todos los objetivos planteados en el plan de proyecto.

## RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar un análisis de generación de entropía en cada componente con el objetivo de corroborar cuales son los elementos en los que se deben centrar los esfuerzos de diseño.
- Se recomienda realizar un análisis experimental sobre los efectos corrosivos de la solución de bromuro de litio en los materiales que fueron seleccionados, para verificar su comportamiento en presencia de la solución.
- En caso que se realice la construcción del sistema de refrigeración en un proyecto futuro se recomienda:
  - Tener en cuenta la ubicación de los elementos de control requeridos, que fueron mencionados en el capítulo 9 durante el montaje del sistema.
  - Se debe adquirir una bomba de vacío capaz de llevar al sistema hasta las condiciones requeridas, es decir 1 [Kpa] y 7 [Kpa] para el absorbedor y el generador respectivamente.
  - Tener en cuenta que se deben instalar válvulas de servicio en la línea evaporador-absorbedor y en la línea generador-condensador, que posibiliten la conexión de la bomba de vacío para generar las condiciones de trabajo necesarias en el sistema.
  - La solución de bromuro de litio debe comprarse preferiblemente ya mezclada, es decir no comprar el bromuro y el agua por aparte

y hacer la mezcla ya que no se aseguraría la ausencia de gases que puedan afectar el desempeño de la máquina.

- En caso de que se requiera disminuir la concentración con la que se adquirió la solución de bromuro de litio-agua se sugiere el uso de agua desmineralizada similar a la utilizada en calderas.
- Tener en cuenta la adición a la solución de los inhibidores de corrosión para mitigar los daños que esta pueda ocasionar sobre las tuberías y los componentes del sistema.

## BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE Handbook of Fundamentals 2009.

CAÑADAS, Mauricio y TORRES, José. Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. San Salvador: Universidad de el Salvador. Facultad de ingeniería y Arquitectura. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2010.

CENGEL, Yunus A; Boles, Michael A. Termodinámica. Sexta Edición. Bogotá. McGraw-Hill, 2009. 1008p.

F.L Lansing. Computer Modeling of a Single-Stage Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Unit

FLOREZ, Osmar y VELANDIA, Renso. Diseño y construcción de un prototipo para la experimentación en la refrigeración absortiva usando la mezcla bromuro de litio (br-li) agua. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 59-76 p.

INCROPERA, Frank P., Dewitt David P. Fundamentos de transferencia de calor. Cuarta edición. México. Pearson Education. 1999. 912p.

JAIMES, Nelson y RIBERO, Sergio. Diseño y construcción de un colecto solar de tubos al vacío. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 59-76 p.

MENDOZA, Héctor y SERRANO Verenice. Cálculo de un condensador enfriado por agua de envolvente y tubos, para ser utilizado en un sistema de refrigeración. Trabajo de grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico. Azcapotzalco: Instituto Politécnico Nacional. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. ESIME

RADERMACHER, Reinhard, HEROLD, Keith y KLEIN, Sanford. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida. CRC Press, Inc. 1996.

## **ANEXOS**

**ANEXO A: AN ANALYTICAL AN EXPERIMENTAL STUDY OF FALLING FILM  
EVAPORATION ON AN HORIZONTAL TUBE**

M.-C. Chyu  
Assistant Professor,  
Department of Mechanical Engineering,  
Texas Tech University,  
Lubbock, TX 79409  
Assoc. Mem. ASME

A. E. Bergles  
Clark and Crossan Professor  
of Engineering,  
Rensselaer Polytechnic Institute,  
Troy, NY 12180-3592  
Fellow ASME

## An Analytical and Experimental Study of Falling-Film Evaporation on a Horizontal Tube

*Heat transfer for saturated falling-film evaporation on a horizontal smooth tube has been studied through analysis and experimentation to investigate the effects of film flow rate, liquid feed height, and wall superheat. Two models have been proposed, both based upon three defined heat transfer regions: the jet impingement region, the thermal developing region, and the fully developed region. The model that uses an experimental correlation for heat transfer in the fully developed region compares favorably with experimental data and other predictions reported for the case where the liquid feed is in a sheet.*

### 1 Introduction

Heat transfer through falling-film or spray-film evaporation has been widely employed in heat exchange devices in the chemical, refrigeration, petroleum refining, desalination, and food industries. In the closed-cycle ocean thermal energy conversion (OTEC) system, a horizontal-tube spray-film evaporator has been proposed to operate at the available small temperature difference. The horizontal-tube, falling-film evaporator basically consists of a bundle of horizontal tubes mounted by headers at each end, as in a conventional shell-and-tube heat exchanger. The shell-side liquid is introduced through spray nozzles to the top of the bundle and runs from tube to tube. Liquid films flow and evaporate on the outside tube surfaces.

The principal advantages of horizontal-tube, falling-film evaporators are high heat transfer rates at small temperature differences and small liquid inventory as compared with flooded-bundle evaporators. Since there is no liquid pool, the effect of hydrostatic head on the heat transfer is eliminated. The horizontal-tube, falling-film evaporators also show advantages over vertical-tube evaporators in dealing with problems such as liquid distribution, leveling, noncondensable gases on the tube side, fouling, and liquid entrainment (Yundt and Rhinesmith, 1981).

Individual tube performance within the tube bundle of a horizontal-tube, multiple-effect (HTME) desalination facility was reported by Cannizzaro et al. (1974). However, flow rates over the individual tubes were not measured. The heat transfer coefficients for evaporating freshwater films on single tubes reported by Fletcher et al. (1973) were significantly lower than those obtained by Cannizzaro et al. In a subsequent effort, Fletcher et al. (1975) investigated evaporating saturated seawater films on horizontal tubes. The data obtained are 50 percent higher than those for distilled water films but still slightly lower than the seawater data reported by Cannizzaro. Parken and Fletcher (1982) observed an increase in nonboiling evaporation coefficients with increasing flow rate. However, Liu (1975) found that the heat transfer coefficient varied only with the water temperature and the liquid feed height.

The above survey of experiments suggests a need for more data, particularly to clarify the effects of film flow rate and liquid feed height. All the data reported show no influence of heat flux on heat transfer coefficient. However, a question can be raised as to the anticipated increase in heat transfer coefficient due to thinning of the film at a high heat flux. These are the issues to be investigated in this work.

With regard to prediction methods for falling-film evapora-

tion on a horizontal tube, the correlations proposed by Owens (1978) are based upon his own experimental data plus those of Conti (1978) and Liu (1975). The semi-analytical model of Lorenz and Yung (1979) includes two distinct convective heat transfer regions: thermal developing region and fully developed region. However, the length of the developing region was found to be underestimated; also no analysis was provided for the fully developed region. Cerza and Sernas (1983) developed a mathematical model for the thermal developing region of a liquid film falling along a vertical wall with uniform heat flux. Subsequently, in a numerical approach, Parken and Fletcher (1982) considered the high local heat transfer coefficient due to the attacking liquid feed near the apex of the tube. Sabin and Poppendiek (1978) proposed a model for fully developed film evaporation based on Nusselt's (1916) film condensation work. A similar model was developed by Nakazoni and Bergles (1981). However, as will be explained later in the analysis, errors were found in both approaches. These two models both assumed heat transferred through conduction across the liquid film and evaporation at the free surface. Agreements with experimental data were found even though the effects of jet impingement and thermal development were not considered. The question is also raised as to the importance of heat convection within the film. It is believed a pure conduction analysis is valid only if the film is thin or the flow rate is low. The effect of convection should become important at higher flow rates. An erroneous conclusion, that a Nusselt-type conduction analysis can satisfactorily predict the heat transfer without considering effects of jet impingement, thermal development, and convection, might have been drawn because of mistakes made in the analyses. It is therefore important to develop the correct solution in order to examine the limit of validity of the conduction analysis.

Two models for saturated, nonboiling, falling-film evaporation on a horizontal tube will be presented in this work, both based on three defined heat transfer regions: the jet impingement region, the thermal developing region, and the fully developed region. The only difference between the two models is the treatment of the fully developed region. One model uses a conduction solution based on Nusselt's (1916) analysis of film condensation on a horizontal tube, and the other uses an experimental correlation by Chun and Seban (1972) for fully developed film evaporation on a vertical tube.

### 2 Heat Transfer Models

The present analysis considers heat transfer in three distinct regions characterized as follows. When a thin film flow on the tube surface is established by supplying liquid at saturation

Contributed by the Heat Transfer Division and presented at the 23rd National Heat Transfer Conference, Denver, Colorado, August 1987. Manuscript received by the Heat Transfer Division May 3, 1988.

temperature on the top of a horizontal tube as shown in Fig. 1, there is a short jet impingement region where the heat transfer coefficient is particularly high because of impingement of the liquid. A subsequent thermal developing region is required for the film flow to be superheated to a fully developed linear profile. Although latent heat transfer occurs in this region, most of the heat transfer goes into superheating the liquid film. A fully developed region, characterized by evaporation at the free surface of the film, immediately follows the thermal developing region up to the bottom of the tube where the liquid breaks off.

**2.1 Jet Impingement Region.** Since the film thickness is much smaller than the tube radius, and since the impinging jet flow is expected to be influential only in a short region, the situation at the top of the horizontal tube may be considered as a liquid jet impinging on a flat plate. Heat transfer for a sheet liquid jet striking a heating surface has been studied by McMurray et al. (1966) and Miyasaka and Inada (1980). They found that the flow field can be divided into three zones: stagnation flow, impingement flow, and uniform parallel flow. As shown in Fig. 2 (Miyasaka and Inada, 1980), the stagnation flow zone is characterized by the velocity just outside the hydrodynamic boundary layer of the jet flow  $u_{max}$ , linearly proportional to the distance  $x$  from the stagnation point. The local heat transfer coefficient data in the stagnation flow zone can be correlated by the following equation:

$$h_s = 1.03 Pr^{1/3} k \left[ \frac{d(u_{max}/u_j)}{dx/w} + \frac{u_j}{x/w} \right]^{0.5} \quad (1)$$

Since the velocity gradient is constant in the stagnation flow zone, this is also the equation for the average heat transfer coefficient  $\bar{h}_s$ . The jet velocity  $u_j$  for the case of a falling-film evaporator is that of a free falling body,  $\sqrt{2gH}$ , where  $H$  is the liquid feed height. The jet width  $w$  is calculated from the conservation of mass; i.e.,  $w = 2\Gamma_1/(\rho u_j)$ , where  $\Gamma_1$  is the irrigation rate at the top of the tube. As shown in Fig. 2, the stagnation flow zone covers the region of  $\theta < x/w < 0.6$ ; therefore, the angle

$$\phi_s = 0.6 \left( \frac{w}{R} \right) \quad (2)$$

is taken as the angular position at the end of the stagnation flow zone.

The impingement flow zone covers the range of  $0.5 <$

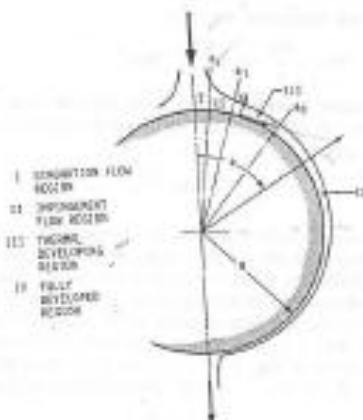


Fig. 1 Model for falling-film evaporation on a horizontal tube

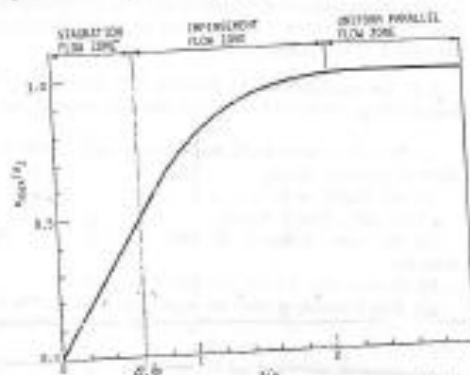


Fig. 2 Distribution of velocity just outside the hydrodynamic boundary layer in the jet impingement region

$u_{max}/u_j < 1.0$ . The local heat transfer data are correlated by the following equations (Miyasaka and Inada, 1980):

$$Nu_s = \frac{h_s x}{k} = 0.73 Pr^{1/3} Re_s^{0.5} \quad (3)$$

### Nomenclature

$C_p$  = constant-pressure specific heat  
 $D$  = outer diameter of tube  
 $F$  = coefficient defined in equation (19)  
 $g$  = acceleration of gravity  
 $H$  = liquid feed height  
 $h$  = heat transfer coefficient  
 $\bar{h}$  = average heat transfer coefficient  
 $h_g$  = latent heat of vaporization  
 $k$  = thermal conductivity  
 $P$  = parameter defined in equation (20)  
 $Pr$  = Prandtl number  
 $\bar{q}''$  = average surface heat flux  
 $R$  = outer radius of tube  
 $Re$  = film Reynolds number  
 $= 4\Gamma/\mu_j$

$T$  = temperature  
 $\Delta T$  = wall superheat =  $T_w - T_s$   
 $\bar{\Delta T}$  = average wall superheat  
 $u$  = velocity  
 $\bar{u}$  = average velocity  
 $w$  = jet width  
 $x$  = distance along the heating surface  
 $y$  = distance in the direction normal to the heating surface  
 $\alpha$  = thermal diffusivity =  $k/\rho C_p$   
 $\Gamma$  = mass flow rate of film per unit length on one side of tube  
 $\delta$  = film thickness  
 $\mu$  = dynamic viscosity  
 $\nu$  = kinematic viscosity  
 $\rho$  = density

$\sigma$  = surface tension  
 $\tau$  = time  
 $\phi$  = angular position

### Subscripts

$c$  = convective  
 $d$  = developing  
 $f$  = liquid; film  
 $fd$  = fully developed  
 $g$  = gas; vapor  
 $i$  = inlet condition; impingement  
 $j$  = jet  
 $s$  = saturation; stagnation  
 $tr$  = transition  
 $w$  = wall  
 $\infty$  = condition well away from the heat transfer surface

Transactions of the ASME

for a laminar boundary layer, and

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0.0337 Pr^{1/3} Re_x^{0.8} \quad (4)$$

for a turbulent boundary layer. Note that the local Reynolds number  $Re_x$  is based on the local velocity just outside the boundary layer  $v_{max}(x)$ :

$$Re_x = \frac{x v_{max}(x)}{\nu} \quad (5)$$

The hydrodynamic boundary layer is laminar from the stagnation point to some critical Reynolds number  $Re_c$ , where transition to a turbulent boundary layer takes place. According to the data reported by McElmurray et al. (1966),  $Re_c$  is about  $4.5 \times 10^4$ . The average heat transfer coefficient in the impingement flow zone  $\bar{h}_i$  can be calculated numerically from the local  $v_{max}$  data given in Fig. 2. The impingement flow zone covers the range of  $0.6 < x/w < 2.0$ . Therefore the angle

$$\phi_i = 2.0 \left( \frac{w}{R} \right) \quad (6)$$

is taken as the angular position at the end of the impingement flow zone. The flow is considered to be hydrodynamically developed at this point.

**2.2 Thermal Developing Region.** The analysis for the thermal developing region is based on the following assumptions:

- (a) The entire tube surface is covered with liquid film; i.e., there is perfect wetting
- (b) the film flow is laminar
- (c) the film flow is steady
- (d) the film thickness is small compared to the tube diameter
- (e) there is no nucleate boiling within the film
- (f) heat transfer is only by conduction across the film
- (g) evaporation occurs on the liquid-vapor interface where the temperature is at saturation
- (h) the wall temperature is uniform
- (i) the drag on the liquid-vapor interface is negligible
- (j) the fluid properties are constant
- (k) the surface tension effect is negligible

The fully developed velocity distribution is a liquid film flowing over a horizontal tube, calculated by considering a force balance on an element of film along with the no-slip boundary condition, is

$$u_{(y, \phi)} = \frac{g(\rho_f - \rho_g) \sin \phi}{\mu} (y\delta - y^2/2) \quad (7)$$

and the mean velocity, obtained by integrating  $u$  across the thickness, is

$$\bar{u}_{(y, \phi)} = \frac{g(\rho_f - \rho_g) (\sin \phi) \delta^2}{3\mu} \quad (8)$$

with the film thickness

$$\delta_{(y, \phi)} = \left[ \frac{3\mu \Gamma_{(y, \phi)}}{g(\rho_f - \rho_g) \sin \phi} \right]^{1/2} \quad (9)$$

For constant  $\Gamma$ , this analysis leads to a nearly constant value of  $\delta$  with respect to  $\phi$  as shows in Fig. 3. The film thickness does approach infinity toward the top and the bottom of the tube. However, the thermal developing region always covers the central region where the film thickness is almost constant. The velocity and film thickness at  $\phi = 90$  deg are thus used throughout the developing region.

In the thermal developing region, heat from the wall is transferred to superheat the film flow. Although latent heat transport occurs at the free surface, most of the heat goes into

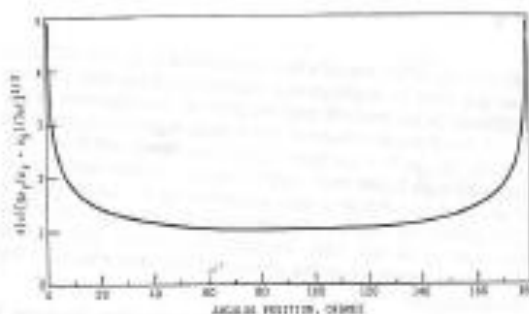


Fig. 3 Variation of film thickness with respect to angular position

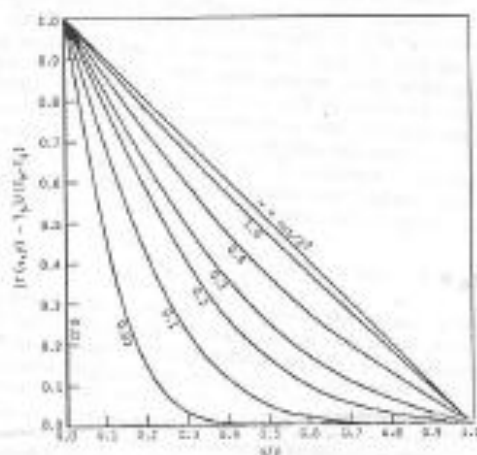


Fig. 4 Progress of temperature profile in the thermal developing region

superheating the film. Therefore, the film flow rate can also be assumed constant throughout the region. With respect to a coordinate system moving at the same velocity as the film, the change of temperature profile in the developing region can be obtained by solving the one-dimensional transient heat conduction equation

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (10)$$

with the initial condition

$$T_{(y, 0)} = T_w \quad 0 < y \leq \delta \quad (11)$$

and the boundary conditions

$$T_{(0, \tau)} = T_w \quad \tau \geq 0 \quad (12)$$

$$T_{(\delta, \tau)} = T_s \quad \tau \geq 0 \quad (13)$$

Note that although the thermal developing region starts from  $\phi_i$ , its solution is based on a starting condition of saturation temperature at the stagnation point, as given by equation (11). The heat transfer from the stagnation point to  $\phi_i$  will be excluded in calculating heat transfer in the thermal developing region, as shows later in equation (21), because this heat transfer has been considered in the jet impingement region.

The above problem has a nonhomogeneous boundary condition at  $y = 0$ . The solution can be obtained by converting the nonhomogeneous problem into a homogeneous one by the

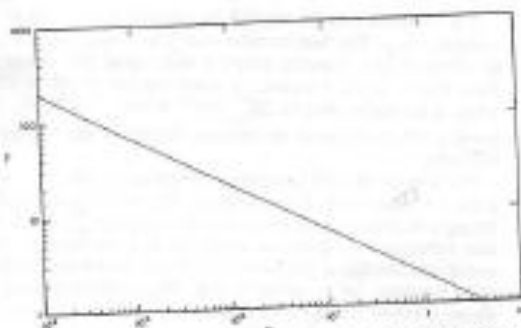


Fig. 5 Relation between the coefficient  $F$  and the parameter  $P$

use of a partial solution to the nonhomogeneous problem. The problem also can be solved by the Laplace transformation method. The solution is given as (Myers, 1971)

$$\frac{T_{(x,t)} - T_s}{T_w - T_s} = 1 - \frac{y}{\delta} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin n\pi(y/\delta)}{n \exp\left(\frac{n^2 \pi^2 \alpha t}{\delta^2}\right)} \quad (14)$$

It is observed that the solution is composed of the steady-state solution and the transient term in the form of an infinite series. The temperature profile becomes more and more linear with time. However, theoretically it takes an infinitely long time to reach the linear temperature profile. The progress of the temperature profile in the thermal developing film is plotted in Fig. 4, which shows that the temperature profile is very close to linear for  $\tau > \delta^2/\alpha$ . Therefore the approximate time required to reach the steady-state temperature profile is taken as

$$\tau_s = \frac{\delta^2}{\alpha} \quad (15)$$

It is noted that Lorenz and Yang (1979) took  $\tau_w = \delta^2/4\alpha$ ; but the temperature profile is far from linear at that value of  $\tau$ .

The average heat transfer rate in the developing region from time zero to  $\tau$  is evaluated by integrating the local heat transfer rate at the wall:

$$\overline{q_{d,0-\tau}} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \left( -k \frac{\partial T_{(x,t)}}{\partial y} \Big|_{y=0} \right) dt \quad (16)$$

By substituting

$$\tau = \left( \frac{3\mu\alpha}{g\rho^2} \right)^{1/3} R\phi \quad (17)$$

the average heat transfer rate from the top of the tube to the angular position  $\phi$  can be expressed as

$$\overline{q_{d,0-\tau}} = Fk(T_w - T_s) \left[ \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)}{3\mu\Gamma_1} \right]^{1/3} \quad (18)$$

where

$$F = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} [1 - \exp(-n^2 \pi^2 P)] \quad (19)$$

$$P = \frac{\alpha\tau}{\delta^2} \quad (20)$$

The relation between the coefficient  $F$  and the parameter  $P$  is plotted in Fig. 5. For the thermal developing region from  $\phi_1$  to  $\phi_2$ , the average heat transfer coefficient is readily calculated from

$$\overline{h_{d,\phi_1-\phi_2}} = \frac{\phi_2 \overline{q_{d,0-\phi_2}} - \phi_1 \overline{q_{d,0-\phi_1}}}{(\phi_2 - \phi_1)(T_w - T_s)} \quad (21)$$

The angular position at the end of the developing region  $\phi_d$  can be obtained by substituting the time required for development  $\tau_d$  into equation (17)

$$\phi_d = \frac{1}{\pi \alpha R} \left( \frac{3\mu\Gamma_1}{g\rho^2} \right)^{1/3} \quad (22)$$

Note that  $\phi_d$  may exceed  $\pi$  when the film flow rate is high. This means the film flow is still developing when breaking off from the tube, and there is no fully developed region in the process. The value  $\pi$  should be used for  $\phi_d$  in this case.

Lorenz and Yang (1979) calculated the total heat transfer rate by considering the enthalpy difference between the inlet and the outlet of the thermal developing region. The total heat transfer rate equals the enthalpy change only if the free surface is insulated. However, the boundary condition at the free surface is at the saturation temperature  $T_s$ . The heat transfer through evaporation at the free surface should be considered in their analysis. In the present analysis, the total heat transfer rate is calculated by integrating the local temperature gradient at the wall, as shown in equation (16).

### 2.3 Fully Developed Region

**2.3.1 Conduction Solution.** In this analysis, a linear temperature profile is assumed throughout the fully developed region. The assumptions made in the thermal developing region all apply to this fully developed solution. Heat is conducted across the film, and evaporation takes place at the free surface:

$$-h_{d,e} dT = k_f \left( \frac{T_w - T_s}{\delta} \right) R d\phi \quad (23)$$

The differential form of equation (9) can be substituted for  $dT$  on the left-hand side of the equation; this leads to a differential equation of  $\delta$  as a function of  $\phi$

$$-e d\delta = \delta \alpha (\delta^3 \sin \phi) \quad (24)$$

where

$$e = \frac{3R\mu k_f (T_w - T_s)}{h_{d,e} \rho_f (\rho_f - \rho_g)} \quad (25)$$

In order to solve equation (24), a nondimensional variable is introduced

$$z = \delta^4 / e \quad (26)$$

and equation (24) becomes

$$\frac{3}{4} \sin \phi \frac{dz}{d\phi} + z \cos \phi + 1 = 0 \quad (27)$$

This linear differential equation is readily solved as

$$z = \frac{-4}{3 \sin^{3/2} \phi} \left( \int_0^{\phi} \sin^{1/2} \phi' d\phi' + C \right) \quad (28)$$

Assuming that the fully developed region starts at angular position  $\phi_d$ , the integration constant  $C$  is evaluated by the boundary condition at  $\phi_d$ , where the film thickness based on the hydrodynamics is given by equation (9). Assuming that the film flow rate at  $\phi_d$  is  $\Gamma_1$ , the film thickness at  $\phi_d$  is

$$\delta(\phi_d) = \left[ \frac{3\mu\Gamma_1}{g\rho_f(\rho_f - \rho_g) \sin \phi_d} \right]^{1/3} \quad (29)$$

$C$  is thus obtained as

$$C = -\frac{3}{4e} \left[ \frac{3\mu\Gamma_1}{g\rho_f(\rho_f - \rho_g)} \right]^{4/3} - \int_0^{\phi_d} \sin^{1/2} \phi d\phi \quad (30)$$

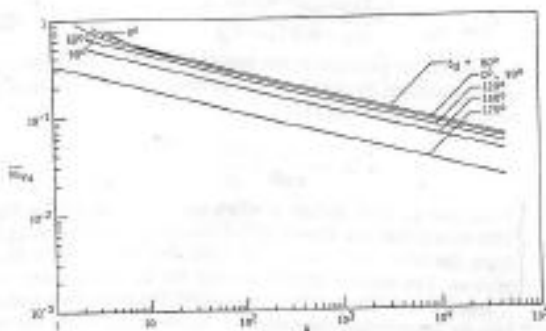


Fig. 6 Analytical predictions of Nusselt number in the fully developed region

Substituting  $C$  back into equation (28) yields the film thickness as a function of  $\phi$

$$\delta(\phi) = \left[ \left[ \frac{3\mu_f \Gamma_f}{g(\rho_f - \rho_g) \sin \phi} \right]^{4/3} - \frac{4e}{3 \sin^{4/3} \phi} \int_{\phi_d}^{\phi} \sin^{1/3} \phi' d\phi' \right]^{1/4} \quad (31)$$

Based on the film thickness solution, the heat transfer coefficient at angular position  $\phi$  is calculated as

$$h_{fd}(\phi) = \frac{k_f}{\delta(\phi)}$$

$$= \frac{k_f}{\left[ \left[ \frac{3\mu_f \Gamma_f}{g(\rho_f - \rho_g) \sin \phi} \right]^{4/3} - \frac{4e}{3 \sin^{4/3} \phi} \int_{\phi_d}^{\phi} \sin^{1/3} \phi' d\phi' \right]^{1/4}} \quad (32)$$

and the mean value of the Nusselt number over the fully developed region is

$$\overline{Nu}_{fd} = \frac{\overline{h}_{fd} e^{1/4}}{k_f} = \frac{1}{\pi - \phi_d} \int_{\phi_d}^{\pi} \frac{\sin^{1/3} \phi}{\left( A - \frac{4}{3} \int_{\phi_d}^{\phi} \sin^{1/3} \phi' d\phi' \right)^{1/4}} d\phi \quad (33)$$

where the coefficient  $A$  is defined as

$$A = \left[ \frac{3\mu_f \Gamma_f^4}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{1/3} \left[ \frac{h_{fd}}{Rk_f(T_w - T_s)} \right] \quad (34)$$

and  $e$  is defined in equation (25). Note that  $\overline{Nu}_{fd}$  is based on  $e^{1/4}$ .

A result similar to equation (33) was obtained by Sabin and Poppendiek (1978); however, the coefficient in the denominator of the integrand was erroneously given as  $A/2^{4/3}$  because of confusion between the total mass flow rate impinging on the tube and the film flow rate on one side of the tube. This led to an overestimation of the mean fully developed heat transfer coefficient. This might explain why their prediction was found to be in reasonable agreement with the experimental data, even though the effects of the jet impingement region and the thermal developing region were not considered. The work reported by Nakazatomi and Bergles (1981) stops at the expression of film thickness. The heat transfer coefficient was then numerically calculated. However, the expression for film thickness does not appear to be correct.

It is observed that the smaller the value of  $A$ , the greater the value of  $\overline{Nu}_{fd}$ . The heat transfer coefficient increases because of effective heat transfer across a thin liquid film when the flow rate is small. However, a mathematical problem arises when  $A$  is smaller than  $(4/3) \int_{\phi_d}^{\pi} \sin^{1/3} \phi' d\phi'$ . Physically, this lower limit corresponds to incipient dryout at the bottom of the tube.

The average Nusselt number can be obtained from Fig. 6 for a known value of  $A$ . Data shown in Fig. 6 were generated by fitting a sixth-degree polynomial to the integral  $\int_{\phi_d}^{\pi} \sin^{1/3} \phi' d\phi'$  and numerically integrating using the trapezoidal rule. It is noted that the mean fully developed heat transfer coefficient is quite constant for  $\phi_d$  up to 90 deg. The prediction using the above solution for the fully developed region is designated as Model I.

**2.3.2 Correlation Approach.** For reasons of simplicity, the above analysis for the fully developed region is based on the assumption that heat transfer is only by conduction across the liquid film. An alternative approach is to adopt the following correlations by Chun and Seban (1972) which are based on experimental data for an evaporating film falling along a vertical wall:

*Laminar:*

$$\frac{\overline{h}_{fd}}{k} \left( \frac{\mu^2}{g} \right)^{1/3} = 1.10 Re^{-1/3}, \quad \frac{\Gamma}{\mu} \leq 0.61 \left( \frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \quad (35)$$

*Wavy-laminar:*

$$\frac{\overline{h}_{fd}}{k} \left( \frac{\mu^2}{g} \right)^{1/3} = 0.822 Re^{-0.22},$$

$$0.61 \left( \frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} < \frac{\Gamma}{\mu} \leq 1450 Pr^{-1.06} \quad (36)$$

*Turbulent:*

$$\frac{\overline{h}_{fd}}{k} \left( \frac{\mu^2}{g} \right)^{1/3} = 3.8 \times 10^{-3} Pr^{0.55} Re^{0.4},$$

$$\frac{\Gamma}{\mu} > 1450 Pr^{-1.06} \quad (37)$$

These correlations are based on the asymptotic values of the heat transfer data for a film that is thermally and hydrodynamically developed after flowing through a preheating section. The correlations are considered applicable to falling-film evaporation on a horizontal tube in view of the small film thickness compared with tube diameter. The prediction using the above correlations to calculate the mean heat transfer coefficient in the fully developed region is designated Model II.

**2.4 Overall Heat Transfer Coefficient.** Finally, the average heat transfer coefficient can be calculated by summing heat transfer contributions from each of the regions

$$\bar{h} = \bar{h}_s \left( \frac{\phi_s}{\pi} \right) + \bar{h}_j \left( \frac{\phi_j - \phi_s}{\pi} \right) + \bar{h}_d \left( \frac{\phi_d - \phi_j}{\pi} \right) + \bar{h}_{fd} \left( 1 - \frac{\phi_d}{\pi} \right) \quad (38)$$

In the range covered, the typical  $\bar{h}_s$  and  $\bar{h}_j$  are on the order of magnitude of  $10^3$  W/m<sup>2</sup> K, while  $\bar{h}_d$  and  $\bar{h}_{fd}$  are an order of magnitude smaller. However, because the jet impingement is effective in a small region, it accounts for only a small portion of the average heat transfer coefficient. The major contribution is from the fully developed region at low film flow rate and from the thermal developing region at high flow rate. Because the heat transfer in the fully developed region becomes less important as flow rate increases, data based on the two proposed models merge at a point where the film flow reaches thermal development at the bottom of the tube, or  $\phi_d$  equals  $\pi$ .

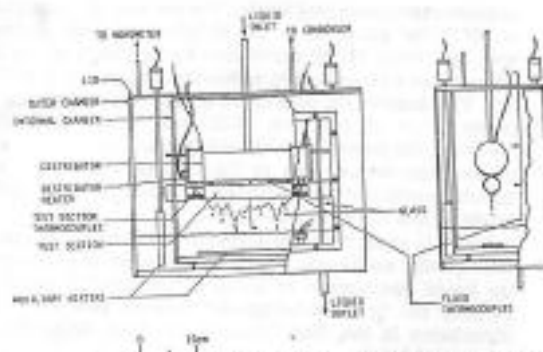


Fig. 7 Test chamber for falling-film evaporation on a horizontal cylinder

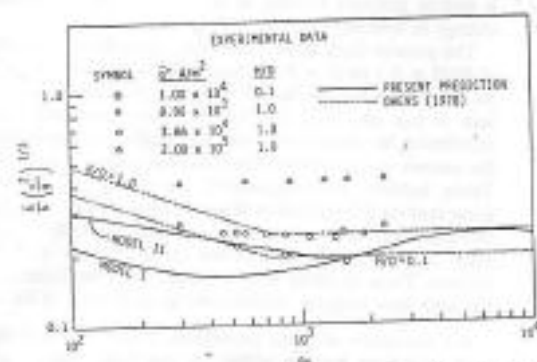


Fig. 8 Influence of film Reynolds number on the film evaporation coefficient

### 3 Experiment

Falling-film evaporation of water on a horizontal cylinder was tested. Experiments using electrically heated test sections with a smooth surface were conducted to investigate the effects of film flow rate, liquid feed height, and heat flux. The test facility included a circulation pump, a filter, a rotameter, flow adjusting valves, and a test chamber. The large outer test chamber has an inner chamber holding the liquid distributor, test section, and auxiliary heater (see Fig. 7). The double-chamber had an inner chamber holding the liquid distributor, test section, and auxiliary heater (see Fig. 7). The double-chamber that would have hindered visual observations. The space in the inner chamber was maintained within 0.1 K of the saturation temperature during the tests. The system pressure was atmospheric for all tests, with a typical value of 0.99 bar.

The falling liquid film was formed by distributing saturated liquid (within 0.1 K subcooling) in unsteady column jets or drips to the test cylinder. This was done by a distributor featuring a cylindrical shell enclosing an interior heater. Liquid heated by the interior heater to saturation overflowed through a slot at the top of the shell providing a film on the exterior shell wall. The liquid then detached from the bottom of the shell and impinged on the test heater. This simulated the situation in a real falling-film evaporator where the lower tube receives runoff from the tube above. A detailed configuration of the distributor is given by Chyu (1984). The liquid feed height was adjusted by moving the distributor up and down along the slots on the side walls of the inner chamber. It was observed that the liquid fed in a sheet when the gap between distributor and test cylinder was narrower than 3 mm, as shown in Fig. 7. The irrigation flow rate was measured by a rotameter at the inlet of the test chamber. The average sub-

cooling of the liquid feed, monitored by fluid thermocouples located at the bottom of the shell, was maintained within 0.1 K.

The test cylinder was of copper, 25.4 mm in diameter and 152 mm in length. A central 12.7-mm-dia hole was provided for a cartridge heater. Six thermocouple wells of 1 mm diameter and 40 to 50 mm in depth were drilled 60 deg apart at each end, with outer edges approximately 1.5 mm from the outer surface. Failure to drill that small a hole straight along its entire depth resulted in so-called drift or runout. A novel method was developed to locate precisely the bottoms of the holes (thermocouple locations) (Chyu, 1984). This information was essential in calculating the temperature drop between the thermocouple junction and the base surface. The cartridge heater was soldered into the cylinder to minimize contact resistance. Both ends of the test cylinder were insulated with silicone seal after thermocouple installation.

The average heat flux was calculated from the active length of the cartridge heater. This calculation is justified by a conduction analysis showing that at a considerable axial distance away from the inactive zone of a cartridge heater, the heat flux in the test cylinder is essentially that of the average value based on the active length of the heater (Chyu, 1984). The wall temperature is the mean of the six wall temperatures inferred from thermocouple readings. In fact, both the experimental data and the analysis (Chyu, 1984) showed that the test cylinder was essentially isothermal at the outer surface because of its thick wall. This simulates the real situation in a spray-film evaporator by condensing steam.

The estimated uncertainties for the data presented are as follows:  $\pm 220$  W/m<sup>2</sup> in heat flux,  $\pm 0.06$  K in wall superheat and surface subcooling,  $\pm 0.004$  kg/s-m in film flow rate, and  $\pm 0.1$  in ratio of feed height to diameter.

### 4 Experimental Results and Comparison With Predictions

**4.1 Influence of Film Flow Rate.** In Fig. 8 the experimental data are compared with predictions based on the present models as well as on the Owens (1978) correlation. The prediction of Model II is in excellent agreement with the experimental data at  $H/D = 0.1$ . Model II is also in good agreement with the Owens correlation at  $H/D = 0.1$  in the low and medium ranges of Reynolds number. In the high Reynolds number region, corresponding to turbulent flow, the Owens correlation predicts a constant heat transfer coefficient, while the present model predicts an increasing coefficient with Reynolds number. This is consistent with the results of Chun and Seban (1972) and Duckler (1960) for a falling film on a vertical tube wall.

Model I predicts a heat transfer coefficient 30 percent lower than Model II at low Reynolds number. This is as anticipated. Because of convection, the real temperature profile in a film flow should have a steeper gradient at the wall and, therefore, a higher heat transfer coefficient than obtained with the linear profile assumed in the conduction model. In addition, the effect of the waves that actually exist on the free surface of the film has not been considered. This contradicts the conclusion suggested by Sabin and Poppendiek (1978) and Nakazatomi and Bergles (1981) that a Nusselt-type fully developed conduction analysis can satisfactorily predict falling-film evaporation on a horizontal tube. Apparently the erroneous conclusion was due to the mistakes made in their analyses. The present analysis demonstrates that even with effects of jet impingement and thermal development taken into account, the conduction analysis fails.

The data of the two proposed models merge at  $Re = 1367$  when there is no fully developed region in the heat transfer process. Both models show that variations in liquid feed height have little effect on the heat transfer. In fact, the

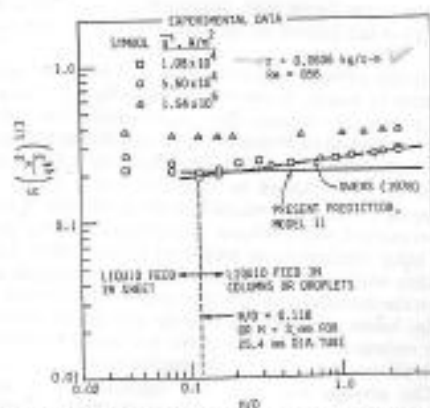


Fig. 9 Effect of liquid feed height on the falling-film evaporation heat transfer coefficient

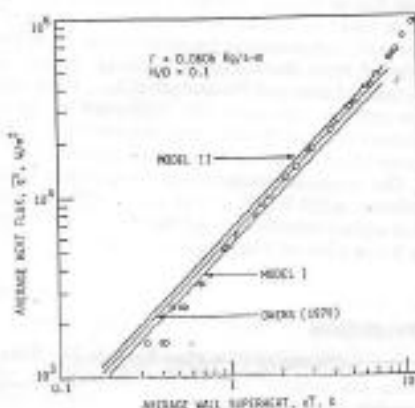


Fig. 10 Influence of wall superheat on the film evaporation coefficient

present predictions presented in Fig. 8 are valid for  $H/D$  from 0.1 to 2.5.

The experimental data at  $H/D = 1.0$  are in good agreement with the Owens correlation for turbulent nonboiling films with  $H/D = 1.0$  except in the low Reynolds number region. The data at  $H/D = 1.0$  are significantly higher than the present predictions. It was observed that liquid feed was distributed in columns (continuous) and droplets (discontinuous) when feed height was large and in a sheet when  $H$  was no larger than 3 mm, which corresponded to  $H/D$  of approximately 0.1 based on the dimension of the test cylinder. The present analysis considers the effect of liquid feed height by assuming a two-dimensional sheet jet striking on a flat surface. Model II can predict data well at  $H/D = 0.1$  when liquid feed is in a sheet. However, the prediction is lower than the data when the feed is in columns or droplets at larger  $H/D$ . The liquid columns and droplets were observed to create crests and valleys at the apex of the horizontal tube, resulting in agitation of the film flow.

At high heat flux ( $2.08 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ ), the heat transfer coefficient is very high and independent of Reynolds number. This indicates the dominance of nucleate boiling in the film.

**4.2 Influence of Liquid Feed Height.** The effect of variations in liquid feed height on the heat transfer was investigated at different heat flux levels. In Fig. 9, the nondimensionalized heat transfer coefficients at  $Re = 856$  are plotted against the

nondimensionalized feed height. The low heat flux data ( $1.080 \times 10^5 \text{ W/m}^2$  and  $5.503 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ) show good agreement with the Owens (1976) correlation for turbulent falling film evaporation without boiling within the range of  $0.1 < H/D < 2.5$ . The slope of the data curve seems to agree with the 0.1 power index of the term  $H/D$  used in his correlation. However, the power index should decrease at low  $Re$  in light of the experimental data in Fig. 8, which show that heat transfer coefficient is less sensitive to the change in liquid feed height at low Reynolds numbers.

Model II predicts little influence of liquid feed height on the heat transfer coefficient. This model is based on a sheet jet of the liquid feed instead of liquid columns and droplets; apparently the liquid columns and droplets generate greater disturbance in the film than a sheet when falling from a substantial height.

The change in feed height has a weak influence on the heat transfer coefficient at high heat flux ( $1.54 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ ). This is due to nucleate boiling in the film, which dominates any change in hydrodynamics.

The present data show a minimum heat transfer coefficient at  $H/D = 0.1$  or  $H = 3 \text{ mm}$  for the 25.4-mm-dia test cylinder. As mentioned before, liquid feeds in a sheet for  $H = 3 \text{ mm}$  or less. It was observed that bubbles were entrained from the distributor in which feed water was boiling and grew larger in the narrow space between the distributor and the test cylinder. These bubbles were apparently larger in size than those generated on the surface of the test section because of nucleate boiling. Some of them were carried with the falling film, and some of them ruptured between the distributor and the test section. These bubbles were considered to be responsible for the high heat transfer coefficients at very small  $H/D$ .

**4.3 Influence of Wall Superheat.** It was expected that the wall superheat has an effect on the heat transfer of film evaporation, since greater wall superheat would yield higher evaporation rate and thus an increase in heat transfer coefficient due to thinning of the film. The present analysis assumes that superheat is not a factor in the jet impingement and the thermal developing regions. As for the fully developed region, superheat participates as a variable in the conduction solution in Model I, while it does not appear in the Chun and Seban (1972) correlation used in Model II. In fact, the conduction solution in Model I also predicts negligible superheat influence on heat transfer coefficient. In Fig. 10, the experimental data follow a straight line with a slope close to unity in the  $q''$  versus  $\Delta T$  plot. The heat transfer coefficient is quite constant with slight increase with superheat, until in the high superheat range where the data show an upswing due to nucleate boiling within the film. It is thus confessed that the heat transfer coefficient of a nonboiling falling film is not significantly influenced by the wall superheat in the present test range. This is because convection is the major mode of heat transfer and there is not much thinning of the liquid film due to evaporation. Compared with experimental data, the Owens nonboiling correlation seems to be nearly satisfactory up to  $q'' = 6 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ . Data presented in Figs. 8 and 9 also show agreement with Owens correlation within this limit of heat flux.

## 5 Concluding Remarks

Two models have been proposed for the evaporative heat transfer of a saturated falling film on a horizontal tube. Both are based on three defined heat transfer regions: the jet impingement region, the thermal developing region, and the fully developed region. The difference between the two models is only in the fully developed region. Model I uses a conduction solution based on Nusselt's film condensation analysis; Model II uses the Chun and Seban (1972) correlation for convective film evaporation. Model II compares favorably with the ex-

perimental data and the Owens (1978) prediction when the liquid feed is in a sheet. Model I predicts a heat transfer coefficient lower than other predictions and experimental data at low Reynolds number because the simplified conduction solution for the fully developed region underestimates the heat transfer. The experimental heat transfer coefficients are higher than the present predictions when the liquid feeds in columns and droplets because the present predictions are based on liquid feed in a sheet. The experimental data show a weak influence of liquid feed height on heat transfer coefficient. The influence is even smaller at low Reynolds numbers. Both models and experimental data demonstrate heat transfer independent of the wall superheat. It is suggested that the effect of liquid feed in columns and droplets as observed in a real falling-film evaporator be analyzed in subsequent research.

## 6 Acknowledgments

This study was conducted primarily in the Heat Transfer Laboratory at Iowa State University and supported in part by the U.S. Department of Energy under Contract DE-AC22-78ET13127 and Grant DE-FG07-81ID12222. The test cylinder and technical assistance were provided by Mr. C. F. Gottzmann and Mr. P. S. O'Neill of the Linde Division of Union Carbide Corporation.

## 7 References

- Cannizzaro, C. J., Karpf, J. Z., Kosowski, N., and Pascale, A. S., 1974, "Fourth Report on Horizontal Tube Multiple-Effect (HTME) Process Pilot Plant Test Program," Office of Saline Water Research and Development Progress Report No. 74-967.
- Cerza, M., and Sernas, V., 1983, "Nucleate Boiling Heat Transfer in Developing Laminar Falling Water Films," *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference Proceedings*, Honolulu, HI, Vol. 1, pp. 111-118.
- Chun, K. R., and Sebas, R. A., 1972, "Performance Prediction of Falling-Film Evaporators," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 94, pp. 432-436.
- Chyu, M.-C., 1984, "Falling Film Evaporation on Horizontal Tubes With Smooth and Structured Surfaces," Ph.D. Dissertation, Iowa State University, Ames, IA.
- Conti, R. J., 1978, "Experimental Investigations of Horizontal Tube Ammonia Film Evaporators With Small Temperature Differentials," *Proceedings of the Fifth Ocean Thermal Energy Conversion Conference*, Miami Beach, FL, VI 161-VI 180.
- Dukler, A. E., 1960, "Fluid Mechanics and Heat Transfer in Vertical Falling Film Systems," *Chemical Engineering Progress, Symposium Series*, Vol. 56, No. 30, pp. 1-10.
- Fletcher, L. S., Sernas, V., and Galowin, L. S., 1973, "Evaporation From Thin Water Films on Horizontal Tubes," ASME Paper No. 73-HT-42.
- Fletcher, L. S., Sernas, V., and Parken, W. H., 1975, "Evaporation Heat Transfer Coefficients for Thin Sea Water Films on Horizontal Tubes," *Industrial Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 14, pp. 411-416.
- Liu, P. J. P., 1975, "The Evaporating Falling Film on Horizontal Tubes," Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, WI.
- Lorenz, J. J., and Yung, D., 1979, "A Note on Combined Boiling and Evaporation of Liquid Films on Horizontal Tubes," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 101, pp. 178-180.
- McMurray, D. C., Myers, P. S., and Ueyehara, O. A., 1966, "Influence of Impinging Jet Variables on Local Heat Transfer Coefficients Along a Flat Surface With Constant Heat Flux," *Proceedings of the 3rd International Heat Transfer Conference*, Chicago, Vol. II, pp. 292-299.
- Miyasaka, Y., and Inada, S., 1980, "The Effect of Pure Forced Convection on the Boiling Heat Transfer Between a Two-Dimensional Subcooled Water Jet and a Heated Surface," *Journal of Chemical Engineering in Japan*, Vol. 13, No. 1, pp. 22-28.
- Myers, G. E., 1971, *Analytical Methods in Conduction Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Nakazatomi, M., and Bergles, A. E., 1981, "Film Evaporation Model on Horizontal Tubes," Research Reprint of Ubc Technical College, No. 27 [in Japanese].
- Nusselt, W., 1916, "Die Oberflaechencondensation des Wasserdampfes," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, No. 27, pp. 541-546; 569-575.
- Owens, W. L., 1978, "Correlation of Thin Film Evaporation Heat Transfer Coefficients for Horizontal Tubes," ASME Paper No. 78-WA/HT-67.
- Parken, W. H., Jr., and Fletcher, L. S., 1982, "Heat Transfer in Thin Liquid Films Flowing Over Horizontal Tubes," *Heat Transfer-1982, Proceedings of the Seventh International Heat Transfer Conference*, Munich, W. Germany, Vol. 4, pp. 415-420.
- Sabin, C. M., and Poppendiek, H. F., 1978, "Film Evaporation of Ammonia Over Horizontal Round Tubes," *Proceedings of the Fifth Ocean Thermal Energy Conversion Conference*, Miami Beach, FL, VI 237-VI 260.
- Yundt, B., and Rhinesmith, R., 1981, "Horizontal Spray-Film Evaporation," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 77, pp. 69-74.

**ANEXO B: CÓDIGO PARA EL CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE  
CALOR EN EL EVAPORADOR**

## CALCULO DEL BANCO DE TUBOS DEL EVAPORADOR %

%TUBOS DE COBRE%

%Tuberia 3/8 Diametro N6minal%

$k_{\text{cobre}} = 400.8; \%(\text{W/m}^\circ\text{C})$

$T = 12+273; \% \text{TEMPERATURA DE SATURACION EN GRADOS KELVIN}$   
(Temperatura en el evaporador EES)

$T_w = 15;$

$T_s = T - 273;$

% DATOS GEOMETRICOS %

$\text{Dia} = 0.0127; \%[\text{m}][\text{DIAMETRO EXTERIOR--- media pulgada}]$

$\text{Dia}_{\text{in}} = 0.01021; \%[\text{m}][\text{DIAMETRO INTERIOR}]$

$\text{Espesor}_{\text{Tubo}} = 0.001245; \%[\text{m}]$

$R = \text{Dia}/2; \%[\text{m}]$

$H = 0.003; \%[\text{m}] \quad \% \text{ Altura de alimentaci6n de l6quido}$

$L = 0.6;$

% DATOS DE CRITERIO %

$F = 0.0606; \% \text{ Rata de flujo m6sico de pel6cula por unidad de longitud en un lado}$   
del tubo

$F_i = 0.00009;$

$F_o = 0.00009;$

% THERMODYNAMIC PROPERTIES %

$\rho = 847.2 + 1.298 * T - (2.657e-3) * T^2; \% \text{ Densidad en Kg/m}^3$

$\rho_g = 0.00485042 + 0.000335481 * (T - 273) + 0.0000100289 * (T - 273)^2 + (1.80416e-7) * (T - 273)^3 + (1.55327e-9) * (T - 273)^4 + (1.40780e-11) * (T - 273)^5 - (1.77099e-14) * (T - 273)^6;$

$$C_p = 5648.8 - 9.140 \cdot T + (14.21e-3) \cdot T^2; \text{ \% Calor especifico en J/Kg K}$$

$$k = -1.176 + (7.915e-3) \cdot T + (1.486e-5) \cdot T^2 - (1.317e-7) \cdot T^3 + (2.476e-10) \cdot T^4 - (1.556e-13) \cdot T^5; \text{ \% Conductividad en W/mK}$$

$$D_{vis} = 0.9149 - (1.2563e-2) \cdot T + (6.9182e-5) \cdot T^2 - (1.9067e-7) \cdot T^3 + (2.6275e-10) \cdot T^4 - (1.4474e-13) \cdot T^5; \text{ \% Viscosidad Dinamica en Kg/ms \% Solo para } T < 353 \text{ K}$$

$$Pr = D_{vis} \cdot C_p / k;$$

$$K_{vis} = D_{vis} / \rho;$$

$$\alpha = k / (\rho \cdot C_p); \text{ \% [m}^2/\text{s]}$$

$$T_{enSup} = 0.0756459 - 0.000139723 \cdot (T-273) - (2.9720e-7) \cdot (T-273)^2 + (1.89073e-10) \cdot (T-273)^3 + (1.58078e-13) \cdot (T-273)^4 + (1.52140e-16) \cdot (T-273)^5 + (6.18528e-19) \cdot (T-273)^6;$$

**% STAGNATION FLOW REGION %**

$$D = 0.5/0.6; \text{ \% } d(U_{max}/u_j)/d(x/w)$$

$$g = 9.81; \text{ \% [m/s}^2\text{]}$$

$$U_j = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}; \text{ \% [m/s]}$$

$$w = 2 \cdot F / (U_j \cdot \rho); \text{ \% [m]}$$

$$h_{s\_prom} = 1.03 \cdot Pr^{(1/3)} \cdot k \cdot (D \cdot (U_j / (K_{vis} \cdot w)))^{0.5}; \text{ \% [W/m}^2 \text{ K]}$$

$$Fi\_s = 0.6 \cdot (w/R); \text{ \% [rad]}$$

$$Fi\_s\_grados = Fi\_s \cdot 360 / (2 \cdot \pi);$$

**% IMPIGEMENT FLOW REGION %**

$$Fi\_i = 2 \cdot (w/R); \text{ \% [rad]}$$

$$Fi\_i\_grados = Fi\_i \cdot 360 / (2 \cdot \pi);$$

syms x;

$$fx = ((0.2802 \cdot U_j \cdot x^5 / w^6) - (2.2640 \cdot U_j \cdot x^4 / w^5) + (7.3338 \cdot U_j \cdot x^3 / w^4) - (11.996 \cdot U_j \cdot x^2 / w^3) + (9.99299 \cdot U_j \cdot x / w^2) - (3.0691 \cdot U_j / w) + (0.5876 \cdot U_j \cdot x^{(-1)}))^{0.5};$$

```

% function [INT] = Integral (fx,xs,xi,n)

xs = 0.6*w; % Conversion de Fs a longitud
xi = 2*w; % Conversion de Fi a longitud

n = 400;

INTE = Integral (fx,xs,xi,n);

CTE = (1/(xi-xs))*(0.73*k*Pr^(1/3))*(Kvis^(-0.5));

hi_prom = CTE * INTE;

% THERMAL DEVELOPING REGION %

Fi_d = (1/(pi*alfa*R))*((3*Dvis*F^4)/(g*rho^5))^(1/3);

Fi_d_grados = Fi_d*360/(2*pi)

if Fi_d_grados>180
    Fi_d = pi;
    Fi_d_grados=180;
end

% Calculo Tiempos

espesor = ((3*Dvis*F)/(g*rho*(rho-rho_g)))^(1/3);

t_i = R*Fi_i*((3*Dvis*rho)/(g*F^2))^(1/3);

t_d = R*Fi_d*((3*Dvis*rho)/(g*F^2))^(1/3);

P_i = pi*alfa*t_i/espesor^2;

P_d = pi*alfa*t_d/espesor^2;

qd_i = q_d(P_i,500,k,rho,rho_g,Dvis,F,g,Tw,Ts);

qd_d = q_d(P_d,500,k,rho,rho_g,Dvis,F,g,Tw,Ts);

hd_prom = ((Fi_d*qd_d)-(Fi_i*qd_i))/((Fi_d-Fi_i)*(Tw-Ts));

% FULLY DEVELOPED REGION %

```

```

Re = 4*F/Dvis;

Parametro1 = 0.61*(g*Dvis^4/(rho*TenSup^3))^(1/11);

Parametro2 = 1450*Pr^(-1.06);

if ((F/Dvis)<=Parametro1)
    h_fd = (1.10*Re^(-1/13))*k/((Kvis^2/g)^(1/3));
    display ('opcion 1')
elseif (Parametro1<=(F/Dvis)<=Parametro2)
    h_fd = (0.822*Re^(-0.22))*k/((Kvis^2/g)^(1/3))
    display ('opcion 2')
elseif ((F/Dvis)>Parametro2)
    h_fd = ((3.8e-3)*Pr^0.65*Re^0.4)*k/((Kvis^2/g)^(1/3));
    display ('opcion 3')
end

if(Fi_d>=pi)
    h_fd=0;
    display ('No fully develop region')
end

```

### %OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT%

```

h_ext = hs_prom*(Fi_s/pi) + hi_prom*((Fi_i-Fi_s)/pi) + hd_prom*((Fi_d-Fi_i)/pi) +
h_fd*(1-(Fi_d/pi));

```

### %CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR INTERNO%

```

m_dot_in = 0.1696; % [Kg/s];

Re = 4*m_dot_in/(pi*Dvis*Dia_in);

if (10000<Re<5000000)
    f=(1.82*log10((Re)-1.64))^(-2);
    K_1 = 1+ 3.4*f;
    K_2 = 11.7 + (1.8/Pr^(1/3));
    Nu=((f/8)*Re*Pr)/(K_1+K_2*(f/8)^0.5 *(Pr^(2/3)-1));
elseif (Re<2300)
    Nu = 3.66 + ((0.065*(Dia_in/L)*Re*Pr)/(1+0.04*((Dia_in/L)*Re*Pr)^(2/3)));
end

```

$h_{int} = Nu \cdot k / Dia_{in}; \text{ \% [W/m}^2 \text{ C]}$

**%CALCULO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR%**

$U = 1 / ((Dia / Dia_{in}) \cdot (1 / h_{int}) + (Dia / Dia_{in}) \cdot Fi + (1 / (2 \cdot k_{cobre})) \cdot Dia \cdot \log(Dia / Dia_{in}) + Fo + (1 / h_{ext}));$

$UA = 399; \text{ \%Viene del modelo de ees}$

$At = UA / U; \text{ \%[m}^2 \text{]}$

$Nt = At / (\pi \cdot Dia \cdot L);$

**ANEXO C: CODIGO PARA EL CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE  
CALOR NECESARIA EN UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO**

## " INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCION "

$$U = (1)/((De\_int/Di\_int)*(1/h\_int)+(Di\_ext /De\_int )*Fi+(1/(2*k\_tube)*Di\_ext*\ln(Di\_ext/De\_int ))+Fo+(1/h\_ext))$$

$$Fi = 0,00009$$

$$Fo = 0,00009$$

$$k\_tube = k\_('Copper'; Tm)$$

$$Tm = (Tm\_con+Tm\_dil)/2$$

## " GEOMETRIA DE LOS TUBOS "

$$Di\_int = 0,305 * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$De\_int = 0,375 * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$Di\_ext = 0,527 * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$De\_ext = 0,625 * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$\{Di\_int = 1 * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$De\_int = (11/8) * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$Di\_ext = (13/8) * \text{convert}(\text{in}; \text{m})$$

$$De\_ext = (11/4) * \text{convert}(\text{in}; \text{m})\}$$

$$T\_in\_con = 81,7$$

$$T\_out\_con = 54,6$$

$$T\_in\_dil = 40$$

$$T\_out\_dil = 63,3$$

$$m\_dot\_con = 0,0169 \text{ [Kg/s]}$$

$$m\_dot\_dil = 0,0184 \text{ [Kg/s]}$$

$$Tm\_con = (T\_in\_con + T\_out\_con) / 2$$

$$Tm\_dil = (T\_in\_dil+T\_out\_dil)/2$$

$$X\_con = 0,589*100$$

$$X\_dil = 0,541*100$$

$$SI=2$$

"Propiedades Solucion Concentrada"

$$vis\_con = VISC\_LIBR('SI';Tm\_con;X\_con)$$

$$k\_con = COND\_LIBR('SI' ;Tm\_con;X\_con)$$

$$cp1=2630$$

$$cp2=1800$$

$$Y\_con = cp1 + (((cp2-cp1)/(0,65-0,35))*((X\_con/100)-0,35))$$

$$Cp\_con = ( ( Y\_con ) - 17*(((X\_con/100)-0,35)*((X\_con/100)-0,65))/(-0,0225) )$$

"[J/KgK]"

$$Pr\_con = Cp\_con*vis\_con/k\_con$$

"Propiedades Solucion Diluida"

$$vis\_dil = VISC\_LIBR('SI';Tm\_dil;X\_dil)$$

$$k\_dil = COND\_LIBR('SI' ;Tm\_dil ;X\_dil )$$

$$Y\_dil = cp1 + (((cp2-cp1)/(0,65-0,35))*((X\_dil /100)-0,35))$$

$$Cp\_dil = ( ( Y\_dil ) - 17*(((X\_dil /100)-0,35)*((X\_dil /100)-0,65))/(-0,0225) )$$

"[J/KgK]"

$$Pr\_dil = Cp\_dil *vis\_dil /k\_dil$$

{ LA SOLUCION CONCENTRADA VA POR LOS TUBOS Y LA SOLUCION DILUIDA POR EL LADO ANULAR}

$$Re\_int = 4*m\_dot\_con/(pi*vis\_con*Di\_int)$$

$$Nu\_int = 3,66 \{ + ((0,065*(Di\_int/L)*Re\_int*Pr\_con)/(1+0,04*((Di\_int/L)*Re\_int*Pr\_con)^(2/3))) \}$$

$$h_{int} = Nu_{int} * k_{con} / Di_{int} \text{ "[W/m}^2\text{K]"}$$

$$Re_{ext} = 4 * m_{dot\_dil} / (\pi * vis_{dil} * (Di_{ext} - De_{int}))$$

$$Nu_{ext} = 3,66 \{ + ((0,065 * ((Di_{ext} - De_{int}) / L) * Re_{ext} * Pr_{dil}) / (1 + 0,04 * (((Di_{ext} - De_{int}) / L) * Re_{ext} * Pr_{dil})^{2/3})) \}$$

$$h_{ext} = Nu_{ext} * k_{dil} / (Di_{ext} - De_{int}) \text{ "[W/m}^2\text{K]"}$$

$$UA_{shx} = 0,055 * 1000 \text{ "[W/K]"}$$

$$A_{shx} = UA_{shx} / U \text{ "[m}^2\text{]"}$$

$$A_{shx} = \pi * De_{int} * L$$

**ANEXO D: TABLA PARA EL CÁLCULO DEL LBB**

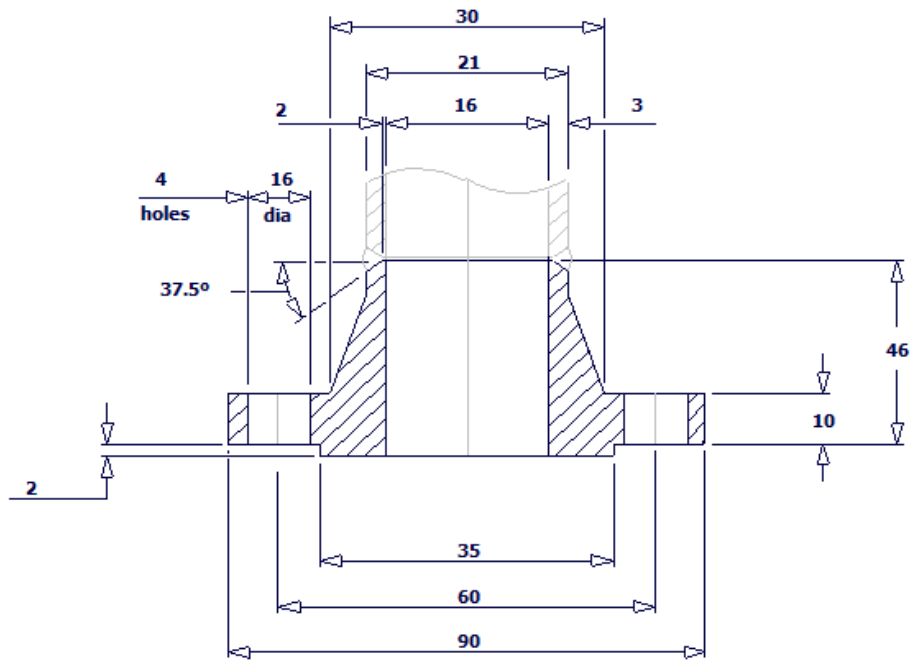
<b>DOTL</b>	<b>Cabezal Tipo L/M/N</b>	<b>Cabezal Tipo S</b>	<b>Cabezal Tipo T</b>	<b>Cabezal Tipo U</b>
0.0	0.2	0.7	1.5	3.05
5.0	0.2	0.75	1.5	3.08
10.0	0.24	0.85	1.5	3.15
15.0	0.36	1.0	1.5	3.3
20.0	0.45	1.25	1.5	3.5
25.0	0.5	1.45	1.5	3.75
30.0	0.53	1.6	1.5	4.1
35.0	0.55	1.7	1.5	4.4
40.0	0.56	1.8	1.5	4.75
45.0	0.565	1.85	1.5	5.0
50.0	0.57	1.9	1.5	5.25
55.0	0.57	1.91	1.5	5.4
60.0	0.57	1.92	1.5	5.5
65.0	0.57	1.93	1.5	5.55
70.0	0.57	1.94	1.5	5.65
75.0	0.57	1.95	1.5	5.7
80.0	0.57	1.96	1.5	5.75

**ANEXO E: COEFICIENTES MEDIOS DE EXPANSIÓN TÉRMICA  
SISTEMA MÉTRICO**

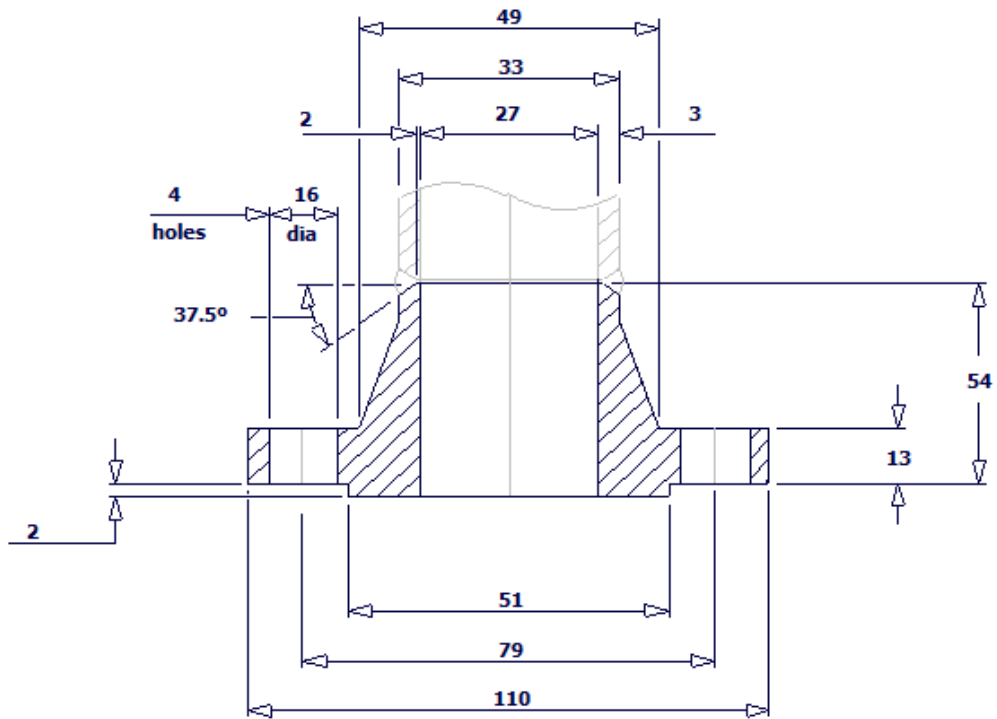
MATERIAL	TEMP. DEG. C.															
	mm PER mm PER DEG C X 10 <sup>-6</sup> BETWEEN 21.1 DEG C AND:															
	-128.9	-73.3	37.8	93.3	148.9	204.4	260.0	315.6	371.1	426.7	482.2	537.8	593.3	648.9	704.4	760.0
PLAIN CARBON STL & C-MN STL	10.08	10.62	11.70	12.01	12.37	12.73	13.05	13.36	13.66	13.97	14.20					
C-SI STL, C-1/2 MO & 1 CR-1/2 MO	10.08	10.15	10.31	10.96	11.57	12.13	12.71	13.10	13.52	13.88	14.15	14.40				
C-MN-SI STL, 1 1/4-1/2 MO & 3 CR-1 MO			9.95	10.60	11.27	11.90	12.44	12.91	13.34	13.66	13.99	14.29	14.53	14.83		
MN-MO STL	10.08	10.94	12.71	13.05	13.37	13.64	13.86	14.09	14.29	14.49	14.65	14.81				
2-1/2 & 3-1/2 NI			11.29	11.77	12.20	12.56	12.89	13.18	13.45	13.70						
2-1/4 CR-1 MO	10.08	10.62	11.70	12.06	12.42	12.73	13.01	13.28	13.50	13.72	13.90	14.08	14.22	14.35		
5 CR-1/2 MO	10.08	10.62	11.70	12.11	12.37	12.55	12.69	12.87	13.03	13.18	13.34	13.46	13.61	13.75		
7 CR-1/2 MO & 9 CR-1 MO	10.08	10.22	10.53	10.84	11.07	11.32	11.52	11.72	11.92	12.08	12.28	12.42	12.60	12.74		
12 CR & 13 CR	9.18	9.70	10.76	11.07	11.34	11.52	11.66	11.75	11.88	12.01	12.10	12.20	12.29	12.38		
15 CR & 17 CR	9.18	9.34	9.67	9.94	10.17	10.35	10.53	10.71	10.89	11.03	11.20	11.34	11.47	11.59		
17-19 CR (TP 439)				10.06	10.26	10.46	10.66	10.85	11.05	11.25	11.45	11.63	11.81	11.97	12.13	12.29
ALL GRADES OF TP 316 & 317 STN STL			15.37	15.77	16.15	16.58	16.96	17.28	17.57	17.82	18.04	18.29	18.52	18.72	18.94	19.12
ALL GRADES OF TP 304 STN STL			15.39	15.82	16.20	16.54	16.87	17.15	17.44	17.68	17.91	18.13	18.32	18.52	18.70	18.88
ALL GRADES OF TP 321 STN STL			16.24	16.49	16.67	16.81	16.96	17.06	17.19	17.30	17.41	17.51	17.62	17.73	17.82	17.91
ALL GRADES OF TP 347 STN STL			15.52	16.06	16.60	17.01	17.37	17.69	17.95	18.14	18.40	18.59	18.81	19.01	19.19	19.35
25 CR-12 NI, 23 CR-12 NI & 25 CR-20 NI			15.97	16.24	16.38	16.45	16.52	16.58	16.65	16.70	16.78	16.87	16.94	17.05	17.17	17.32
AL-6XN (NO8367)			15.30	15.39	15.50	15.70	15.88	15.97	16.11	16.31	16.52	16.72	16.92	17.12	17.42	
ALUMINUM (3003)	21.24	21.67	22.57	23.13	23.67	24.21										
ALUMINUM (6061)	21.24	21.71	22.68	23.24	23.80	24.34										
TITANIUM (GRADES 1,2,3 & 7)			8.37	8.46	8.55	8.64	8.73	8.82	8.95	9.09						
NI-CU (NO4400)			14.00	14.54	14.99	15.37	15.64	15.86	15.98	16.04						
NI-CR-FE (NO6600)			12.42	12.96	13.32	13.63	13.86	14.08	14.29	14.47						
NI-FE-CR (NO8800 & NO8810)			14.31	15.01	15.48	15.80	16.06	16.20	16.40	16.56	16.74	16.92				
NI-FE-CR-MO-CU (NO8825)			13.55	13.88	14.13	14.35	14.56	14.76	14.94	15.12						
NI-MO (ALLOY B)			10.94	11.23	11.43	11.52	11.54	11.65	11.83	12.02						
NI-MO-CR (ALLOY C-276) (N10276)			10.91	11.34	11.70	12.08	12.44	12.74	13.00	13.19						
NICKEL (ALLOY 200) (NO2200)	11.16	11.50	12.19	12.98	13.54	13.93	14.24	14.49	14.69	14.89	15.30	15.48	15.66	15.84	16.02	16.02
2205 (S31803)			12.60	12.60	13.05	13.50	13.77	14.04	14.22	14.40						
JRE60 (S31500)			14.45	14.85	15.21	15.50	15.77	16.02	16.27	16.49						
70-30 CU-NI (C71500)			15.30	15.66	16.02	16.38										
90-10 & 80-20 CU-NI			17.10													
COPPER	15.48	16.20	16.92	17.28	17.46	17.64	17.82	18.18	18.36	18.54	18.72	18.90				
BRASS	16.38	16.74	17.28	17.46	18.00	18.36	18.90	19.26	19.62	20.16	20.52	20.88	21.42	21.78		
ALUMINUM BRONZE																
7 MO (S32900)			10.08	10.80	10.98	11.16	11.43	11.70	12.04	12.38	12.71	13.05	13.39	13.73	14.06	
7 MO PLUS (S32950)						11.50	12.01	12.49	13.00	13.48	13.82	14.18	14.36	14.54	14.62	14.69
COPPER-SILICON							18.00									
ADMIRALTY								20.16								
ZIRCONIUM			5.76		6.30	6.66	7.02		7.38							
CR-NI-FE-MO-CU-CB (ALLOY 20CB)			14.94	14.94							16.92					
NI-CR-MO-CB (ALLOY 625) (NO6625)	9.36	11.16	12.06	12.82	12.96	13.14	13.23	13.41	13.54	13.68	13.86	14.04	14.40	14.76	15.03	15.30
AL 29-4-2			9.36													
SEA-CURE			9.68	9.77	10.12	10.46	10.58	10.71								

## **ANEXO F: DIMENSIONES BRIDAS ESTANDARIZADAS**

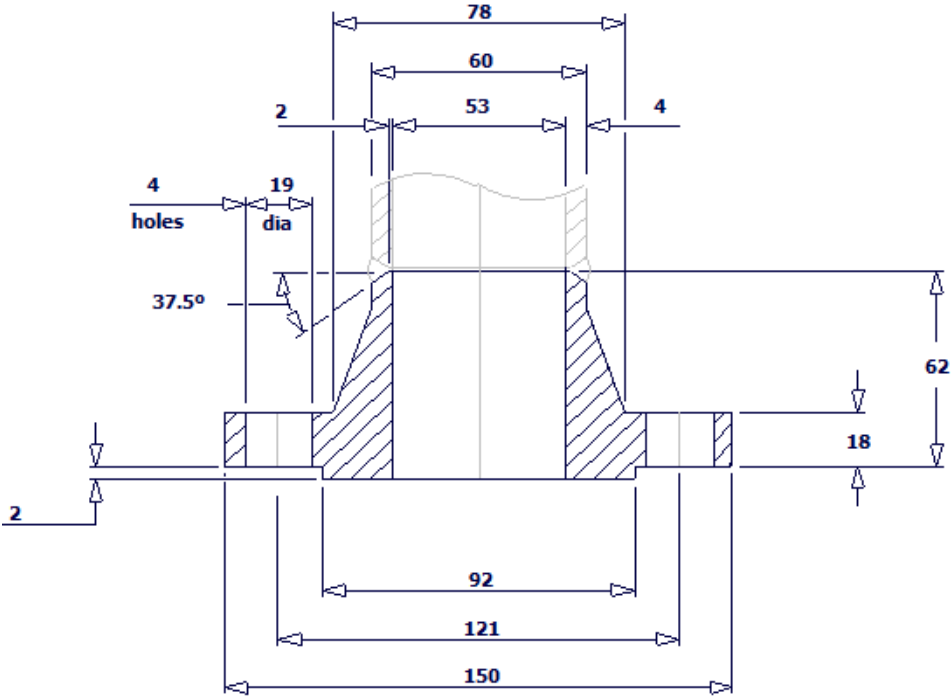
### DIMENSIONES BRIDA MEDIA PULGADA 150#



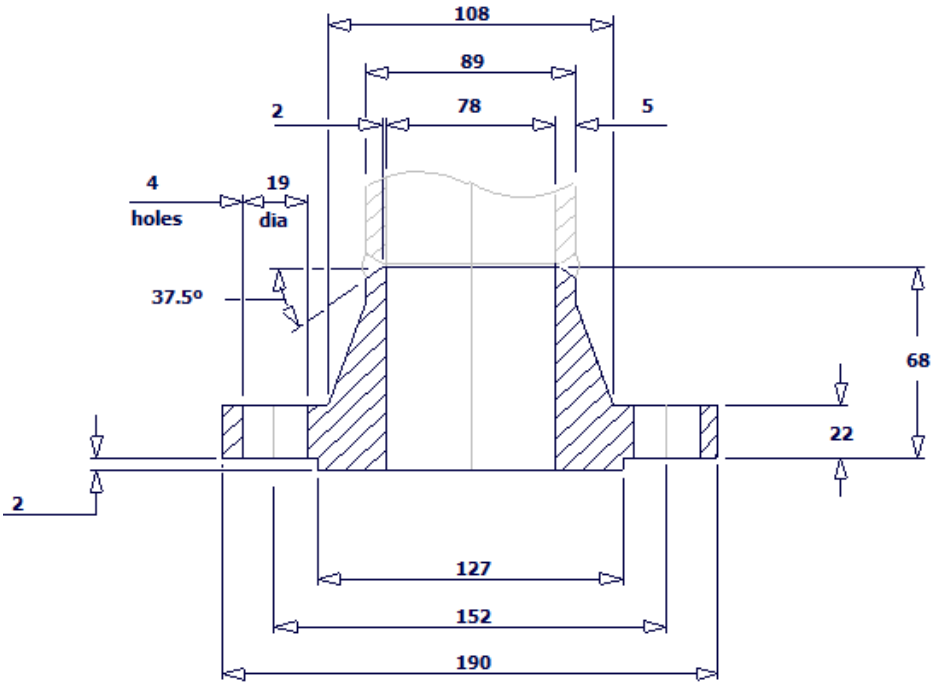
### DIMENSIONES BRIDA 1 PULGADA 150#



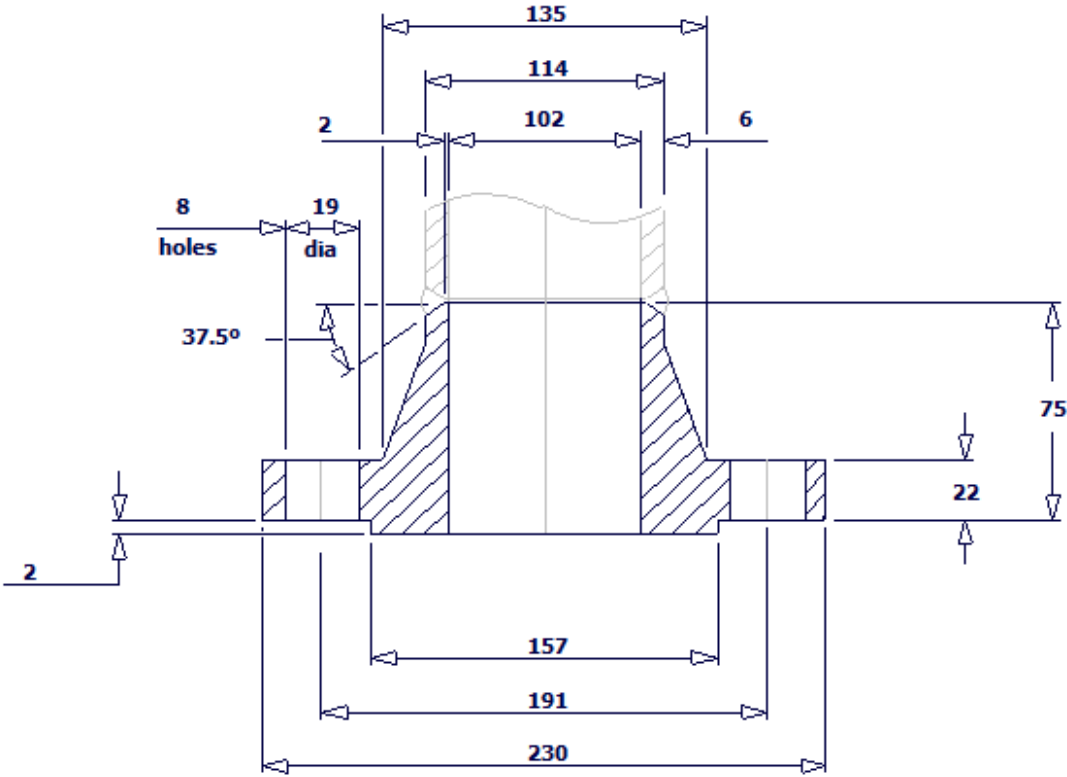
**DIMENSIONES BRIDA DOS PULGADAS 150#**



**DIMENSIONES BRIDA TRES PULGADAS 150#**



**DIMENSIONES BRIDA CUATRO PULGADAS 150#**



**ANEXO G: CATALOGO PARA SELECCIONAR EL ESPESOR DEL AISLANTE  
EN LAS TUBERIAS**

## Espeores Recomendados Aislamiento para Tubería Fiberglas<sup>1</sup> Tuberías Calientes Ta= 25 °C (77 °F)<sup>1</sup>

TEMP. OPERACION	HASTA 65°C (150°F)									HASTA 121°C (250°F)						HASTA 177°C (350°F)						HASTA 232°C (450°F)					
	E.S.			P.C.			T.S.			E.S.			P.C.			T.S.			E.S.			P.C.			T.S.		
	pulg.	mm		pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F
1/2	12.7	1	25.4	7.44	7.15	28.7	83.6	1	25.4	20.0	19.23	33.8	92.9	1	25.4	36.2	34.80	40	104.0	1 1/2	38.0	45.9	44.13	38.9	102.0		
3/4	19.1	1	25.4	8.95	8.60	29.4	84.9	1	25.4	24.2	23.27	35.4	95.8	1	25.4	43.7	42.01	42.2	108.0	1 1/2	38.0	53.3	51.24	41.1	106.0		
1	25.4	1	25.4	9.28	8.92	28.8	83.9	1	25.4	25.0	24.03	34.2	93.5	1 1/2	38.0	45.2	43.45	40.6	105.0	2	50.8	49.7	47.78	36.4	97.5		
1 1/2	38.0	1	25.4	12.1	11.63	29.3	84.8	1	25.4	32.5	31.24	35.3	95.6	1 1/2	38.0	46.5	44.70	36.8	98.2	2	50.8	57.6	55.37	36.2	97.2		
2	51.0	1	25.4	14.1	13.56	29.5	85.1	1	25.4	38.2	36.72	35.8	96.5	1 1/2	38.0	53.0	50.95	37.1	98.7	2	50.8	70.2	67.49	38.3	101.0		
3	76.0	1	25.4	19.1	18.36	29.9	85.9	1	25.4	51.6	49.61	36.8	98.2	1 1/2	38.0	70.3	67.58	38.3	101.0	2	50.8	91.6	88.06	40.0	104.0		
4	102.0	1	25.4	22.9	22.02	30.3	86.5	1	25.4	62.1	59.70	37.0	98.6	2	50.8	69.7	67.01	35.7	96.2	2	50.8	109.3	105.08	40.5	105.0		
6	152.0	1	25.4	33.9	32.59	30.6	87.1	1 1/2	38.0	66.6	64.03	34.3	93.8	2	50.8	94.4	90.75	36.6	97.8	2	50.8	148.0	142.28	42.2	108.0		
8	203.0	1	25.4	42.3	40.67	30.7	87.3	1 1/2	38.0	80.4	77.29	34.3	93.8	2	50.8	116.0	111.52	37	98.6	2 1/2	63.5	149.0	143.24	38.9	102.0		
10	254.0	1	25.4	54.6	52.49	31.2	88.2	1 1/2	38.0	94.2	90.56	34.2	93.6	2	50.8	137.0	131.71	37.1	98.7	2 1/2	63.5	181.0	174.01	39.4	103.0		
12	304.0	1 1/2	38.0	40.6	39.03	28.9	84.0	1 1/2	38.0	109.0	104.79	34.4	93.9	2	50.8	158.0	151.90	37.3	99.1	2 1/2	63.5	208.0	199.96	40.0	104.0		
14	356.0	1 1/2	38.0	46.8	44.99	29.2	84.6	2	50.8	99.0	95.18	32.8	91.0	2 1/2	63.5	149.0	143.24	35.6	96.1	2 1/2	63.5	233.0	224.00	40.6	105.0		
16	406.0	1 1/2	38.0	52.8	50.76	29.3	84.7	2	50.8	110.0	105.75	32.9	91.2	2 1/2	63.5	167.0	160.55	35.8	96.4	3	76.0	225.0	216.31	38.3	101.0		
18	457.0	1 1/2	38.0	58.8	56.53	29.1	84.4	2	50.8	124.0	119.21	33.0	91.4	2 1/2	63.5	185.0	177.85	35.9	96.7	3	76.0	249.0	239.38	38.9	102.0		
20	508.0	1 1/2	38.0	64.9	62.39	29.3	84.8	2	50.8	136.0	130.75	33.1	91.5	2 1/2	63.5	203.0	195.16	36.1	96.9	3	76.0	273.0	262.45	38.9	102.0		
24	610.0	1 1/2	38.0	76.9	73.93	29.4	84.9	2	50.8	161.0	154.78	33.2	91.7	2 1/2	63.5	239.0	229.77	36.2	97.2	3	76.0	320.0	307.64	38.9	102.0		
26	660.0	1 1/2	38.0	81.0	77.87	29.3	84.8	2	50.8	170.4	163.82	33.1	91.5	2 1/2	63.5	254.7	244.86	36.2	97.3	3	76.0	340.0	326.87	38.9	102.0		
28	711.0	1 1/2	38.0	86.9	83.54	29.3	84.8	2	50.8	182.5	175.45	33.1	91.6	2 1/2	63.5	271.5	261.01	36.2	97.2	3	76.0	364.0	349.94	38.9	102.0		
30	762.0	2	50.8	73.6	70.76	28.4	83.2	2 1/2	63.5	163.0	156.70	31.8	89.2	3	76.0	250.0	240.34	34.7	94.4	3 1/2	89.0	342.0	328.79	37.4	99.4		

TEMP. OPERACION	HASTA 287°C (550°F)									HASTA 343°C (650°F)						HASTA 399°C (750°F)						HASTA 454°C (850°F)					
	E.S.			P.C.			T.S.			E.S.			P.C.			T.S.			E.S.			P.C.			T.S.		
	pulg.	mm		pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm <sup>2</sup> /ft	W/m	°C	°F
1/2	12.7	2	50.8	67.0	64.41	44.4	112.0	2	50.8	82.2	79.02	44.4	112.0	2	50.8	110.0	105.75	50	122.0	2 1/2	63.5	126.0	121.13	47.2	117.0		
3/4	19.1	2	50.8	77.7	74.70	47.2	117.0	2	50.8	93.6	89.98	46.7	116.0	2	50.8	126.0	121.13	52.8	127.0	2 1/2	63.5	140.0	134.59	49.4	121.0		
1	25.4	2	50.8	72.5	69.70	44.1	106.0	2	50.8	100.7	96.81	46.1	115.0	2 1/2	63.5	122.0	117.29	46.7	116.0	3	76.0	147.0	141.32	47.8	118.0		
1 1/2	38.0	2	50.8	83.9	80.66	40.6	105.0	2	50.8	116.6	112.10	45.6	114.0	2 1/2	63.5	142.0	136.51	46.7	116.0	3	76.0	171.0	164.39	48.3	119		
2	51.0	2	50.8	102.0	98.06	43.3	110.0	2 1/2	63.5	142.1	136.61	49.4	121.0	2 1/2	63.5	169.0	162.47	50.6	123.0	3	76.0	201.0	193.23	51.7	125.0		
3	76.0	2	50.8	134.0	128.82	45.6	114.0	2 1/2	63.5	161.5	155.26	47.2	117.0	3	76.0	194.0	186.51	48.3	119.0	3 1/2	89.0	230.0	221.11	50.0	122.0		
4	102.0	2	50.8	159.4	153.24	46.7	116.0	2 1/2	63.5	191.1	183.72	48.3	119.0	3	76.0	225.0	216.31	49.4	121.0	3 1/2	89.0	268.0	257.65	51.1	124.0		
6	152.0	2 1/2	63.5	184.0	176.89	43.9	111.0	3	76.0	224.4	215.73	46.1	115.0	3	76.0	302.0	290.33	52.2	126.0	3 1/2	89.0	346.0	332.63	53.3	128.0		
8	203.0	2 1/2	63.5	217.0	208.62	43.9	111.0	3	76.0	164.7	158.34	46.1	115.0	3 1/2	89.0	319.0	306.68	66.7	120.0	4	102.0	382.0	367.24	51.1	124.0		
10	254.0	2 1/2	63.5	264.0	253.80	45.0	113.0	3	76.0	319.5	307.16	47.8	118.0	3 1/2	89.0	383.0	368.20	50	122.0	4	102.0	454.0	436.46	52.8	127.0		
12	304.0	2 1/2	63.5	304.0	292.26	45.6	114.0	3	76.0	366.6	352.44	48.3	119.0	3 1/2	89.0	438.0	421.08	50.6	123.0	4	102.0	518.0	497.99	53.3	128.0		
14	356.0	3	76.0	293.0	281.68	43.3	110.0	3	76.0	406.8	391.08	49.4	121.0	3 1/2	89.0	483.0	464.34	51.7	125.0	4	102.0	555.0	533.56	53.9	129.0		
16	406.0	3	76.0	328.0	315.33	43.9	111.0	3 1/2	89.0	401.1	385.60	46.1	115.0	4	102.0	472.0	453.77	48.3	119.0	4 1/2	114.3	578.0	555.67	52.2	126.0		
18	457.0	3	76.0	362.0	348.02	43.9	111.0	3 1/2	89.0	443.0	425.89	46.7	116.0	4	102.0	520.0	499.91	48.9	120.0	4 1/2	114.3	636.0	611.43	52.8	127.0		
20	508.0	3 1/2	89.0	349.0	335.52	41.7	107.0	3 1/2	89.0	494.7	465.98	47.2	117.0	4	102.0	568.0	546.06	48.9	120.0	4 1/2	114.3	694.0	667.19	53.3	128.0		
24	610.0	3 1/2	89.0	409.0	393.20	41.7	107.0	4	102.0	494.4	475.30	44.4	112.0	4	102.0	664.0	638.35	50.6	122.0	4 1/2	114.3	810.0	778.71	53.9	129.0		
26	660.0	3 1/2	89.0	434.0	417.23	41.7	107.0	4	102.0	538.9	518.08	42.8	109.0	4	102.0	724.0	696.03	50.6	123.0	4 1/2	114.3	858.0	824.85	53.9	129.0		
28	711.0	3 1/2	89.0	464.0	446.07	42.2	108.0	4	102.0	575.1	552.88	45.0	113.0	4	102.0	773.0	743.14	50.6	123.0	4 1/2	114.3	915.0	879.65	53.9	129.0		
30	762.0	4	102.0	432.0	415.31	40.0	104.0	4 1/2	114.3	559.0	537.40	43.3	110.0	4 1/2	114.3	751.0	721.99	48.3	119.0	5	127.0	897.0	862.35	51.7	125		

E.R.: ESPESOR RECOMENDADO  
T.S.: TEMPERATURA DE SUPERFICIE APROXIMADA

P.C.: PÉRDIDA DE CALOR  
Ta.: TEMPERATURA AMBIENTE

<sup>1</sup> Estos valores son una referencia para cálculos específicos con los valores indicados. Para mayor información, favor de consultar a su representante de ventas, que con gusto responderá a todas sus preguntas.

**Espesores Recomendados**  
**Aislamiento para Tubería Fiberglas®**  
**Tuberías Frías Ta= 25 °C (77 °F)<sup>2</sup>**

**Humedad relativa 80%**

TEMP. OPERACION		112.22°C (10°F)						-6.66°C (20°F)						-1.11°C (30°F)						4.44°C (40°F)						10°C (50°F)					
DAMETRO NOMINAL DEL TUBO		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.	
puig.	mm	puig.	mm	mm/h	W/m	°C	°F	puig.	mm	mm/h	W/m	°C	°F	puig.	mm	mm/h	W/m	°C	°F	puig.	mm	mm/h	W/m	°C	°F	puig.	mm	mm/h	W/m	°C	°F
1/2	12.7	1	25.4	5.9	5.67	21.9	71.5	1	25.4	5.1	4.90	22.3	72.2	1	25.4	4.3	4.13	22.8	73.0	1	25.4	3.3	3.17	23.2	73.8	1	25.4	2.5	2.40	23.7	74.6
3/4	19.1	1 1/2	38.0	5.6	5.38	22.8	73.1	1	25.4	6.1	5.86	21.8	71.3	1	25.4	5.1	4.90	22.3	72.2	1	25.4	4.0	3.85	22.8	76.9	1	25.4	3.0	2.88	23.4	74.1
1	25.4	1 1/2	38.0	6.1	5.86	22.9	73.2	1	25.4	6.3	6.06	22.2	72	1	25.4	5.3	5.10	22.7	72.8	1	25.4	4.2	4.04	23.1	73.6	1	25.4	3.1	2.98	23.6	74.5
1 1/2	38.0	1 1/2	38.0	7.6	7.31	22.6	72.7	1 1/2	38.0	6.5	6.25	22.9	73.3	1	25.4	6.8	6.54	22.4	72.3	1	25.4	5.4	5.19	22.9	73.2	1	25.4	4.0	3.85	23.4	74.1
2	51.0	1 1/2	38.0	8.7	8.36	22.6	72.6	1 1/2	38.0	7.5	7.21	22.9	73.2	1	25.4	8.0	7.69	22.3	72.1	1	25.4	6.4	6.15	22.8	73.0	1	25.4	4.7	4.52	23.3	74.0
3	76.0	1 1/2	38.0	11.5	11.06	22.3	72.1	1 1/2	38.0	9.9	9.52	22.6	72.7	1	25.4	10.8	10.38	22	71.6	1	25.4	4.3	4.13	24.2	75.6	1	25.4	6.3	6.06	23.2	73.7
4	102.0	1 1/2	38.0	13.9	13.36	22.1	71.8	1 1/2	38.0	11.9	11.44	22.5	72.5	1	25.4	13.0	12.50	21.9	71.5	1	25.4	10.3	9.90	22.6	72.6	1	38.0	7.6	7.31	23.2	73.7
6	152.0	1 1/2	38.0	19.7	18.94	21.8	71.2	1 1/2	38.0	16.9	16.25	22.2	72.0	1 1/2	38.0	14.0	13.46	22.7	72.8	1	25.4	15.2	14.61	22.2	72.0	1	25.4	11.1	10.67	22.9	73.2
8	203.0	1 1/2	38.0	23.8	22.88	21.8	71.2	1 1/2	38.0	20.4	19.61	22.2	72.0	1 1/2	38.0	16.9	16.25	22.7	72.8	1	25.4	19.0	18.27	22.2	71.9	1	25.4	13.9	13.36	22.9	73.2
10	254.0	1 1/2	38.0	27.9	26.82	21.8	71.3	1 1/2	38.0	23.4	22.50	22.2	72.0	1 1/2	38.0	19.8	19.04	22.7	72.8	1	25.4	24.5	23.55	21.9	71.4	1	25.4	18.0	17.30	22.7	72.8
12	304.0	1 1/2	38.0	32.4	31.15	21.8	71.2	1 1/2	38.0	27.7	26.63	22.2	71.9	1 1/2	38.0	23.0	22.11	22.6	72.7	1	25.4	25.5	24.51	22.2	72.0	1	25.4	18.7	17.98	22.9	73.3
14	356.0	2	50.8	29.4	28.26	22.3	72.2	1 1/2	38.0	31.9	30.67	21.9	71.5	1 1/2	38.0	26.5	25.48	22.4	72.4	1	25.4	31.0	29.80	21.8	71.3	1	25.4	22.7	21.82	22.7	72.8
16	406.0	2	50.8	33.0	31.73	22.3	72.1	1 1/2	38.0	36.0	34.61	21.9	71.5	1 1/2	38.0	30.0	28.84	22.4	72.3	1	25.4	35.1	33.74	21.8	71.3	1	25.4	25.8	24.80	22.6	72.7
18	457.0	2	50.8	36.7	35.28	22.3	72.1	1 1/2	38.0	40.2	38.65	21.9	71.4	1 1/2	38.0	33.6	32.30	22.4	72.3	1	25.4	39.2	37.69	21.8	71.3	1	25.4	28.8	27.69	22.6	72.7
20	508.0	2	50.8	40.4	38.84	22.2	72.0	1 1/2	38.0	44.3	42.59	21.9	71.4	1 1/2	38.0	36.8	35.38	22.4	72.3	1	25.4	43.3	41.63	21.8	71.2	1	25.4	31.8	30.57	22.6	72.7
24	610.0	2	50.8	47.7	45.86	22.2	71.9	1 1/2	38.0	52.5	50.47	21.8	71.3	1 1/2	38.0	43.6	41.92	22.3	72.2	1	25.4	51.5	49.51	21.8	71.2	1	25.4	37.8	36.34	22.6	72.6
26	660.0	2	50.8	50.5	48.55	22.2	72.0	1 1/2	38.0	55.3	53.16	21.9	71.4	1 1/2	38.0	45.9	44.13	22.4	72.3	1	25.4	51.1	49.13	22.0	71.6	1	25.4	37.5	36.05	22.8	73.0
28	711.0	2	50.8	54.1	52.01	22.2	72.0	1 1/2	38.0	59.3	57.01	21.9	71.4	1 1/2	38.0	49.2	47.30	22.4	72.3	1	25.4	54.8	52.68	22.0	71.6	1	25.4	40.2	38.65	22.8	73.0
30	762.0	2	50.8	58.7	56.43	22.2	71.9	1 1/2	38.0	64.8	62.30	21.8	71.2	1 1/2	38.0	53.8	51.72	22.3	72.1	1	25.4	63.9	61.43	21.7	71.1	1	25.4	46.8	44.99	22.6	72.6

**Humedad relativa 90%**

TEMP. OPERACION		112.22°C (10°F)						-6.66°C (20°F)						-1.11°C (30°F)						4.44°C (40°F)						10°C (50°F)					
DAMETRO NOMINAL DEL TUBO		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.	
puig.	mm	puig.	mm	BTU/h ft	W/m	°C	°F	puig.	mm	BTU/h ft	W/m	°C	°F	puig.	mm	BTU/h ft	W/m	°C	°F	puig.	mm	BTU/h ft	W/m	°C	°F	puig.	mm	BTU/h ft	W/m	°C	°F
1/2	12.7	2 1/2	63.5	3.7	3.56	24.1	75.3	2	50.8	3.7	3.56	23.8	74.8	2	50.8	3.0	2.88	24.0	75.2	1 1/2	38.0	2.7	2.60	23.9	75.0	1 1/2	38.0	2.0	1.92	24.2	75.5
3/4	19.1	2 1/2	63.5	4.2	4.04	23.9	75.1	2 1/2	63.5	3.6	3.46	24.1	75.3	2	50.8	3.5	3.36	23.8	74.9	1 1/2	38.0	3.2	3.08	23.7	74.7	1 1/2	38.0	2.3	2.21	24.1	75.3
1	25.4	2 1/2	63.5	4.7	4.52	23.8	74.8	2 1/2	63.5	4.1	3.94	23.9	75.1	2	50.8	3.7	3.56	23.9	75.0	1 1/2	38.0	4.2	4.04	23.1	73.6	1 1/2	38.0	2.5	2.40	24.1	75.3
1 1/2	38.0	3	76.0	5.0	4.81	24.0	75.2	2 1/2	63.5	4.7	4.52	23.9	75.1	2	50.8	4.5	4.33	23.9	75.0	2	50.8	3.4	3.27	24.1	75.4	1 1/2	38.0	3.2	3.08	23.9	75.1
2	51.0	3	76.0	6.0	5.77	23.8	74.9	2 1/2	63.5	5.6	5.38	23.4	74.2	2	50.8	5.3	5.10	23.7	74.6	2	50.8	4.2	4.04	23.9	75.1	1 1/2	38.0	3.6	3.46	23.9	75.0
3	76.0	3	76.0	7.5	7.21	23.7	74.6	3	76.0	6.5	6.25	24.1	75.3	2 1/2	63.5	6.0	5.77	23.8	74.9	2	50.8	5.4	5.19	23.8	74.8	1 1/2	38.0	4.8	4.61	23.8	74.8
4	102.0	3 1/2	89.0	8.0	7.69	23.8	74.9	3	76.0	7.5	7.21	23.8	74.9	2 1/2	63.5	7.1	6.83	23.8	74.8	2	50.8	6.5	6.25	23.7	74.7	1 1/2	38.0	5.8	5.58	23.7	74.7
6	152.0	3 1/2	89.0	10.3	9.90	23.7	74.7	3	76.0	10.0	9.61	23.7	74.6	3	76.0	8.3	7.98	23.9	75.0	2 1/2	63.5	7.5	7.21	23.9	75.0	2	50.8	6.5	6.25	23.9	75.1
8	203.0	3 1/2	89.0	12.4	11.92	23.7	74.6	3 1/2	89.0	10.6	10.19	23.8	74.9	3	76.0	9.8	9.42	23.9	75.0	2 1/2	63.5	8.8	8.46	23.9	75.0	2	50.8	8.0	7.69	24.0	75.2
10	254.0	4	102.0	13.5	12.98	23.8	74.8	3 1/2	89.0	12.7	12.21	23.8	74.8	3	76.0	11.8	11.34	23.8	74.8	2 1/2	63.5	10.7	10.29	23.8	74.9	2	50.8	9.3	8.94	23.9	75.1
12	304.0	4	102.0	15.4	14.81	23.7	74.7	3 1/2	89.0	14.5	13.94	23.7	74.7	3	76.0	13.6	13.07	23.8	74.8	2 1/2	63.5	12.4	11.92	23.8	74.9	2	50.8	10.8	10.38	23.8	75.0
14	356.0	4	102.0	16.5	15.86	23.7	74.7	3 1/2	89.0	16.0	15.38	23.7	74.6	3	76.0	15.0	14.42	23.7	74.7	2 1/2	63.5	13.8	13.27	23.7	74.7	2	50.8	12.2	11.73	23.8	74.9
16	406.0	4	102.0	18.3	17.59	23.7	74.6	4	102.0	15.7	15.09	23.8	74.9	3	76.0	16.8	16.15	23.7	74.6	2 1/2	63.5	15.5	14.90	23.7	74.7	2	50.8	13.7	13.17	23.8	74.8
18	457.0	4 1/2	114.3	18.9	18.17	23.8	74.8	4	102.0	17.3	16.63	23.8	74.9	3 1/2	89.0	16.4	15.77	23.8	74.9	2 1/2	63.5	17.2	16.54	23.7	74.7	2	50.8	15.3	14.71	23.8	74.8
20	508.0	4 1/2	114.3	20.6	19.80	23.8	74.8	4	102.0	18.9	18.17	23.8	74.9	3 1/2	89.0	18.0	17.30	23.8	74.9	2 1/2	63.5	18.9	18.17	23.7	74.6	2	50.8	16.8	16.15	23.8	74.8
24	610.0	4 1/2	114.3	24.0	23.07	23.7	74.7	4	102.0	22.1	21.25	23.8	74.8	3 1/2	89.0	21.0	20.19	23.8	74.9	2 1/2	63.5	22.2	21.34	23.7	74.6	2	50.8	19.8	19.04	23.8	74.8
26	660.0	4 1/2	114.3	25.4	24.42	23.7	74.7	4	102.0	24.0	23.07	23.8	74.8	3 1/2	89.0	22.4	21.53	23.8	74.9	2 1/2	63.5	23.6	22.69	23.7	74.6	2	50.8	21.0	20.19	23.8	74.8
28	711.0	4 1/2	114.3	27.1	26.05	23.7	74.7	4	102.0	25.7	24.71	23.7	74.7	3 1/2	89.0	23.9	22.98	23.8	74.8	2 1/2	63.5	25.2	24.23	23.7	74.6	2	50.8	22.5	21.63	23.8	74.8
30	762.0	4 1/2	114.3	29.1	27.98	23.7	74.6	4	102.0	26.8	25.76	23.8	74.8	3 1/2	89.0	25.6	24.61	23.8	74.8	3	76.0	23.3	22.40	23.8	74.6	2	50.8	24.4	23.46	23.7	74.7

**ANEXO H: CATALOGO VÁLVULA DE CONTROL TODO O NADA TIPO Y**

## Válvula de Control Todo-Nada Tipo Y

### Descripción

Válvula de control neumático Todo-Nada normalmente cerrada, compacta y de poco peso Tipo WY-C08YT

### Tamaños y conexiones

1/2", 3/4", 1", 1.1/4", 1.1/2" y 2" Roscasas BSP  
DN15, 20, 25, 32, 40 y 50 Bidas DIN PN16

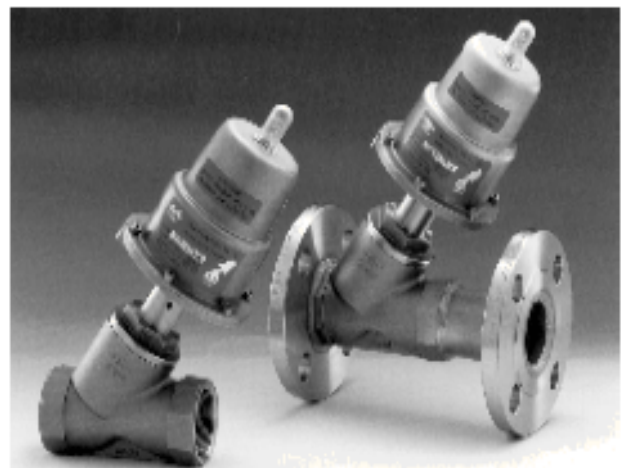
### Condiciones límite

Presión máxima de trabajo	10 bar r
Temperatura máxima de trabajo	180°C
Temperatura mínima de trabajo	-25°C
Rango temperatura ambiente	-10 a 80°C
Presión alre actuador	3 a 5 bar r
Viscosidad máxima fluido	400 cst.

### Valores de Kv

1/2"	3/4"	1"	1.1/4"	1.1/2"	2"
3,7	6,4	11	18,6	27	41,3

Para conversión Cv(UK) = Kv x 0,97 Cv(US) = Kv x 1,17



### Materiales

Parte	Material	
<b>Válvula</b>		
Cuerpo	Acero inoxidable	1.4410
Obturador	Acero inoxidable	AISI316
Anillo cierre obturador		Teflón
Empujador	Acero inoxidable	AISI316
Empaquetadura	Teflón	
<b>Actuador</b>		
Cilindro	Acero inoxidable	AISI304
Pistón	Acero inoxidable	AISI304
Resorte	Acero	SAE 9254

### Equipo opcional

Válvula solenoide

### Como pasar pedido

1 - Válvula de control neumático Todo-Nada tipo WY-C08YT de DN25 con bridas DIN PN16.

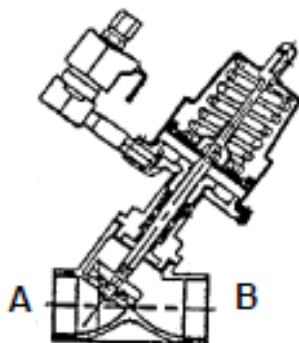
### Dimensiones (aproximadas en mm)

#### WY-C08YT Roscada

Tamaño	L	E	F	H	D	Peso
1/2"	65	153	171	13	97	1,7 kg
3/4"	75	158	175	13	97	1,8 kg
1"	90	170	187	15	97	2,1 kg
1.1/4"	100	175	189	15	97	2,5 kg
1.1/2"	120	188	199	18	107	3,1 kg
2"	150	196	205	18	107	4,5 kg

#### WY-C08YT Bridas DIN PN16

15	130	162	171	13	97	2,8 kg
20	150	169	175	13	97	3,2 kg
25	160	181	187	15	97	4,4 kg
32	180	188	189	15	97	5,2 kg
40	200	200	199	18	107	6,1 kg
50	230	209	205	18	107	8,2 kg



#### Válvula de control Todo-Nada (uso con vapor)

1. La presión de alimentación del actuador estará comprendida entre 3 a 5 kg/cm<sup>2</sup>. Entonces se abrirá la válvula dejando pasar el vapor.
2. La presión diferencial máxima: 0 - 10 bar instalando la válvula en sentido del fluido de B a A.

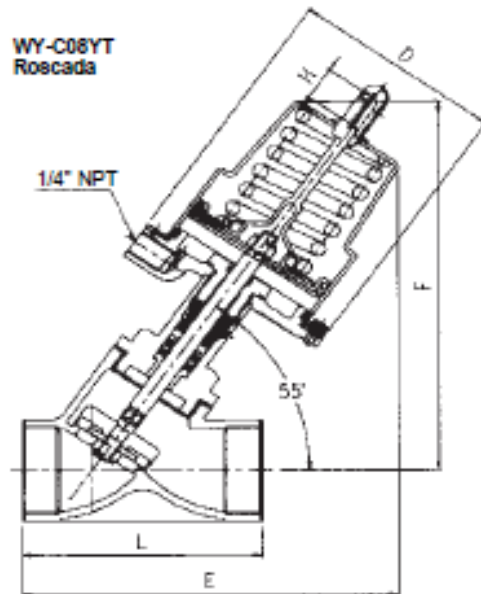
#### Válvula de control Todo-Nada (uso con agua)

1. La presión de alimentación del actuador estará comprendida entre 3 a 5 kg/cm<sup>2</sup>. Entonces se abrirá la válvula dejando pasar el vapor.
2. La válvula debe instalarse con el sentido del fluido de A a B.

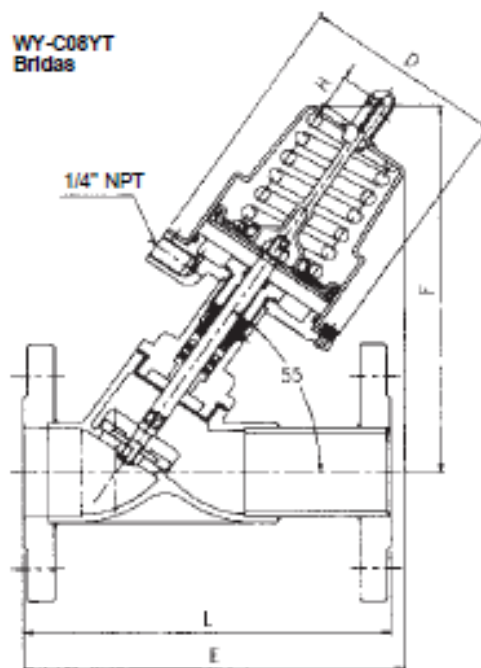
#### Rango de presión diferencial para líquidos

Tamaño válvula	Díametro cilindro	Presión diferencial (kg/cm <sup>2</sup> )
15 A	70	10
20 A	70	8
25 A	70	6
32 A	70	3
40 A	80	5
50 A	80	3

#### WY-C08YT Roscada



#### WY-C08YT Bridas



**ANEXO I: A NUMERICAL MODELING OF AN ABSORPTION PROCESS ON A  
LIQUID FALLING FILM**

# A NUMERICAL MODELING OF AN ABSORPTION PROCESS ON A LIQUID FALLING FILM

R. YANG<sup>1</sup> and B. D. WOOD<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institute of Mechanical Engineering, National Sun Yat-Sen University, Taiwan, Republic of China,

<sup>2</sup>Center for Energy Systems Research and Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Arizona State University, Tempe, AZ, U.S.A.

**Abstract**—A simple and promising numerical model is developed for simultaneous heat and mass transfer in smooth falling-film absorption. The systems of LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O are solved because they are the most popularly used materials in absorption heat pumps and chillers. The results are in good agreement with those of complicated formulations in the literature and the experimental data.

## 1. INTRODUCTION

Simultaneous heat and mass transfer in thin-liquid falling-film absorption has received much attention by many researchers [1-12] for its application in many modern devices such as absorption heat pumps, absorption chillers, absorption air-conditioners, etc. However, the numerical modeling of this problem is complicated, because of the presence of the waves in the falling liquid film, that only the smooth film absorption has been modeled. Although the latest smooth film absorption models developed by Grossman [8], Andberg [5], and Andberg and Vliet [6] are considered most sophisticated, Grossman's model is restricted to the case with the inlet absorbent temperature equal to that of the wall. Andberg's model is somewhat too complicated in formulation.

It is the aim of this paper to develop a simple smooth-film absorption model that not only can handle various initial/boundary conditions but also gives the solution in good agreement with the results of the complicated detailed formulations. The formulation of the problem is similar to that of Grossman's [8]. However, it is solved dimensionally to simulate the application conditions. Without the linear absorbent assumption for the equilibrium among the concentration, temperature, and vapor pressure [8], the empirical thermodynamic equilibrium relations are employed which makes the nondimensionalization difficult. It will be shown that the solutions of this simple formulation are in good agreement with results in [5,6] that uses a much more complicated formulation.

## 2. MATHEMATICAL FORMULATION

In formulating the problem, the following assumptions are made.

1. The flow is a fully developed smooth laminar flow.
2. The fluid properties are constant and not varying with temperature and concentration.
3. The mass rate of vapor absorbed is very small compared to the solution flow rate such that the film thickness and flow velocities can be treated as constant.

4. Heat transfer in the vapor phase is negligible.
5. Vapor pressure equilibrium exists between the vapor and liquid at the interface.
6. The Peclet numbers are large enough such that the diffusion in flow direction can be neglected.
7. Diffusion thermal effects are negligible.
8. The shear stress at the liquid-vapor interface is negligible.

Then, corresponding to the coordinate system shown in Fig. 1, the velocity field has the form [13]:

$$u = \frac{3}{2} V_0 \left[ 2 \frac{y}{h_0} - \left( \frac{y}{h_0} \right)^2 \right] \quad (1)$$

where

$$V_0 = \frac{\rho g h_0^2}{3\mu} \quad (2)$$

or

$$h_0 = \left[ \frac{3\mu V_0}{\rho g} \right]^{1/2} \quad (3)$$

The governing equations for heat and mass transfer are:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4)$$

$$u \frac{\partial C}{\partial x} = D \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \quad (5)$$

and the boundary conditions are at  $x = 0$

$$T = T_{in}, \quad C = C_{in} \quad (6)$$

at  $y = 0$  (nonpermeable wall)

$$T = T_w, \quad \frac{\partial C}{\partial y} = 0; \quad (7)$$

at  $y = h_0$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} = \rho D \frac{\partial C}{\partial y} H_{21} \quad C = C_{\text{sat}}(T, P_v) \quad (8)$$

where  $H_{21}$ ,  $T_w$ , and  $P_v$  represent the heat of absorption, the constant wall temperature, and the constant vapor pressure, respectively, and  $C_{\text{sat}}(T, P_v)$  is the equilibrium concentration at the interface temperature and the ambient vapor pressure. The required property data can be found in Uemura [14] and Lange and Durr [15] for LiCl-H<sub>2</sub>O and in McNeely [16] and Lange and Schwartz [17] for LiBr-H<sub>2</sub>O. Correlations of the property data suitable for computer coding are given in [21].

### 3. NUMERICAL METHOD

Equations (4) and (5) are parabolic differential equations. A simple finite difference scheme, marching in the  $x$  direction, is employed to solve them simultaneously and iteratively at each step. A variable grid size in the  $x$  direction is chosen such that the grid is finer around  $x = 0$  in order to provide good accuracy around the singular points  $(0, 0)$  and  $(0, h_0)$  where the boundary condition is discontinuous in concentration and/or temperature.

The finite difference equation at each step can be rearranged into the form of tri-diagonal matrix system that results in an  $M$ -matrix [18] and is a stable scheme. The Thomas algorithm is then employed to solve the system. Iteration is required until the converged solution satisfies the boundary conditions in eqn (8).

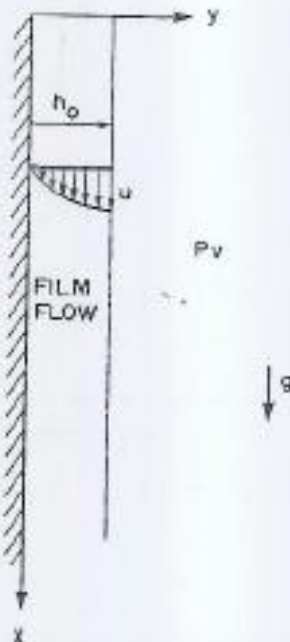


Fig. 1. Coordinate system for smooth film absorption

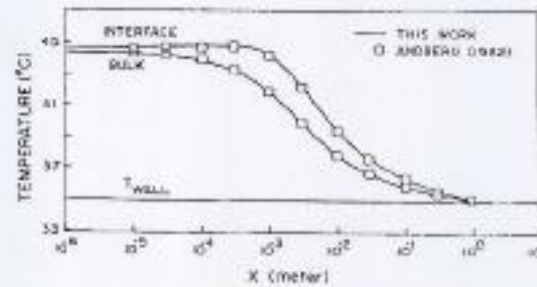


Fig. 2. Temperature profiles of smooth film absorption for LiBr water solution.

The computer program is designed to proceed 100 marching steps for each run, with data at the last step written to disk such that it can be used as the initial condition for the subsequent run.

### 4. RESULTS AND DISCUSSION

A test run has been performed for a water-lithium bromide system with the conditions and properties resembling a case reported by Andberg [5]. The conditions are: solution inlet temperature = 34.44°C, solution inlet concentration = 60 wt%, solution mass flow rate = 0.01 kg m<sup>-1</sup> s<sup>-1</sup>; wall temperature = 35°C; absorber vapor pressure = 7.02 mmHg.

The temperature and the concentration profiles are given in Figs. 2 and 3, respectively. Far downstream along the wall, the absorbent solution approaches the equilibrium condition corresponding to the given wall temperature and the absorber pressure. Note that the results agree very well with Andberg's [5] more complicated solution. Data obtained have shown that the absorption increases the mass flow rate by up to 2% for Reynolds number up to 150 and flow length up to 1 m. Therefore, the perturbation technique and the coordinate transformation employed by Andberg [5] to account for the film growth may not be necessary for the present applications. Another simplification of neglecting diffusion thermal effect is supported by Grossman [10] for this problem. The results confirm that the assumptions 3 and 7 in the Mathematical Formulation section are appropriate.

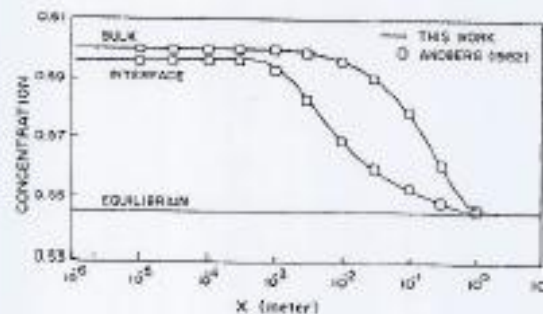


Fig. 3. Concentration profiles of smooth film absorption for LiBr water solution.

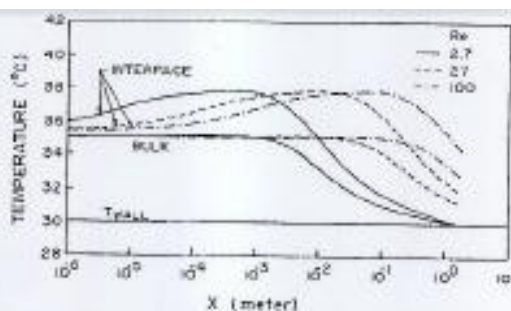


Fig. 4. Temperature profiles of smooth film absorption for LiCl water solution.

Figures 4 and 5 show the calculated results for a water-lithium chloride system with three flow rates and common conditions of solution inlet temperature = 35°C; solution inlet concentration = 45 wt%; wall temperature = 30°C; absorber vapor pressure = 9.2 mmHg. The effectiveness, frequently used in the absorber design defined as  $E_f = (C_{i, in} - C_{i, out}) / (C_{i, in} - C_{i, eq})$ , for Re = 2.7, 27, and 100 are 0.99, 0.28, and 0.087, respectively.

Experimental data for the smooth film absorption was not found due to the fact that waves usually appeared in the falling film flow [19]. In addition, experimental systems usually involve nonabsorbable gases (such as air) present in the system which reduces the absorption rate significantly. Therefore, the experimental data reported by Yang and Wood [20] and Yang [21] with waves present in the film flow and 5% air present in the system was chosen for the purpose of data comparison. Figure 6 and 7 indicate the results. It is shown that the present smooth film absorption model predicts the absorption rate in good agreement with the experimental data except for the low Reynolds number region. It is worth noting that although the waves have the effect of increasing the absorption rate [22], the presence of 5% air has a more prominent

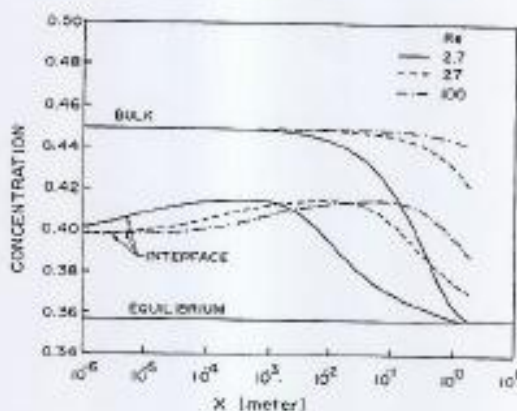


Fig. 5. Concentration profiles of smooth film absorption for LiCl water solution.

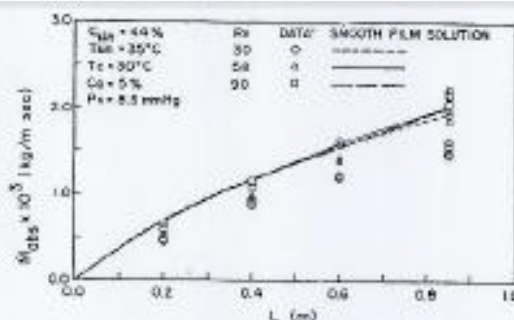


Fig. 6. Effect of contact length on mass transfer rate.

effect in depressing the absorption rate such that the absorption rate may be less than the results of the smooth film model. The present model can predict results reasonably well although a sophisticated model that accounts for both the wave and the nonabsorbable's effects has not been available.

## 5. CONCLUSION

In conclusion, the developed simple theory for smooth film absorption is promising and can provide results that are in good agreement with those of complicated formulations in the literature and the experimental data. The theory can be applied to the absorber design because some air may be present in the application systems such that the smooth film model can predict good results.

## NOMENCLATURE

- $C$  absorbent concentration in weight fraction of salt
- $D$  species diffusivity
- $E_f$  effectiveness =  $(C_{i, in} - C_{i, out}) / (C_{i, in} - C_{i, eq})$
- $g$  gravity
- $\delta_f$  mean film thickness over a wavelength
- $H_a$  heat of absorption
- $k$  thermal conductivity
- $M_{a, w}$  water vapor mass absorption rate
- $P_v$  water vapor pressure
- $Re$  film Reynolds number
- $T$  temperature
- $u$  velocity in  $x$  direction

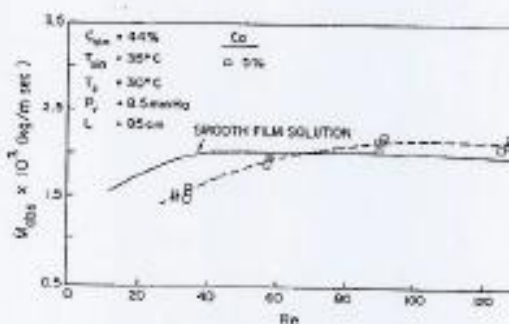


Fig. 7. Effect of flow rate on mass transfer rate.

$V_0$  mean velocity in the liquid film  
 $x$  coordinate parallel to the wall  
 $y$  coordinate normal to the wall

Greek

$\alpha$  thermal diffusivity  
 $\mu$  dynamic viscosity  
 $\rho$  liquid density

*diff. Tecnica*

#### REFERENCES

1. N. I. Grigor'eva and V. E. Nakoryakov, Exact solution of combined heat and mass transfer problem during film absorption, *Inzh.-Fiz. Zh.* **33**, 893 (1977).
2. V. E. Nakoryakov and N. I. Grigor'eva, Combined heat and mass transfer during absorption in drops and films, *Inzh.-Fiz. Zh.* **32**, 111 (1980).
3. V. E. Nakoryakov and N. I. Grigor'eva, Calculation of heat and mass transfer in nonisothermal absorption on the initial portion of a downflowing film, *Teore. Osn. Khim. Tek.* **14**, 483 (1980).
4. V. E. Nakoryakov, A. P. Burdakov, N. S. Bufetov, N. I. Grigor'eva, and A. R. Dorokhov, Coefficient of heat and mass transfer in falling wavy liquid films, *Heat Transfer-Soviet Research*, **14**, 6 (1982).
5. J. W. Andberg, Non-isothermal absorption of gases into falling liquid films, *M.S. Thesis*, University of Texas at Austin, Austin, TX (1982).
6. J. W. Andberg and G. C. Vliet, Design guidelines for water LiBr absorbers, *ASHRAE Transactions* **89**, 220 (1983).
7. V. E. Nakoryakov, N. S. Bufetov, and N. I. Grigor'eva, Heat and mass transfer in film absorption, *Fluid Mech.-Soviet Research* **11**, 97 (1983).
8. G. Grossman, Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* **26**, 357 (1983).
9. G. Grossman and M. T. Heath, Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid films, *Int. J. Heat Mass Transfer* **27**, 2365 (1984).
10. G. Grossman, Analysis of diffusion-thermo effects in film absorption, *Heat Transfer* 1977 (1986).
11. H. L. Goff and A. Ramadance, Modeling the coupled heat and mass transfer in a falling film, *Heat Transfer*, 1971 (1986).
12. G. Grossman, Heat and mass transfer in film absorption, In: N. P. Chermisinoff (ed.), *Handbook of heat and mass transfer*, Gulf Publishing, New York (1986).
13. E. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Transport phenomena*, Wiley, New York (1960).
14. T. Uemura, Studies on the lithium chloride-water absorption refrigeration machines, *Tech. Reports of the Kansai University, Japan* **9**, 71 (1967).
15. E. Lange and F. Durr, Lösungs- und Verdünnungswärmen von Salzen von grosser Verdünnung bis zur Sättigung. II. Lithiumchlorid, *Z. Physic. Chem.* **121**, 361 (1926).
16. L. A. McNeely, Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, *ASHRAE Transactions* **85**, 413 (1979).
17. E. Lange and E. Schwartz, Lösungs- und Verdünnungswärmen von Salzen von der äussersten Verdünnung bis zur Sättigung. IV. Lithiumbromid, *Z. Physic. Chem.* **133**, 129 (1928).
18. T. Meis and U. Marcowitz, *Numerical solution of partial differential equations*, Springer-Verlag, New York (1981).
19. G. D. Fulford, The flow of liquids in thin films, *Adv. Chem. Eng.* **5**, 151 (1964).
20. R. Yang and B. D. Wood, Heat and mass transfer in laminar wavy film absorption with the presence of non-absorbable gases, National Heat Transfer Conference, (1988).
21. R. Yang, Heat and mass transfer in laminar wavy film absorption with the presence of non-absorbable gases, *Ph.D. Dissertation*, Arizona State University, Tempe, AZ (1987).
22. D. R. Oliver and T. E. Atherinos, Mass transfer to liquid films on an inclined plane, *Chem. Eng. Sci.* **23**, 525 (1968).

**ANEXO J: FORMULARIO PARA LA REALIZACION DE EJERCICIOS DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA: CENTRO TECNOLOGICO DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR**

# FORMULARIO PARA LA REALIZACIÓN DE EJERCICIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

## CONTENIDOS DE ESTE DOSSIER

- **Apartado A (pág. 1-4):** Pequeño formulario útil para la realización de problemas. Incluye la formulación matemática de la convección (en forma integral y en forma diferencial), así como soluciones analíticas de casos de conducción de calor (permanente y transitorio) y expresiones útiles del caso de radiación.
- **Apartado B (pág. 5-7):** Correlaciones para el cálculo de coeficientes superficiales de transferencia de calor en: i) placas (apartado B1, pág. 5); ii) en el interior de conductos de sección circular (apartado B2, pág. 6); iii) extensión de la formulación anterior al flujo en el interior de conductos no circulares (apartado B3, pág. 7); iv) cavidades con paredes verticales isotermas y paredes inferior y superior adiabáticas (apartado B4, pág. 7).
- **Apartado C (pág. 8-17):** Fichas del Handbook de Wong para el cálculo de coeficientes superficiales de transferencia de calor en casos de: i) convección natural (apartado C1, pág. 8); ii) convección forzada en el interior de conductos (apartado C2, pág. 11); iii) convección forzada en placas en casos de flujo incompresible (apartado C3, pág. 12); iv) convección forzada en placas en casos de flujo compresible (apartado C4, pág. 13); v) convección forzada en el exterior de superficies y de haces de tubos (apartado C5, pág. 14); vi) convección forzada en el exterior de superficies en rotación (apartado C6, pág. 16).  
En el apartado C7, pág. 17, se presentan coeficientes de fricción en el interior de conductos.
- **Apartado D (pág. 18-23):** Propiedades termofísicas de materiales metálicos, materiales no metálicos, aislantes, gases (aire y vapor de agua) y líquidos (agua, glicerina, aceite y mercurio). La última página incluye propiedades radiantes.

## A. FORMULARIO

### A1. Ecuaciones de conservación en forma integral (sistemas abiertos)

$$\frac{d}{dt} \int_{V_a(t)} \rho dV + \int_{S_a(t)} \rho(\vec{v} - \vec{v}_b) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V_a(t)} \vec{v} \rho dV + \int_{S_a(t)} \vec{v} \rho(\vec{v} - \vec{v}_b) \cdot \vec{n} dS = \int_{S_a(t)} \vec{f}_{(\vec{v})} dS + \int_{V_a(t)} \vec{g} \rho dV \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V_a(t)} (u + e_c) \rho dV + \int_{S_a(t)} (u + e_c) \rho(\vec{v} - \vec{v}_b) \cdot \vec{n} dS = - \int_{S_a(t)} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \int_{S_a(t)} \vec{v} \cdot \vec{f}_{(\vec{v})} dS + \int_{V_a(t)} \vec{v} \cdot \vec{g} \rho dV \quad (3)$$

Para el caso de sistemas abiertos estáticos ( $\vec{v}_b = 0$ ):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_a(t)} \rho dV + \int_{S_a(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_a(t)} \vec{v} \rho dV + \int_{S_a(t)} \vec{v} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \int_{S_a(t)} \vec{f}_{(\vec{v})} dS + \int_{V_a(t)} \vec{g} \rho dV \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_a(t)} (u + e_c) \rho dV + \int_{S_a(t)} (u + e_c) \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = - \int_{S_a(t)} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \int_{S_a(t)} \vec{v} \cdot \vec{f}_{(\vec{v})} dS + \int_{V_a(t)} \vec{v} \cdot \vec{g} \rho dV \quad (6)$$

Alternativamente, la ecuación de la energía (1f) la podemos escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_a(t)} \left( h - \frac{p}{\rho} + e_c + e_p \right) \rho dV + \int_{S_a(t)} \left( h + e_c + e_p \right) \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = - \int_{S_a(t)} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \int_{S_a(t)} \vec{v} \cdot \vec{f}_{(\vec{v})} dS \quad (7)$$

donde  $\vec{f}_{(\vec{v})}$  se refiere únicamente al vector de fuerzas viscosas (por unidad de superficie).

## A2. Ecuaciones de Navier-Stokes

Para el caso de convección forzada, asumiendo fluido Newtoniano, fuerzas másicas despreciables, viscosidad y densidad constantes, medio transparente a la radiación y disipación viscosa despreciable:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho_o c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (5)$$

Para el caso de convección natural o convección mixta, asumiendo las mismas hipótesis que en el caso anterior, excepto que se considera la influencia de la variación de la densidad con la temperatura en el término de flotación de las ecuaciones de momentum (hipótesis de Boussinesq), se tiene:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + g_x - \beta_o (T - T_o) g_x \quad (7)$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + g_y - \beta_o (T - T_o) g_y \quad (8)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + g_z - \beta_o (T - T_o) g_z \quad (9)$$

$$\rho_o c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (10)$$

En este caso de convección natural es usual agrupar el término de gravedad  $\vec{g}$  con el término de gradiente de presión. En consecuencia, aparece la presión dinámica  $p_d$  en lugar de la presión termodinámica  $p$ . Así, por ejemplo, la ecuación (7) se escribiría:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p_d}{\partial x} + \frac{\mu_o}{\rho_o} \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) - \beta_o (T - T_o) g_x \quad (7b)$$

De forma análoga se escribirían las ecuaciones (8) y (9).

Para el caso de gases a elevadas velocidades, las ecuaciones de Navier-Stokes, asumiendo fluido Newtoniano, comportamiento de gas semiperfecto y fuerzas másicas despreciables, se escriben en notación vectorial como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (11)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (12)$$

$$\rho c_v \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot \vec{q}^e - p \nabla \cdot \vec{v} + \vec{\tau} : \nabla \vec{v} \quad (13)$$

donde,  $\vec{\tau} = \mu(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \mu(\nabla \cdot \vec{v}) \vec{\delta}$ . Además, de la ecuación de estado:  $p = \rho RT$ .

### A3. Soluciones analíticas de la transmisión de calor por conducción en paredes y aletas

Se supone régimen permanente, distribución unidimensional de temperaturas, propiedades termofísicas constantes, y  $\dot{q}_p$  constante. Para el caso de aletas se supone, además, extremo adiabático y  $T_g$  y  $\alpha_g$  constantes a lo largo de la aleta. En lo que sigue se presentan las leyes de temperaturas y flujos caloríficos en distintos casos.

$$3.1 \text{ Paredes planas: } T = -\frac{\dot{q}_p}{2\lambda}x^2 + C_1x + C_2; \quad \dot{q}_x = \dot{q}_p x - \lambda C_1 \quad (1)$$

$$3.2 \text{ Paredes cilíndricas: } T = -\frac{\dot{q}_p}{4\lambda}r^2 + C_1 \ln(r) + C_2; \quad \dot{q}_r = \frac{1}{2}\dot{q}_p r - \lambda \frac{C_1}{r} \quad (2)$$

$$3.3 \text{ Paredes esféricas: } T = -\frac{\dot{q}_p}{6\lambda}r^2 + \frac{C_1}{r} + C_2; \quad \dot{q}_r = \frac{1}{3}\dot{q}_p r + \lambda \frac{C_1}{r^2} \quad (3)$$

$$3.4 \text{ Aletas de sección transversal constante: } T - T_g = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}; \quad \dot{q}_x = -\lambda_\alpha m (C_1 e^{mx} - C_2 e^{-mx}) \quad (4)$$

donde  $m = \sqrt{\alpha_g P_\alpha / (\lambda_\alpha S_\alpha)}$ ;  $P_\alpha$  es el perímetro de la aleta;  $S_\alpha$  es la sección transversal de la aleta.

$$\text{De (3d) se obtiene fácilmente el calor que pasa por la base de la aleta: } \dot{Q}_\alpha = \eta_\alpha \alpha_g (T_b - T_g) A_\alpha \quad (5)$$

donde  $\eta_\alpha = \frac{th(mL_\alpha)}{mL_\alpha}$  es la eficiencia de la aleta;  $L_\alpha$  es la longitud de la aleta;  $A_\alpha$  el área de transferencia de calor ( $A_\alpha = P_\alpha L_\alpha$ );  $T_b$  y  $T_g$  son la temperatura de la base de la aleta y la temperatura exterior.

$$3.5 \text{ Aletas circulares: } T - T_g = C_1 I_0(mr) + C_2 K_0(mr) \quad (6)$$

donde  $I_0$  y  $K_0$  representan las funciones modificadas de Bessel de orden cero de primera clase y segunda clase respectivamente. Flujo de calor que pasa por la base de la aleta:  $\dot{Q}_\alpha = \eta_\alpha \alpha_g (T_b - T_g) A_\alpha$  (7)

donde  $\eta_\alpha = \frac{th(mr_0 \phi)}{m r_0 \phi}$ ;  $\phi = \left(\frac{r_0}{r_1} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right)\right]$ ;  $A_\alpha = 2\pi(r_0^2 - r_1^2)$ ;  $m = \sqrt{2\alpha_g / (\lambda_\alpha e_\alpha)}$ ; siendo  $r_1$ ,  $r_0$  y  $e_\alpha$  el radio interior, el radio exterior y el grosor de la aleta.

### A4. Soluciones analíticas de la transmisión de calor por conducción en casos transitorios

4.1 **Placa de espesor  $2\ell$ .** Caso de calentamiento/enfriamiento de una placa, inicialmente a temperatura uniforme  $T_0$ . Se sumerge repentinamente en un ambiente a temperatura  $T_g$  (se supone que se mantiene constante durante el proceso). El coeficiente superficial de transferencia de calor  $\alpha_g$  es constante. Las propiedades termofísicas del material se suponen también constantes ( $\rho, c_p, \lambda, a = \lambda / \rho c_p$ ). Ley de temperaturas:

$$\Phi = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2 \sin(u_k)}{u_k + \sin(u_k) \cos(u_k)} \cos(u_k X) e^{-u_k^2 Fo} \quad (1)$$

donde,  $\Phi = \frac{T - T_g}{T_0 - T_g}$ ,  $X = \frac{x}{\ell}$ ,  $Fo = \frac{a t}{\ell^2}$  y  $u_k$  son soluciones de la ecuación  $\text{ctg}(u) = u/Bi$ , siendo  $Bi = \alpha_g \ell / \lambda$ .

4.2 **Cilindro de radio  $r_0$ .** Planteamiento físico análogo al caso de placas. Ley de temperatura:

$$\Phi = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2 J_1(u_k)}{u_k [J_0^2(u_k) + J_1^2(u_k)]} J_0^2(u_k R) e^{-u_k^2 Fo} \quad (2)$$

donde,  $J_0$  es la función de Bessel de primera clase y orden cero y  $J_1$  de primera clase y orden uno;  $\Phi = \frac{T - T_g}{T_0 - T_g}$ ,  $R = \frac{r}{r_0}$ ,  $Fo = \frac{a t}{r_0^2}$  y  $u_k$  son soluciones de la ecuación  $J_0(u)/J_1(u) = u/Bi$ , siendo  $Bi = \alpha_g r_0 / \lambda$ .

4.3 **Esfera de radio  $r_0$ .** Planteamiento similar a los casos anteriores. Ley de temperatura:

$$\Phi = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2 \sin(u_k R) [\text{sen}(u_k) - u_k \cos(u_k)]}{u_k R [u_k - \text{sen}(u_k) \cos(u_k)]} e^{-u_k^2 Fo} \quad (3)$$

donde,  $\Phi = \frac{T - T_g}{T_0 - T_g}$ ,  $R = \frac{r}{r_0}$ ,  $Fo = \frac{a t}{r_0^2}$  y  $u_k$  son soluciones de la ecuación  $\text{tg}(u) = -u/(Bi - 1)$ ;  $Bi = \alpha_g r_0 / \lambda$ .

### A5. Radiación y condiciones atmosféricas

5.1 **Ley de Snell:**  $\sin\beta_A/\sin\beta_B = n_{B,v}/n_{A,v}$  (1), donde  $\beta_A$  es el ángulo que forma el rayo incidente (de frecuencia  $\nu$ ) con la normal a la superficie de separación,  $\beta_B$  en el ángulo que forma el rayo refractado con la normal, y  $n_{A,v}$  y  $n_{B,v}$  son los índices de refracción del medio A y B (para la frecuencia  $\nu$ ).

5.2 **Ley de Planck** de la radiación de un cuerpo negro:  $I_{b,\lambda\omega}^{(\nu)} = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\exp(hc/\lambda kT) - 1}$  (2)

donde,  $c = c_0/n$ ,  $c = \lambda\nu$ ;  $h = 6.6261 \cdot 10^{-34}$  Js;  $k = 1.3807 \cdot 10^{-23}$  J/K;  $c_0 = 2.9979 \cdot 10^8$  m/s.

5.3 **Constante de Stefan-Boltzmann:**  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$  (3)

5.4 **Ley de Wien** de la radiación del cuerpo negro:  $(\lambda T)_{pot,max.} = 2900 \mu m K$  (4)

5.5 **Diferencial de ángulo sólido ( $d\omega$ ):**  $d\omega = \sin\theta d\theta d\varphi$  (5), ( $\theta$  y  $\varphi$  son el ángulo polar y el azimutal respect.)

5.6 Expresión general del **factor de vista** entre la superficie  $A_i$  y la superficie  $A_k$ :

$$F_{ik} = \frac{1}{\pi A_i} \int_{A_i} \int_{A_k} \frac{\cos\theta_i \cos\theta_k}{d_{ik}^2} dA_i dA_k \quad (6)$$

5.7 **Factor de vista  $F_{ij}$**  entre dos superficies de profundidad infinita:

$$F_{ij} = \frac{\text{suma hilos cruzados} - \text{suma hilos no cruzados}}{2L_i} \quad (7)$$

5.8 **Temperatura de cielo:**  $T_{sky} = 0.0552 T_{air}^{1.5}$  (8)

donde  $T_{sky}$  y  $T_{air}$  representan la temperatura de cielo y la del aire ambiente; ambas en K.

Expresión más completa:  $T_{sky} = T_{air} \left[ 0.711 + 0.0056 T_{dp} + 7.3 \cdot 10^{-5} T_{dp}^2 + 0.013 \cos\left(\frac{2\pi t}{24}\right) \right]^{1/4}$  (9)

siendo  $T_{dp}$  la temperatura de rocío y  $t$  la hora a partir de medianoche ( $t = 0, 1, 2, \dots, 24$ ); en esta expresión (propuesta por Verdal y Martin) todas las temperaturas están en °C.

5.9 **Valores de referencia de la distribución de temperatura y presión en la atmósfera según ISA (International Standard Atmosphere).** Los parámetros básicos se indican en la tabla en negrita. El resto de valores se calculan según las expresiones que se adjuntan (que permiten la evaluación de  $T$  y  $p$  en cualquier altura).

Zona	Zona	Capa k	$z_k$ (m)	$\beta_{kj}$ (K/km)	$T_k$ (°C) en $z_k$	$p_k$ (Pa)	$\rho_k$ (kg/m <sup>3</sup> )
Troposfera		0	0	-6,50	15,00	101325	1,2252
		1 (tropopausa)	11000	0,00	-56,50	22649	0,3643
Estratosfera		2	20000	+1,00	-56,50	5482,8	0,0882
		3	32000	+2,80	-44,50	870,06	0,0133
		4 (estratopausa)	47000	0,00	-2,50	111,28	0,0014
Mesosfera		5	51000	-2,80	-2,50	67,181	0,0009
		6	71000	-2,00	-58,50	3,9763	0,0001
		7 (mesopausa)	84852	-	-86,20	0,37570	0,0000

donde:  $z_k$  es la altura geopotencial;  $\beta_{kj}$  es la variación de temperatura por unidad de altura entre la capa  $k$  y la  $j$ ;  $T_k$  es la temperatura en la altura  $z_k$ ;  $p_k$  es la presión en la posición  $z_k$ .

Suponemos que la temperatura varía linealmente entre capas:  $T(z) = T_k + \beta_{kj}(z - z_k)$  (10). Para la presión, de un balance sencillo de momentum ( $dp/dz = -\rho z$ ), se tiene:  $p(z) = p_k \left[ \frac{T(z)}{T_k} \right]^{k/\beta_{kj}}$  (11), donde se asume que  $\rho_k = p_k/RT_k$  (12),  $g = 9.807$  m/s<sup>2</sup> y  $R = 287.042$  J/kgK. En las ec. (11)-(13),  $k$  indica el valor de referencia en la base de la capa seleccionada (valor en negrita en la tabla).

## B. COEFICIENTES SUPERFICIALES DE TRANSF. DE CALOR (1)

Las correlaciones de los apartados B1 a B3 han sido extraídas del libro de Isachenko, V., Osipova, V. y Sukomel, A. "Transmisión de Calor", Ed. Marcombo, 1979. La del apartado B4 es de Seki, N., Fukusako, S. y Inaba, H. "Heat Transfer of Natural Convection in a Rectangular Cavity", Bulletin of the JSME, Vol. 21, No. 152, 1978.

En este apartado el coeficiente superficial de transferencia de calor se identifica por  $\alpha$  ( $W/m^2K$ ) y la conductividad térmica por  $\lambda$  ( $W/mK$ ). El resto de variables siguen la notación usual.

Las correlaciones que se adjuntan son:

- Apartado B1: Coeficientes superficiales de transferencia de calor en placas
- Apartado B2: Coeficientes superficiales de transferencia de calor en conductos de sección circular
- Apartado B3: Coeficientes superficiales de transferencia de calor en conductos de sección arbitraria
- Apartado B4: Coeficientes superf. de transf. de calor en cavidades con paredes verticales isotermas

### B1. Coeficientes superficiales de transferencia de calor en placas

Reynolds crítico:  $Re_{cr} \approx 3.3 \cdot 10^5$ .

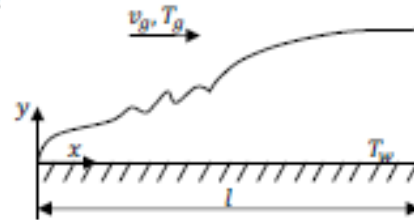
Subíndices:

$x$ : en el cálculo se toma como longitud la abscisa del punto

$l$ : en el cálculo se toma como longitud la longitud de la placa

$f$ : propiedades a la temperatura  $T_f$  del fluido lejos de la pared

$w$ : propiedades a la temperatura  $T_w$  del fluido en contacto con la pared



#### Régimen laminar

Para las siguientes hipótesis: 1) Propiedades físicas del fluido constantes; 2) Régimen permanente; 3) Flujo bidimensional; 4) Fuerzas másicas despreciables; 5) Temperatura de pared,  $T_w$ , constante; 6) Calor de fricción despreciable (bajas velocidades); 7) Velocidad zona potencial,  $v_0$ , constante.

$$Nu_x = 0.500 \sqrt{Re_x Pr} \quad \text{si } Pr < 0.1 \quad (1)$$

$$Nu_x = 0.332 \sqrt{Re_x} \sqrt[3]{Pr} \quad \text{si } Pr > 0.1 \quad (2)$$

Para el caso de propiedades físicas variables (manteniendo las hipótesis 2 a 7):

$$Nu_{fx} = 0.33 Re_{fx}^{0.5} Pr_f^{0.33} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (3)$$

Efecto de la variación de temperatura a lo largo de la placa (según la siguiente distribución  $T_w - T_0 = Kx^m$ ):

$$Nu_{fx} = 0.33 Re_{fx}^{0.5} Pr_f^{0.33} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \epsilon \quad (4)$$

donde  $\epsilon$  viene dado por la siguiente tabla:

m	-0.25	0*	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5**	0.8	1.0	2.0
$\epsilon$	0.655	1.00	1.09	1.17	1.25	1.30	1.36	1.52	1.60	1.98

(\*)  $T_w = \alpha \epsilon$ ; (\*\*)  $\dot{q}_w = \alpha \epsilon$ .

Efecto de un tramo inicial sin calefactar (adiabático)  $x < x_0$ , ( $x_1 = x - x_0$ )

$$Nu_{fx_1} = 0.33 Re_{fx_1}^{0.5} Pr_f^{0.33} (x_1/x)^{0.2} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \epsilon \quad (5)$$

### Régimen turbulento

$$Nu_{fx} = 0.0296 Re_{fx}^{0.8} Pr_f^{0.43} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (6)$$

$$\overline{Nu}_{fl} = 0.037 Re_{fl}^{0.8} Pr_f^{0.43} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad (7)$$

Estas expresiones se admiten como válidas tanto para casos de  $T_w = cte$ , como para casos con  $T_w - T_0 = Kx^m$ , y son indistintas de si  $x_0 = 0$  ó  $x_0 \neq 0$ . En este caso ( $x_0 \neq 0$ ), la abscisa  $x$  empieza en  $x_0$ . La expresión (6) nos da el  $Nu$  local y la (7) el  $Nu$  medio suponiendo que en toda la placa la capa límite es turbulenta.

### B2. Coeficientes superficiales de transferencia de calor en conductos de sección circular

Reynolds crítico:  $Re_{cr} \approx 2500$

Subíndices:

$d$ : en el cálculo se toma como longitud de referencia el diámetro del tubo

$x$ : en el cálculo se toma como longitud de referencia la distancia desde la entrada a la sección

$f$ : se toma como temperatura de referencia la media del fluido que pasa por el tubo

$w$ : se toma como temperatura de referencia la temperatura de la pared

$f(x)$ : se toma como temperatura de referencia la media del fluido que pasa por el tubo en la sección  $x$

$w(x)$ : se toma como temperatura de referencia la temperatura de la pared en la sección  $x$

### Régimen laminar

Para las siguientes hipótesis: 1) Propiedades físicas del fluido constantes; 2) Fuerzas másicas despreciables; 3) Régimen permanente; 4) Flujo con simetría radial; 5) Calor de fricción despreciable (bajas velocidades); 6) Flujo de calor en la pared constante ( $\dot{q}_w = cte$ ):

$$Nu_d = 4.36 \quad (1)$$

Nota: bajo estas hipótesis el perfil de velocidades será parabólico.

Para el caso de placa isoterma ( $T_w = cte$ ):

$$Nu_d = 3.66 \quad (2)$$

Si las propiedades físicas no son constantes y se trata de una tubería corta, es decir  $l/d < 216$ :

$$Nu_{f(x)x} = 0.33 Re_{f(x)x}^{0.5} Pr_{f(x)}^{0.43} (Pr_{f(x)}/Pr_{w(x)})^{0.25} (x/D)^{0.1} \quad (3)$$

Si  $l/d > 216$ :

$$\overline{Nu}_{fd} = 0.15 Re_{fd}^{0.33} Pr_f^{0.43} (Pr_{f(x)}/Pr_{w(x)})^{0.25} \quad (4)$$

Si las fuerzas másicas no son despreciables (caso de convección mixta):

$$\overline{Nu}_{fd} = 0.15 Re_{fd}^{0.33} Pr_f^{0.33} (Gr_{fd} Pr_f)^{0.1} (Pr_{f(x)}/Pr_{w(x)})^{0.25} \varepsilon_1 \quad (5)$$

donde la expresión del número de  $Gr$  la encontrarás en el apartado C1, y  $\varepsilon_1$  viene dada por la siguiente tabla (para  $l/d > 50$ ,  $\varepsilon_1 = 1$ ):

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\varepsilon_1$	1.90	1.70	1.44	1.28	1.18	1.13	1.05	1.02	1

### Régimen turbulento

$$Nu_{f(x)d} = 0.022 Re_{f(x)d}^{0.8} Pr_{f(x)}^{0.43} \varepsilon_1 \quad (6)$$

donde  $\varepsilon_1 = 1$  si  $l/d > 15$ . En caso contrario, viene dada por la siguiente fórmula:  $\varepsilon_1 = 1.38/(x/d)^{0.12}$ .

Para calcular coeficientes medios de transferencia de calor:

$$\overline{Nu}_{fd} = 0.021 Re_{fd}^{0.8} Pr_f^{0.43} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \varepsilon_1 \quad (7)$$

donde  $\varepsilon_1$  viene dada por la siguiente tabla (para  $l/d > 50$ ,  $\varepsilon_1 = 1$ ):

Re	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1.65	1.50	1.34	1.23	1.17	1.13	1.07	1.03	1
$2 \cdot 10^4$	1.51	1.40	1.27	1.18	1.13	1.10	1.05	1.02	1
$5 \cdot 10^4$	1.34	1.27	1.18	1.13	1.10	1.08	1.04	1.02	1
$1 \cdot 10^5$	1.28	1.22	1.15	1.10	1.08	1.06	1.03	1.02	1
$1 \cdot 10^6$	1.14	1.11	1.08	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01	1

### B3. Coeficientes superficiales de transferencia de calor en conductos de sección arbitraria

A falta de información específica, algunos autores aconsejan el empleo de las correlaciones para interior de conductos circulares (ver apartado B2 o apartado C2) sustituyendo en el número de Nusselt y en el número de Reynolds el diámetro  $d$  por un diámetro hidráulico  $d_h$ . Éste se define como:  $d_h = 4S/P$ , donde  $S$  es la sección transversal del flujo y  $P$  el perímetro mojado.

Otros autores aconsejan emplear el diámetro hidráulico para el número de Reynolds y el diámetro térmico para el número de Nusselt. El diámetro térmico se define como:  $d_t = 4S/P_t$ , donde  $P_t$  se refiere al perímetro donde se está realizando la transferencia de calor.

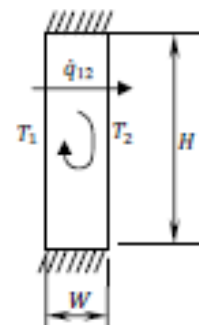
De todas formas, lo mejor sin duda es emplear correlaciones específicas. Por ejemplo, para el caso de flujo en conductos de sección anular, de diámetro interior  $d_1$  y diámetro exterior  $d_2$ , Monrad y Pelton (1942) sugieren la siguiente correlación:

$$Nu_{d_h} = 0.020 Re_{d_h}^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{0.53} \quad (1)$$

Esta correlación fue obtenida en experimentos con agua y aire, con  $d_2/d_1 = 1.65, 2.45, y 17$  y en el rango de  $Re_{d_h} = 12.000 \div 220.000$ . Para secciones anulares,  $d_h = d_2 - d_1$ . Además de la correlación de Monrad y Pelton mencionada, existen otras propuestas en la bibliografía.

### B4. Coeficientes superficiales de transf. de calor en cavidades con paredes verticales isotermas

Se trata de cavidades de altura  $H$  y ancho  $W$ . Las paredes verticales son isotermas (la pared izquierda a  $T_1$  y la derecha a  $T_2$ ), mientras que las paredes horizontales (superior e inferior) son adiabáticas. El flujo calorífico (por unidad de área, que va de la pared 1 a la pared 2 viene dado por:  $\dot{q}_{12} = \bar{\alpha} (T_1 - T_2)$ . Las correlaciones que se indican más abajo se han obtenido por Seki et al. para cavidades con  $5 < H/W < 47.5$ .



En régimen laminar ( $10^7 < Ra_H < 4 \cdot 10^9$ ):  $\overline{Nu}_H = 0.36(H/W)^{-0.11} Ra_H^{0.25} Pr^{0.051} \quad (1)$

En régimen de transición ( $4 \cdot 10^9 < Ra_H < 4 \cdot 10^{12}$ ):  $\overline{Nu}_H = 0.084 Ra_H^{0.3} Pr^{0.051} \quad (2)$

En régimen turbulento ( $4 \cdot 10^{12} < Ra_H$ ):  $\overline{Nu}_H = 0.039 Ra_H^{0.33} \quad (3)$

Nota: las propiedades termofísicas se calculan a  $T_m = (T_1 + T_2)/2$ .

Ver también las expresiones de convección natural en espacios cerrados presentadas al final del apartado C1.

## C. COEFICIENTES SUPERFICIALES DE TRANSF. DE CALOR (2)

Compendio de correlaciones de distintos autores recopiladas por H.Y.Wong (Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers, Longman, London, 1977).

A diferencia del apartado B, en este apartado el coeficiente superficial de transferencia de calor se identifica por  $h$  ( $W/m^2K$ ), la conductividad térmica por  $k$  ( $W/mK$ ), y la temperatura por  $\theta$  ( $K$  o  $^{\circ}C$ ). El resto de variables siguen la notación usual. En cualquier caso, las fichas que facilita Wong incluyen al inicio una descripción detallada de las distintas variables y grupos adimensionales.

Las correlaciones que se adjuntan son:

- Apartado C1: Convección natural
- Apartado C2: Convección forzada en el interior de conductos (flujo incompresible)
- Apartado C3: Convección forzada en placas (flujo incompresible)
- Apartado C4: Convección forzada en placas (flujo compresible a elevadas velocidades)
- Apartado C5: Convección forzada en el exterior de objetos (flujo incompresible)
- Apartado C6: Convección forzada en el exterior de objetos en rotación (flujo incompresible)
- Apartado C7: Coeficientes de fricción en el interior de conductos

### C1. Convección natural

Formulas

$$\bar{N}_{Da} = C (Gr \cdot Pr)^n K$$

$$\dot{q} = \bar{h}(\theta_w - \theta_f)A \quad (W)$$

Notations

$$\bar{N}_{Da} \quad \text{overall Nusselt no.} = \frac{\bar{h}X}{k}$$

$$\bar{h} \quad \text{overall heat transfer coefficient} = \frac{\dot{q}}{A(\theta_w - \theta_f)} \quad (W/m^2 \cdot ^{\circ}C)$$

$\dot{q}$  rate of heat transfer (W)

$X$  characteristic length of the system (m)

$k$  fluid thermal conductivity ( $W/m \cdot ^{\circ}C$ )

$\theta_w$  wall temperature ( $^{\circ}C$ )

$\theta_f$  fluid bulk temperature ( $^{\circ}C$ )

$\Delta\theta$  temperature difference ( $\theta_w - \theta_f$ ) ( $^{\circ}C$ )

$A$  surface area for heat transfer calculations ( $m^2$ )

$$Gr \quad \text{Grashof no.} = \frac{g\beta\Delta\theta X^3}{\nu^2}$$

$\beta$  coefficient of volumetric thermal expansion'

$T_f$  absolute bulk temperature of fluid (K)

$\rho$  density of fluid ( $kg/m^3$ )

$\mu$  viscosity of fluid ( $kg/ms$ )

$g$  gravitational acceleration ( $9.81 m/s^2$ )

$$Pr \quad \text{Prandtl no.} = \frac{\mu c_p}{k}$$

$c_p$  specific heat of fluid ( $J/kg \cdot ^{\circ}C$ )

$C$  a constant

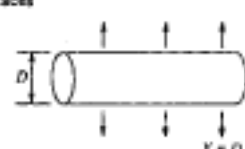

$n$  index

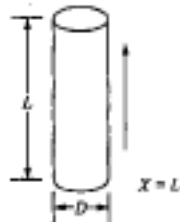
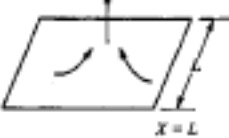
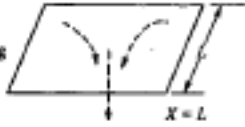

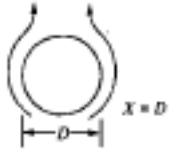
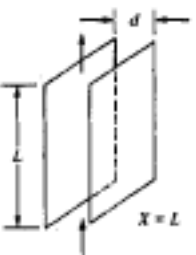
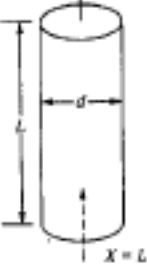
$K$  a dimensionless correction function

Property values at film temperature,

$$\theta_m = (\theta_w + \theta_f)/2.$$

For exposed surfaces, it is assumed that laminar convection occurs when  $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$  and that turbulent convection occurs when  $Gr \cdot Pr > 10^9$ . Convection of negligible intensity exists when  $Gr \cdot Pr < 10^3$ .

No	System	Schematic presentation	C	n	K	Operating conditions	References
Exposed surfaces							
1	Horizontal cylinder		0.47	$\frac{1}{4}$	1	Laminar flow	3.9
			0.1	$\frac{1}{4}$	1	Turbulent flow	3.9
2	Vertical plate and vertical cylinder with large diameter		0.8	$\frac{1}{4}$	$\left[1 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{Pr}}\right)^2\right]^{-1/4}$	Laminar flow; to obtain local $Nu_x$ , use $C = 0.6$ , $X = x$ ; formula applicable to vertical cylinder when $\frac{D}{L} > 38 (Gr)^{-1/4}$	3.8
			0.0246	$\frac{1}{4}$	$[Pr^{1/4} / (1 + 0.494 Pr^{2/3})]^{1/2}$	Turbulent flow; to obtain local $Nu_x$ , use $C = 0.0296$ and $X = x$	3.10

No.	System	Schematic presentation	C	n	K	Operating conditions	References
3	Vertical cylinder with small diameter		0.686	$\frac{1}{4}$	$[Pr/(1 + 1.05 Pr)]^{1/4}$	Laminar flow; $\bar{Nu}_{total} = \bar{Nu} + 0.52 \frac{L}{D}^*$	3.13
4	Heated horizontal plate facing upward		0.54	$\frac{1}{4}$	1	Laminar flow;	3.9 for circular disc of diameter D, use $X = 0.9D$
			0.14	$\frac{1}{4}$	1	Turbulent flow	
5	Heated horizontal plate facing downward		0.27	$\frac{1}{4}$	1	Laminar flow only	3.20
6	Moderately inclined plate		0.8	$\frac{1}{4}$	$\left[ \frac{\cos \phi}{1 + \left( \frac{1}{\sqrt{Pr}} \right)^2} \right]^{1/4}$	Laminar flow (multiply Gr <sub>c</sub> by cos phi in the formula for vertical plate)	
7	Sphere		0.49	$\frac{1}{4}$	1	Laminar flow (air)	3.13
<p>Exposición alternativa de Churchill (2002) para <math>Gr_D Pr &lt; 10^{11}</math> y <math>Pr &gt; 0.7</math>:</p> $Nu_d = 2 + \frac{0.589(Gr_D Pr)^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$							
<b>Espacios semicerrados y cerrados:</b>							
8	Two vertical parallel plates at the same temperature		0.04	1	$(d/L)^3$	Air layer	3.7
9	Hollow vertical cylinder with open ends		0.01	1	$(d/L)^3$	Air column	3.7

**C1 (v 3). Convección natural**

No.	System	Schematic presentation	C	n	K	Operating conditions	References
10	Two horizontal parallel plates hot plate uppermost	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> <math>X = d</math></p>	0.27	$\frac{1}{4}$	1	Pure conduction $\dot{q} = k \frac{(\theta_h - \theta_c)}{d}$ Laminar (air) $3 \times 10^4 < Gr < Pr < 3 \times 10^{10}$	3.20
11	Two horizontal parallel plates cold plate uppermost	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> <math>X = d</math></p>	0.195	$\frac{1}{4}$	$Pr^{-1/4}$	Laminar (air) $10^6 < Gr < 4 \times 10^9$	3.19
12	Two vertical parallel plates at different temperatures (h for both surfaces)	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> for <math>\frac{L}{d} &gt; 1</math> <math>X = d</math></p>	0.18	$\frac{1}{4}$	$(L/d)^{-1/2} (Pr)^{-1/4}$	Laminar (air) $2 \times 10^6 < Gr < 2 \times 10^9$	3.19
			0.065	$\frac{1}{4}$	$(L/d)^{-1/2} (Pr)^{-1/3}$	Turbulent (air) $2 \times 10^7 < Gr < 10^7$	3.19
13	Two inclined parallel plates	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> <math>X = d</math></p>	$\bar{Nu} = \frac{1}{2} (\bar{Nu}_{\text{vert.}} \cos \phi + \bar{Nu}_{\text{horiz.}} \sin \phi)$				
14	Two concentric cylinders	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> <math>X = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)</math> <math>A = 2\pi XL</math></p>	0.317	$\frac{1}{4}$	$\left[ X^3 \left( \frac{1}{d_1^{1/4}} + \frac{1}{d_2^{1/4}} \right)^4 \right]^{-1/4}$	Laminar flow	3.48
15	Two concentric spheres	<p><math>\Delta\theta = \theta_h - \theta_c</math> <math>X = \frac{1}{2}(d_2 - d_1)</math> <math>A = 2\pi X(d_2 + d_1)</math></p>	0.61	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2(d_2 + d_1)} \times \left[ X^3 \left( \frac{1}{d_1^{1/4}} + \frac{1}{d_2^{1/4}} \right)^4 \right]^{-1/4}$	Laminar flow	3.48

## C2. Convección forzada en el interior de conductos (flujo incompresible)

Formula

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re^m Pr^n K$$

Notation

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$\bar{h}$  overall coefficient of heat transfer ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$k$  fluid thermal conductivity ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$\rho$  fluid density ( $kg/m^3$ )

$c_p$  fluid specific heat ( $J/kg \cdot ^\circ C$ )

$\mu$  fluid viscosity ( $kg/ms$ )

$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho A}$  = mean flow velocity (m/s)

$\dot{m}$  mass flow rate (kg/s)

$A$  internal cross-sectional area of the tube ( $m^2$ )

$D = \frac{4A}{p}$  = hydraulic diameter (m)

$p$  perimeter of section (m)

$\theta_w$  tube wall temperature ( $^\circ C$ )

The heat transfer rate can be evaluated from

$$q = \bar{h} A \Delta \theta_{lm} = \bar{Nu}_D k A \Delta \theta_{lm} / D \quad (W)$$

where

$\Delta \theta_{lm}$  = logarithmic mean temperature difference

$$= \frac{(\theta_w - \theta_{f1}) - (\theta_w - \theta_{f2})}{\ln \left[ \frac{(\theta_w - \theta_{f1})}{(\theta_w - \theta_{f2})} \right]} \quad (^\circ C)$$


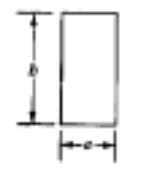
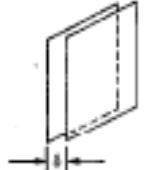


$$\text{Graetz number: } Gz = \frac{m c_p}{k l} = \frac{\pi d}{4 l} Re Pr$$

Property values are to be taken at the mean

fluid bulk temperature  $\theta_b = (\theta_{f1} + \theta_{f2})/2$ ,

where  $\theta_{f1}$  is the fluid inlet temperature, and

$\theta_{f2}$  the fluid outlet temperature.

No.	Cross-section	$D$	$C$	$m$	$n$	$K$	Operating conditions	
1		$d$	1.86	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\left(\frac{d}{l}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	Laminar flow short tube, $Re < 2000, Gz > 10$	
		$d$	3.66	0	0	1	Laminar flow long tube, $Re < 2000, Gz < 10$	
		$d$	0.023	0.8	0.4	1	Turbulent flow of gases, $Re > 2000$	
		$d$	0.027	0.8	0.33	$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	Turbulent flow of highly viscous liquids, $0.7 < Pr < 100$	
2		$\frac{b}{a} = 1$	$a$	2.98	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
		1.4	1.17 $a$	3.08	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
		2	1.33 $a$	3.39	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
		3	1.5 $a$	3.96	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
		4	1.6 $a$	4.44	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
		8	1.78 $a$	5.95	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$
$\infty$	2.0 $a$	7.54	0	0	1	Laminar flow, $Re < 2000$		
3		$2b$	1.85	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\left(\frac{2b}{l}\right)^{1/3}$	Laminar flow, $Re < 2000$ , $\left(Re \cdot Pr \frac{2b}{l}\right) > 70$	
		$2b$	7.54	0	0	1	$\left(Re \cdot Pr \frac{2b}{l}\right) < 70$	
4		$0.58 a$	1.3	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\left(\frac{0.58 a}{l}\right)^{1/3}$	Laminar flow, $Re < 2000$ , $\left(Re \cdot Pr \frac{0.58 a}{l}\right) > 7$	
		$0.58 a$	2.47	0	0	1	$\left(Re \cdot Pr \frac{0.58 a}{l}\right) < 7$	
5	Two parallel plates		$4b$	4.86	0	0	1	Laminar flow

### C3. Convección forzada en placas (flujo incompresible)

Formula

$$q = hA(\theta_w - \theta_f) \quad (W)$$

Notations

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \text{ local Nusselt number at location } x$$

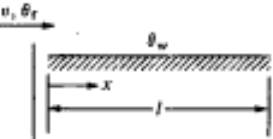
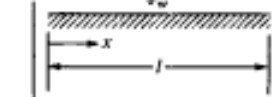
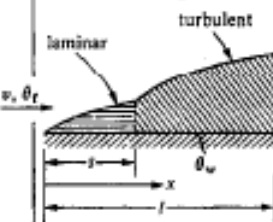
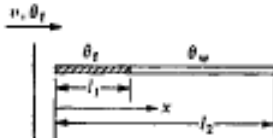
$$\bar{Nu}_x = \frac{\bar{h}x}{k} \text{ overall Nusselt number over heated area up to the distance } x \text{ measured from the leading edge}$$

$$Re_x = \frac{\rho v x}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

- $\rho$  fluid density (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\mu$  fluid viscosity (kg/ms)  
 $c_p$  Specific heat of fluid (J/kg °C)  
 $k$  thermal conductivity of fluid (W/m °C)  
 $A$  heated surface area up to the distance  $x$  (m<sup>2</sup>)  
 $v$  free stream velocity (m/s)  
 $l$  length of surface (m)  
 $x$  distance measured from the leading edge (m)

Property values are to be taken at the mean film temperature  $\theta_m = \frac{\theta_w + \theta_f}{2}$

No.	Flow along a plane surface	Formulae	Operating conditions
1	Pure flow regime 	$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (local) $\bar{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (mean)	Laminar flow, $Re < 5 \times 10^5, 0 < x < l$
		$Nu_x = 0.029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$ (local) $\bar{Nu}_x = 0.037 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$ (mean)	Turbulent flow, $Re > 5 \times 10^5, 0 < x < l$
2	Mixed flow regime 	Mean $\bar{Nu}_x$ over the distance $0 < x < l$ $Nu_x = 0.037 Pr^{1/3} (Re_x^{4/5} - C)$ where $C = 23\,500$ for $(Re)_{cr} = 5 \times 10^5$ $C = 14\,200$ for $(Re)_{cr} = 3 \times 10^5$ $C = 4\,300$ for $(Re)_{cr} = 10^5$	Laminar flow up to distance $s$ where the critical $(Re)_{cr}$ occurs, and thereafter turbulent flow to $x > s$
3	Partial wall heating 	$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} [1 - (l_1/x)^{3/4}]^{-1/3}$ (local) $\bar{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \left[ 1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{3/4} \right]^{2/3} \left/ \left(1 - \frac{l_1}{x}\right) \right.$ (mean)	Laminar flow, $Re < 5 \times 10^5, l_1 < x < l_2$
		$Nu_x = 0.029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \left[ 1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{9/10} \right]^{-1/9}$ (local) $\bar{Nu}_x = 0.037 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \left[ 1 - \left(\frac{l_1}{x}\right)^{9/10} \right]^{8/9} \left/ \left(1 - \frac{l_1}{x}\right) \right.$ (mean)	Turbulent flow, $Re > 5 \times 10^5, l_1 < x < l_2$

#### C4. Convección forzada en placas (flujo compresible a elevadas velocidades)

##### Notations

$h$	heat transfer coefficient based on the reference temperature	$(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$
$h_f$	heat transfer coefficient based on the reference enthalpy	$(kg/m^2 s)$
$C_f$	skin friction coefficient (defined in the same way as the friction factor $f = \tau_w / \frac{1}{2} \rho v_\infty^2$ )	
$c_p$	specific heat at constant pressure	$(J/kg \text{ } ^\circ C)$
$M$	Mach number = $v_\infty / a_\infty$	
$x$	distance measured from the leading edge	$(m)$
$x_{cr}$	critical distance for transition from laminar to turbulent flow	
$r$	recovery factor = $(T_r - T_w) \left  \frac{v_\infty^2}{2c_p} \right.$ based on temperature = $(i_r - i_w) \left  \frac{v_\infty^2}{2} \right.$ based on enthalpy	
$R$	specific gas constant	$(\text{for air, } R = 287 \text{ J/kg K})$
$\rho$	fluid density	$(kg/m^3)$
$\mu$	fluid viscosity	$(kg/m s)$
$k$	fluid thermal conductivity	$(W/m \text{ } ^\circ C)$
$i$	specific enthalpy = $\int_0^T c_p dT$	$(J/kg)$
$v_\infty$	free stream velocity	$(m/s)$
$a_\infty$	free stream sound speed = $\sqrt{\gamma R T_\infty}$	$(m/s)$
$T$	absolute temperature	$(K)$
$\gamma$	specific heat ratio = $c_p / c_v$	
$St^*$	Stanton number = $\frac{h}{\rho^* c_p^* v_\infty} = \frac{h_f}{\rho^* v_\infty}$	
$Pr^*$	Prandtl number = $\frac{c_p^* \mu^*}{k^*}$	
$Re^*$	Reynolds number = $\frac{\rho^* v_\infty x}{\mu^*}$	
$Nu^*$	Nusselt number = $\frac{h x}{k^*}$	

##### Suffixes:

$i$	enthalpy
$\infty$	free stream
$r$	recovery
$w$	wall

The superscript \* indicates that property values are to be evaluated at either the reference temperature  $T^*$  or at a temperature corresponding to the reference enthalpy  $i^*$ .

	For constant $c_p$	For variable $c_p$
Heat transfer flux $(W/m^2)$	$\dot{q} = h(T_r - T_w)$	$\dot{q} = h_f(i_r - i_w)$
Reference temperature (K) or reference enthalpy (J/kg)	$T^* = T_\infty + 0.5(T_w - T_\infty) + 0.22(T_r - T_\infty)$	$i^* = i_\infty + 0.5(i_w - i_\infty) + 0.22(i_r - i_\infty)$
Recovery temperature (K) or recovery enthalpy (J/kg)	$T_r = T_\infty + r \frac{v_\infty^2}{2c_p}$	$i_r = i_\infty + r_1 \frac{v_\infty^2}{2}$
Recovery factor	$r = (Pr^*)^{1/2}$ laminar $r = (Pr^*)^{1/3}$ turbulent	$r_1 = (Pr^*)^{1/2}$ laminar $r_1 = (Pr^*)^{1/3}$ turbulent
Stanton number $St^* = \frac{C_f}{2} (Pr^*)^{-2/3}$	$St^* = \frac{h}{\rho^* c_p v_\infty}$	$St^* = \frac{h_f}{\rho^* v_\infty}$
<i>Flat plate formulae</i>		
Local skin friction coefficient	$C_f = 0.664 (Re^*)^{-1/2}$ (Pohlhausen), laminar flow, $Re < 5 \times 10^5$ $C_f = 0.0592 (Re^*)^{-0.2}$ (Blasius), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^7$ $C_f = 0.288 (\log_{10} Re^*)^{-2.45}$ (Prandtl-Schlichting), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^7$	
Mean skin friction coefficient	$\bar{C}_f = 1.328 (Re^*)^{-1/2}$ (Pohlhausen), laminar flow, $Re < 5 \times 10^5$ $\bar{C}_f = 0.074 (Re^*)^{-0.2}$ (Blasius), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^7$ $\bar{C}_f = 0.455 (\log_{10} Re^*)^{-2.58}$ (Pewndtl Schlichting), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^9$	
Nusselt number ( $Nu = St \cdot Re \cdot Pr$ )	$Nu^* = 0.332 (Re^*)^{1/2} (Pr^*)^{1/3}$ (Pohlhausen), laminar flow, $Re < 5 \times 10^5$ $Nu^* = 0.029 (Re^*)^{0.8} (Pr^*)^{1/3}$ (Blasius), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^7$ $Nu^* = 0.144 Re^* (Pr^*)^{1/3} / (\log_{10} Re^*)^{2.45}$ (Prandtl-Schlichting), turbulent flow, $5 \times 10^5 < Re < 10^9$	
Mean $\bar{h}$ from $x = 0$ to $x > x_{cr}$	$\bar{h} = 0.036 \frac{k^*}{x} \{ (Pr^*)^{1/3} [ (Re_x^*)^{0.3} - (Re_{x_{cr}}^*)^{0.3} ] + 18.5 (Re_{x_{cr}}^*)^{0.5} \}$ laminar flow occurs: $x = 0$ to $x = x_{cr}$ , turbulent flow occurs: $x > x_{cr}$ (Blasius)	

**C5. Convección forzada en el exterior de objetos y de haces de tubos (flujo incompresible)**


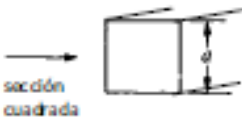
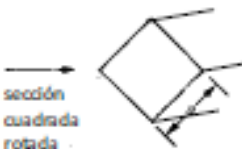
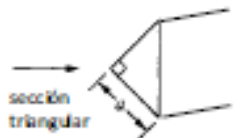
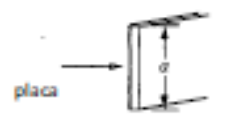
*Formulae*

$\bar{Nu} = C Re^m$  for circular cylinder and air  
 $\bar{Nu} = 0.43 + C Re^m$  for cylinders of other cross-sections and air  
 $\bar{Nu} = 0.43 + C Re^m Pr^{0.31}$  for liquids  
 $q = \bar{Nu} kA (\theta_w - \theta_f)/X$

*Notations*

$\bar{Nu} = \frac{hX}{k}$	$\rho$	fluid density (kg/m <sup>3</sup> )
	$\mu$	fluid viscosity (kg/ms)
	$c_p$	specific heat (J/kg °C)
$Re = \frac{\rho v X}{\mu}$	$h$	overall heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> °C)
	$k$	thermal conductivity (W/m °C)
	$A$	surface area (m <sup>2</sup> )
$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$	$\theta_w$	wall temperature (°C)
	$\theta_f$	fluid bulk temperature (°C)

The wall surfaces are assumed to be smooth. The property values are to be taken at the mean temperature  $(\theta_w + \theta_f)/2$ .

Cross-section	C	m	Range of Re	Characteristic length X
 sección cilíndrica	0.437	0.0895	10 <sup>-4</sup> – 4 × 10 <sup>-3</sup>	d
	0.565	0.136	4 × 10 <sup>-3</sup> – 9 × 10 <sup>-2</sup>	d
	0.800	0.280	9 × 10 <sup>-2</sup> – 1	d
	0.795	0.384	1 – 35	d
	0.583	0.471	35 – 5 × 10 <sup>3</sup>	d
	0.148	0.633	5 × 10 <sup>3</sup> – 5 × 10 <sup>4</sup>	d
	0.0208	0.814	5 × 10 <sup>4</sup> – 5 × 10 <sup>5</sup>	d
 sección cuadrada	0.178	0.699	2.5 × 10 <sup>3</sup> – 8 × 10 <sup>3</sup>	$\frac{4a}{\pi}$
	0.102	0.675	5 × 10 <sup>3</sup> – 10 <sup>5</sup>	$\frac{4a}{\pi}$
 sección cuadrada rotada	0.290	0.624	2.5 × 10 <sup>3</sup> – 7.5 × 10 <sup>3</sup>	$\frac{4a}{\pi}$
	0.246	0.588	5 × 10 <sup>3</sup> – 10 <sup>5</sup>	$\frac{4a}{\pi}$
 sección triangular	0.276	0.61	3 × 10 <sup>3</sup> – 2 × 10 <sup>4</sup>	1.09 a
 placa	0.227	0.731	4 × 10 <sup>3</sup> – 1.5 × 10 <sup>4</sup>	$\frac{2a}{\pi}$

Caso de flujo de aire alrededor de **ESFERAS**. Whitaker propone ( $3.5 < Re_d < 7.6 \cdot 10^4$ ,  $0.71 < Pr < 380$ ,  $1.0 < \mu/\mu_w < 3.20$ ):

$$\bar{Nu}_d = 2 + (0.4Re_d^{1/2} + 0.06Re_d^{2/3}) Pr^{0.4} (\mu/\mu_w)^{1/4}$$

donde las propiedades termofísicas se evalúan a la temperatura exterior ( $T_\infty$ ), excepto  $\mu_w$  que se evalúa a la temperatura del fluido en contacto con la esfera.

**C5 (v 2). Convección forzada en el exterior de objetos y de haces de tubos (flujo incompresible)**

Formula

$$\bar{Nu} = C Re^{0.6} Pr^{0.3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Notations

$$\bar{Nu} = \frac{hd}{k}$$

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

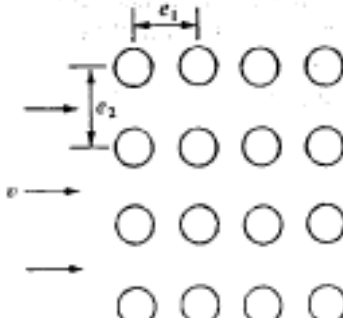
$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

- $h$  overall coefficient of heat transfer (W/m<sup>2</sup> °C)
- $\rho$  fluid density (kg/m<sup>3</sup>)
- $\mu$  fluid viscosity (kg/ms)
- $\mu_w$  fluid viscosity at  $\theta_w$  (kg/ms)
- $c_p$  specific heat at constant pressure (J/kg °C)
- $k$  fluid thermal conductivity (W/m °C)
- $v$  free flow velocity (W/m °C)
- $d$  pipe diameter (m)

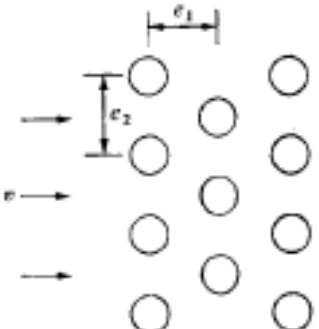
The values of  $C$  given below are derived from Reference 3.9. They are valid for  $2\,000 < Re < 4 \times 10^4$ .

The property values are to be evaluated at the mean film temperature

$$\theta_m = \frac{\theta_w + \theta_f}{2}$$

	Values of $C$				
	$e_1/d$	1.25	2	3	4
$e_2/d$	1.25	0.888	0.890	0.880	0.835
	2	0.613	0.613	0.638	0.632
	3	0.427	0.427	0.500	0.504
	4	0.356	0.356	0.421	0.421

in-line pipe bank

	Values of $C$				
	$e_1/d$	1.25	2	3	4
$e_2/d$	1.25	0.953	0.937	0.875	0.812
	2	0.686	0.669	0.638	0.611
	3	0.559	0.544	0.506	0.500
	4	0.489	0.488	0.466	0.442

staggered pipe bank

## C6. Convección forzada en el exterior de objetos en rotación (flujo incompresible)

Formula

$$\dot{q} = h(\theta_w - \theta_f) \quad (\text{W/m}^2)$$

Notations

$\bar{Nu}$	mean Nusselt number = $\frac{hX}{k}$
$Re$	Reynolds number = $\frac{\omega X^2}{\nu}$
$Gr$	Grashof number = $\frac{\beta \rho X^3 \Delta \theta}{\mu^2}$
$Pr$	Prandtl number = $\frac{c_p \mu}{k}$
$\nu$	kinematic viscosity = $\mu/\rho$ (m <sup>2</sup> /s)
$\mu$	dynamic viscosity (kg/ms)
$\rho$	fluid density (kg/m <sup>3</sup> )
$\omega$	angular velocity of rotation (rad/s)
$X$	characteristic length (m)
$\beta$	coefficient of volumetric expansion (K <sup>-1</sup> )
$h$	coefficient of heat transfer (W/m <sup>2</sup> °C)
$k$	thermal conductivity of fluid (W/m°C)
$c_p$	specific heat at constant pressure (J/kg°C)
$\Delta \theta$	temperature difference = ( $\theta_w - \theta_f$ ) (°C)
$\theta_w$	wall temperature (°C)
$\theta_f$	fluid bulk temperature (°C)
$g$	gravitational acceleration (m/s <sup>2</sup> )
$\alpha$	half vertex angle of cone
$R$	radius (m)
$D$	diameter (m)
$C_D$	surface drag coefficient
$v_\infty$	fluid crossflow velocity (m/s)

The fluid physical properties may be taken at the mean temperature  $(\theta_w + \theta_f)/2$ .

No.	System	Schematic presentation	Formulae	Conditions	Reference
1	Rotating disc		$\bar{Nu} = (0.377 + 0.105 Pr) Re^{0.5}$ $\bar{Nu} = 1.1 Re^{0.5}$ $\bar{Nu} = 0.015 Re^{0.8}$ $\bar{Nu} = 0.015 Re^{0.8} - 100 \left(\frac{r_c}{R}\right)^2$ $\bar{Nu} = 0.4 (Re^2 + Gr)^{0.24}$ <p>where</p> $\bar{Nu} = \frac{hR}{k}, \quad Ro = \frac{\omega R^2}{\nu}$ $Gr = \frac{\beta g R^3 \pi^{3/2} \Delta \theta}{\mu^2}$	Laminar flow, $Re < 2.5 \times 10^5$ , $0.7 < Pr < 5.0$ Laminar flow, $Re < 2.5 \times 10^5$ , $Pr = 10$ Turbulent flow, $Re > 2.5 \times 10^5$ , $Pr = 0.72$ Laminar flow between $r = 0$ and $r = r_c$ , turbulent flow between $r = r_c$ and $r = R$ where $r_c = (2.5 \times 10^5 \nu / \omega)^{1/2}$ , $Pr = 0.72$ Combined effects of free con- vection and rotation in laminar flow (axis horizontal)	3.33, 3.31 3.33 3.33 3.31 3.32
2	Rotating cone		$\bar{Nu} = 0.515 (Gr)^{0.25}$ $\bar{Nu} = 0.33 Re^{0.5}$ $\bar{Nu} = Re^{0.5} [0.33] + 0.412 (Gr/Re^2)^{0.25} + \dots$ <p>where</p> $\bar{Nu} = \frac{hL}{k}, \quad Re = \frac{\omega L^2 \sin \alpha}{\nu}$ $Gr = \frac{\beta g L^3 \cos \alpha \Delta \theta}{\mu^2}$	Laminar free convection, $Pr = 0.72, Gr/Re^2 > 2.0$ Forced convection, $Pr = 0.72$ , $Gr/Re^2 < 0.05$ Combined free and forced con- vection, $Pr = 0.72$ , $0.2 < Gr/Re^2 < 1.0$	3.38 3.32, 3.40 3.32
3	Rotating cylinder		$\bar{Nu} = 0.456 (Gr \cdot Pr)^{0.28}$ $\bar{Nu} = 0.18 [(0.5 Re^2 + Gr) Pr]^{0.242}$	Free convection, $Re < (Gr/Pr)^{0.5}$ Combined free and forced convection, $Re < 5 \times 10^4$	3.34 3.32

### C7. Coeficientes de fricción en el interior de conductos

En esta sección el coeficiente de fricción se define como:  $f = \frac{\tau_w}{\rho v^2/2}$ .

Notación:  $\bar{v}$  es la velocidad media del fluido (m/s);  $\rho$  es la densidad (kg/m<sup>3</sup>);  $D$  es el diámetro hidráulico (ver apartado B3) (m);  $\tau_w$  es la tensión cortante en la pared (N/m<sup>2</sup>);  $Re$  es el número de Reynolds ( $Re = \rho v D / \mu$ );  $\mu$  es la viscosidad dinámica (kg/ms);  $\epsilon$  la rugosidad absoluta (m).

No.	Duct	Cross-sectional shape	Hydraulic Diameter $D$	Friction factor $f$	Pressure drop $\Delta p s^2 / (\rho b_m)$	Operating conditions		
1	Circular tube		$\epsilon$	$16 Re^{-1}$	32	$Re < 2,000$		
				$0.079 Re^{-0.25}$	$0.158 Re^{0.75}$	$5 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^4$ for $\frac{\epsilon}{D} < 0.0001$		
				$0.096 Re^{-0.25}$	$0.192 Re^{0.75}$	$5 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^4$ for $\frac{\epsilon}{D} \approx 0.004$		
				$0.046 Re^{-0.2}$	$0.092 Re^{0.8}$	$3 \times 10^4 < Re < 3 \times 10^6$ for $\frac{\epsilon}{D} < 0.0001$ for $\frac{\epsilon}{D} \approx 0.004$		
				$0.078 Re^{-0.2}$	$0.156 Re^{0.8}$	$3 \times 10^4 < Re < 3 \times 10^6$ for $\frac{\epsilon}{D} \approx 0.004$		
<p>Alternativamente a estas expresiones, y de forma mucho más general, puedes utilizar la de Churchill (1977), válida para la zona turbulenta en un amplio rango de <math>Re</math> y de rugosidades absolutas <math>\epsilon</math>:</p> $f = 2 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^2} \right]^{1/12}$ <p>siendo: <math>A = \left\{ 2.457 \ln \left[ \frac{1}{(7/Re)^{0.79} + 0.27 \epsilon / d} \right] \right\}^{16}</math> y <math>B = (37530/Re)^{16}</math>.</p>								
2	Ellipse		$\frac{a}{b} = 0.7$	1.17 $\sigma$	$16.25 Re^{-1}$	23.7	Laminar flow	
				0.5	1.3 $\sigma$	$17 Re^{-1}$	20.1	Laminar flow
				0.3	1.44 $\sigma$	$18.25 Re^{-1}$	17.6	Laminar flow
				0.2	1.5 $\sigma$	$19 Re^{-1}$	16.9	Laminar flow
				0.1	1.55 $\sigma$	$19.5 Re^{-1}$	16.2	Laminar flow
3	Rectangle		$\frac{b}{a} = 1.0$	$\sigma$	$14.25 Re^{-1}$	28.5	Laminar flow	
				1.25	1.11 $\sigma$	$14.4 Re^{-1}$	23.4	Laminar flow
				1.67	1.25 $\sigma$	$15.0 Re^{-1}$	19.2	Laminar flow
				2.0	1.33 $\sigma$	$15.5 Re^{-1}$	17.5	Laminar flow
				3.0	1.5 $\sigma$	$17.25 Re^{-1}$	15.3	Laminar flow
				4.0	1.6 $\sigma$	$18.25 Re^{-1}$	14.3	Laminar flow
				5.0	1.67 $\sigma$	$19.0 Re^{-1}$	13.6	Laminar flow
				8.0	1.78 $\sigma$	$20.75 Re^{-1}$	13.1	Laminar flow
				10.0	1.82 $\sigma$	$21.25 Re^{-1}$	12.8	Laminar flow
4	Equilateral triangle		$0.58 \sigma$	$13.25 Re^{-1}$	78.8	Laminar flow		
5	Circular annulus		$d_o - d_i$	$21.3 Re^{-1}$	44.6	Laminar flow, $d_i/d_o = 0.1$		
				$24 Re^{-1}$	48	Laminar flow, $d_i/d_o > 0.5$		
				$0.085 Re^{-0.25}$	$0.17 Re^{0.75}$	$6 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^5$ , $d_i/d_o < 0.56$		
6	Two parallel plates		$2a$	$24 Re^{-1}$	12	Laminar flow		

## D. PROPIEDADES TERMOFISICAS

En este apartado encontrarás primeramente expresiones algebraicas para el cálculo de las propiedades físicas del aire, agua y un tipo de aceite térmico. Te servirán para la realización de ejercicios en donde se requiera la programación. En estas correlaciones  $\rho$  es la densidad,  $c_p$  el calor específico a presión constante,  $\lambda$  la conductividad térmica y  $\mu$  la viscosidad dinámica.

Después tienes las siguientes tablas de propiedades termofísicas: i) Tabla B-1 ( $\rho, c_p, k, \alpha$ ): Materiales metálicos; ii) Tabla B-3 ( $\rho, c_p, \nu, k, \alpha, Pr, \beta$ ): Líquidos (agua en condiciones de saturación, aceite, glicerina y mercurio); iii) Tabla B-4 ( $\rho, c_p, \mu, \nu, k, \alpha, Pr$ ): Gases a presión atmosférica (aire, vapor de agua, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno); iv) Tabla B-5 ( $\rho, c_p, k, \alpha$ ): Materiales no metálicos; v) Tabla B-6 ( $k$ ): Materiales aislantes; vi) Tabla B-10 ( $\epsilon_n, \epsilon$ ): Propiedades radiantes de distintos materiales.

La mayoría de estas tablas se han extraído del libro de Eckert y Drake, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, 1972. En estas tablas  $t$  y  $T$  representan la temperatura en  $^{\circ}\text{C}$  y  $K$  respectivamente,  $k$  es la conductividad térmica (en lugar de  $\lambda$ ),  $\mu$  es la viscosidad dinámica,  $\nu$  es la viscosidad cinemática ( $\nu = \mu / \rho$ ), y  $\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica (para el caso de gases,  $\beta \approx 1/T$  con  $T$  en  $K$ ). También se da un  $\alpha$  que representa la difusividad térmica ( $\alpha = k / \rho c_p$ ); obviamente, no tiene nada que ver con el coeficiente superficial de transferencia de calor de las secciones B y C de este documento. Ojo! En algunas tablas las propiedades se han de multiplicar por el valor  $10^n$  indicado en la parte superior de la columna afectada.

**Propiedades termofísicas en forma algebraica del aire, agua y aceite térmico** (para agua y aire ver tablas B3 y 4)

**Aire seco** (rango:  $T = 100 + 2500 K$ , excepto  $\lambda$ ) ( $T$  en  $K$ ) ( $\mu_1$  para  $T < 1500 K$ ;  $\mu_2$  para  $T \geq 1500 K$ ):

$$\rho = \frac{p}{287T}$$

$$c_p (\text{J/kgK}) = 1034.09 - 2.849 \cdot 10^{-3}T + 7.817 \cdot 10^{-4}T^2 - 4.971 \cdot 10^{-7}T^3 + 1.077 \cdot 10^{-10}T^4$$

$$\mu_1 (\text{kg/ms}) = \frac{1.458 \cdot 10^{-6}T^{1.5}}{T + 110.40}; \quad \mu_2 (\text{kg/ms}) = \frac{2.5393 \cdot 10^{-5} \sqrt{T/273.15}}{1 + (122/T)}$$

$$\lambda \left( \frac{W}{mK} \right) = \frac{2.648 \cdot 10^{-3} \sqrt{T}}{1 + (245.4/T) \cdot 10^{-12/T}} \quad \text{para } T \leq 1300 K$$

$$Pr = \mu c_p / \lambda \quad \text{para } T < 1100 K; \quad Pr = 0.71 \quad \text{para } T \geq 1100 K$$

**Agua** en condiciones de saturación (rango:  $T = 273 + 573 K$ ) ( $T$  en  $K$ ) ( $\mu_1$  para  $T < 353 K$ ;  $\mu_2$  para  $T \geq 353 K$ ):

$$\rho \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 847.2 + 1.298T - 2.657 \cdot 10^{-3}T^2; \quad c_p (\text{J/kgK}) = 5648.8 - 9.140T + 14.21 \cdot 10^{-3}T^2$$

$$\lambda \left( \frac{W}{mK} \right) = -1.176 + 7.915 \cdot 10^{-3}T + 1.486 \cdot 10^{-5}T^2 - 1.317 \cdot 10^{-7}T^3 + 2.476 \cdot 10^{-10}T^4 - 1.556 \cdot 10^{-13}T^5$$

$$\mu_1 (\text{kg/ms}) = 0.9149 - 1.2563 \cdot 10^{-2}T + 6.9182 \cdot 10^{-5}T^2 - 1.9067 \cdot 10^{-7}T^3 + 2.6275 \cdot 10^{-10}T^4 - 1.4474 \cdot 10^{-13}T^5$$

$$\mu_2 (\text{kg/ms}) = 3.7471 \cdot 10^{-2} - 3.5636 \cdot 10^{-4}T + 1.3725 \cdot 10^{-6}T^2 - 2.6566 \cdot 10^{-9}T^3 + 2.5766 \cdot 10^{-12}T^4 - 1.0001 \cdot 10^{-15}T^5$$

**Aceite térmico para alta temperatura** (concretamente Thermiol 66) (rango:  $T = 273 + 653 K$ ) ( $T$  en  $K$ ):

$$\rho \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 1164.45 - 0.4389T - 3.21 \cdot 10^{-4}T^2; \quad c_p (\text{J/kgK}) = 658 + 2.82T + 8.97 \cdot 10^{-4}T^2$$

$$\lambda \left( \frac{W}{mK} \right) = 0.116 + 4.9 \times 10^{-5}T - 1.5 \cdot 10^{-7}T^2; \quad \nu (\text{m}^2/\text{s}) = \frac{\mu}{\rho} = e^{-16.096 + \frac{586.38}{T - 210.65}}$$

**Table B-1 Property values**

Metal	Properties at 20 C				Thermal conductivity $k$ , W/m K									
	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\rho_p$ , W/kg K	$k$ , W/m K	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	-100 C -148 F	0 C 32 F	100 C 212 F	200 C 392 F	300 C 572 F	400 C 752 F	600 C 1112 F	800 C 1472 F	1000 C 1832 F	1200 C 2192 F
Aluminum:														
Pure	2,707	$0.896 \times 10^3$	204	$8.418 \times 10^{-5}$	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumin) 94-96 Al, 3-5 Cu, trace Mg	2,787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Mg (Hydronalium) 91-95 Al, 5-9 Mg	2,611	0.904	112	4.764	93	109	125	142						
Al-Si (Silumin) 87 Al, 13 Si	2,659	0.871	164	7.099	149	163	175	185						
Al-Si (Silumin, copper bearing) 86.5 Al, 1 Cu	2,659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil) 78-80 Al, 20-22 Si	2,627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si 97 Al, 1 Mg, 1 Si, 1 Mn	2,707	0.892	177	7.311	175	189	204							
Lead	11,373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Iron:														
Pure	7,897	0.452	73	2.034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Wrought iron (C H 0.5 %)	7,849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Cast iron (C $\approx$ 4 %)	7,272	0.42	52	1.703										
Steel (C max $\approx$ 1.5 %)														
Carbon steel C $\approx$ 0.5 %	7,833	0.465	54	1.474			55	52	48	45	42	35	31	29
1.0 %	7,801	0.473	43	1.172			43	43	42	40	36	33	29	28
1.5 %	7,753	0.486	36	0.970			36	36	36	35	33	31	28	28
Nickel steel Ni $\approx$ 0 %	7,897	0.452	73	2.026										
10 %	7,945	0.46	26	0.720										
20 %	7,993	0.46	19	0.526										
30 %	8,073	0.46	12	0.325										
40 %	8,169	0.46	10	0.279										
50 %	8,266	0.46	14	0.361										
60 %	8,378	0.46	19	0.493										
70 %	8,506	0.46	26	0.666										
80 %	8,648	0.46	35	0.872										
90 %	8,762	0.46	47	1.156										
100 %	8,906	0.448	90	2.276										
Copper:														
Pure	8,954	$0.3831 \times 10^3$	385	$11.234 \times 10^{-6}$	407	386	379	374	369	363	353			
Aluminum bronze 95 cu, 5 Al	8,666	0.410	83	2.330										
Bronze 75 Cu, 25 Sn	8,666	0.343	26	0.859										
Red Brass 85 Cu, 9 Sn, 6 Zn	8,714	0.385	61	1.804			59	71						
Brass 70 Cu, 30 Zn	8,522	0.385	111	3.412	88		128	144	147	147				
German silver 62 Cu, 15 Ni, 22 Zn	8,618	0.394	24.9	0.733	19.2		31	40	45	48				
Constantan 60 Cu, 40 Ni	8,922	0.410	22.7	0.612	21		22.2	26						
Magnesium:														
Pure	1,746	1.013	171	9.708	178	171	168	163	157					
Mg-Al (electrolytic) 6-8 % Al, 1-2 % Zn	1,810	1.00	66	3.695			52	62	74	83				
Mg-Mn 2 % Mn	1,778	1.00	114	6.382			93	111	125	130				
Mg-Mn 2 % Mn	1,778	1.00	114	6.382			93	111	125	130				
Molybdenum	10,220	0.251	123	4.790	138	125	118	114	111	109	106	102	99	92
Nickel:														
Pure (99.9 %)	8,906	0.4459	90	2.266	104	93	83	73	64	59				
Impure (99.2 %)	8,906	0.444	69	1.747			69	64	59	55	52	55	62	67
Ni-Cr 90 Ni, 10 Cr	8,666	0.444	17	0.444			17.1	18.9	20.9	22.8	24.6			
80 Ni, 20 Cr	8,314	0.444	12.6	0.343			12.3	13.8	15.6	17.1	18.9	22.5		
Silver:														
Purest	10,524	0.2340	419	17.004	419	417	415	412						
Pure (99.9 %)	10,524	0.2340	407	16.563	419	410	415	374	362	360				
Tungsten	19,350	0.1344	163	6.271			166	151	142	133	126	112	76	
Zinc, pure	7,144	0.3843	112.2	4.106	114	112	109	106	100	93				
Tin, pure	7,304	0.2265	64	3.884	74	65.9	59	57						

**Table B-3 Property values of fluids in a saturated state**

$t, \text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{Ws/kg K}$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$\frac{k}{W/m \text{ K}}$	$\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Pr	$\beta, \text{K}^{-1}$
<b>Water, H<sub>2</sub>O</b>							
0	1,002.28	$4.2178 \times 10^3$	$1.788 \times 10^{-6}$	0.552	$1.308 \times 10^{-7}$	13.6	$0.18 \times 10^{-3}$
20	1,000.52	4.1818	1.006	0.597	1.430	7.02	
40	994.59	4.1784	0.658	0.628	1.512	4.34	
60	985.46	4.1843	0.478	0.651	1.554	3.02	
80	974.08	4.1964	0.364	0.668	1.636	2.22	
100	960.63	4.2161	0.294	0.680	1.680	1.74	
120	945.25	4.250	0.247	0.685	1.708	1.446	
140	928.27	4.283	0.214	0.684	1.724	1.241	
160	909.69	4.342	0.190	0.680	1.729	1.099	
180	889.03	4.417	0.173	0.675	1.724	1.004	
200	866.76	4.505	0.160	0.665	1.706	0.937	
220	842.41	4.610	0.150	0.652	1.680	0.891	
240	816.66	4.756	0.143	0.635	1.639	0.871	
260	786.87	4.949	0.137	0.611	1.577	0.874	
280.0	752.55	5.208	0.135	0.580	1.481	0.910	
300	714.26	5.728	0.135	0.540	1.324	1.019	

**Engine oil (unused)**

0	899.12	$1.796 \times 10^3$	0.00428	0.147	$0.911 \times 10^{-7}$	47,100	$0.70 \times 10^{-3}$
20	888.23	1.880	0.00090	0.145	0.872	10,400	
40	876.05	1.964	0.00024	0.144	0.834	2,870	
60	864.04	2.047	$0.839 \times 10^{-4}$	0.140	0.800	1,050	
80	852.02	2.131	0.375	0.138	0.769	490	
100	840.01	2.219	0.203	0.137	0.738	276	
120	828.96	2.307	0.124	0.135	0.710	175	
140	816.94	2.395	0.080	0.133	0.686	116	
160	805.89	2.483	0.056	0.132	0.663	84	

**Glycerin, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>(OH)<sub>3</sub>**

0	1,276.03	$2.261 \times 10^3$	0.00831	0.282	$0.983 \times 10^{-7}$	$84.7 \times 10^3$	$0.50 \times 10^{-3}$
10	1,270.11	2.319	0.00300	0.284	0.965	31.0	
20	1,264.02	2.386	0.00118	0.286	0.947	12.5	
30	1,258.09	2.445	0.00050	0.286	0.929	5.38	
40	1,252.01	2.512	0.00022	0.286	0.914	2.45	
50	1,244.96	2.583	0.00015	0.287	0.893	1.63	

**Mercury, Hg**

0	13,628.22	$0.1403 \times 10^3$	$0.124 \times 10^{-6}$	8.20	$42.99 \times 10^{-7}$	0.0288	$1.82 \times 10^{-4}$
20	13,579.04	0.1394	0.114	8.69	46.06	0.0249	
50	13,505.84	0.1386	0.104	9.40	50.22	0.0207	
100	13,384.58	0.1373	0.0928	10.51	57.16	0.0162	
150	13,264.28	0.1365	0.0853	11.49	63.54	0.0134	
200	13,144.94	0.1570	0.0802	12.34	69.08	0.0116	
250	13,025.60	0.1357	0.0765	13.07	74.06	0.0103	
315.5	12,847	0.134	0.0673	14.02	81.5	0.0083	

**Table B-4 Property values of gases at atmospheric pressure**

T, K	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , Ws/kg K	$\mu$ , kg/ms	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s	$k$ , W/m K	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Pr
<b>Air</b>							
100	3.6010	$1.0266 \times 10^3$	$0.6924 \times 10^{-5}$	$1.923 \times 10^{-6}$	0.009246	$0.02501 \times 10^{-4}$	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.600	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.847	15.68	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7823	1.0207	2.484	28.86	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0511	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3710	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.716	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.190	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

**Steam (H<sub>2</sub>O vapor)**

380	0.5863	$2.060 \times 10^3$	$12.71 \times 10^{-6}$	$2.16 \times 10^{-5}$	0.0246	$0.2036 \times 10^{-4}$	1.060
400	0.5542	2.014	13.44	2.42	0.0261	0.2338	1.040
450	0.4902	1.980	15.25	3.11	0.0299	0.307	1.010
500	0.4405	1.885	17.04	3.86	0.0339	0.387	0.996
550	0.4005	1.997	18.84	4.70	0.0379	0.475	0.991
600	0.3652	2.026	20.67	5.66	0.0422	0.573	0.986
650	0.3380	2.056	22.47	6.64	0.0464	0.666	0.985
700	0.3140	2.085	24.26	7.72	0.0505	0.772	1.000
750	0.2931	2.119	26.04	8.88	0.0549	0.883	1.005
800	0.2739	2.152	27.86	10.20	0.0592	1.001	1.010
850	0.2570	2.186	29.69	11.52	0.0637	1.130	1.019

Table B-4 Property values of gases at atmospheric pressure (continued)

T, K	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\kappa_f$ , W/m <sup>2</sup> /K	$\mu$ , kg/ms	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s	$\lambda$ , W/m <sup>2</sup> /K	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Pr
<b>Hydrogen</b>							
30	0.04732	$10.840 \times 10^{-3}$	$1.606 \times 10^{-6}$	$1.895 \times 10^{-6}$	0.0228	$0.02493 \times 10^{-4}$	0.759
50	0.50955	10.601	2.616	4.880	0.0382	0.0676	0.791
100	0.94579	11.259	4.212	17.14	0.0665	0.2408	0.712
150	0.16371	12.602	5.695	34.18	0.0981	0.475	0.718
200	0.13270	13.540	6.815	55.53	0.1282	0.772	0.719
250	0.09819	14.059	7.819	80.04	0.1561	1.130	0.713
300	0.06165	14.314	8.983	109.5	0.182	1.554	0.706
350	0.07016	14.436	9.954	141.9	0.205	2.031	0.697
400	0.06135	14.491	10.864	177.1	0.229	2.568	0.690
450	0.05462	14.499	11.779	215.6	0.251	3.164	0.682
500	0.04918	14.507	12.636	257.0	0.272	3.817	0.675
550	0.04460	14.509	13.476	301.6	0.292	4.516	0.668
600	0.04065	14.537	14.285	349.7	0.315	5.266	0.654
700	0.03492	14.674	15.89	465.1	0.351	6.903	0.659
800	0.03060	14.676	17.40	569	0.384	8.563	0.664
900	0.02720	14.621	18.73	669	0.412	10.217	0.670
1000	0.02451	14.608	20.16	822	0.440	11.997	0.680
1100	0.02227	14.166	21.46	948	0.464	13.726	0.703
1200	0.02050	15.306	22.75	1107	0.488	15.454	0.715
1300	0.01890	15.575	24.08	1273	0.512	17.394	0.733
1333	0.01842	15.638	24.44	1325	0.519	18.013	0.736

**Oxygen**

100	1.4618	$0.0479 \times 10^{-3}$	$7.792 \times 10^{-6}$	$1.016 \times 10^{-6}$	0.00990	$0.020070 \times 10^{-4}$	0.813
150	2.0190	0.9178	11.490	4.387	0.01387	0.05688	0.773
200	1.8659	0.9151	14.850	7.593	0.01824	0.10914	0.745
250	1.5618	0.9157	17.87	11.45	0.02259	0.15794	0.725
300	1.3007	0.9203	20.63	16.96	0.02676	0.22353	0.709
350	1.1133	0.9291	23.16	20.80	0.03070	0.2968	0.702
400	0.9755	0.9420	25.54	26.18	0.03461	0.3768	0.695
450	0.8682	0.9567	27.77	31.99	0.03828	0.4609	0.694
500	0.7801	0.9722	29.91	38.34	0.04173	0.5502	0.697
550	0.7096	0.9881	31.97	45.05	0.04517	0.6441	0.700
600	0.6504	1.0044	33.92	52.15	0.04832	0.7399	0.704

**Nitrogen**

100	1.4808	$1.0722 \times 10^{-3}$	$6.862 \times 10^{-6}$	$1.971 \times 10^{-6}$	0.009450	$0.025319 \times 10^{-4}$	0.798
200	1.7108	1.0420	12.947	7.508	0.01824	0.10324	0.747
300	1.1421	1.0408	17.84	15.63	0.02690	0.29044	0.710
400	0.8538	1.0459	21.98	25.74	0.03335	0.3734	0.691
500	0.6824	1.0555	25.70	37.66	0.03984	0.4530	0.684
600	0.5687	1.0756	29.11	51.19	0.04580	0.5486	0.680
700	0.4834	1.0909	32.13	65.13	0.05123	0.6466	0.681
800	0.4277	1.1225	34.84	81.46	0.05609	0.7485	0.700
900	0.3796	1.1464	37.49	91.06	0.06070	0.8546	0.711
1000	0.3412	1.1677	40.09	117.2	0.06475	0.9650	0.724
1100	0.3108	1.1857	42.28	136.9	0.06850	1.0801	0.738
1200	0.2851	1.2037	44.59	156.1	0.07184	1.2009	0.740

**Table B-5 Property values of selected nonmetals**

Material	<i>t</i> , C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ Ws/kg K	$k$ , W/m K	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s
Aerogel, silica	120	136.2		0.022	
Asbestos	-200	469.3		0.074	
	0	469.3		0.156	
	0	576.7	$0.816 \times 10^3$	0.151	
	100	576.7	0.816	0.192	
	200	576.7		0.208	
	400	576.7		0.223	
	-200	696.8		0.156	
	0	696.8		0.234	
Brick, dry	20	1,762-1,810	0.84	0.38-0.52	$0.028-0.034 \times 10^{-4}$
Bakelite	20	1,273.5	1.59	0.232	0.0114
Cardboard, corrugated				0.064	
Clay	20	1,457.7	0.88	1.279	0.101
Concrete	20	1,906-2,307	0.88	0.81-1.40	0.049-0.070
Coal, anthracite	20	1,201-1,506	1.26	0.26	0.013-0.015
Powdered	30	737	1.30	0.116	0.013
Cotton	20	80	1.30	0.059	0.194
Cork, board	30	160		0.043	
Expanded scrap	20	44.9-118.5	1.88	0.036	0.015-0.044
Ground	30	150.6		0.043	
Diatomaceous earth	38	320.4		0.062	
	871	320.4		0.142	
Earth, coarse gravelly	20	2,050	1.84	0.52	0.0139
Felt, wood	30	330.0		0.05	
Fiber, insulating board	21	237.1		0.048	
Red	20	1,289.5		0.47	
Glass plate	20	2,707	0.8	0.76	0.034
Glass, borosilicate	30	2,227		1.09	
Wool	20	200.2	0.67	0.040	0.028
Granite				1.7-4.0	
Ice	0	913	1.93	2.22	0.124
Marble	20	2,499-2,707	0.808	2.8	0.139
Rubber, hard	0	1,198.2		0.151	
Sandstone	20	2,162-2,307	0.71	1.63-2.1	0.106-0.126
Silk	20	57.7	1.38	0.036	0.044
Wood, oak radial	20	609-801	2.39	0.17-0.21	0.0111-0.0121
Fir (20% moisture) radial	20	416.5-421.3	2.72	0.14	0.0124

**Table B-6 Variation of thermal conductivities of insulating materials with temperature<sup>1</sup>**

Material	Mean temperature										Limiting-size temperature	
	37.8 C	93.3 C	148.9 C	204.4 C	260 C	315.6 C	371.7 C	327.8 C	415.6 C	1093.3 C	C	F
	100 F	200 F	300 F	400 F	500 F	600 F	700 F	1000 F	1500 F	2000 F		
Asbestos (577 kg/m <sup>3</sup> ) laminated												
asbestos felt	0.168	0.190	0.202	0.209	0.213	0.216	0.225					
Approx. 196 laminations/m	0.057	0.064	0.069	0.076	0.083						371.1	700
Approx. 73 laminations/m	0.078	0.087	0.095	0.104	0.112						260	500
Corrugated asbestos (14.6 plis/m)	0.087	0.100	0.110								148.9	300
85% magnesia (208 kg/m <sup>3</sup> )	0.059	0.062	0.066	0.069							315.6	600
Diatomaceous earth, asbestos and												
binder	0.078	0.081	0.085	0.087	0.092	0.095	0.104	0.112			871.1	1600
Diatomaceous earth, brick	0.061	0.067	0.100	0.104	0.109	0.112	0.119	0.126			871.1	1600
Diatomaceous earth, brick	0.226	0.225	0.230	0.237	0.242	0.247	0.260	0.273	0.285		1093.3	2000
Diatomaceous earth, brick	0.222	0.227	0.234	0.241	0.247	0.256	0.268	0.282	0.317	0.351	1371.1	2500
Diatomaceous earth, powder (den-												
sity, 288 kg/m <sup>3</sup> )	0.067	0.073	0.076	0.081	0.088	0.093	0.106	0.118				
Rock wool.....	0.032	0.039	0.067	0.076	0.087	0.099						

<sup>1</sup>L. S. Marks, "Mechanical Engineers' Handbook," 5th ed. Copyright 1951. McGraw-Hill Book Company. Used by permission.

**TABLE B-3**

Comparison of the solar absorptivity  $\alpha_s$  of some surfaces with their emissivity  $\epsilon$  at room temperature

Surface	$\alpha_s$	$\epsilon$
Aluminum		
Polished	0.09	0.03
Anodized	0.14	0.84
Foil	0.15	0.05
Copper		
Polished	0.18	0.03
Tarnished	0.65	0.75
Stainless steel		
Polished	0.37	0.60
Dull	0.50	0.21
Plated metals		
Black nickel oxide	0.92	0.08
Black chrome	0.87	0.09
Concrete	0.60	0.88
White marble	0.46	0.95
Red brick	0.63	0.93
Asphalt	0.90	0.90
Black paint	0.97	0.97
White paint	0.14	0.93
Snow	0.28	0.97
Human skin (caucasian)	0.62	0.97

Table del libro de Y.A. Gogol, "Heat Transfer. A Practical Approach", McGraw-Hill, 1998.

**Table B-10 Emissivities  $\epsilon_n$  of the radiation in the direction of the normal to the surface and  $\epsilon$  of the total hemispherical radiation for various materials for the temperature  $t$ †‡**

Surface	$t, C$	$\epsilon_n$	$\epsilon$
Gold, polished	130	0.018	
	400	0.022	
Silver	20	0.020	
Copper, polished	20	0.030	
Lightly oxidized	20	0.037	
Scraped	20	0.070	
Black oxidized	20	0.78	
Oxidized	131	0.76	0.725
Aluminum, bright rolled	170	0.039	0.049
	500	0.050	
Aluminum paint	100	0.20-0.40	
Silumin, cast polished	150	0.186	
Nickel, bright matte	100	0.041	0.046
Polished	100	0.045	0.053
Manganin, bright rolled	118	0.048	0.057
Chrome, polished	150	0.058	0.071
Iron, bright etched	150	0.128	0.158
Bright abraded	20	0.24	
Red rusted	20	0.61	
Hot rolled	20	0.77	
	130	0.60	
Hot cast	100	0.80	
Heavily rusted	20	0.85	
Heat-resistant oxidized	80	0.613	
	200	0.639	
Zinc, gray oxidized	20	0.23-0.28	
Lead, gray oxidized	20	0.28	
Bismuth, bright	80	0.340	0.366
Corundum, emery rough	80	0.855	0.84
Clay, fired	70	0.91	0.86
Lacquer, white	100	0.925	
Red lead	100	0.93	
Enamel, lacquer	20	0.85-0.95	
Lacquer, black matte	80	0.970	
Bakelite lacquer	80	0.935	
Brick, mortar, plaster	20	0.93	
Porcelain	20	0.92-0.94	
Glass	90	0.940	0.876
Ice, smooth, water	0	0.966	0.918
Rough crystals	0	0.985	
Waterglass	20	0.96	
Paper	95	0.92	0.89
Wood, beech	70	0.935	0.91
Tarpaper	20	0.93	

† From measurements by E. Schmidt and E. Eckert.

‡ For metals, the emissivities rise with rising temperature, but for nonmetallic substances (metal oxides, organic substances) this rule is sometimes not correct. Where the exact measurements are not given, take for bright metal surfaces an average ratio  $\epsilon/\epsilon_n = 1.2$  and for other substances with smooth surfaces  $\epsilon/\epsilon_n = 0.95$ ; for rough surfaces use  $\epsilon/\epsilon_n = 0.98$ .

**ANEXO K: MATHEMATICAL SIMULATION OF LITHIUM BROMIDE SOLUTION  
FALLING FILM EVAPORATION IN VERTICAL TUBE**

## Mathematical Simulation of Lithium Bromide Solution Laminar Falling Film Evaporation in Vertical Tube

Chengming Shi, Yang Wang, Huili Hu and Ying Yang

College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing, 400044, China

© Science Press and Institute of Engineering Thermophysics, CAS and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010

For utilization of the residual heat of flue gas to drive the absorption chillers, a lithium-bromide falling film in vertical tube type generator is presented. A mathematical model was developed to simulate the heat and mass coupled problem of laminar falling film evaporation in vertical tube. In the model, the factor of mass transfer was taken into account in heat transfer performance calculation. The temperature and concentration fields were calculated. Some tests were conducted for the factors such as  $Re$  number, heating flux, the inlet concentration and operating pressure which can affect the heat and mass transfer performance in laminar falling film evaporation. The heat transfer performance is enhanced with the increasing of heat flux. An increasing inlet concentration can weaken the heat transfer performance. The operating pressure hardly affects on heat and mass transfer. The bigger inlet  $Re$  number means weaker heat transfer effects and stronger mass transfer. The mass transfer obviously restrains the heat transfer in the falling film solution. The relation between dimensionless heat transfer coefficient and the inlet  $Re$  number is obtained.

**Keywords:** lithium bromide solution, refrigeration, falling film, evaporation, heat and mass transfer

### Introduction

Nowadays, the energy resources are in short supply and the energy consumption is increasing. But on the other hand, a great deal of residual heat in industry has not been used adequately. The lithium bromide absorption chiller, can be directly drove by heat sources, is therefore a good approach and hot research issue in replacing high-class energy by utilization of low-class residual heat energy in refrigeration. Usually, the submerged generator is applied in using of the low-class heat source. But the main disadvantage of submerged generator locates in its low heat transfer coefficient. This leads to a bulk volume of the generator and too much metal material consumption. The bulk volume concerns the still solution column too high, which creates a big difference

of bubbling temperature between the top and the bottom liquid surface. For example, the bubbling temperature difference between the top and the bottom is about 30°C when the operating pressure is 8kPa and the height of solution is 1m. This problem has a considerable negative effect on generator efficiency. Consequently, this paper presents the falling film type generator to solve this problem when the generator is heated directly by flue gas. Falling film has an excellent performance and it has been utilized as an evaporator to promote the cooling efficiency.

The researches on heat transfer of signal component falling film evaporation have been reported [1-4]. The falling film generator possesses good heat transfer effect and stable performance, but the evaporation heat transfer of falling lithium bromide film in vertical tube has not

Nomenclature	
$A$	area ( $m^2$ )
$a$	thermal diffusivity ( $m^2/s$ )
$c$	mass concentration of solution (%)
$D$	coefficient of mass diffusion ( $m^2/s$ )
$g$	gravitational acceleration ( $m/s^2$ )
$h_g$	vaporization heat of water ( $kJ/kg$ )
$h^+$	dimensionless heat transfer coefficient
$k$	mass transfer coefficient of falling film ( $kg/(m^2s)$ )
$L$	length of vertical tube (m)
$M_w$	rate of vaporization ( $kg/s$ )
$P$	pressure (kPa, mmHg)
$q_w$	heat flux ( $W/m^2$ )
$Re$	Reynolds number
$Re_c$	critical Reynolds number
$T$	temperature (K)
$u$	velocity in axial coordinate (m/s)
$v$	velocity in radial coordinate (m/s)
$x$	coordinate in direction of film flow(m)
$y$	coordinate in direction perpendicular to flow (m)
<b>Greek letters</b>	
$\lambda$	coefficient of heat conductivity ( $W/(mK)$ )
$c_p$	specific heat capacity at constant pressure ( $J/(kgK)$ )
$\rho$	density of solution ( $kg/m^3$ )
$\Gamma$	mass flux of film per unit longitudinal length ( $kg/(ms)$ )
$\delta$	thickness of solution film (m)
$\mu$	dynamic viscosity of solution (Pa-s)
$\Lambda$	dimensionless length which is equal to $y/\delta$
<b>Subscript</b>	
w	water
ev	evaporation
in	inlet
m	mean
out	outlet
s	saturation
eq	equilibrium between vapor and solution

been reported yet. So we will pay attention on this topic. By mathematically modeling the heat transfer of falling lithium bromide solution film in vertical tube, some exterior influencing factors(such as inlet solution concentration, heat load, pressure, etc.) were analyzed for the performances of falling film generator.

### Establishment of the mathematical model [5]

#### Assumptions

The lithium bromide solution flows downward in a vertical tube in  $x$  direction as shown in Fig. 1. Because of the heat flux  $q_w$ , there is a heat transfer process from the tube wall to the solution, and the water is evaporating on the interface. The physical properties of lithium bromide solution are extremely different to pure water. Hence the objective of this paper is to study how the exterior factors such as inlet  $Re$  number, the inlet solution concentration, heat flux and operating pressure affect on heat transfer performance.

Some assumptions will be made to simplify the model:

- 1) The film flow is steady and laminar, neglecting the interface wave effect.
- 2) The lithium bromide solution belongs to incompressible Newtonian fluid, and the thermal physical properties are constants in simulation.
- 3) There is equilibrium between the vapor and the so-

lution and the vapor is generated only on the interface, without nucleate pool boiling.

4) The velocity of vapor is small and the effect on falling film is neglected.

5) The tensile force of interface in axial direction is pinging when compared to the gravity, and it can be neglected.

It is known that the viscosity of lithium bromide solution is much larger than water at the same temperature. And the higher viscosity fluid is difficult to develop into turbulent flow in falling film evaporation. In order to acquire high heat transfer performance, the inlet velocity and the film thickness should be controlled in low values. So the  $Re$  number should be controlled below the critical  $Re_c$  ( $Re_c=1500$ [6]) in this paper. Secondly, there are waves on the interface in water falling film process [2,3].

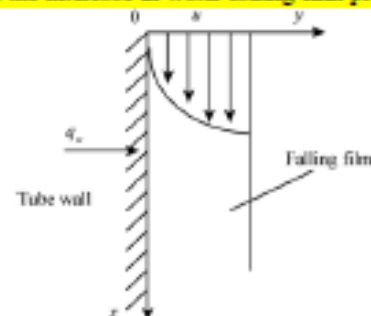


Fig.1 Falling film evaporation process

but the viscosity and the density of lithium bromide are much larger than water[4], and the velocity of vapor is very low, this kind of wave can't be formed in lithium bromide solution falling film process. So the laminar flow is adopted in this paper.

**Establishment of the mathematical model**

According to the assumptions, the control equations can be generated to describe the lithium bromide solution falling film process as follows:

The continuity equation,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

The momentum equation,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{2}$$

The energy equation,

$$u \frac{\partial T(x)}{\partial x} + v \frac{\partial T(x)}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \alpha \frac{\partial^2 T(x)}{\partial y^2} \tag{3}$$

The mass equation (we choose the water concentration  $c_w$  for calculation because water is volatile component in solution),

$$u \frac{\partial c_w(x)}{\partial x} + v \frac{\partial c_w(x)}{\partial y} = D \frac{\partial^2 c_w(x)}{\partial y^2} \tag{4}$$

The boundary conditions,

1) At the inlet port, mass flow rate, concentration and temperature distribute evenly in the solution film, so we can obtain,

$$x=0, u = \frac{\Gamma_{in}}{\rho \delta_{in}}, v = 0, T = T_w, c_w = c_{w,in};$$

2) On the wall, namely  $y=0$

No sliding wall boundary,  $u=v=0$

Constant heat flux wall boundary,  $\frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{q_w}{\lambda}$

No permeating wall boundary,  $\frac{\partial c_w}{\partial y} = 0$

3) On the interface of vapor and solution, namely  $y=\delta$ , because of the too small density and viscosity of vapor, the shearing force of vapor on the solution approximates to zero. In other words,  $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$  at  $y=\delta$ . The temperature

and concentration of the solution will change owing to the evaporation of water, so the boundary of mass equation is determined under condition by neglecting the vapor resistance, and stem from heat equilibrium as well as mass equilibrium, can be expressed as,

$$\frac{\rho D}{1-c_w(x)} \frac{\partial c_w(x)}{\partial y} h_g = \lambda \frac{\partial T(x)}{\partial y} \tag{5}$$

Using dimensional analysis, the analytical solution of axial velocity [7] can be written as:

$$u = \frac{\rho g \delta(x) y}{\mu} - \frac{\rho g y^2}{2\mu} \tag{6}$$

Substituting eq. (6) into eq. (1), the radial velocity (along  $y$  direction) can be written as:

$$v = -\frac{\rho g}{2\mu} y^2 \frac{d\delta(x)}{dx} \tag{7}$$

And the mean axial velocity is obtained,

$$u_m = \frac{1}{\delta(x)} \int_0^\delta u dy = \frac{\rho g \delta^2(x)}{3\mu} \tag{8}$$

The mass flux of film per unit longitudinal length can be expressed as:

$$\Gamma(x) = \rho u_m \delta(x) \tag{9}$$

Defining  $Re = \frac{4\Gamma}{\mu}$ , then the thickness of film can be obtained,

$$\delta(x) = \left( \frac{3\mu^2 Re}{4\rho^2 g} \right)^{1/3} = \left( \frac{3\mu\Gamma(x)}{\rho^2 g} \right)^{1/3} \tag{10}$$

The average heat transfer coefficient in solution film can be defined as [3]

$$h_w = \frac{q_w}{A\Delta T} = \frac{q_w}{A(T_{w,m} - T_{s,eq,m})} \tag{11}$$

And the average mass transfer coefficient in solution film can be defined as

$$k_m = \frac{M_{ev}}{A\Delta c} = \frac{M_{ev}}{A(c_{w,m} - c_{s,eq,m})} \tag{12}$$

Using dimensional analysis and neglecting the influence of  $v$ , eq.(3) may be abbreviated as,

$$u \frac{\partial T(x)}{\partial x} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \alpha \frac{\partial^2 T(x)}{\partial y^2} \tag{13}$$

And eq. (4) may be written as,

$$u \frac{\partial c_w(x)}{\partial x} = D \frac{\partial^2 c_w(x)}{\partial y^2} \tag{14}$$

**Results and Analysis**

According to the above models, the computing programs can be designed. Because the mass transfer coupled with heat transfer at the interface boundary between vapor and solution, simultaneous iteration is applied for solving the temperature and concentrate controlling equations. The finite difference method is employed to solve equation (13) and (14). Considering about the actual running condition[8] of lithium bromide refrigeration

systems, supposing the falling film tube length is 2m, the inside diameter is 19mm, the pressure is 8kPa, and the range of heat flow density is from 5000W/m<sup>2</sup> to 13000 W/m<sup>2</sup>, the inlet lithium bromide solution concentration ranges from 54% to 58%. The simulation is conducted under a given circumferential mass flow rate per unit length tube.

### Temperature field and concentration field

Fig.2 and Fig.3 depict the lithium bromide solution film temperature and concentration distribution curves in  $y$  coordinate with the flow direction in different longitudinal positions, in which dimensionless length  $\lambda$  is equal to  $y/\delta$ . In Fig.2, the temperature curves in longitudinal direction steadily increase, and the temperature drops gradually from the near wall area to the interface. In other words, the gradient of temperature is negative in the  $y$  direction. As shown in Fig.3, the fluid film concentration curves increase gradually along the axial direction because water in the solution keeps evaporating. There is an obvious concentration difference in the radial direction; the concentration mainly increases around the interface, and it hardly varies near the tube wall.

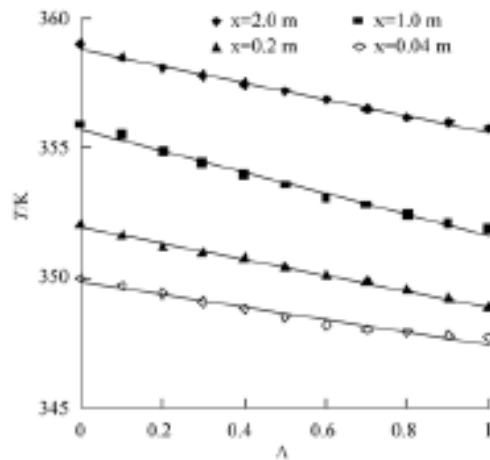


Fig.2 Temperature distribution with  $\lambda$

### Impacting of $Re$ number on heat and mass transfer

Fig.4 gives the relationships between lithium bromide solution film mean heat and mass transfer coefficients with inlet  $Re$  number. It can be seen that the mean heat transfer coefficient reduces when the inlet  $Re$  number increases, this is just opposite to the turbulent flow situation. The primary reason is that the liquid film thickness increases when the  $Re$  number increases in laminar falling film, so the heat transfer resistance increases correspondingly. The mean mass transfer coefficient increases when the inlet  $Re$  number increases, in other words, the

large inlet  $Re$  number is advantageous for water diffusion in laminar falling film.

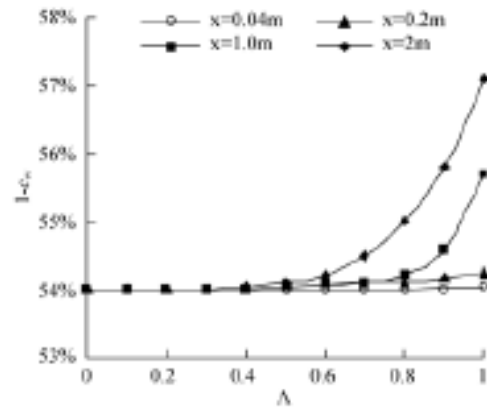


Fig.3 Concentration distribution with  $\lambda$

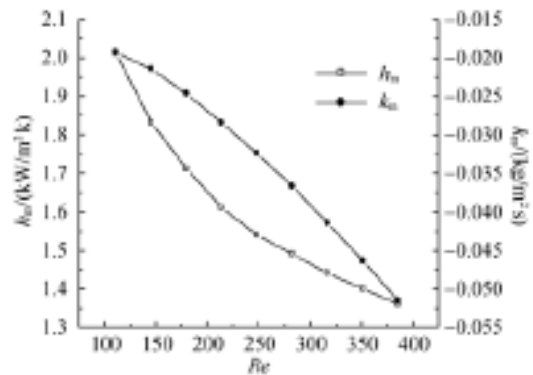


Fig.4  $h_m$  and  $k_m$  variation with  $Re$

According to the data in Fig.4, the heat transfer relation formulation of lithium bromide solution laminar falling film evaporation can be yielded,

$$h^+ = 1.1161Re^{-0.3159}$$

Where  $h^+$  is the dimensionless heat transfer coefficient, it is defined as,

$$h^+ = h \left( \frac{\mu^2}{\rho^2 g \lambda^3} \right)^{1/3}$$

As shown in Fig.5, our simulation result is smaller by about 20% than that in literature [6], where the pure water falling film evaporation was employed. In the lithium bromide solution, the heat transfer is restrained by the difference of bubbling temperature and actual solution temperature, so the efficiency of heat transfer is limited. In the pure medium, the falling film heat transfer could not be influenced because the interface temperature is always the same as saturation temperature. From this, during the falling film evaporation, owing to the exist-

tence of mass transfer, the heat transfer efficiency will be reduced. Therefore the mass transfer cannot be neglected in lithium bromide solution falling film evaporation process.

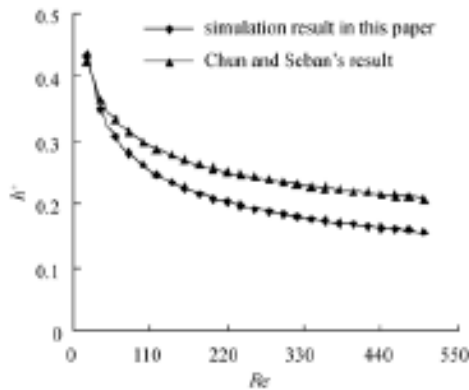


Fig.5 Comparison of  $h^*$

**Impacting of heat flux on heat and mass transfer**

Fig. 6 shows the variations of mean heat and mass transfer coefficients with heat flux. For the identical inlet operating conditions (inlet fluid flow, concentration and temperature), the heat flux increases, then the fluid film temperature rises, but the viscosity of solution reduces slightly, thus the mean heat transfer coefficient of falling film increases. At the same time, the steam quantity increases, and the concentration difference between interface area and tube wall area increases simultaneously, while the mean mass transfer coefficient of falling film changes little. The excellent heat transfer performance in low heat flux convinces the possibility of directly utilization of low-class energy in driving refrigeration systems.

**Impacting of inlet concentration on heat and mass transfer**

Fig.7 presents the relations between the mean heat and mass transfer coefficients of falling film and the inlet solution concentration. For the identical operating conditions (inlet fluid flow, temperature and heat flux), the mean heat and mass transfer coefficients decrease when the inlet concentration increased. The higher inlet concentration is, the smaller thermal conductivity and bigger viscosity will be, so the mean heat transfer coefficient of falling film reduces. And another influence is that the mass diffusion coefficient will decrease, so the mean mass transfer coefficient of falling film decreases.

**Impacting of pressure on heat and mass transfer**

Fig.8 shows the mean heat and mass transfer coefficients of falling film under different pressures for practi-

cal parameters ( $c_{in}=58\%$ ,  $\Gamma_{in}=0.075\text{kg/ms}$ ,  $q_w=12000\text{W/m}^2$ ,  $L=2\text{m}$ ). The mean heat transfer coefficient elevates along with the pressure increasing. The bubble point increases and the viscosity decreases with an increase of operating pressure, so the convection heat transfer is strengthened. The mass transfer coefficient increases slightly because the solution diffusion coefficient increases only a little.

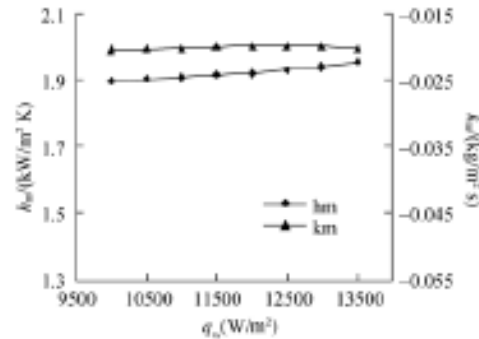


Fig.6  $h_m$  and  $k_m$  variation with  $q_w$

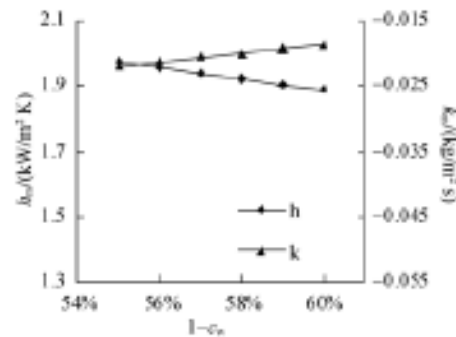


Fig.7  $h_m$  and  $k_m$  variation with  $(1-c_w)$

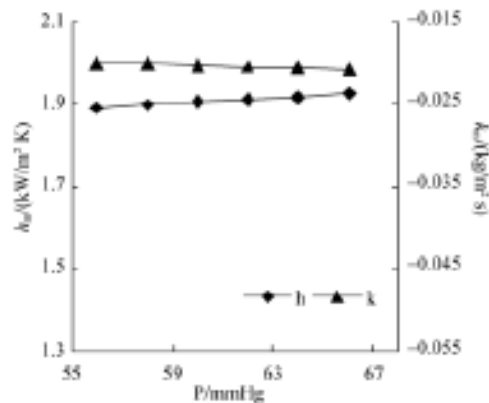


Fig.8  $h_m$  and  $k_m$  variation with  $P$

## Conclusions

By the establishment of the governing equations for depicting the falling film evaporation of lithium bromide solution in vertical tube, the heat and mass transfer have been researched in detail in this paper. Considering on the effect of mass transfer on the heat transfer of falling film evaporation, the temperature and concentration field as well as the main affecting factors have been analyzed.

Some results can be concluded as follows:

1) The heat transfer performance is enhanced with the increasing of heat flux.

2) An increasing inlet concentration can weaken the heat transfer performance.

3) The operating pressure hardly affects on heat and mass transfer.

4) The larger inlet  $Re$  number means weaker heat transfer effects and stronger mass transfer. The mass transfer obviously restrains the heat transfer in the falling film solution.

5) The relation between dimensionless heat transfer coefficient and the inlet  $Re$  ( $Re < 1500$ ) number can be expressed as:  $h^* = 1.1161Re^{-0.3159}$ .

## References

[1] M. El Haj Assad and Markku J. Lampinen, Mathematical

Modeling of Falling Liquid Film Evaporation Process, International Journal of Refrigeration, vol.25, pp.985–

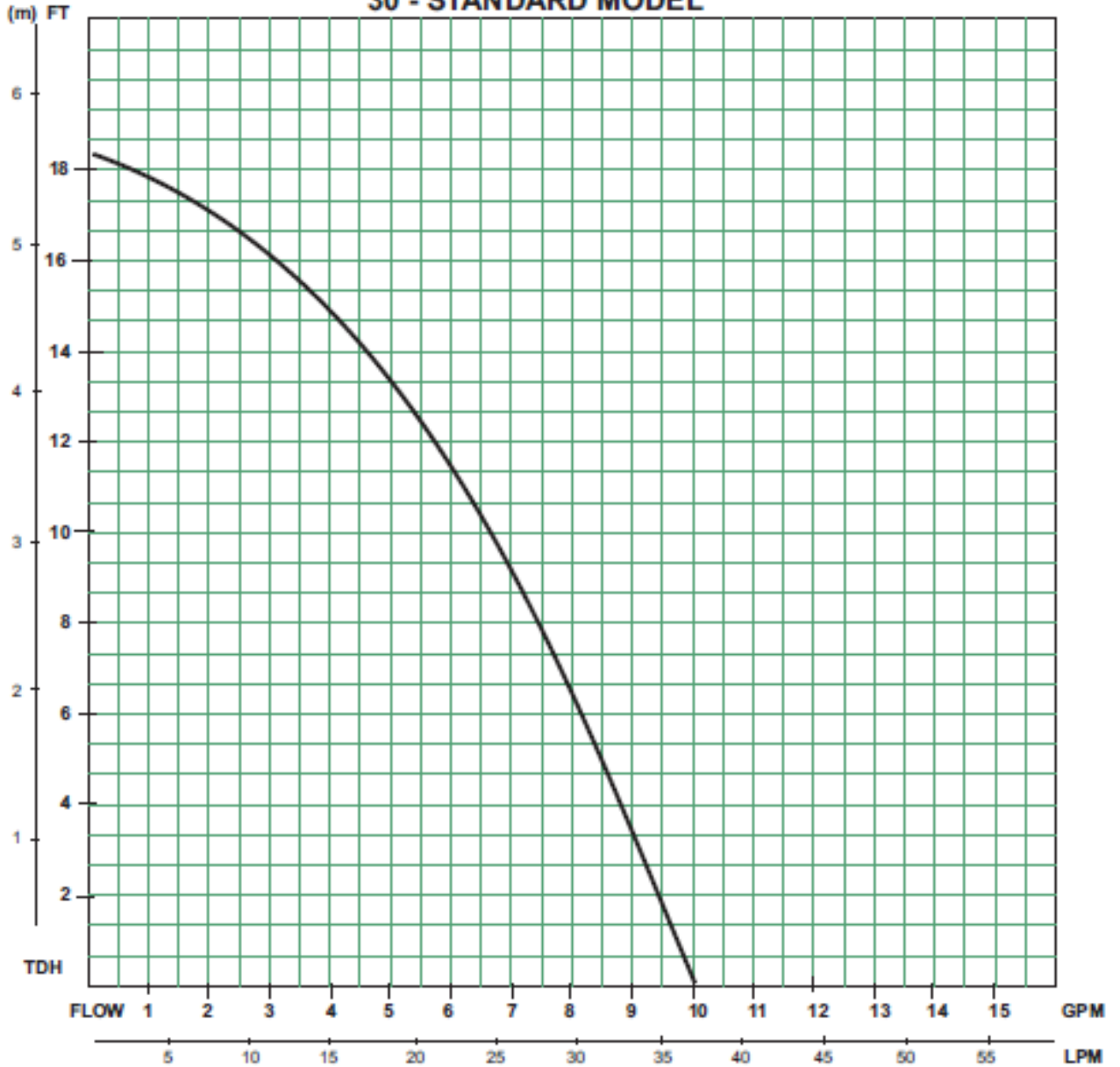
991, (2002).

- [2] Chu. K. J and A. E. Dukler, Statistical Characteristics of Thin Wave Films, AICHEJ, vol.21, pp.583–593, (1975).
- [3] Seong Ho Kil, Sang Soo Kim and Seung Kap Lee, Wave Characteristics of Falling Liquid Film on a Vertical Circular Tube, International Journal of Refrigeration, vol. 24, pp.500–509, (2001).
- [4] Dai Yongqing, LiBr Absorption Refrigeration Technology and Application, China Machine Press, Beijing, pp84-85, (1996). (in Chinese).
- [5] Chengming Shi, Canjun Xu et, al. Study on Falling Film Generation Heat Transfer of Lithium Bromide Solution in Vertical Tubes, Journal of Thermal Science, vol.18, pp243–244, (2009).
- [6] Chun K.R and Seban R.A, Heat Transfer of Evaporating Liquid Films, Journal of Heat Transfer, vol.93, pp.391–396, (1971).
- [7] Alan J Chapman, Heat Transfer, Macmillan Publishing Co., Inc, New York, pp391–396, (1995).
- [8] W. W. Baumann and F. Thiele, Heat and Mass Transfer in Evaporating Two Components Liquid Film Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.33, pp.267–273, (1990).

**ANEXO L: CURVA DE OPERACIÓN PARA LA BOMBA IWAKI MODELO  
WMD/MD 30**



**WMD/MD  
30 - STANDARD MODEL**

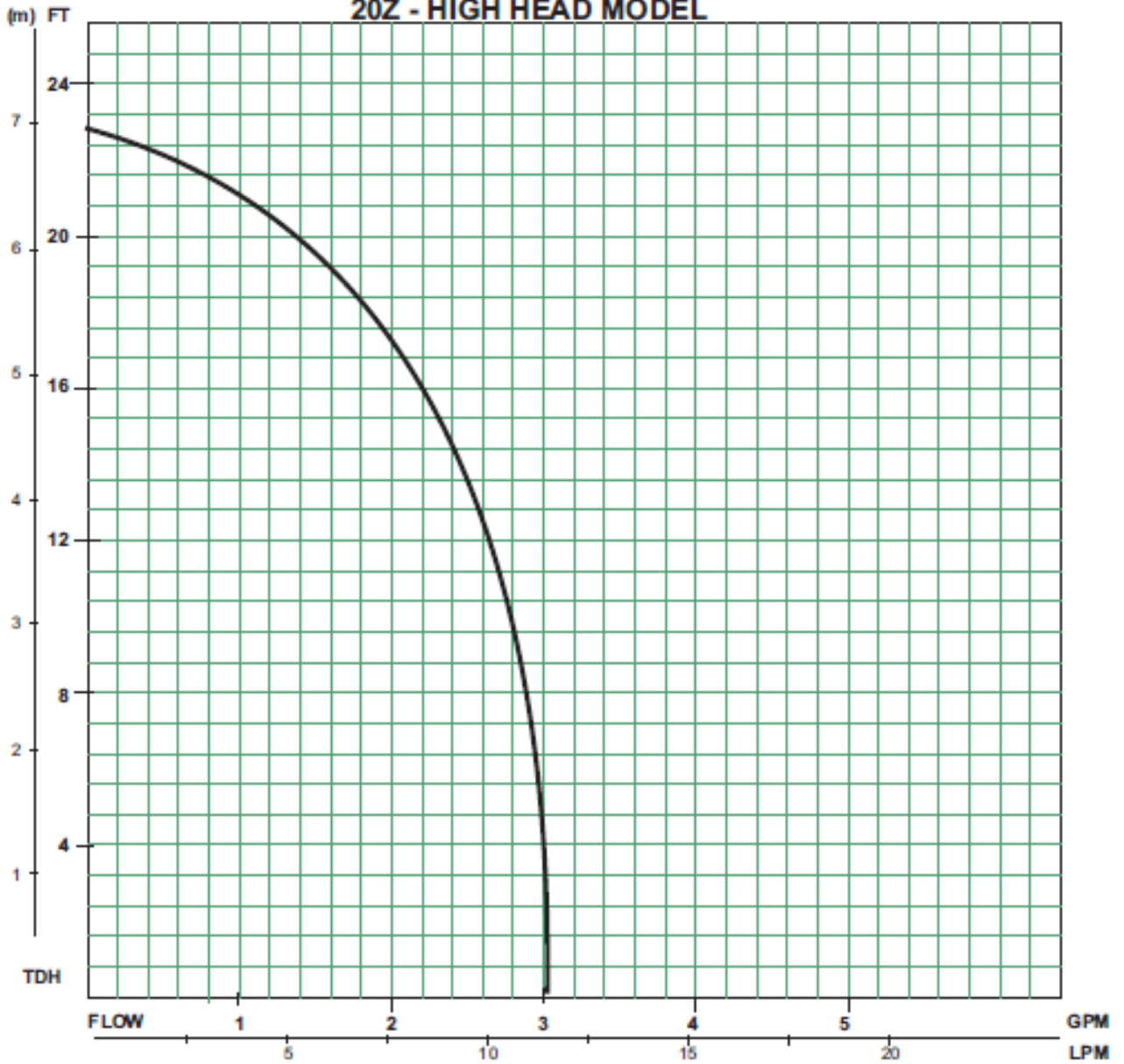


Curve No: IP20269.B	Max. Impeller Dia.: 2.44"	Suction: 3/4" hose or 3/4" NPTM
RPM: 3150	No. of Vanes: 4	Discharge: 3/4" hose or 3/4" NPTM
Date: 9/5/2012	Approved:	

**ANEXO M: CURVA DE OPERACIÓN PARA LA BOMBA IWAKI MODELO  
WMD/MD 20Z**



**WMD/MD  
20Z - HIGH HEAD MODEL**



Curve No: IP20268.B	Max. Impeller Dia.: 2.47"	Suction: 5/8" hose or 3/4" NPTM
RPM: 3100	No. of Vanes: 6	Discharge: 5/8" hose or 3/4" NPTM
Date: 9/5/2012	Approved:	

**ANEXO N: COTIZACION INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCION**



Nombre: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	Fecha: 09- Julio-2013
Dirección: Manzana n, casa 10, chacharita, pie de cuesta, Bucaramanga, Colombia	Referencia de cotización: TLA-130498
Teléfono: 0057-6559912	Corrida: 1025563
Contacto: Sandra Patricia Córdoba Rentería	Tag:
Email: p.sisiniegas@interplant.com.pe	Nombre del proyecto:

Estimado Ing. Sandra Córdoba.

De acuerdo a su solicitud de cotización de Equipos para Intercambio de Calor, me permito presentarle la presente.

### COTIZACIÓN

**Partida 1.**

- (1) Intercambiador de calor a placas, marca TRANTER, tipo SUPERCHANGER, modelo TLA-008-H-5-WI-7, con (7) placas en 316SS, 0.5mm de espesor, empaques de NBR, tipo clip, marcos en acero al carbón, terminado en pintura epoxica color azul, diseñado a 100 Psi(g)@90 oC, conexiones en 316LSS, tipo NPT de 1" de diámetro. Un paso (4) conexiones al frente; lado caliente (S4/S3), lado frio (S2/S1). Dirección del flujo en paralelo y contracorriente.

Precio Unitario \$ 1,348.00 usd

Mismo intercambiador de calor solo que con el estampado código asme \$2,448.00 usd.

### CONDICIONES COMERCIALES Y GARANTÍAS

Precio: Expresado en USD, no incluye gastos de envío ni fletes

Impuestos (Mexico): No incluye el 11% de IVA para zona fronteriza, o el 16% de IVA para el resto de la república. En el caso del extranjero no se paga iva.

Tiempo de Entrega: 2 a 3 semanas hábiles recibida su orden de compra, anticipo y confirmación de pedido aprobatorio.

Pago de Saldo: 50% anticipo, saldo contra aviso de embarque desde la planta donde se fabricó el equipo.

De hacer su pago en M.N. (solo para Mexico) favor de hacerlo tomando el tipo de cambio interbancario vigente al momento de realizarlo.

Lugar de entrega: LAB Nuestra planta Querétaro Qro. Mexico. El equipo pasa a ser dominio del cliente al momento de realizar la transferencia en el punto previamente acordado

Esta cotización es válida por 30 días en firme.

Tranter necesitara la aprobación de los dibujos en un plazo 1 semanas después de haber recibido la orden de compra, sin embargo a diario hay inconvenientes los cuales pueden retardar la entrega de dichos dibujos para su aprobación. En dado caso favor de contactarnos para el envío de dichos dibujos, el tiempo de entrega indicado arriba está en función de nuestro actual plan de inventario y de fabricación para este equipo cotizado. Favor de contactarnos de requerir mas pronto el equipo y veremos en lo posible tratar de mejorar la entrega.

De requerir el equipo con estampado ASME favor de contactarnos para volver a cotizar.

Al tener el estampado código ASME es necesario que en la orden de compra se redacte la localización donde se instalara esta unidad de intercambiador de calor.

Aunque esta unidad no tiene código asme seguimos los mismos lineamientos de fabricación,

#### **Términos Técnicos Y Garantías**

Las propiedades las soluciones en los procesos que no fueron suministrados, fueron asumidas por lo que cualquier variación puede afectar el funcionamiento de la unidad. Estas unidades son muy sensibles a cambios pequeños de temperatura y presión, por lo que deben ajustarse lo más posible a los parámetros de diseño.

La garantía del funcionamiento de esta unidad cotizada se basa en la exactitud de los datos presentados en la información adjunta (ficha técnica) y en conformidad con el comprador.

La presente garantía cubre defectos de materiales y mano de obra, bajo usos y condiciones normales, excluye responsabilidad en caso de mala operación, daños durante el transporte, maniobras de carga y descarga. Excluye gastos de transportación.

El período de garantía es de 12 meses en operación o 18 meses a partir de la fecha de entrega, lo que ocurra primero.

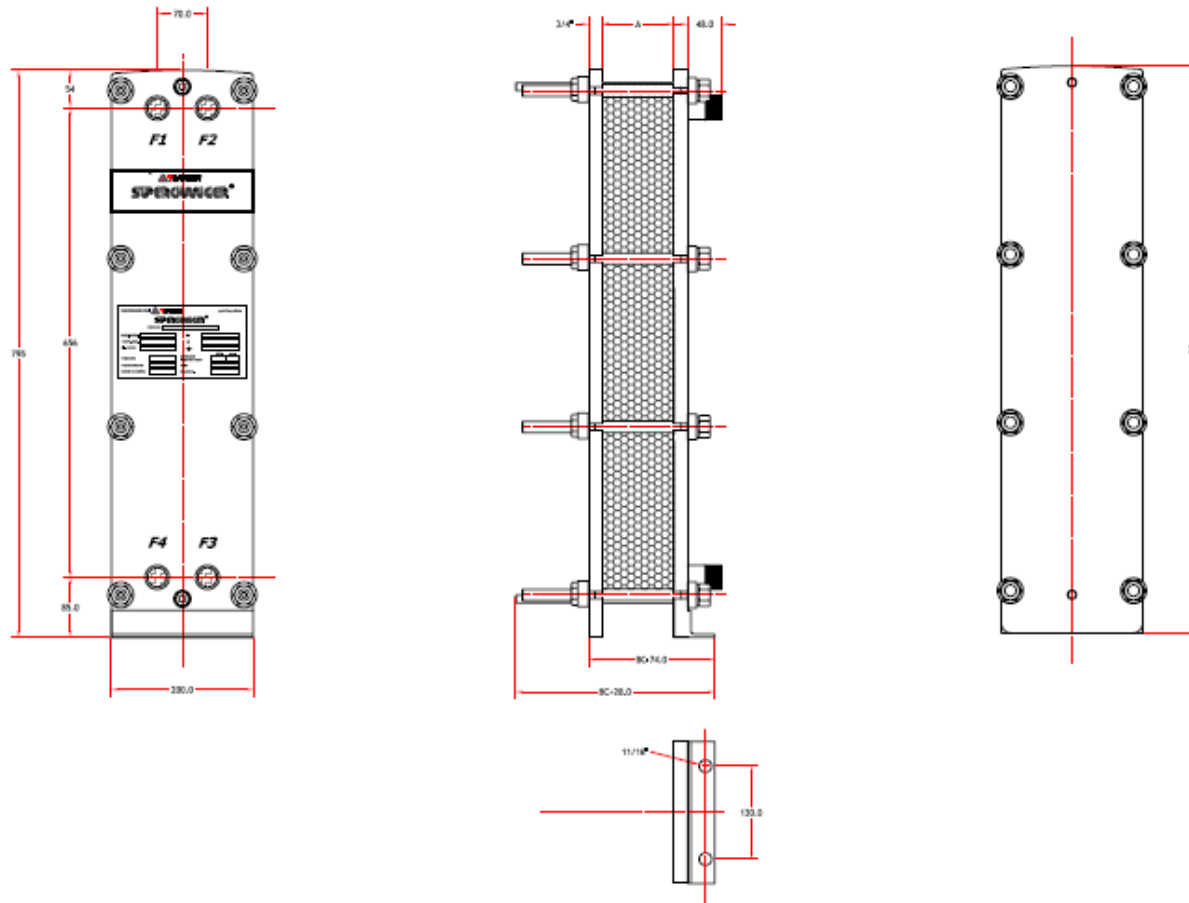
En caso de defecto alguno, Tranter inspeccionara de ser necesario desde su planta la refacción o refacciones y determinara si es defecto o mala operación de descarga u operación, en el caso de defecto se hará el reembolso del precio de compra.

**Documentación:** Se incluye Dibujo Dimensional a tamaño carta, por equipo suministrado.

De requerir cualquier otro documento y dependiendo de la complejidad del mismo se harán cargos adicionales.

ATENTAMENTE  
Mario Alvarez Mota  
Asesoría y Ventas  
TRANTER LATIN AMERICA S.A. DE C.V.  
Cel. 4421869056  
[malvarez@tranter.com](mailto:malvarez@tranter.com)

**ANEXO O: DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL INTERCAMBIADORE DE  
CALOR DE SOLUCION**



Dimensión 'A'	
A	= (No. Placas)(2.0) mm
A Híbrida	= (No. Placas)(2.0) mm
A Híbrida	= (No. Placas)(3.0) mm

Materiales	
Bastidor	SAE 515400
Placas	AISI 316, 0.3 mm
Empaques	-

Conexiones			
Lado Caliente		Lado Frío	
IN	OUT	IN	OUT
F1	F4	F3	F2
1" NPT	1" NPT	1" NPT	1" NPT

Especificaciones	
Presión de Diseño	230 PSI
Presión de Prueba	300 PSI
Temperatura de Diseño	• 4C
Número de Placas	•
Área de Transferencia	• m <sup>2</sup>
Peso	50 x 70 kg
Año de Construcción	•

**Dimensional de TLA-PHE-008 Industrial, Conexiones NPT**



No. de Plano		
TLA-008-IG-AR		
Proyección	No. de Revisión	Fecha de Revisión
	04	27.Marzo.2009
Escala	Unidad	Revisión
1:1	Milímetros	RT

Pueden existir algunas variaciones en la unidad a producción.  
Tranter Latin America, S.A. de C.V. se reserva el derecho a modificaciones sin previo aviso.

**ANEXO P: COTIZACION INTERCAMBIAORES DE CALOR DE CASCO Y  
TUBOS**



ROM-03	VERSIÓN: 03	NIT: 890.204.448-1
--------	-------------	--------------------



Bucaramanga, Noviembre 5 del 2013.

**COTIZACION # JA 0265**

**INGRID DAYANA DELGADO TARAZONA**  
 Ingeniera Mecánica  
**Sistelec Ltda**  
 Telefono: 311 206 7817 - 6437181 Extensión: 2206  
 Dirección: Cra 33 # 62-34

Estimada Ingeniera:

De acuerdo con su solicitud, estamos presentando a su consideración nuestra oferta para la fabricación de los siguientes elementos.

Item	Descripción	Valor Unit.
1	EVAPORADOR	4'790.000
2	CONDENSADOR	4'300.000
4	ABSORBEDOR	4'960.000
5	GENERADOR	4'520.000
<b>TOTALES antes de Iva.</b>		<b>18'570.000</b>

Son: Dieciocho millones quinientos setenta mil pesos mcta.

**Notas:** Fabricaciones en acero al carbono, detalles de fabricación suministrados por Sistelec, fabricado con procedimientos y Mano de Obra Calificada, Materiales Certificados.

**No Incluye:** Ensayos no destructivos, radiografía Industrial, ultrasonido, partículas magnéticas.  
**No Incluye:** Costo de Certificación por persona o ente certificado para estampe Asme o Apl.  
 (trabajo a realizar por un tercero preferiblemente a cargo del Contratante).

**Condiciones Comerciales.**

1. Tiempo de entrega: 40 días después de puesto el pedido.
2. El valor del IVA se cobrará el vigente, en el momento de facturar.
3. Sitio de Entrega: Planta Tanuzi Bucaramanga.
4. Validez de la oferta: 30 días.
5. Forma de pago: 50% anticipo, 50% a la entrega.

En espera de sus comentarios,

**JAMER IVAN ACEROS HIGUERA**  
 Ingeniero Mecánico.  
 INDUSTRIAS TANUZI S.A.

**ANEXO Q: COTIZACION BOMBAS DE ACOUPLE MAGNETICO PARA LA  
SOLUCION DE BROMURO DE LITIO AGUA**



## COTIZACIÓN No. 4.000.582

**Señores:**

**Fecha Cotización:** 08/10/2013

**NIT:** 99999999

**Oferta Válida hasta:** 08/11/2013

**Solicitado por:** UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ATN:

**Código de pago:** CONTADO

**Sandra Patricia Córdoba Rentería**

**Código de:** 00

**Área:**

**Teléfono:**

Código	Descripción	F. Entrega	Cant.	Valor Unitario	% Dcto	(\$) Valor Total
BOM1000431	BOMBA DOSIFICADORA Bomba centrífuga de aceite magnético, marca WAKI con impulsor y carcasa en pulido pulido, M.L.T. con recirculamiento, UL, Impulsor de flujo standard. ENTRADA: 3/4" NPT SALIDA: 3/4" NPT ESPECIFICACIONES DEL MOTOR: 1/38 HP 60 Hz FRAME: TENV MOTOR INCLUIDO	WMD-20RLT-115	1.00	565.404		565.404
BOM1000433	BOMBA CENTRIFUGA Bomba centrífuga de aceite magnético, marca WAKI con impulsor y carcasa en pulido pulido, M.L.T. con recirculamiento, UL, Impulsor de alta presión. ENTRADA: 3/4" NPT SALIDA: 3/4" NPT ESPECIFICACIONES DEL MOTOR: 1/38 HP 60 Hz FRAME: TENV MOTOR INCLUIDO	WMD-20RLZT-115	1.00	576.739		576.739
BOM1000434	Centrifugal Pump Bomba centrífuga de aceite magnético, marca WAKI con impulsor y carcasa en pulido pulido, M.L.T. con recirculamiento, UL, Impulsor de flujo standard. ENTRADA: 3/4" NPT SALIDA: 3/4" NPT ESPECIFICACIONES DEL MOTOR: 1/16 HP 60 Hz FRAME: TENV 115 MOTOR INCLUIDO ENTREGA: 3 DIAS	WMD-30RLT-115	1.00	594.741		594.741

**Asesor Industrial**  
-Ningún empleado del departamento de ventas-

**Cotización realizada por:**  
Luis Restrepo Zea



Nº: 800.172.301-1 Régimen Común

## COTIZACIÓN No. 4.000.582

<b>Subtotal</b>	1.738.884
<b>IVA</b>	278.221
<b>Total</b>	2.017.105

### Observaciones:

La garantía es de 1 año por defectos de fabricación en equipos nuevos; los equipos reparados cuentan con garantía de 1 semana para los repuestos utilizados siempre y cuando la intervención sea por nuestro personal.  
 Para un correcto funcionamiento de sus equipos, y cumplir con la garantía, se debe tener en cuenta la utilización sólo de repuestos y bombas originales, adquiridos con el distribuidor autorizado Trasegar S.A., realizar y verificar las debidas protecciones y montajes a los motores eléctricos y equipos neumáticos, verificar compatibilidades químicas con los materiales de equipos y partes frente a productos a manejar, además verificar que los equipos y partes se ajusten a las aplicaciones requeridas (barrido de sólidos, temperatura, flujos, viscosidad, presiones, etc).  
**SERVICIOS:** Contamos con equipos y repuestos para entrega inmediata en las referencias más comerciales, prestamos el servicio de mantenimiento a los equipos distribuidos por Trasegar S.A., con programación previa de recogida y entrega en su empresa. Al mismo personal altamente capacitado para asesorar sus proyectos.  
 En caso de restocking se cobrará un valor del 20% sobre el total de los ítems devueltos.

Asesor Industrial  
 -Ningún empleado del departamento de ventas-

Cotización realizada por:  
 Luis Restrepo Zea



Medellin: Calle 18 No. 65-17 Teléfono: (4) 265 8486      Cali: Calle 5B4 No. 34 - 75 Teléfono: (2) 554 2120 / 67  
 Bogotá: Autopista Medellín Km 2.5 900 mts Vía Parcelas Bodega NO, 74 CIEM Oikos Occidente Tel: (1) 876 4635 / 4563  
 Barranquilla: Centro Empresarial MIX Vía 40 No. 73 - 290 Local 11 Teléfono: (5) 360 3222 / 21

**ANEXO R: CODIGO MODELAMIENTO ABSORBEDOR**

## PROGRAMA PLACA

```
#include <iostream>
#include <fstream>
#include <cmath>
#include <cstdlib>
#include <vector>
#include <string>
using namespace std;

class GEOMETRIA //geometria
{
    public:
    int M,N;
    vector<double> DeltaX;
    vector<double> DeltaY;
    vector<double> DistanciaY;
    vector<double> DistanciaX;
    double L,H,Nz1,Nz2,Nz3;
    void definirgeometria();
};

void GEOMETRIA::definirgeometria()
{
    DeltaX.resize(M,0.0);
    DeltaY.resize(N,0.0);
    DistanciaY.resize(N,0.0);
    DistanciaX.resize(M,0.0);
    Nz1=ceil(0.45*(M-1));

    //cout<<"Nz1:"<<Nz1<<endl;

    for(int i=1; i<=Nz1;i++)
    {
        DeltaX[i]=0.1/(Nz1);

        //cout<<"DeltaX["<<i<<"]:"<<DeltaX[i]<<endl;
    }

    Nz2=ceil(0.3*(M-1));
    for(int i=Nz1+1; i<=Nz1+Nz2;i++)
    {
```

```

        DeltaX[i]=0.6/(Nz2);
        //cout<< "DeltaX["<<i<<"]:"<<DeltaX[i]<<endl;
    }
    Nz3=(M-1)-(Nz1+Nz2);
    for(int i=Nz1+Nz2+1; i<=M-1;i++)
    {
        DeltaX[i]=(L-(0.1+0.6))/(Nz3);
        //cout<< "DeltaX["<<i<<"]:"<<DeltaX[i]<<endl;
    }
    for(int j=1; j<=N-1;j++)
    {
        DeltaY[j]=H/(N-1);
        //cout<< "DeltaY["<<j<<"]:"<<DeltaY[j]<<endl;
    }
    DistanciaY[0]=0.0;
    //cout<< "DistanciaY[0]:"<<DistanciaY[0]<<endl;
    for(int j=1; j<=N-1;j++)
    {
        DistanciaY[j]=DistanciaY[j-1]+DeltaY[j];
        //cout<< "DistanciaY["<<j<<"]:"<<DistanciaY[j]<<endl;
    }
    DistanciaX[0]=0.0;
    //cout<< "DistanciaX[0]:"<<DistanciaX[0]<<endl;
    for(int i=1; i<=M-1;i++)
    {
        DistanciaX[i]=DistanciaX[i-1]+DeltaX[i];
    }

```

```

        //cout<< "DistanciaX["<<i<<"]:"<<DistanciaX[i]<<endl;
    }
}

class ABSORCION
{
    public:
        vector<vector<double> > T;
        vector<vector<double> > Tc;
        vector<vector<double> > C;
        vector<vector<double> > Ccal;
        vector<vector<double> > A;
        vector<vector<double> > B;
        vector<vector<double> > V;
        vector<vector<double> > F;
        vector<vector<double> > L;
        vector<vector<double> > O;
        vector<vector<double> > Q;
        vector<vector<double> > G;
        vector<double> ConcentracionMedia;
        vector<double> ParribaG;
        vector<double> SumParribaG;
        vector<double> u;
        vector<double> mpunto;
        vector<double> SumaMpunto;
        double Tini,Xini,Twall,P,mdot,Tsk,rho,mu,D,K,Cp,Xsup,Qabs,Fr;
        string
s,NombreArchivoR1,NombreArchivoR2,NombreArchivoR3,NombreArchivoR4;

        GEOMETRIA geometria;

        void leerDatos();
        void valoresVelocidades();
        void Coeficientes();
        void Temperatura(int &i);
        void Concentraciones(int &i);
        void CondEquilibrio(int &i);
        void Imprimir();
        void Grafica();
};

void ABSORCION::leerDatos()

```

```

{
    ifstream fin("DatosPlaca.txt");
    fin >>s>> geometria.M;
    fin >>s>> geometria.N;
    fin >>s>> geometria.L;
    fin >>s>> Tini;
    fin >>s>> Xini;
    fin >>s>> Twall;
    fin >>s>> P;//en kpa
    fin >>s>> mdot;
    fin >>s>> Xsup;
    fin >>s>> Fr;
    fin>>s>>NombreArchivoR1;
    fin>>s>>NombreArchivoR2;
    fin>>s>>NombreArchivoR3;
    fin>>s>>NombreArchivoR4;
}

inline double TemperaturaInterfaz(double p,double x)
{
    const double E=-104095.5,D=-1596.49,C=7.05,A0=-
2.00755,A1=0.16976,A2=-3.133362e-3,A3=1.97668e-5,
        B0=124.937,B1=-7.71649,B2=0.152286,B3=-7.95090e-4;

    x=x*100;

    double Trk=(-2*E)/((D)+pow(((D*D)-(4*E*(C-
log10(p))))),0.5));//Trk=temperatura refrigerante en Kelvin

    double Trc=Trk-273;//Trc=temperatura refrigerante en celsius,
Tsc=temperatura solucion celsius

    double
Tsc=(B0*pow(x,0))+(B1*pow(x,1))+(B2*pow(x,2))+(B3*pow(x,3))+Trc*((A0*pow(x,0
))+(A1*pow(x,1))+(A2*pow(x,2))+(A3*pow(x,3)));

    double Tsk=Tsc+273;

    return (Tsk);//[K]
}

inline double Densidad(double tk,double x)//debe pasarse la temperatura en kelvin

```

```

{
    double A0,A1,A2;
    x=x*100;
    A0=(10976.3+0.71244*x+2.21446*pow(x,2))*pow(10,-4);
    A1=(6796.2-148.247*x-0.89696*pow(x,2))*pow(10,-7);
    A2=(-350.97-324.312*x+4.97020*pow(x,2))*pow(10,-10);
    double rho=(A0+A1*tk+A2*pow(tk,2))*1000;
    return (rho);//[kg/m3]
}

inline double Viscosidad(double tk,double x)//debe pasarse la temperatura en
kelvin
{
    double A1,A2,A3;
    x=x*100;
    A1=(-494.122+16.3967*x-0.14511*pow(x,2));
    A2=(28606.4-934.568*x+8.52755*pow(x,2));
    A3=(70.3848-2.35014*x+0.0207809*pow(x,2));
    double mu=(exp(A1+(A2/tk)+A3*log(tk)))*0.001;
    return (mu);//[pa*s]
}

inline double ConductividadTermica(double tk,double x)//debe pasarse la
temperatura en kelvin k=W/mk
{
    const double a1=-1407.53,a2= 11.0513,a3=-1.46741e-2,b1=38.9855,b2=-
0.240475,b3=3.48073e-4,c1=-0.265025,
                c2=1.51915e-3,c3=-2.32262e-6;
    x=x*100;
    double A=a1+a2*tk+a3*pow(tk,2);
    double B=b1+b2*tk+b3*pow(tk,2);
    double C=c1+c2*tk+c3*pow(tk,2);
}

```

```

        double K=(A+B*x+C*pow(x,2))*0.001;
        return (K);//[W/m*K]
    }

    inline double CalorAbsorcion(double tk,double x)
    {
        double Qabs=2.51246e6-(483.3+4177*(tk-273))+4187*(-202.21+1398.47*x-
2465.14*pow(x,2)+1410.1*pow(x,3));
        return (Qabs);//[J/kg]
    }

    inline double CalorEspecifico(double x)
    {
        double cp1=2630.0,cp2=1800.0;
        double y=cp1+(cp2-cp1)/(0.65-0.35)*(x-0.35);
        double Cp=y-17.0*(x-0.35)*(x-0.65)/(-0.0225);
        return (Cp);//[J/(kg*K)]
    }

    inline double Difusividad(double tk,double x, double &q, double &f)
    {
        double D25=38.07*exp(-5.708*(x))*1e-9;
        double D=(q/f)*(tk/298)*D25;
        return (D);//[m^2/s]
    }

    void ABSORCION::valoresVelocidades()
    {
        u.resize(geometria.N,0.0);
        u[0]=0.0;
        for(int j=1; j<geometria.N; j++)

```

```

    {
        u[j]=((rho*9.81)/(2*mu))*((2*geometria.H*geometria.DistanciaY[j])-(
pow(geometria.DistanciaY[j],2)));

        //cout<<"u["<<j<<"]:"<<u[j]<<endl;
    }
}

void ABSORCION::Coeficientes()
{
    A.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    B.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    V.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    F.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    L.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    O.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    Q.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    G.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    C.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    T.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    for(int j=1; j<=geometria.N-2;j++)
    {
        for(int i=1; i<=geometria.M-1;i++)
        {
            A[i][j]=(rho*u[j])/(geometria.DeltaX[i]);

            //cout<<"A["<<i<<"]["<<j<<"]:"<<A[i][j]<<endl;

            B[i][j]=(K/Cp)*(1/(0.5*geometria.DeltaY[j+1]*(geometria.DeltaY[j]+geometria.
DeltaY[j+1])));

            //cout<<"B["<<i<<"]["<<j<<"]:"<<B[i][j]<<endl;

            V[i][j]=(K/Cp)*(1/(0.5*geometria.DeltaY[j]*(geometria.DeltaY[j]+geometria.De
ltaY[j+1])));

            //cout<<"V["<<i<<"]["<<j<<"]:"<<V[i][j]<<endl;

            F[i][j]=A[i][j]+B[i][j]+V[i][j];

```

```

        //cout<<"F["<i<<"["<<j<<"]:"<<F[i][j]<<endl;
        L[i][j]=(u[j])/(geometria.DeltaX[i]);
        //cout<<"L["<i<<"["<<j<<"]:"<<L[i][j]<<endl;

        O[i][j]=(D)/(0.5*geometria.DeltaY[j+1]*(geometria.DeltaY[j]+geometria.Delta
Y[j+1]));
        //cout<<"O["<i<<"["<<j<<"]:"<<O[i][j]<<endl;

        Q[i][j]=(D)/(0.5*geometria.DeltaY[j]*(geometria.DeltaY[j]+geometria.DeltaY[j+
1]));
        //cout<<"Q["<i<<"["<<j<<"]:"<<Q[i][j]<<endl;
        G[i][j]=L[i][j]+O[i][j]+Q[i][j];
        //cout<<"G["<i<<"["<<j<<"]:"<<G[i][j]<<endl;
    }
}
}
}

void ABSORCION::Temperatura(int &i)
{
    Tc.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
    for (int j=1; j<geometria.N-1; j++)
    {
        T[i][j]=320;
    }
    double Error=1.0e-8;
    int ojo=1, nite=0;
    while(ojo==1 && nite<10000)
    {
        ojo=0;
        nite++;
        //cout<<"niter:"<<nite<<endl;
    }
}

```

```

for (int j=1; j<geometria.N-1; j++)
{
Tc[i][j]=(B[i][j]*T[i][j+1]+A[i][j]*T[i-1][j]+V[i][j]*T[i][j-1])/(F[i][j]);
if(fabs(Tc[i][j]-T[i][j])>Error)
{
ojo=1;
T[i][j]=T[i][j]+Fr*(Tc[i][j]-T[i][j]);
}
else
{
T[i][j]=Tc[i][j];
}
}
}
for (int j=0; j<=geometria.N-1; j++)
{
//cout<<"T["<<i<<"]["<<j<<"]:"<<T[i][j]<<endl;
}
}
void ABSORCION::Concentraciones(int &i)
{
Ccal.resize(geometria.M, vector<double>(geometria.N,0.0));
for (int j=1; j<geometria.N-1; j++)
{
C[i][j]=Xsup;
}
double Error=1.0e-8;

```

```

        int ojo=1, nite=0;
while(ojo==1 && nite<10000)
{
        ojo=0;
                nite++;
                //cout<<"niter:"<<nite<<endl;

for (int j=1; j<geometria.N-1; j++)
{
C[i][0]=C[i][1];
Ccal[i][j]=(O[i][j]*C[i][j+1]+L[i][j]*C[i-1][j]+Q[i][j]*C[i][j-1])/(G[i][j]);
if(fabs(Ccal[i][j]-C[i][j])>Error)
{
        ojo=1;
        C[i][j]=C[i][j]+Fr*(Ccal[i][j]-C[i][j]);
}
else
{
        C[i][j]=Ccal[i][j];
}
}
}
for (int j=0; j<=geometria.N-1; j++)
{
        //cout<<"C["<<i<<"]["<<j<<"]:"<<C[i][j]<<endl;
}
}
void ABSORCION::CondEquilibrio(int &i)

```

```

{
    Ccal[i][geometria.N-1]=(C[i][geometria.N-2])-
    ((K/(rho*D*Qabs))*(T[i][geometria.N-1]-T[i][geometria.N-2]));

    cout<<"Ccal["<<i<<"]"<<geometria.N-1<<"]:"<<Ccal[i][geometria.N-
1]<<endl;
}

void ABSORCION::Grafica()

{
    mpunto.resize(geometria.N,0.0);
    SumaMpunto.resize(geometria.N,0.0);
    ConcentracionMedia.resize(geometria.M,0.0);
    ParribaG.resize(geometria.N,0.0);
    SumParribaG.resize(geometria.M,0.0);
    for(int j=1; j<geometria.N-1; j++)
    {

        mpunto[j]=rho*u[j]*geometria.DeltaY[j];

        SumaMpunto[j]=SumaMpunto[j-1]+mpunto[j];

        //cout<<"mpunto["<<j<<"]:"<<mpunto[j]<<endl;

        //cout<<"SumaMpunto["<<j<<"]:"<<SumaMpunto[j]<<endl;

    }

    for(int i=1; i<geometria.M-2; i++)
    {

        for(int j=1; j<geometria.N-2; j++)
        {

            ParribaG[j]=(mpunto[j]*C[i][j]);

            cout<<"ParribaG["<<j<<"]:"<<ParribaG[j]<<endl;

            SumParribaG[i]=SumParribaG[i-1]+ParribaG[j];

            cout<<"SumParribaG["<<i<<"]:"<<SumParribaG[i]<<endl;

        }

    }
}

```

```

}
void ABSORCION::Imprimir()
{
    ofstream fout(NombreArchivoR1.c_str());
    // Para el mapa de concentraciones
    for(int i=0; i<=geometria.M-1; i++)
    {
        for(int j=0; j<=geometria.N-1; j++)
        {
            fout<<geometria.DistanciaX[i]<<"
"<<geometria.DistanciaY[j]<<" "<<C[i][j]<<endl;
        }
    }

    ofstream Lout(NombreArchivoR2.c_str());
    // Para el mapa de Temperaturas
    for(int i=0; i<=geometria.M-1; i++)
    {
        for(int j=0; j<=geometria.N-1; j++)
        {
            Lout<<geometria.DistanciaX[i]<<"
"<<geometria.DistanciaY[j]<<" "<<T[i][j]<<endl;
        }
    }

    Lout.close();
    fout.close();
}

```

```

int main ()
{
    ABSORCION absorcion;
    absorcion.leerDatos();
    absorcion.Tsk=TemperaturaInterfaz(absorcion.P,absorcion.Xini);
    //cout<<"Tsk:"<<absorcion.Tsk<<endl;//[K]
    absorcion.Qabs=CalorAbsorcion(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    //cout<<"Qabs:"<<absorcion.Qabs<<endl;//[J/kg]
    absorcion.rho=Densidad(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    //cout<<"rho:"<<absorcion.rho<<endl;//[kg/m3]
    absorcion.Cp=CalorEspecifico(absorcion.Xini);
    //cout<<"Cp:"<<absorcion.Cp<<endl;//[J/(kg*K)]
    absorcion.mu=Viscosidad(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    //cout<<"mu:"<<absorcion.mu<<endl;//[pa*s]
    absorcion.K=ConductividadTermica(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    //cout<<"K:"<<absorcion.K<<endl;//[W/m*K]
    double q=Viscosidad(298.0,absorcion.Xini);
    double f=Viscosidad(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    absorcion.D=Difusividad(absorcion.Tsk,absorcion.Xini,q,f);
    //cout<<"D:"<<absorcion.D<<endl;//[m^2/s]
    absorcion.geometria.H=pow((3*absorcion.mu*absorcion.mdot/(pow(absorcion.rho,2)*9.81)),(1.0/3.0));
    //cout<<"H:"<<absorcion.geometria.H<<endl;
    absorcion.geometria.definirgeometria();
    absorcion.valoresVelocidades();
    absorcion.Coficientes();
}

```

```

for(int i=0; i<=absorcion.geometria.M-1; i++)
    {
        absorcion.T[i][0]=absorcion.Twall;
    }
for(int j=1; j<=absorcion.geometria.N-1; j++)
    {
        absorcion.T[0][j]=absorcion.Tini;
        absorcion.C[0][j]=absorcion.Xini;
    }

for(int i=1; i<=absorcion.geometria.M-1; i++)
    {
        //int i=1;
        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]=0.59;//0.99*absorcion.C[i-
1][absorcion.geometria.N-1];
        double Error1=1.0e-8;
        int ojo1=1, nite1=0;
        vector<double> X(10000);
        double Fr=0.5;
        X[0]=0.6;
while(ojo1==1 && nite1<10000)
{
    ojo1=0;
        absorcion.T[i][absorcion.geometria.N-
1]=TemperaturaInterfaz(absorcion.P,absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]);
        absorcion.Temperatura(i);
        absorcion.Concentraciones(i);
        absorcion.CondEquilibrio(i);

```

```

        nite1++;
//      cout<<" "<<endl;
//      cout<<"niter1:"<<nite1<<endl;

    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])>Error1 && nite1<2)
    {
        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-
1]=absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1];
        X[nite1]=absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1];
        //cout<<"X["<<nite1<<"]:"<<X[nite1]<<endl;
        ojo1=1;
    }

    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])>Error1 && nite1>=2)
    {
        //      cout<<"entro al 2 if"<<endl;

        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]=X[nite1-
1]+Fr*(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-X[nite1-1]);
        X[nite1]=absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1];
//      cout<<"X["<<nite1<<"]:"<<X[nite1]<<endl;
        ojo1=1;
    }

    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])<Error1 && nite1>=2)
    {

        //cout<<"entro al 3 if"<<endl;

        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-
1]=absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1];

        //cout<<"C["<<i<<"]]"<<absorcion.geometria.N-

```

```

1<<"]:"<<absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]<<endl;
    }
//    cout<<" "<<endl;
}
}
//    absorcion.Grafica();
    absorcion.Imprimir();
    return 0;
}

```

## PROGRAMA TUBO

```

#include <iostream>
#include <fstream>
#include <cmath>
#include <cstdlib>
#include <vector>
#include <string>

using namespace std;

inline double Densidad(double tc)
{
    double rho=0.000015451*pow(tc,3)-0.0059003*pow(tc,2)-
0.019075*tc+1002.3052;

    return (rho);
}

inline double CalorEspecifico(double tc)
{
    double Cp=0.000003216145833*pow(tc,4)-
0.000798668982*pow(tc,3)+0.0780295139*pow(tc,2)-3.0481614*tc+4217.7377;

    return (Cp);
}

```

```

}

inline double Conductividad(double tc)
{
    double k=5.39715158e-01-2.05375281e-03*tc+3.54841849e-04*pow(tc,2)-
7.63596294e-06*pow(tc,3)+5.70699894e-08*pow(tc,4)-1.80504695e-
10*pow(tc,5)+2.06897266e-13*pow(tc,6);

    return (k);
}

inline double mu(double tc)
{
    double tk=tc+273;
    double mu=25.3/(-8.58e4+91*tk+pow(tk,2));
    return (mu);
}

inline double Prandtl(double tc)
{
    double Pr=1.31856392e+01-3.96958200e-01*tc+6.28146859e-
03*pow(tc,2)-5.64040730e-05*pow(tc,3)+2.81296877e-07*pow(tc,4)-7.16047085e-
10*pow(tc,5)+7.21806216e-13*pow(tc,6);
    return (Pr);
}

int main ()
{
    ifstream fin("DatosTuberia.txt");
    int M;
    double L,Tini,Pini,Vini,Dint,Twall,Tsup,Vsup,Psup;
    double
T[M+1],P[M+1],V[M+1],Tw[M+1],Tmedia[M+1],Vmedia[M+1],mdot,Tcal[M+1],Vcal[
M+1],Pcal[M+1];
    double rhom,rhow,Cpm,km,mum,muw,Prm,Re;
    double C,m,n,K,Nu,h;
    double S,DeltaX,Error=1e-8;

```

```

double DistanciaX[M+1];

double
difT,difV,difP,diferencia1,diferencia2,diferencia,e=0.001,a,b,f;//e=rugosidad;

string s,NombreArchivoR1;

fin >>s>> M;
fin >>s>> L;
fin >>s>> Tini;
fin >>s>> Pini;
fin >>s>> Vini;
fin >>s>> Tsup;
fin >>s>> Psup;
fin >>s>> Vsup;
fin >>s>> Dint;
fin >>s>> Twall;
fin>>s>>NombreArchivoR1;
T[0]=Tini;
V[0]=Vini;
P[0]=Pini;
for(int i=1; i<=M+1; i++)
{
    T[i]=Tsup;
    V[i]=Vsup;
    P[i]=Psup;
    Tw[i]=Twall;
}

DeltaX=L/M;
//cout<<"DeltaX:"<<DeltaX<<endl;
DistanciaX[0]=0.0;
for(int i=1; i<=M; i++)
{
    DistanciaX[i]=DistanciaX[i-1]+DeltaX;
    //cout<<"DistanciaX["<<i<<"]:"<<DistanciaX[i]<<endl;
}

```

```

    }
    S=3.1416*Dint*DeltaX;
    mdot=Densidad(Tini)*Vini*(3.1416*(pow(Dint,2))/4);
for(int i=1; i<=M; i++)
{
    int ojo=1, nite=0;
    while(ojo==1 && nite<10000)
    {
        ojo=0;
        nite++;

        Tmedia[i]=(T[i]+T[i-1])/2;
        Vmedia[i]=(V[i]+V[i-1])/2;
//      cout<<"Tmedia["<<i<<"]:"<<Tmedia[i]<<endl;
//      cout<<"Vmedia["<<i<<"]:"<<Vmedia[i]<<endl;
//Propiedades a la temperatura media
        rhom=Densidad(Tmedia[i]);
        Cpm=CalorEspecifico(Tmedia[i]);
        km=Conductividad(Tmedia[i]);
        mum=mu(Tmedia[i]);
        Prm=Prandtl(Tmedia[i]);
        rhow=Densidad(Tw[i]);
        muw=mu(Tw[i]);
        Re=(rhom*Vmedia[i]*Dint)/(mum);
//      cout<<"Re:"<<Re<<endl;

        if(Re<2300)
        {
            C=3.66;
            m=0.0;
            n=0.0;
            K=1.0;

```

```

//          cout<<"Laminar"<<endl;
    }
    else
    {      C=0.027;
          m=0.8;
          n=0.33;
          K=pow(((mum)/(muw)),0.14);
//          cout<<"Turbulento"<<endl;
    }
    Nu=(C*pow(Re,m)*pow(Prm,n)*K);
//    cout<<"Nu:"<<Nu<<endl;
    h=(Nu*km)/Dint;
//    cout<<"h:"<<h<<endl;
    Tcal[i]=((mdot*Cpm*T[i-1])+(h*S*(Tw[i]-T[i-1]/2)))/((mdot*Cpm)+((h*S)/2));
    Vcal[i]=(Densidad(T[i-1])*V[i-1])/(Densidad(T[i]));
    a=pow((2.457*log(1.0/(pow((7.0/Re),0.9)+0.27*(e/Dint)))),16.0);
    b=pow((37530/Re),16.0);
    f=2*pow(((pow((8.0/Re),12))+((1.0/(pow((a+b),1.5))))),(1.0/12.0));
    Pcal[i]=P[i-1]-
f*(((rho*m*pow(Vmedia[i],2)*DeltaX*4))/(2*Dint))+4/(3.1416*pow(Dint,2))*(mdot*(V[
i-1]-V[i]));

    cout<<"Tcal["<<i<<"]:"<<Tcal[i]<<endl;
    cout<<"Vcal["<<i<<"]:"<<Vcal[i]<<endl;
    cout<<"Pcal["<<i<<"]:"<<Pcal[i]<<endl;
    difT=fabs(T[i]-Tcal[i]);
    difV=fabs(V[i]-Vcal[i]);

```

```

difP=fabs(P[i]-Pcal[i]);
//cout<<"difT:"<<difT<<endl;
//cout<<"difV:"<<difV<<endl;
diferencia1=max(difT,difV);
diferencia2=max(difT,difP);
diferencia=max(diferencia1,diferencia2);
//cout<<"diferencia:"<<diferencia<<endl;
    if(diferencia>Error)
    {
        ojo=1;
        T[i]=Tcal[i];
        V[i]=Vcal[i];
        P[i]=Pcal[i];
    }
    else
    {
        T[i]=Tcal[i];
        V[i]=Vcal[i];
        P[i]=Pcal[i];
        //cout<<"entro al else"<<endl;
    }
//    cout<<" "<<endl;
}
}
ofstream fout(NombreArchivoR1.c_str());
for(int i=0; i<=M; i++)

```

```

{
    fout<<DistanciaX[i]<<'\t'<<T[i]<<'\t'<<V[i]<<'\t'<<P[i]<<endl;
}
fout.close();
    return 0;
}

```

## JUNTO

```

#include <iostream>
#include <fstream>
#include <cmath>
#include <cstdlib>
#include <vector>
#include <string>
#include "Placa.h"
#include "Tubo.h"
using namespace std;

int main ()
{
    //Tubo
    TUBO tubo;
    tubo.leerDatos();
    tubo.CondIniciales();
    tubo.geometria.definirgeometria();
    tubo.AlfaExterno();

    double Error=1.0e-8;
    int ojo=1, nite=0;
    while(ojo==1 && nite<10000)
    {
        ojo=0;
        nite++;
    }
}

```

```

int ojo1=1;
int nite1=0;
while(ojo1==1 && nite1<10000)
{
    ojo1=0;
    nite1++;
    tubo.TemperaturaInterna();
    tubo.Balance();
    tubo.Coeficientes();
    for(int i=0; i<=tubo.geometria.M; i++)
        {
            tubo.Twcal[i]=(tubo.aw[i]*tubo.Tw[i-
1]+tubo.ae[i]*tubo.Tw[i+1]+tubo.an[i]*tubo.Tg+tubo.as[i]*tubo.Tmedia[i])/(tubo.ap[i)
;

            //cout<<"Twcal["<<i<<"]:"<<tubo.Twcal[i]<<endl;
            if(fabs(tubo.Twcal[i]-tubo.Tw[i])>tubo.Error)
                {
                    ojo1=1;
                    tubo.Tw[i]=tubo.Twcal[i];
                    //cout<<"entro al if"<<endl;
                }
            else
                {
                    tubo.Tw[i]=tubo.Twcal[i];
                    //cout<<"entro al else"<<endl;
                }
        }
    }
    tubo.Imprimir();
    ABSORCION absorcion;
    absorcion.leerDatos();
    absorcion.leerTw();

```

```

    absorcion.Tsk=TemperaturaInterfazS(absorcion.P,absorcion.Xini);
//    cout<<"Tsk:"<<absorcion.Tsk<<endl;//[K]
    absorcion.Qabs=CalorAbsorcionS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
//    cout<<"Qabs:"<<absorcion.Qabs<<endl;//[J/kg]
    absorcion.rho=DensidadS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
//    cout<<"rho:"<<absorcion.rho<<endl;//[kg/m3]
    absorcion.Cp=CalorEspecificoS(absorcion.Xini);
//    cout<<"Cp:"<<absorcion.Cp<<endl;//[J/(kg*K)]
    absorcion.mu=ViscosidadS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
//    cout<<"mu:"<<absorcion.mu<<endl;//[pa*s]
    absorcion.K=ConductividadTermicaS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
//    cout<<"K:"<<absorcion.K<<endl;//[W/m*K]
    double q=ViscosidadS(298.0,absorcion.Xini);
    double f=ViscosidadS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini);
    absorcion.D=DifusividadS(absorcion.Tsk,absorcion.Xini,q,f);
//    cout<<"D:"<<absorcion.D<<endl;//[m^2/s]
    absorcion.geometria.H=pow((3*absorcion.mu*absorcion.mdot/(pow(absorcion.rho,2)*9.81)),(1.0/3.0));
//    cout<<"H:"<<absorcion.geometria.H<<endl;
    absorcion.geometria.definirgeometria();
    absorcion.valoresVelocidades();
    absorcion.Coficientes();
    absorcion.CondIniciales();
for(int i=1; i<=absorcion.geometria.M-1; i++)
{
    absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]=0.59;

```

```

double Error1=1.0e-8;
int ojo1=1, nite1=0;
vector<double> X(10000);
double Fr=0.5;
X[0]=0.6;
while(ojo1==1 && nite1<10000)
{
    ojo1=0;
    absorcion.T[i][absorcion.geometria.N-
1]=TemperaturaInterfazS(absorcion.P,absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]);
    absorcion.Temperatura(i);
    absorcion.Concentraciones(i);
    absorcion.CondEquilibrio(i);
    nite1++;
    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])>Error1 && nite1<2)
    {
        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-
1]=absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1];
        X[nite1]=absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1];
        ojo1=1;
    }
    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])>Error1 && nite1>=2)
    {
        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1]=X[nite1-
1]+Fr*(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-X[nite1-1]);
        X[nite1]=absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1];
        ojo1=1;
    }
}

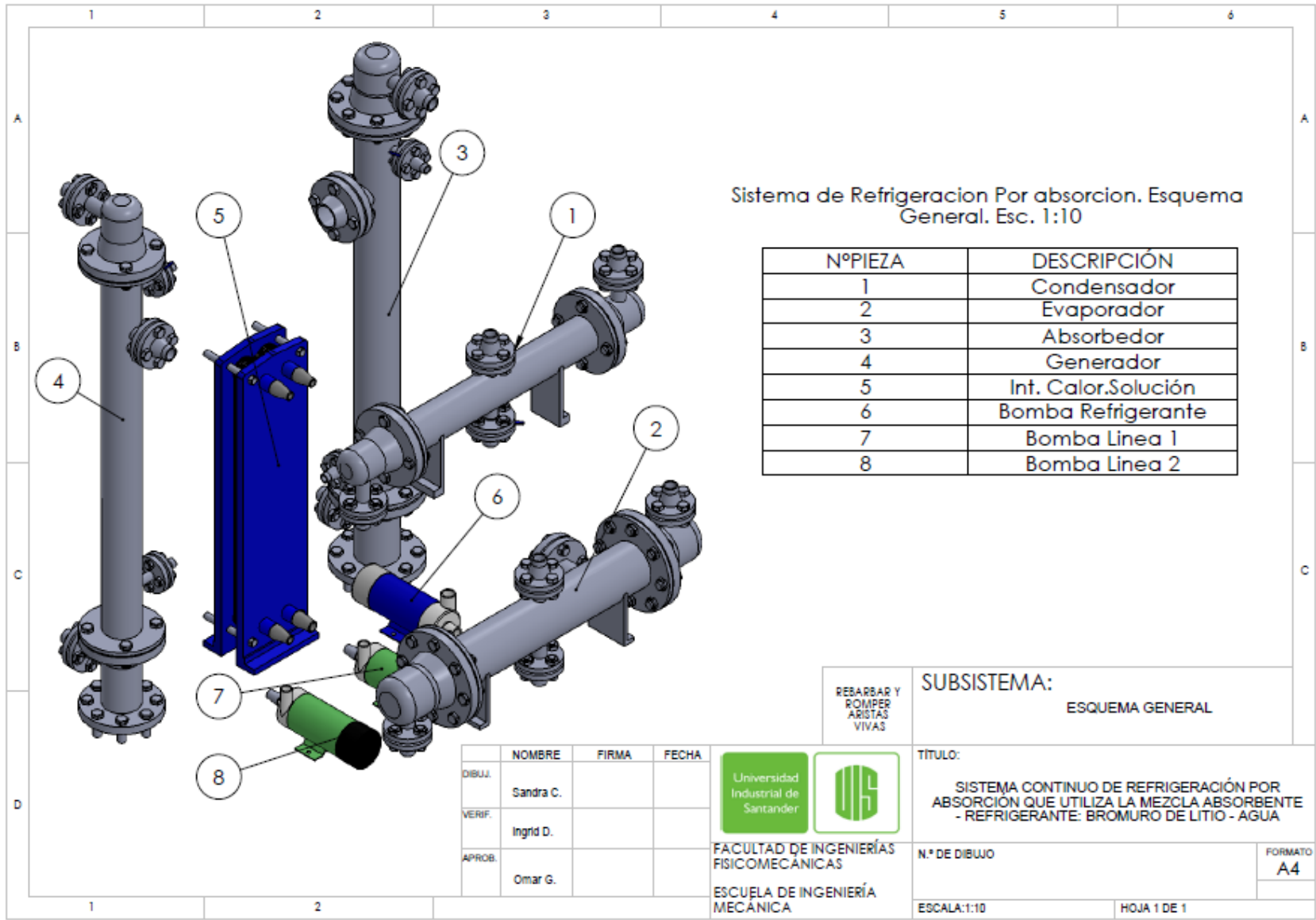
```

```

    }
    if(fabs(absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1]-
absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-1])<Error1 && nite1>=2)
    {
        absorcion.C[i][absorcion.geometria.N-
1]=absorcion.Ccal[i][absorcion.geometria.N-1];
    }
}
}
absorcion.Calor();
absorcion.Imprimir();
for(int i=1; i<=absorcion.geometria.M-1; i++)
{
    if(fabs(absorcion.AlfaExt[i]-tubo.AlfaExt[i])>Error)
    {
        //cout<<"entro al if"<<endl;
        ojo=1;
        cout<<"Error:" <<fabs(absorcion.AlfaExt[i]-tubo.AlfaExt[i])<<endl;
        tubo.AlfaExt[i]=absorcion.AlfaExt[i];
    }
    else
    {
        //cout<<"entro al else"<<endl;
        cout<<"Error:" <<fabs(absorcion.AlfaExt[i]-tubo.AlfaExt[i])<<endl;
        tubo.AlfaExt[i]=absorcion.AlfaExt[i];
    }
}
}
return 0;
}

```

## **ANEXO S: PLANOS**



Sistema de Refrigeración Por absorción. Esquema General. Esc. 1:10

NºPIEZA	DESCRIPCIÓN
1	Condensador
2	Evaporador
3	Absorbedor
4	Generador
5	Int. Calor.Solución
6	Bomba Refrigerante
7	Bomba Línea 1
8	Bomba Línea 2

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

SUBSISTEMA:  
ESQUEMA GENERAL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Sandra C.		
VERIF.	Ingríd D.		
APROB.	Omar G.		

Universidad Industrial de Santander

FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

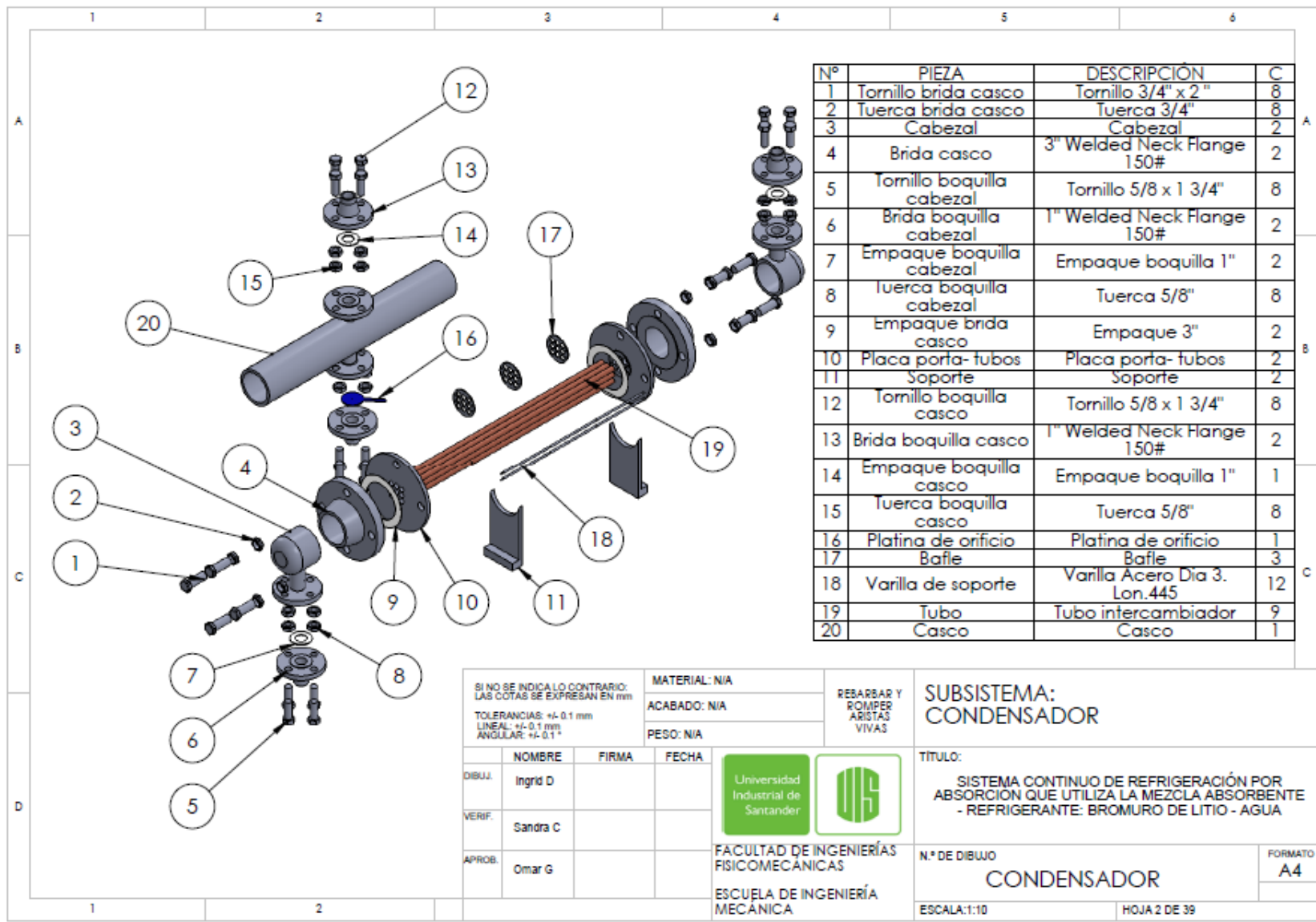
TÍTULO:  
SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

N.º DE DIBUJO

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1

FORMATO  
A4



Nº	PIEZA	DESCRIPCIÓN	C
1	Tornillo brida casco	Tornillo 3/4" x 2"	8
2	Tuerca brida casco	Tuerca 3/4"	8
3	Cabezal	Cabezal	2
4	Brida casco	3" Welded Neck Flange 150#	2
5	Tornillo boquilla cabezal	Tornillo 5/8 x 1 3/4"	8
6	Brida boquilla cabezal	1" Welded Neck Flange 150#	2
7	Empaque boquilla cabezal	Empaque boquilla 1"	2
8	Tuerca boquilla cabezal	Tuerca 5/8"	8
9	Empaque brida casco	Empaque 3"	2
10	Placa porta-tubos	Placa porta-tubos	2
11	Soporte	Soporte	2
12	Tornillo boquilla casco	Tornillo 5/8 x 1 3/4"	8
13	Brida boquilla casco	1" Welded Neck Flange 150#	2
14	Empaque boquilla casco	Empaque boquilla 1"	1
15	Tuerca boquilla casco	Tuerca 5/8"	8
16	Platina de orificio	Platina de orificio	1
17	Bafile	Bafile	3
18	Varilla de soporte	Varilla Acero Dia 3. Lon.445	12
19	Tubo	Tubo intercambiador	9
20	Casco	Casco	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  
 TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm  
 LINEAL: +/- 0.1 mm  
 ANGULAR: +/- 0.1°

MATERIAL: N/A  
 ACABADO: N/A  
 PESO: N/A

REBARBAR Y  
 ROMPER  
 ARISTAS  
 VIVAS

SUBSISTEMA:  
**CONDENSADOR**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ingrid D		
VERIF.	Sandra C		
APROB.	Omar G		

Universidad Industrial de Santander

FACULTAD DE INGENIERÍAS  
 FISICOMECAÑICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA  
 MECÁNICA

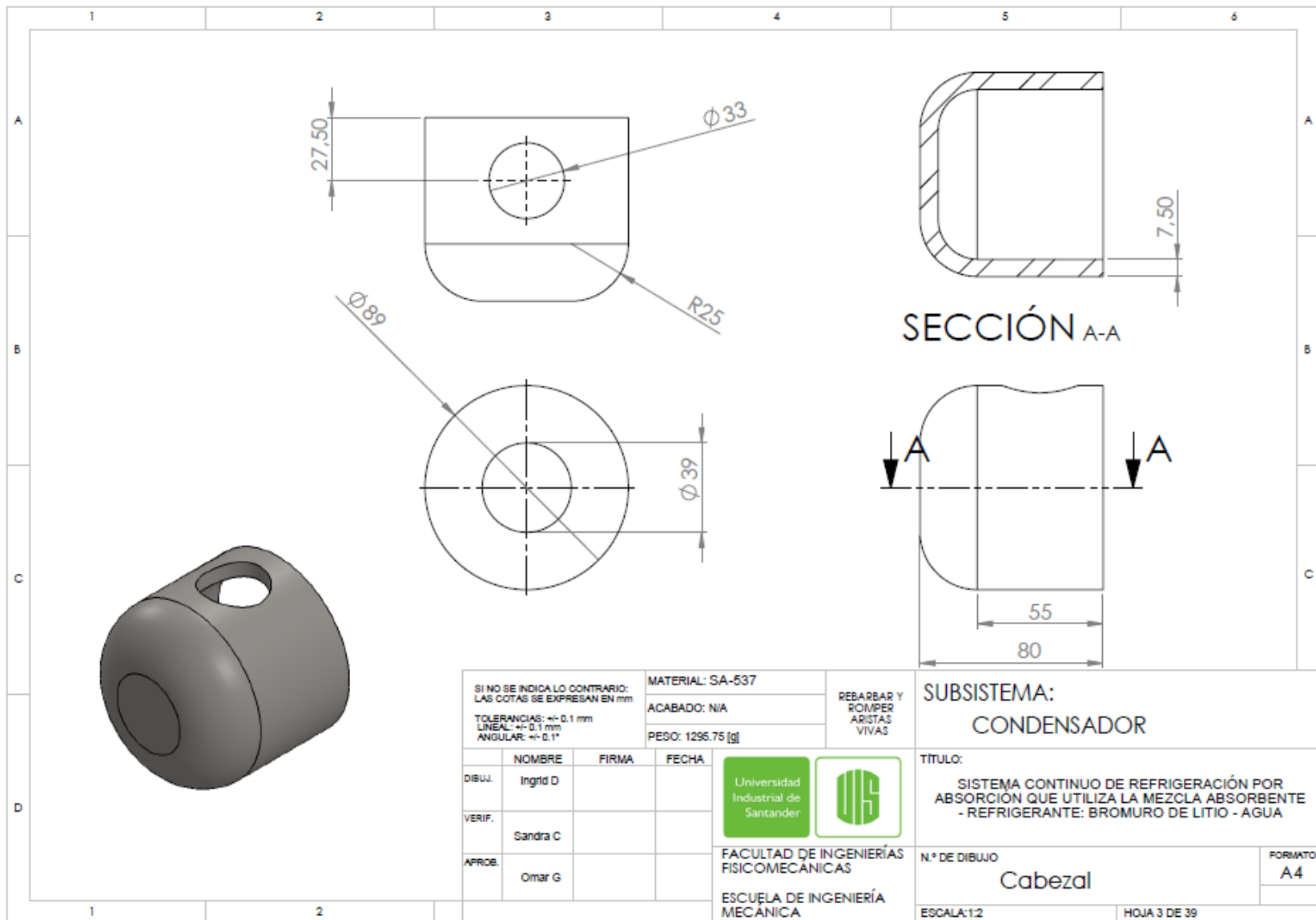
TÍTULO:  
 SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR  
 ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE  
 - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

Nº DE DIBUJO  
**CONDENSADOR**

FORMATO  
**A4**

ESCALA:1:10

HOJA 2 DE 39



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  
 TOLERANCIAS:  $\pm 0.1$  mm  
 LINEAL:  $\pm 0.1$  mm  
 ANGULAR:  $\pm 0.1^\circ$

MATERIAL: SA-537  
 ACABADO: N/A  
 PESO: 1295.75 [g]

REBARBAR Y  
 ROMPER  
 ARISTAS  
 VIVAS

SUBSISTEMA:  
 CONDENSADOR

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ingrid D		
VERIF.	Sandra C		
APROB.	Omar G		



FACULTAD DE INGENIERÍAS  
 FISICOMECAICAS

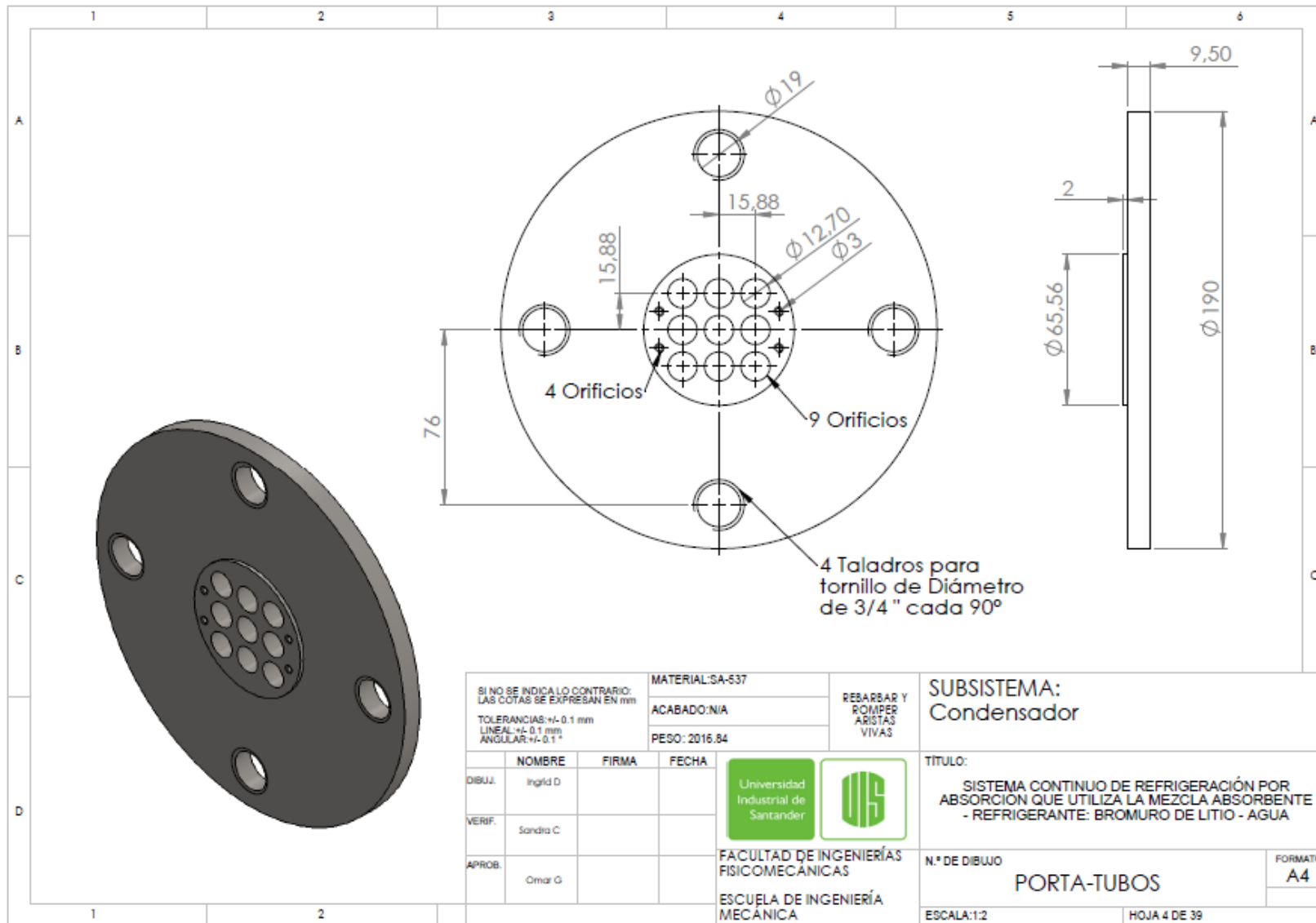
ESCUELA DE INGENIERÍA  
 MECÁNICA


TITULO:  
 SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR  
 ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE  
 - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

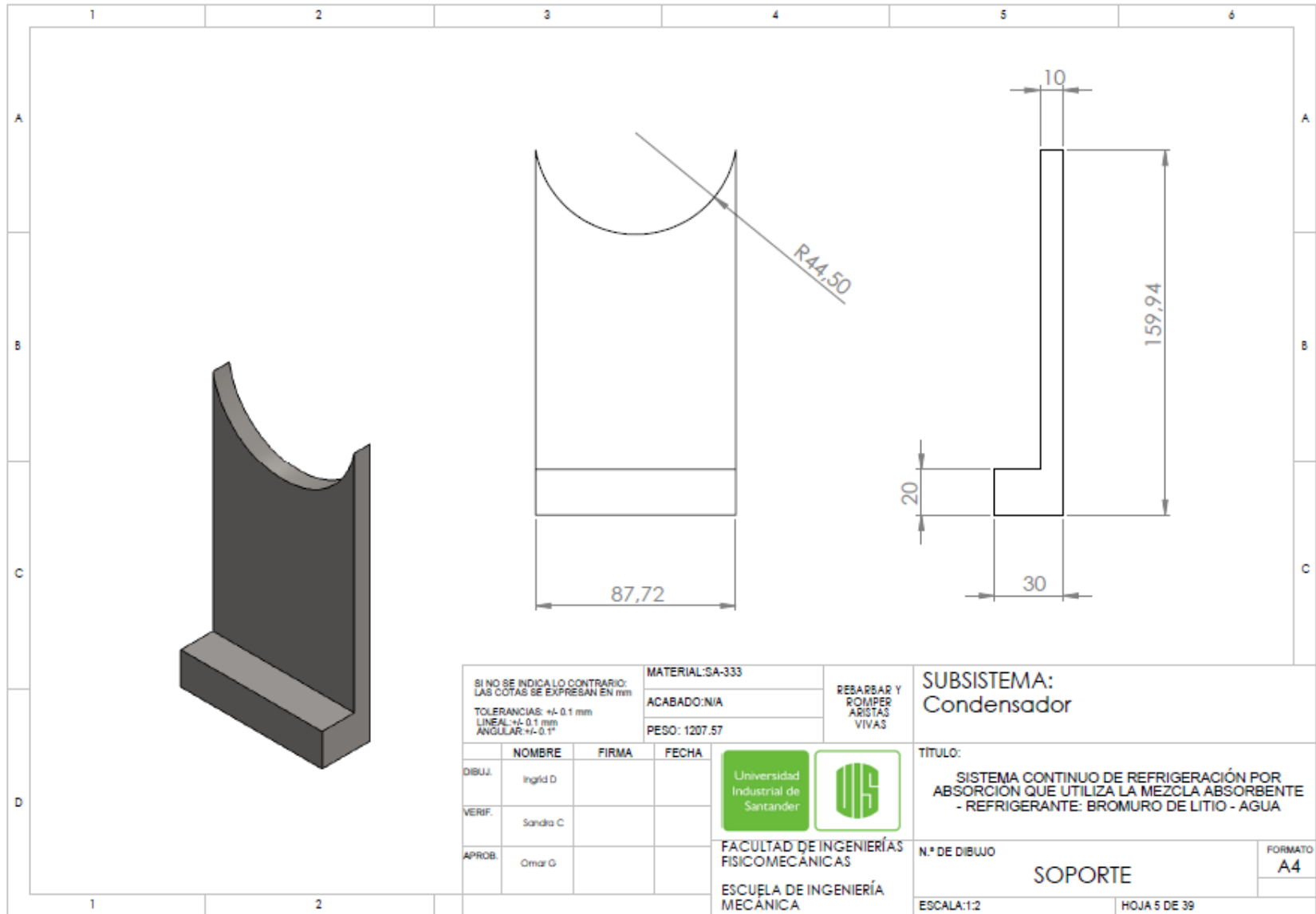
N.º DE DIBUJO  
 Cabezal



FORMATO  
 A4

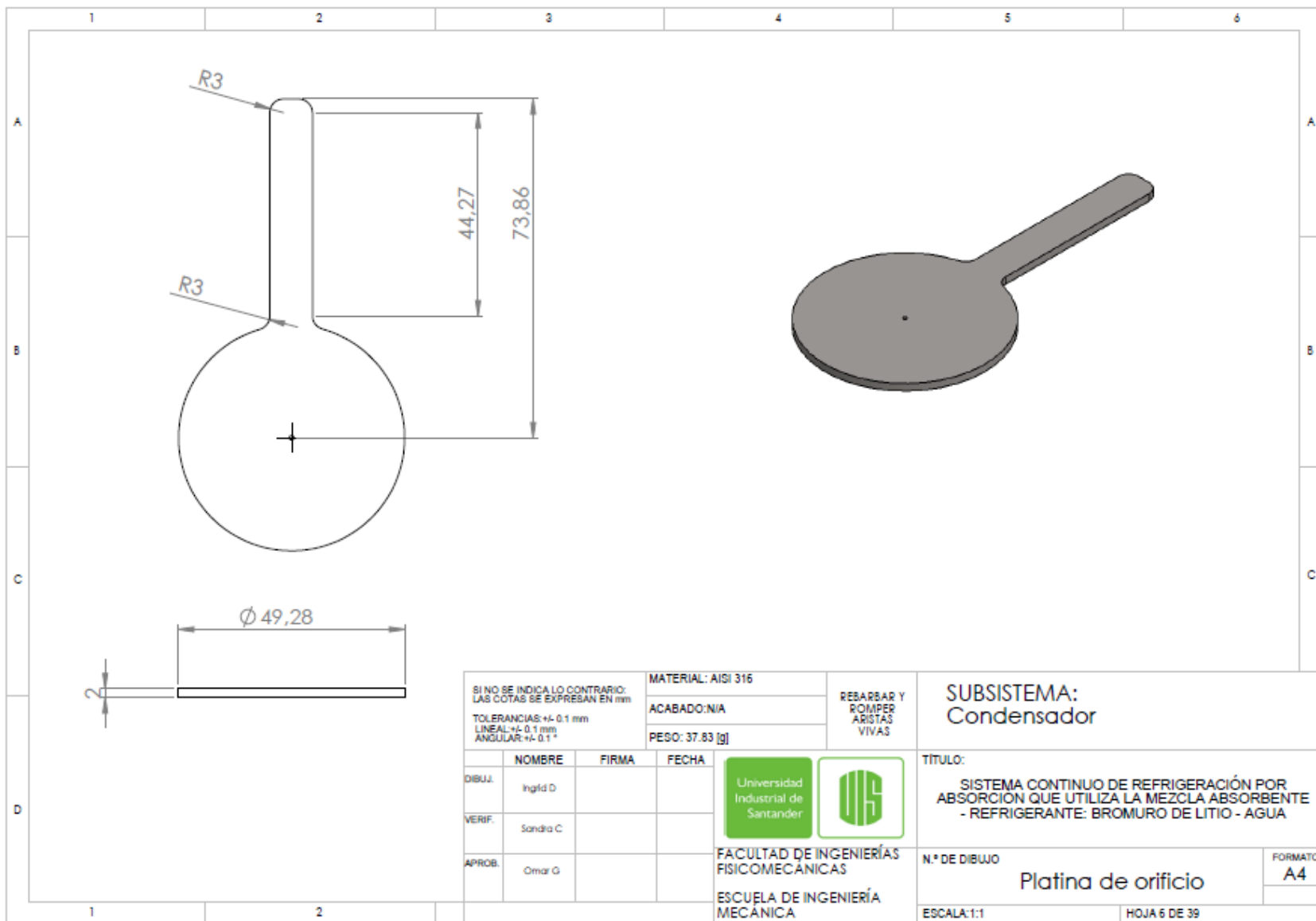
ESCALA: 1:2 HOJA 3 DE 39

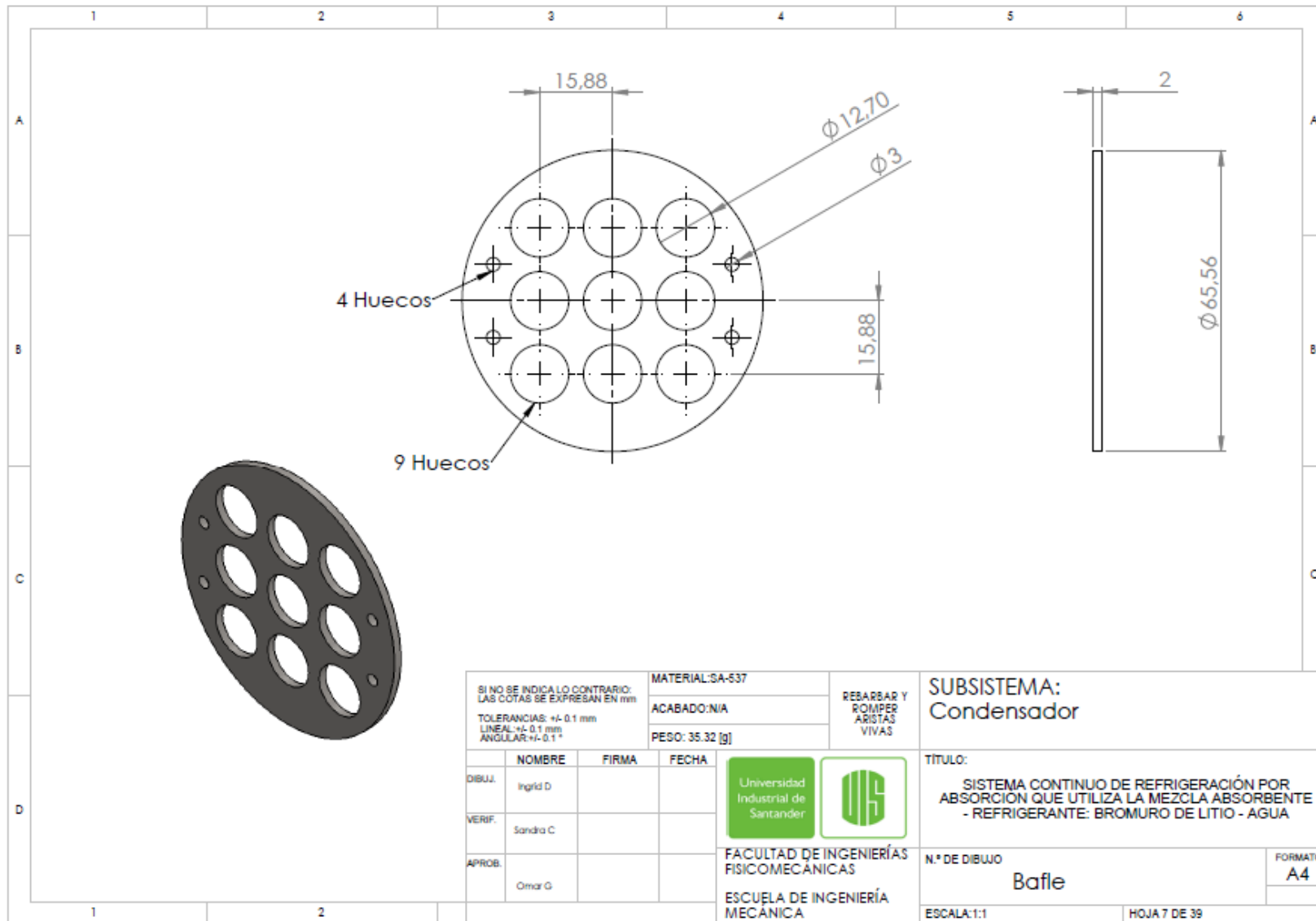


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm TOLERANCIAS: $\pm 0.1$ mm LINEAL: $\pm 0.1$ mm ANGULAR: $\pm 0.1^\circ$			MATERIAL: SA-537 ACABADO: N/A PESO: 2016.84	RESARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: Condensador
DIBUJ. Inglid D VERIF. Sandra C APROB. Omar G	NOMBRE FIRMA FECHA	Universidad Industrial de Santander		TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	N.º DE DIBUJO <b>PORTA-TUBOS</b> ESCALA: 1:2
				FORMATO <b>A4</b>	HOJA 4 DE 39



SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL:SA-333	RESABRAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: Condensador		
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO:N/A		TITULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCION QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
			PESO: 1207.57				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO		FORMATO
DIBUJ.	Inglid D				SOPORTE		A4
VERIF.	Sandra C						
APROB.	Omar G			ESCALA:1:2		HOJA 5 DE 39	
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS		ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA	





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

TOLERANCIAS:  $\pm 0.1$  mm  
LINEAL:  $\pm 0.1$  mm  
ANGULAR:  $\pm 0.1^\circ$

MATERIAL: SA-537  
ACABADO: N/A  
PESO: 35.32 [g]

RESARBAR Y  
ROMPER  
ARISTAS  
VIVAS

SUBSISTEMA:  
Condensador

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ingrid D		
VERIF.	Sandra C		
APROB.	Omar G		



FACULTAD DE INGENIERÍAS  
FISICOMECAICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA  
MECANICA

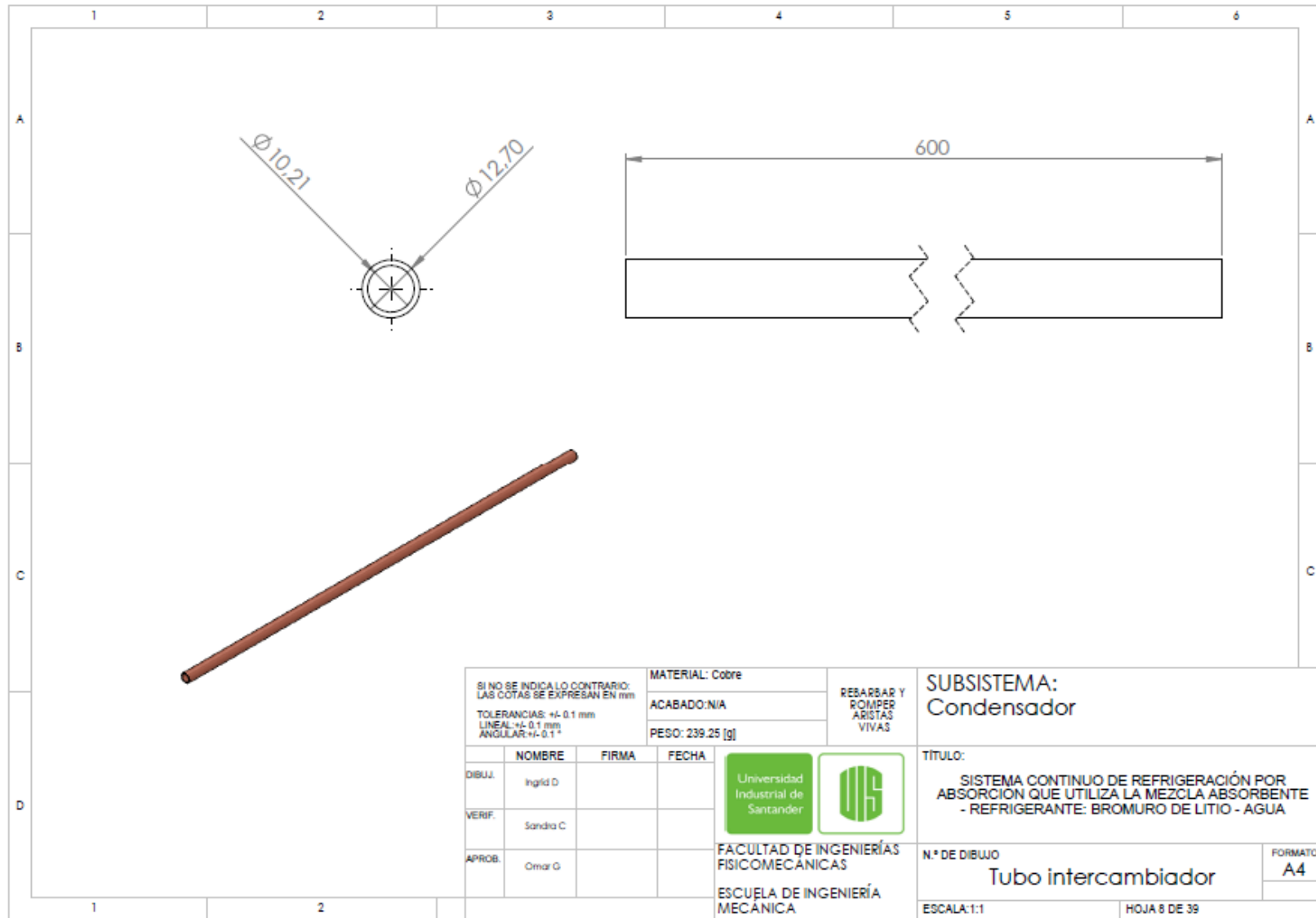
TÍTULO:  
SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR  
ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE  
- REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA



N.º DE DIBUJO  
Bafle

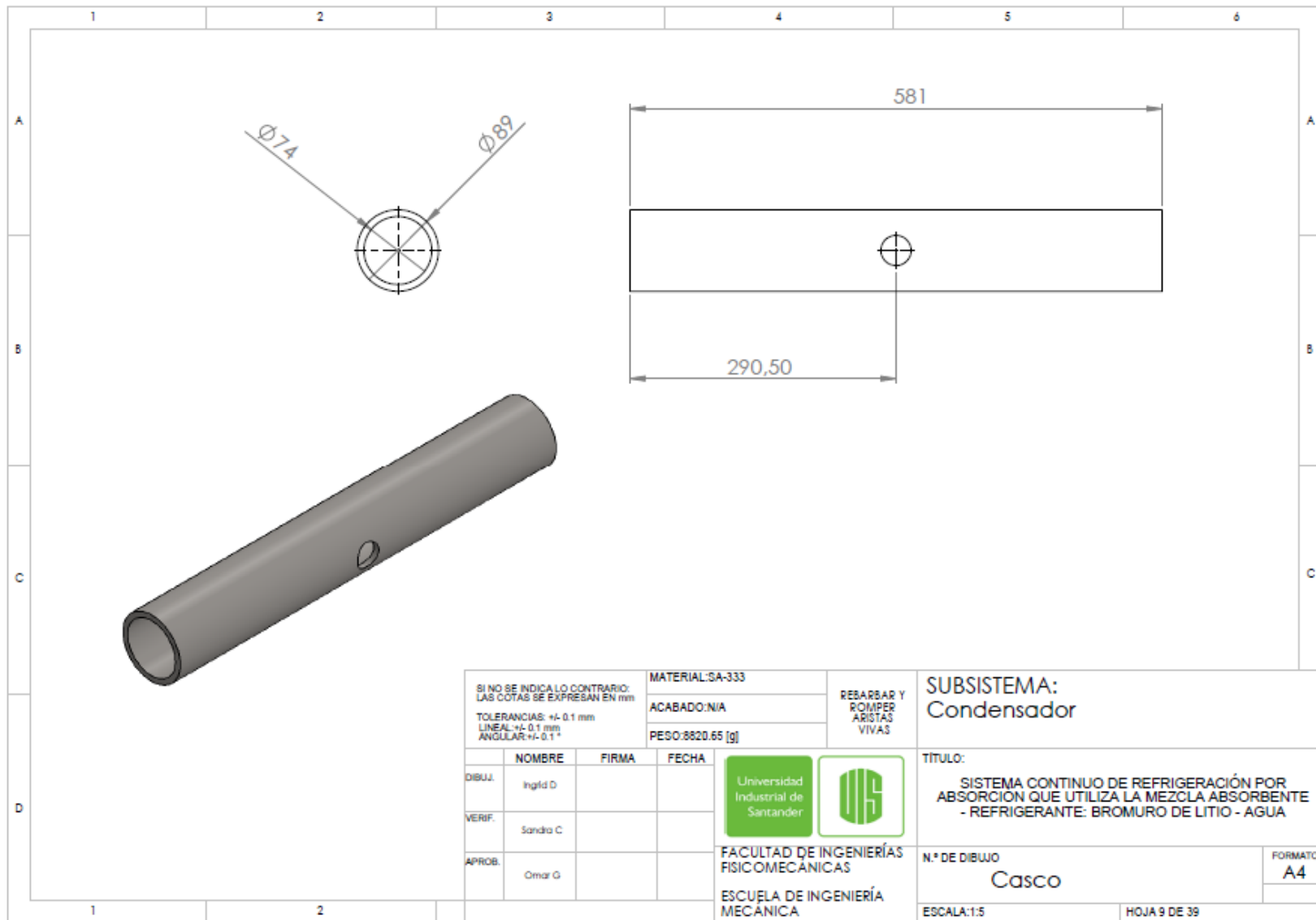
ESCALA: 1:1

HOJA 7 DE 39

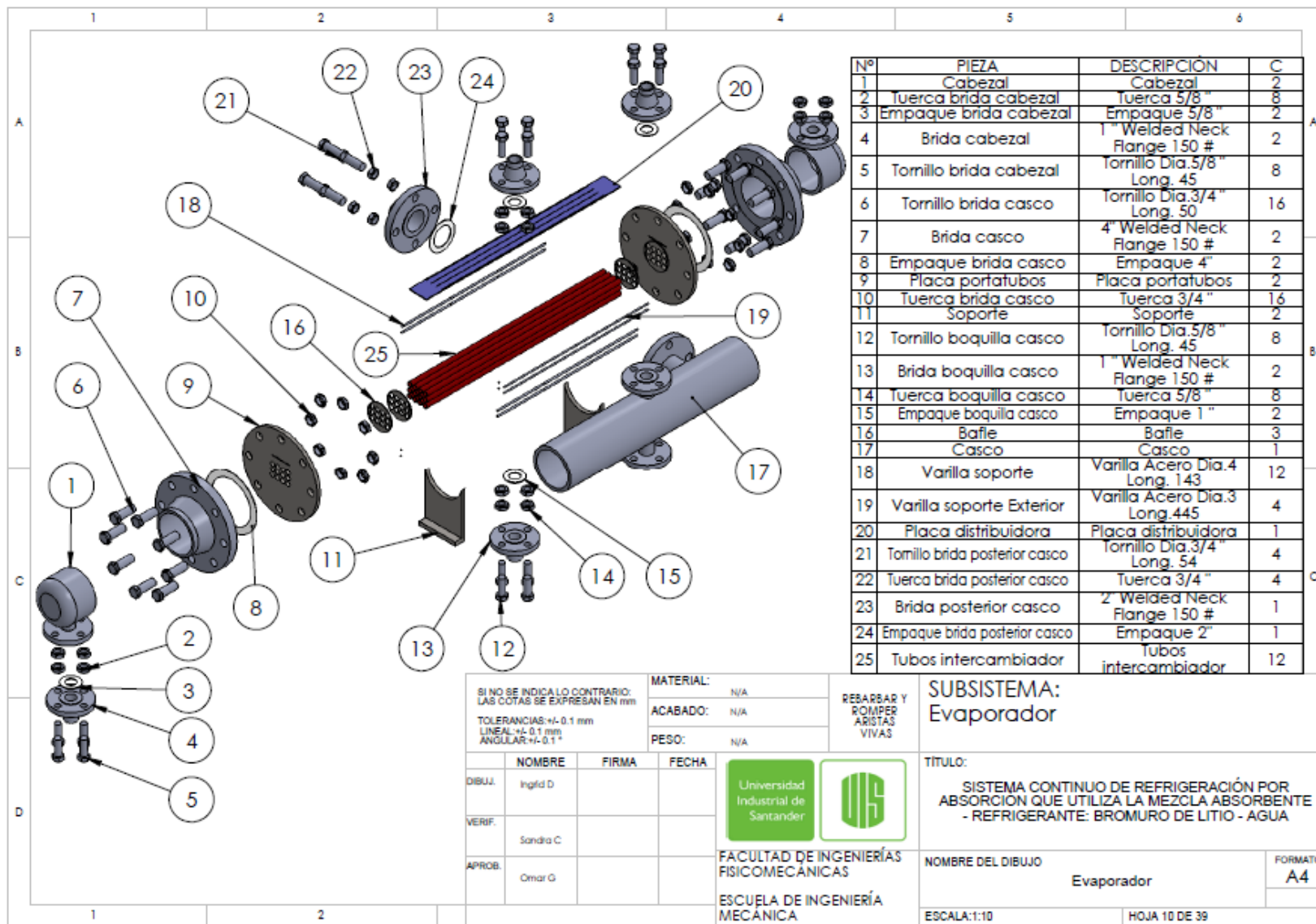
FORMATO  
A4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			MATERIAL: Cobre ACABADO: N/A PESO: 239.25 [g]	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	<b>SUBSISTEMA:</b> <b>Condensador</b>
DIBUJ. Ingri D	FIRMA	FECHA	 	<b>TÍTULO:</b> SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
VERIF. Sandra C				N.º DE DIBUJO <b>Tubo intercambiador</b>	FORMATO <b>A4</b>
APROB. Omar G				ESCALA: 1:1	HOJA 8 DE 39
1	2		FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA		



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°				MATERIAL: SA-333	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: Condensador	
				ACABADO: N/A			
PESO: 8820.65 [g]			TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS  ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	N.º DE DIBUJO	FORMATO
DIBUJ.	Inglid D					Casco	A4
VERIF.	Sandra C						
APROB.	Omar G					ESCALA: 1:5	HOJA 9 DE 39



Nº	PIEZA	DESCRIPCIÓN	C
1	Cabezal	Cabezal	2
2	Tuerca brida cabezal	Tuerca 5/8"	8
3	Empaque brida cabezal	Empaque 5/8"	2
4	Brida cabezal	1" Welded Neck Flange 150 #	2
5	Tornillo brida cabezal	Tornillo Dia.5/8" Long. 45	8
6	Tornillo brida casco	Tornillo Dia.3/4" Long. 50	16
7	Brida casco	4" Welded Neck Flange 150 #	2
8	Empaque brida casco	Empaque 4"	2
9	Placa portatubos	Placa portatubos	2
10	Tuerca brida casco	Tuerca 3/4"	16
11	Soporte	Soporte	2
12	Tornillo boquilla casco	Tornillo Dia.5/8" Long. 45	8
13	Brida boquilla casco	1" Welded Neck Flange 150 #	2
14	Tuerca boquilla casco	Tuerca 5/8"	8
15	Empaque boquilla casco	Empaque 1"	2
16	Bafle	Bafle	3
17	Casco	Casco	1
18	Varilla soporte	Varilla Acero Dia.4 Long. 143	12
19	Varilla soporte Exterior	Varilla Acero Dia.3 Long. 445	4
20	Placa distribidora	Placa distribidora	1
21	Tomillo brida posterior casco	Tornillo Dia.3/4" Long. 54	4
22	Tuerca brida posterior casco	Tuerca 3/4"	4
23	Brida posterior casco	2" Welded Neck Flange 150 #	1
24	Empaque brida posterior casco	Empaque 2"	1
25	Tubos intercambiador	Tubos intercambiador	12

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm  
LINEAL: +/- 0.1 mm  
ANGULAR: +/- 0.1°

MATERIAL: N/A  
ACABADO: N/A  
PESO: N/A

REBARBAR Y  
ROMPER  
ARISTAS  
VIVAS

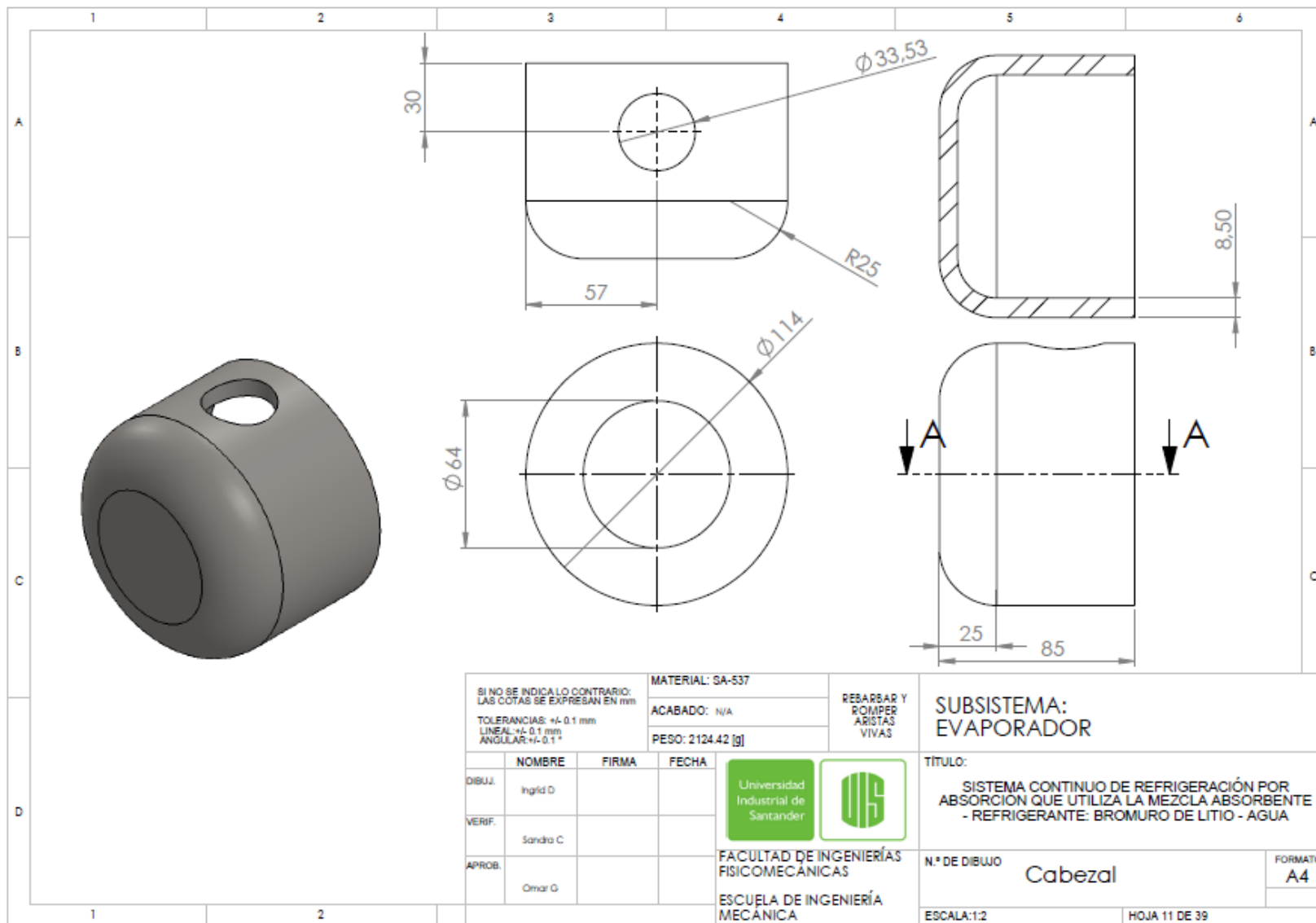
SUBSISTEMA:  
Evaporador

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Inglid D		
VERIF.	Sandra C		
APROB.	Omar G		

Universidad Industrial de Santander  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO:  
SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

NOMBRE DEL DIBUJO: Evaporador  
FORMATO: A4  
ESCALA: 1:10  
HOJA 10 DE 39



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm

TOLERANCIAS:  $\pm 0.1$  mm  
LINEAL:  $\pm 0.1$  mm  
ANGULAR:  $\pm 0.1^\circ$

MATERIAL: SA-537

ACABADO: N/A

PESO: 2124.42 [g]

REBARBAR Y  
ROMPER  
ARISTAS  
VIVAS

SUBSISTEMA:  
EVAPORADOR

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Ingrid D		
VERIF.	Sandra C		
APROB.	Omar G		



FACULTAD DE INGENIERÍAS  
FISICOMECAÑICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA  
MECAÑICA

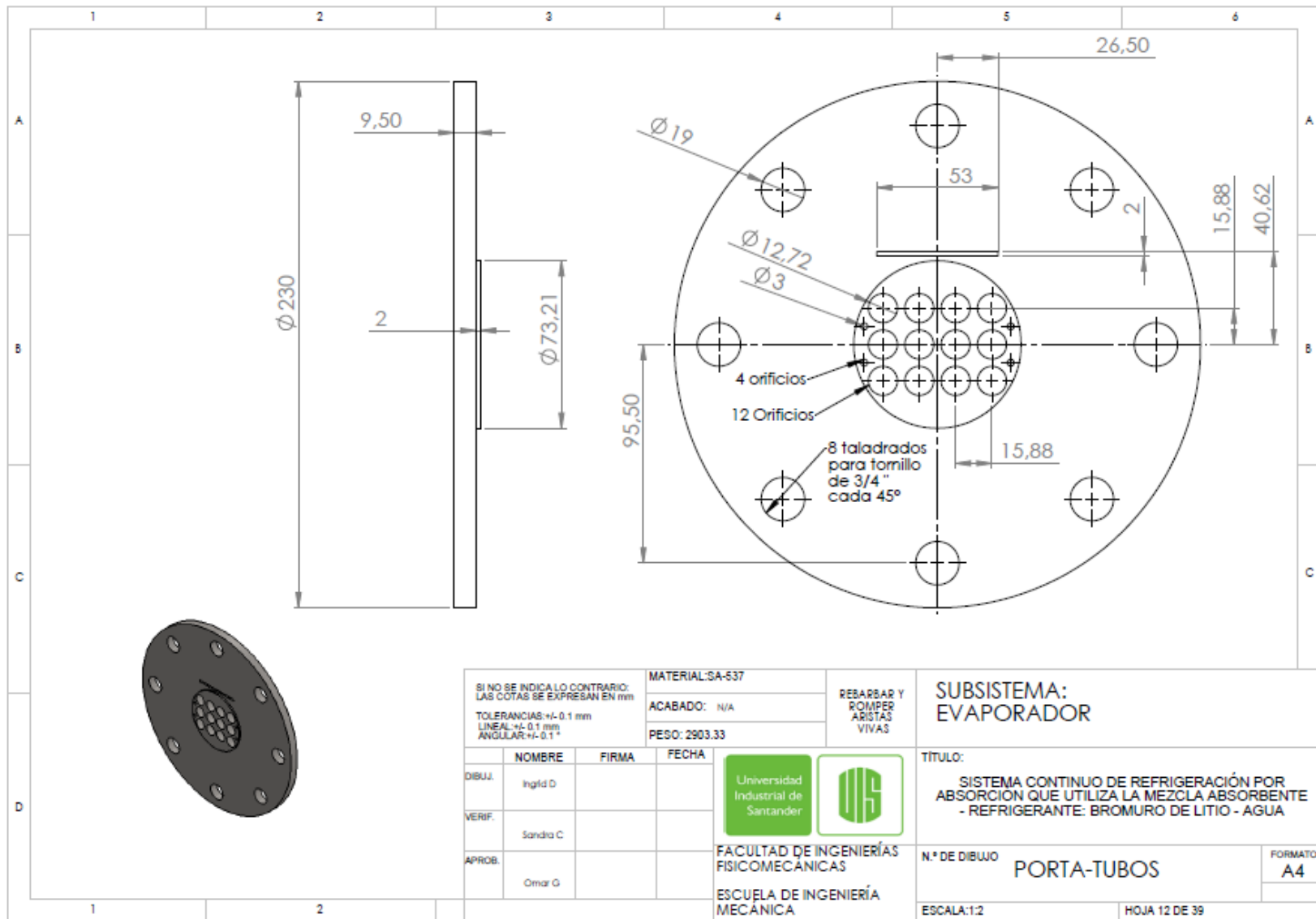
TITULO:  
SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR  
ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE  
- REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

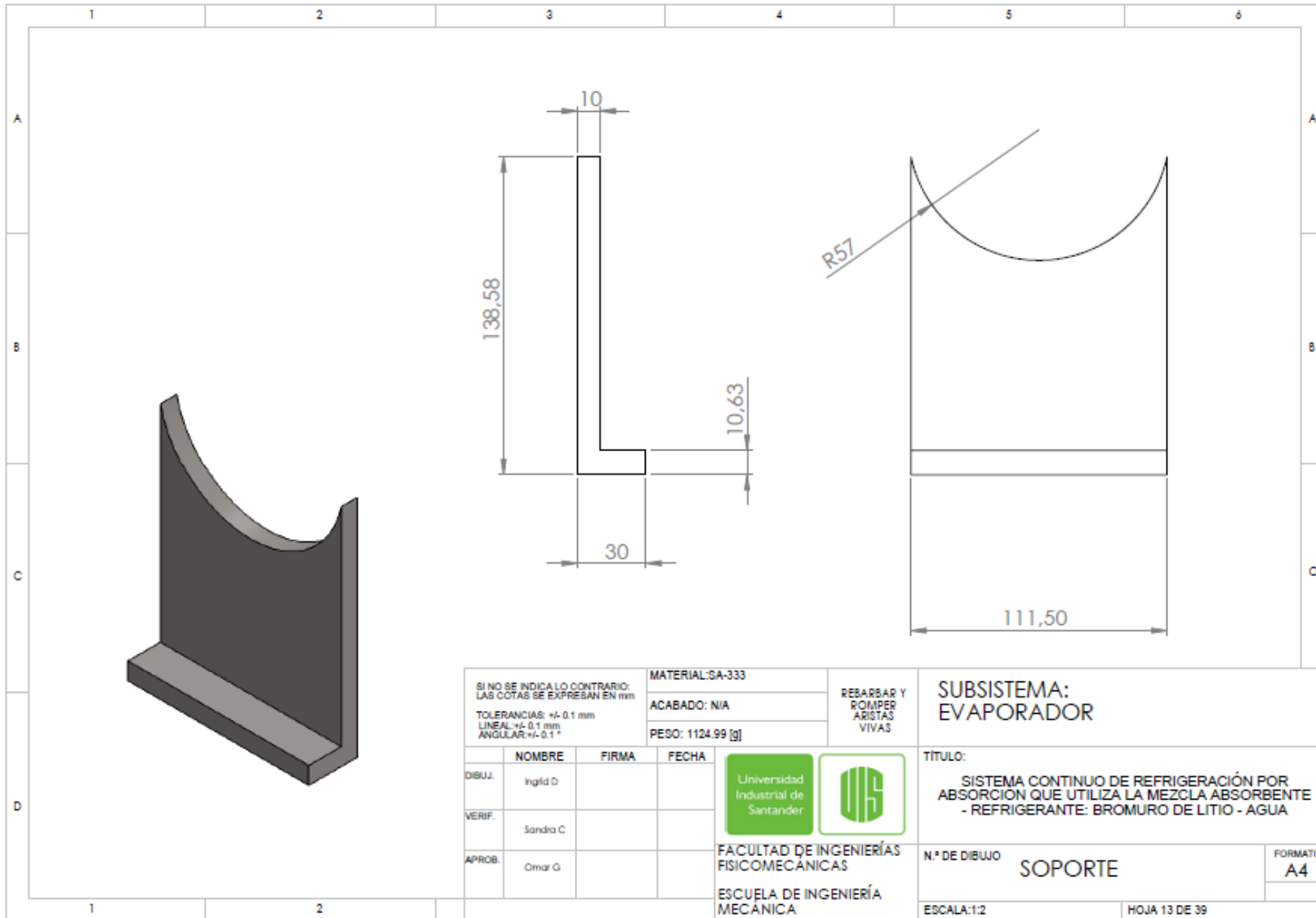
N.º DE DIBUJO  
Cabezal



FORMATO  
A4

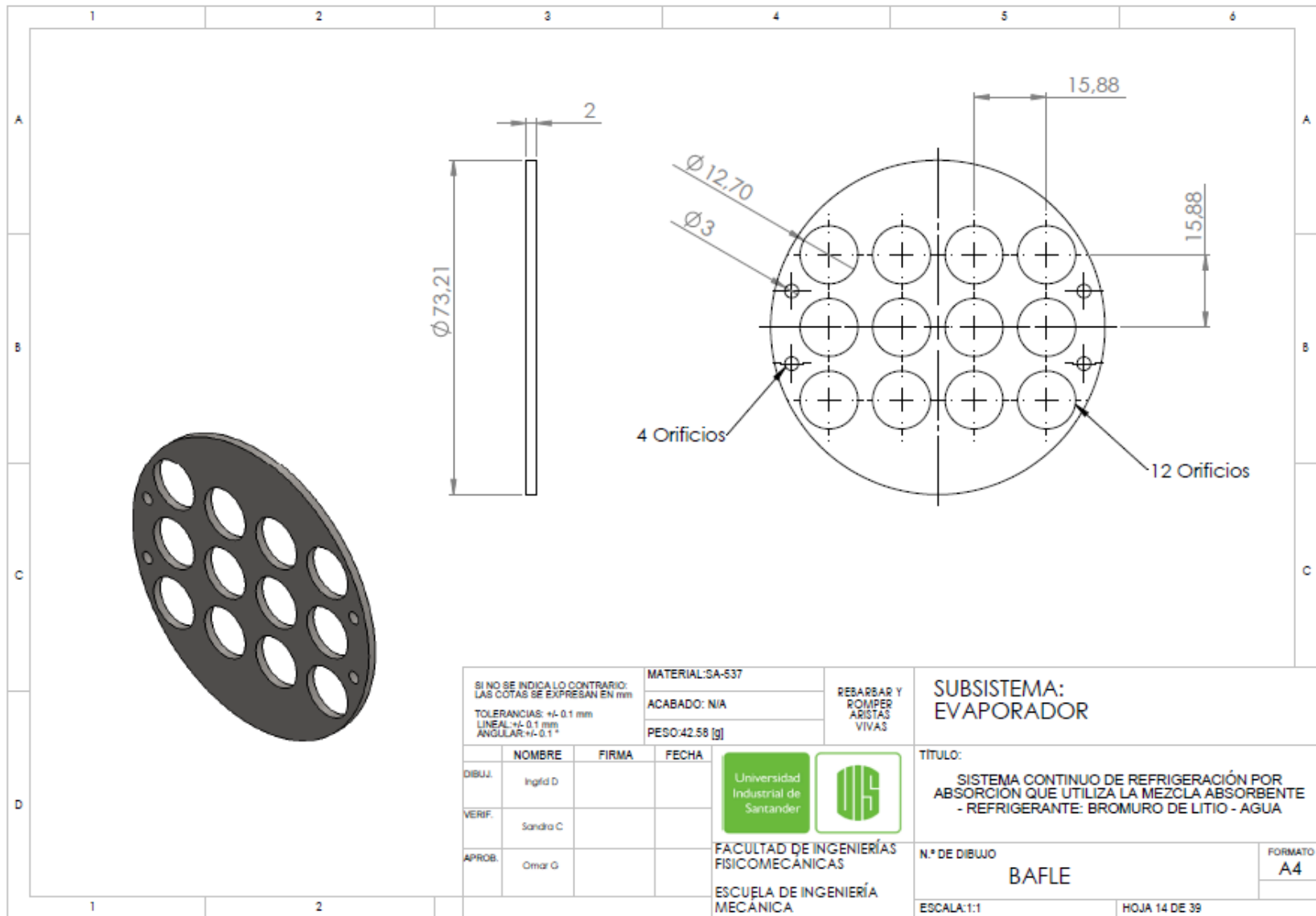
ESCALA: 1:2

HOJA 11 DE 39

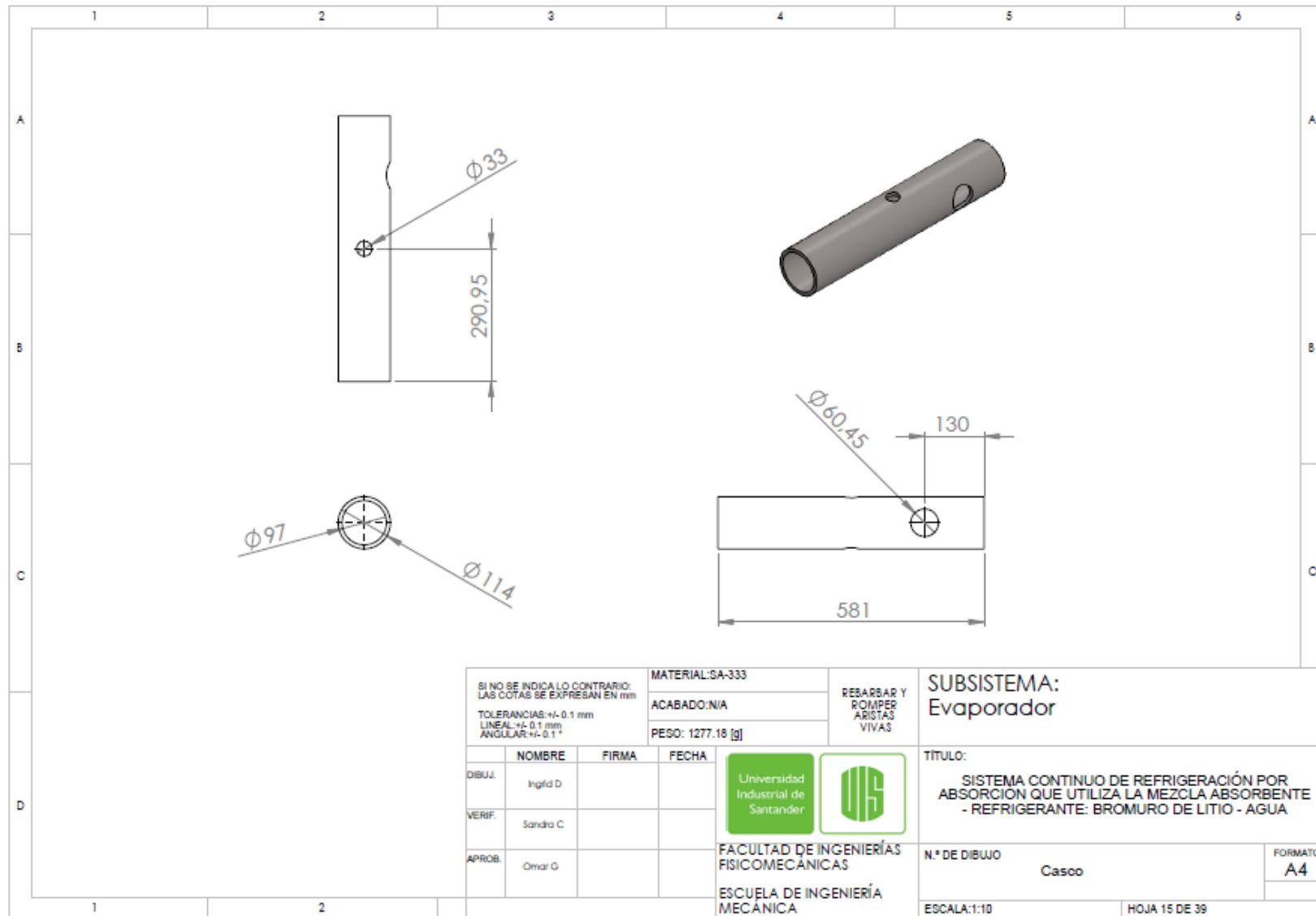





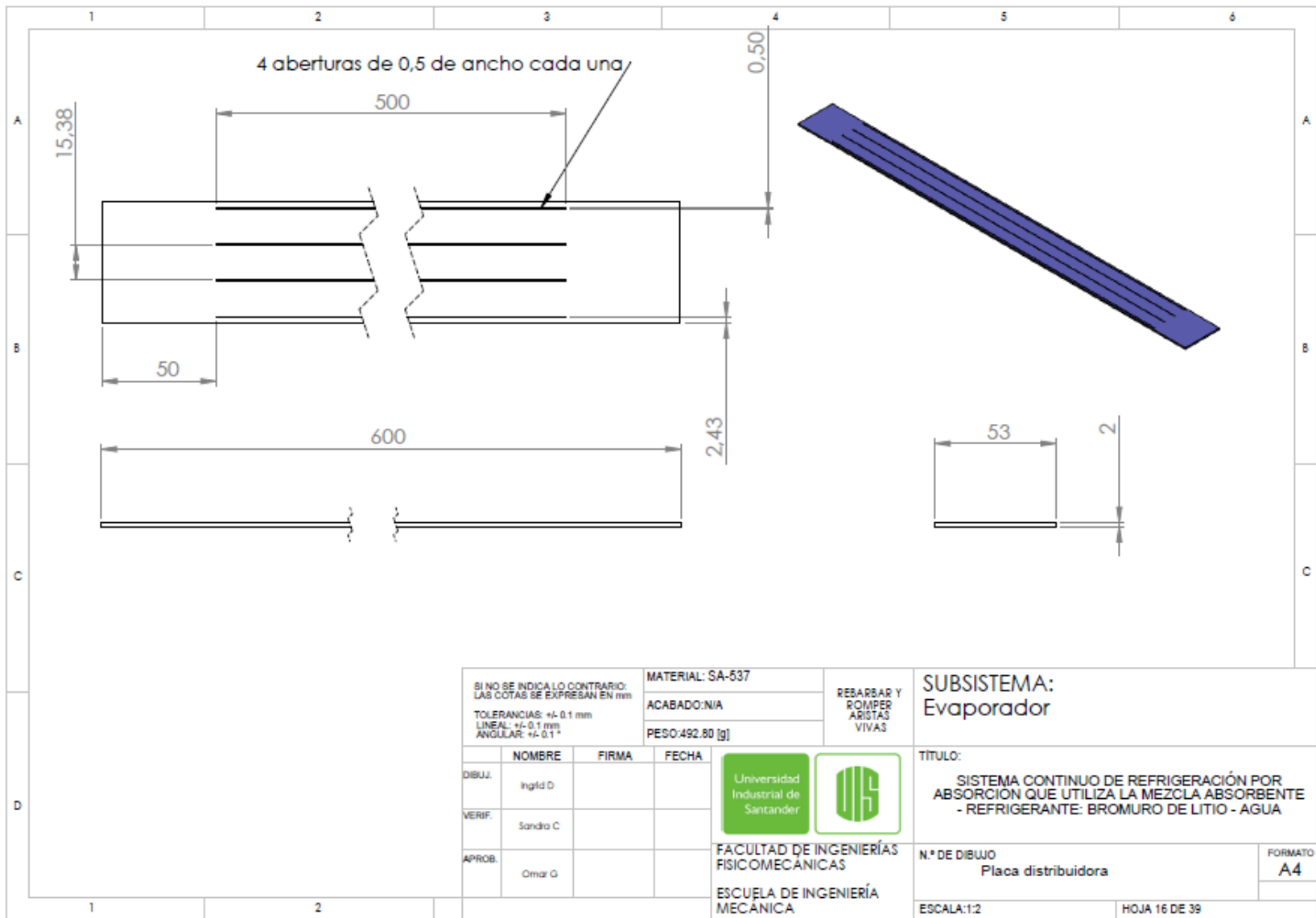
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: SA-333	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: EVAPORADOR	
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1 °			ACABADO: N/A			
			PESO: 1124.99 [g]			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	<b>TITULO:</b> SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
DIBUJ.	Inglid D					
VERIF.	Sandra C					
APROB.	Omar G					
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA	<b>N.º DE DIBUJO</b> SOPORTE	<b>FORMATO</b> A4
				ESCALA: 1:2	HOJA 13 DE 39	





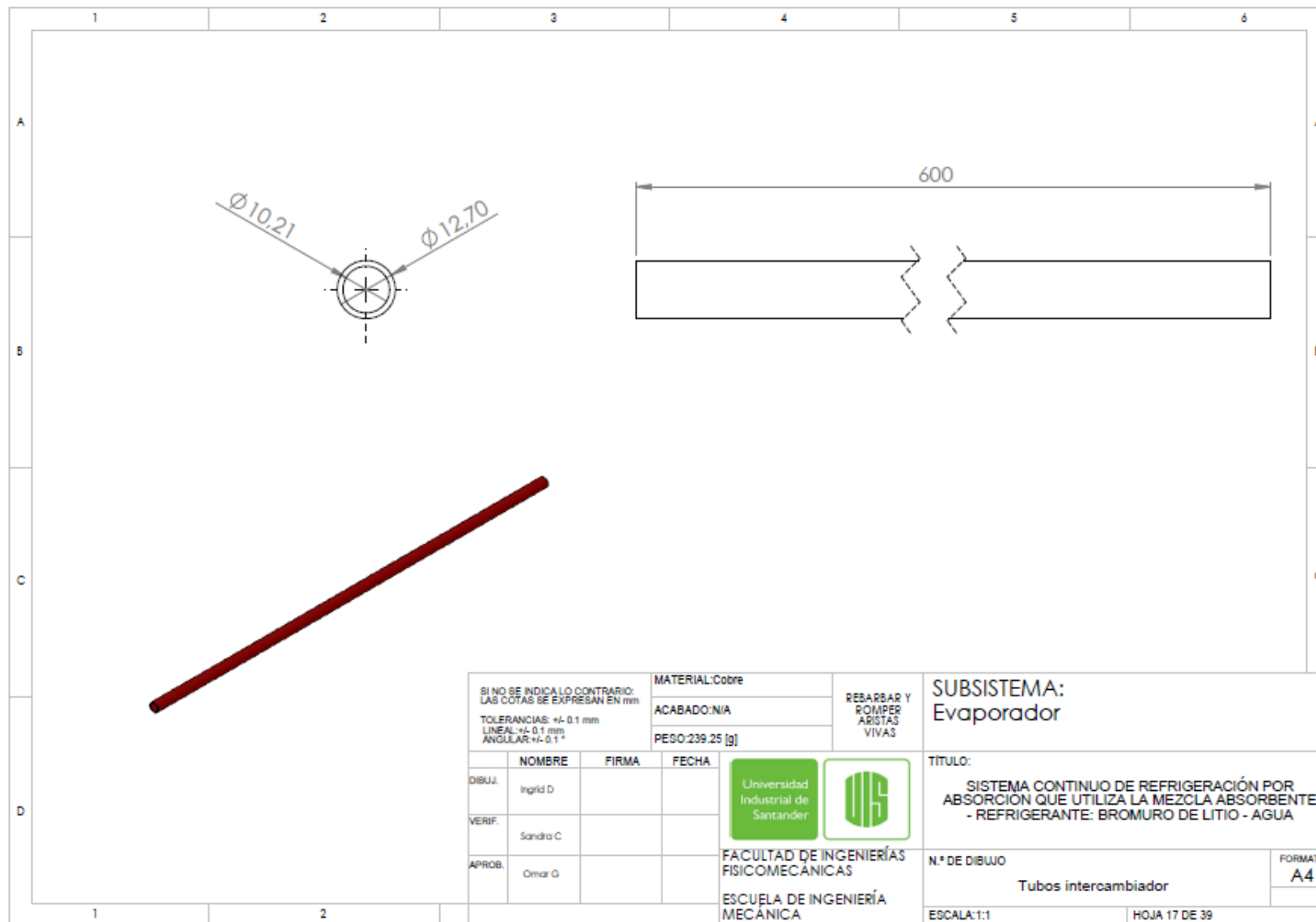
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL:SA-537	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: EVAPORADOR	
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL:+/- 0.1 mm ANGULAR:+/- 0.1 °			ACABADO: N/A		TITULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
			PESO:42.58 [g]			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	N.º DE DIBUJO		FORMATO
DIBUJ.	Inglid D			BAFLE		A4
VERIF.	Sandra C			ESCALA:1:1		HOJA 14 DE 39
APROB.	Omar G			UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS		
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA		




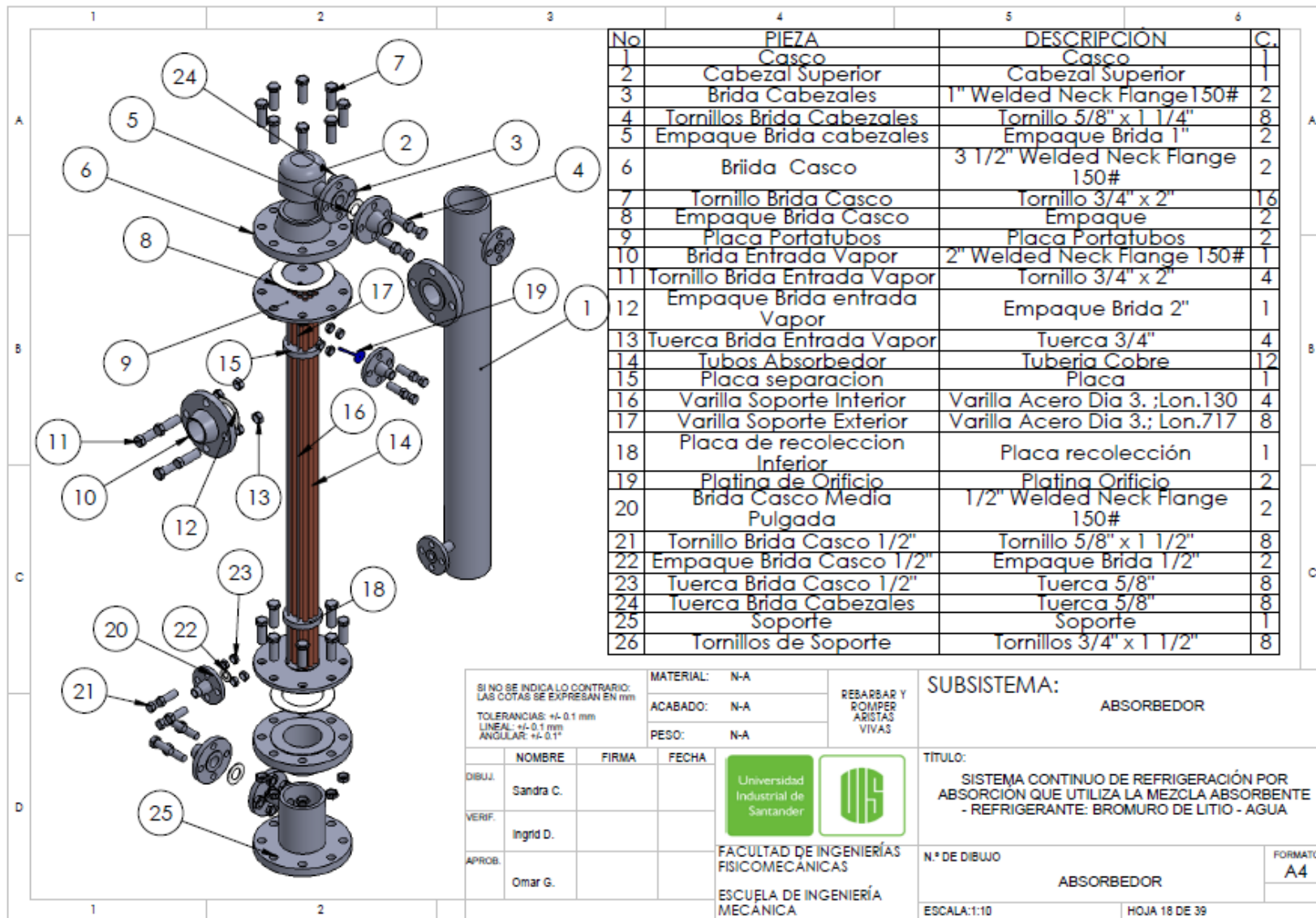
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL:SA-333	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	<b>SUBSISTEMA:</b> Evaporador		
TOLERANCIAS: $\pm 0.1$ mm LINEAL: $\pm 0.1$ mm ANGULAR: $\pm 0.1^\circ$			ACABADO: N/A		TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
			PESO: 1277.18 [g]				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	N.º DE DIBUJO		FORMATO
DIBUJ.	Ingrid D				Casco		A4
VERIF.	Sandra C						
APROB.	Omar G						
					ESCALA: 1:10	HOJA 15 DE 39	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm				MATERIAL: SA-537	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: Evaporador			
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°				ACABADO: N/A		TITULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA			
				PESO: 492.80 [g]					N.º DE DIBUJO Placa distribuidora
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 		ESCALA: 1:2		HOJA 16 DE 39	
DIBUJ.	Inglid D					FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS			
VERIF.	Sandra C					ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
APROB.	Omar G								



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  TOLERANCIAS: $\pm 0.1$ mm LINEAL: $\pm 0.1$ mm ANGULAR: $\pm 0.1^\circ$				MATERIAL: Cobre		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: Evaporador	
				ACABADO: N/A			PESO: 239.25 [g]	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE DIBUJO		FORMATO
DIBUJ.	Ingrid D					Tubos intercambiador		A4
VERIF.	Sandra C					ESCALA: 1:1		HOJA 17 DE 39
APROB.	Omar G							



No	PIEZA	DESCRIPCIÓN	C.
1	Casco	Casco	1
2	Cabezal Superior	Cabezal Superior	1
3	Brida Cabezales	1" Welded Neck Flange 150#	2
4	Tornillos Brida Cabezales	Tornillo 5/8" x 1 1/4"	8
5	Empaque Brida cabezales	Empaque Brida 1"	2
6	Brida Casco	3 1/2" Welded Neck Flange 150#	2
7	Tornillo Brida Casco	Tornillo 3/4" x 2"	16
8	Empaque Brida Casco	Empaque	2
9	Placa Portatubos	Placa Portatubos	2
10	Brida Entrada Vapor	2" Welded Neck Flange 150#	1
11	Tornillo Brida Entrada Vapor	Tornillo 3/4" x 2"	4
12	Empaque Brida entrada Vapor	Empaque Brida 2"	1
13	Tuerca Brida Entrada Vapor	Tuerca 3/4"	4
14	Tubos Absorbedor	Tuberia Cobre	12
15	Placa separacion	Placa	1
16	Varilla Soporte Interior	Varilla Acero Dia 3. ;Lon.130	4
17	Varilla Soporte Exterior	Varilla Acero Dia 3.; Lon.717	8
18	Placa de recoleccion Inferior	Placa recolección	1
19	Platina de Orificio	Platina Orificio	2
20	Brida Casco Media Pulgada	1/2" Welded Neck Flange 150#	2
21	Tornillo Brida Casco 1/2"	Tornillo 5/8" x 1 1/2"	8
22	Empaque Brida Casco 1/2"	Empaque Brida 1/2"	2
23	Tuerca Brida Casco 1/2"	Tuerca 5/8"	8
24	Tuerca Brida Cabezales	Tuerca 5/8"	8
25	Soporte	Soporte	1
26	Tornillos de Soporte	Tornillos 3/4" x 1 1/2"	8

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm  
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm  
LINEAL: +/- 0.1 mm  
ANGULAR: +/- 0.1°

MATERIAL: N-A  
ACABADO: N-A  
PESO: N-A

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

SUBSISTEMA: ABSORBEDOR

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Sandra C.		
VERIF.	Ingrid D.		
APROB.	Omar G.		

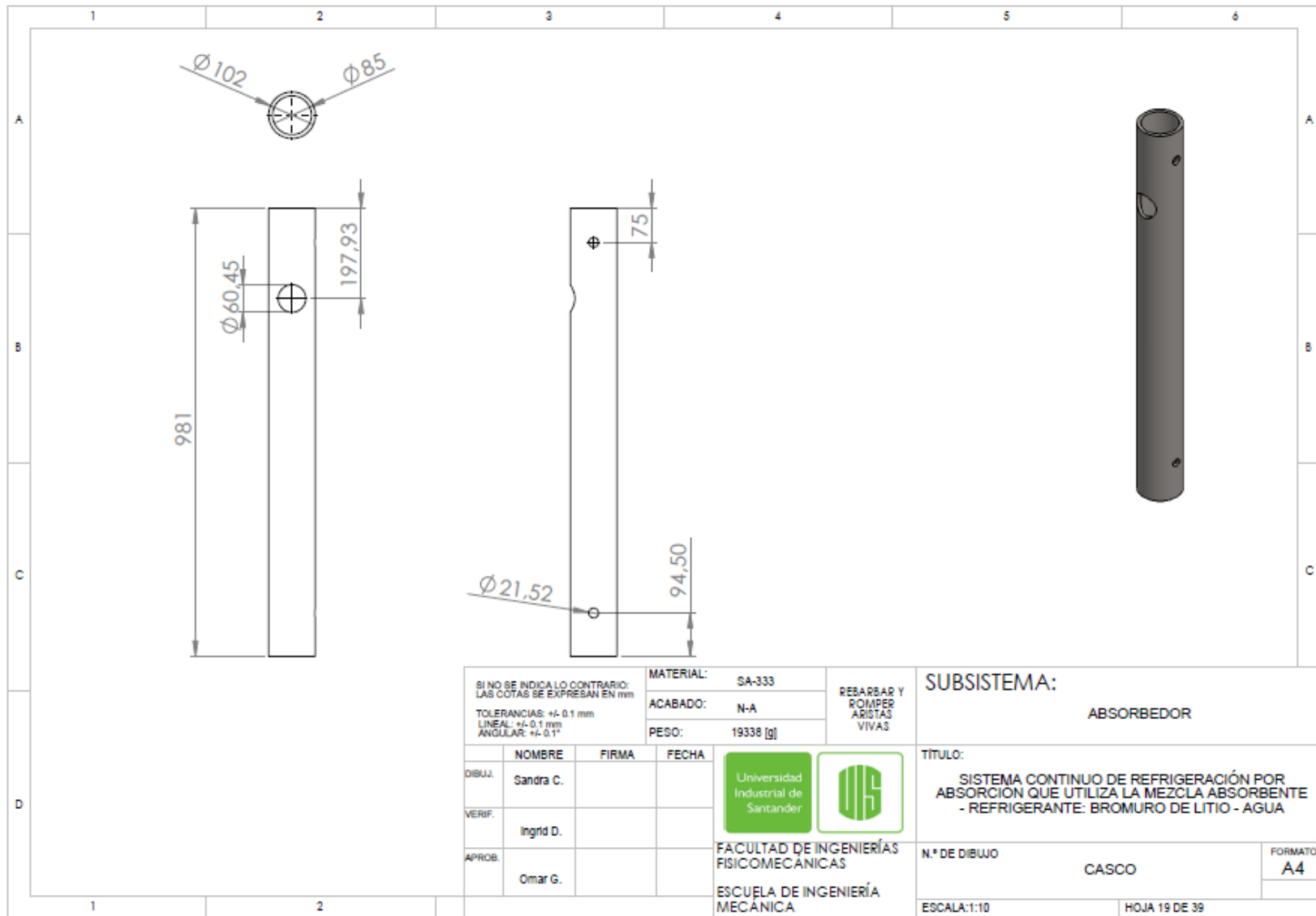




FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

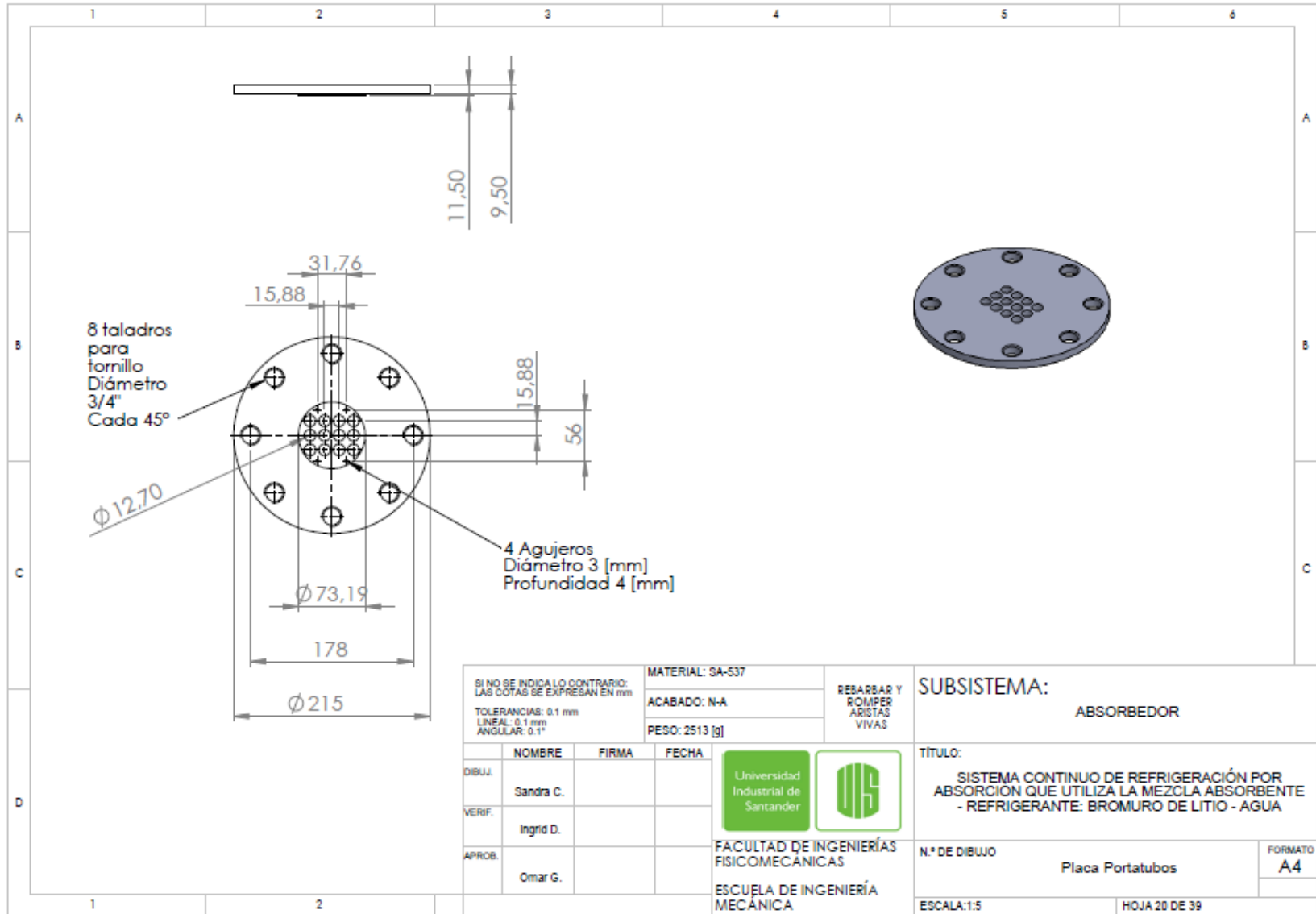
TÍTULO:  
SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA

N.º DE DIBUJO: ABSORBEDOR  
FORMATO: A4

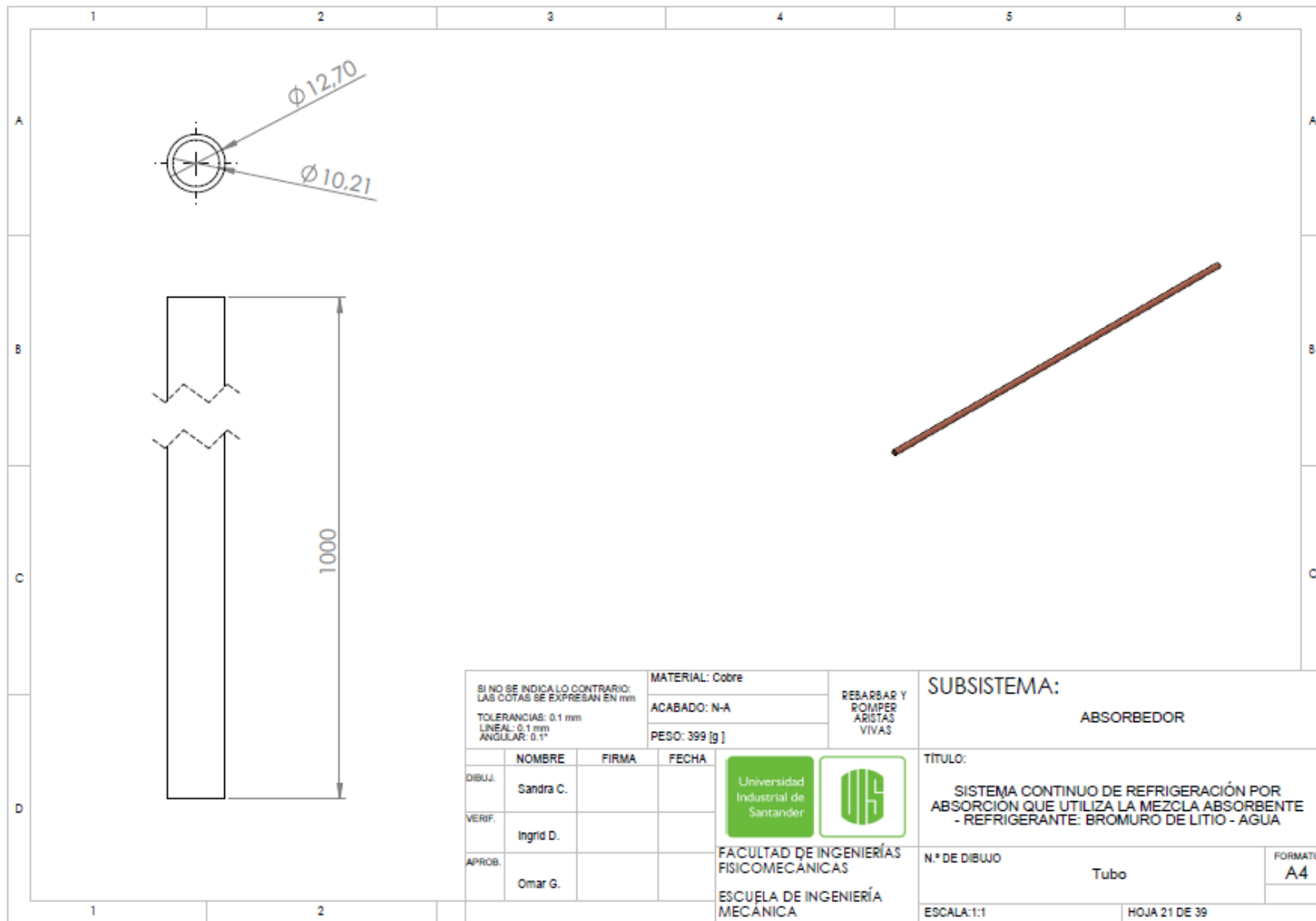
ESCALA: 1:10 HOJA 18 DE 39





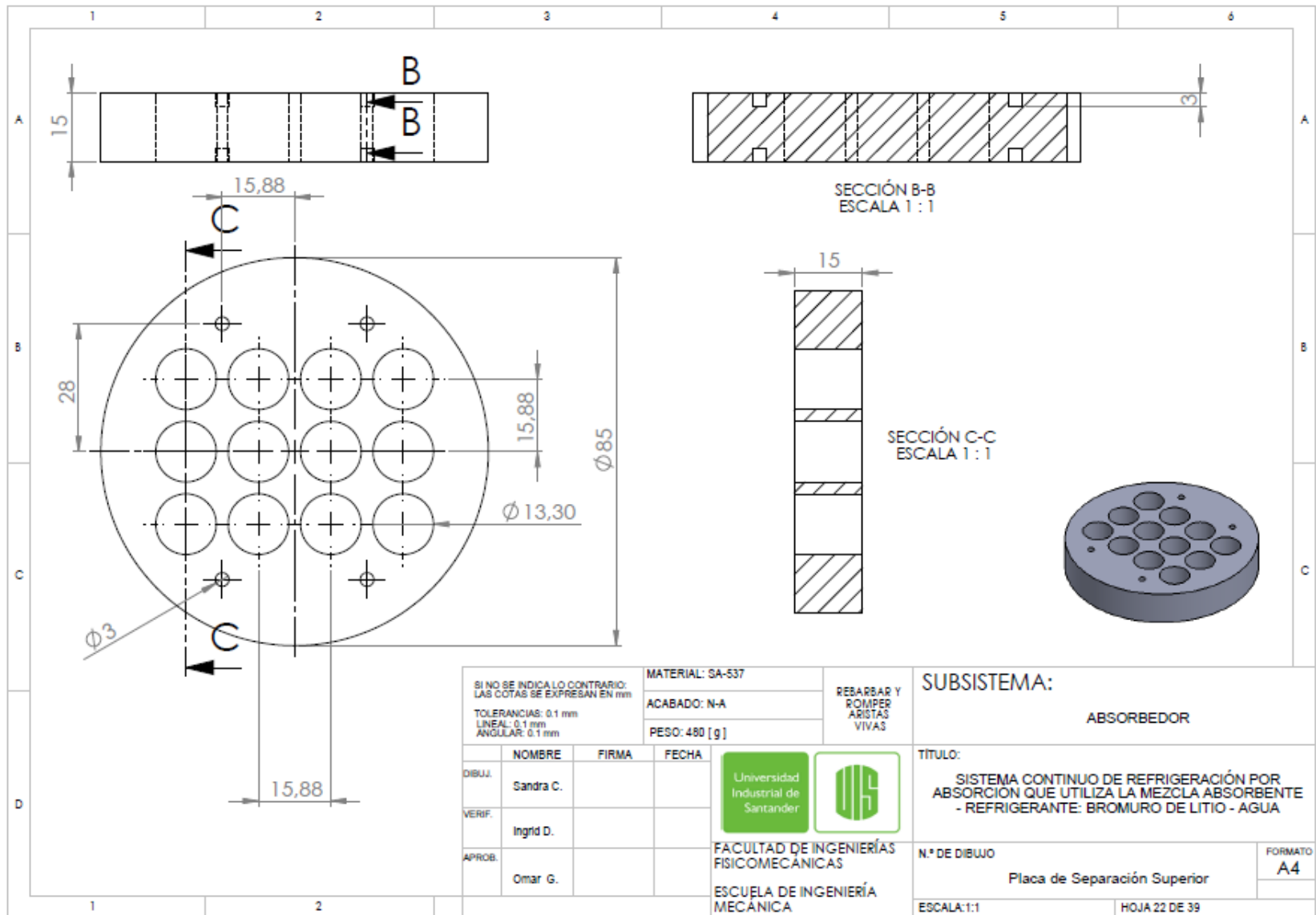
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL:	SA-333	RESABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:	
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO:	N-A		ABSORBEDOR	
			PESO:	19338 [g]			
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 		TÍTULO:	
VERIF.	Ingríd D.					SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
APROB.	Omar G.					N.º DE DIBUJO	CASCO
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS		A4	
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		ESCALA: 1:10	
						HOJA 19 DE 39	

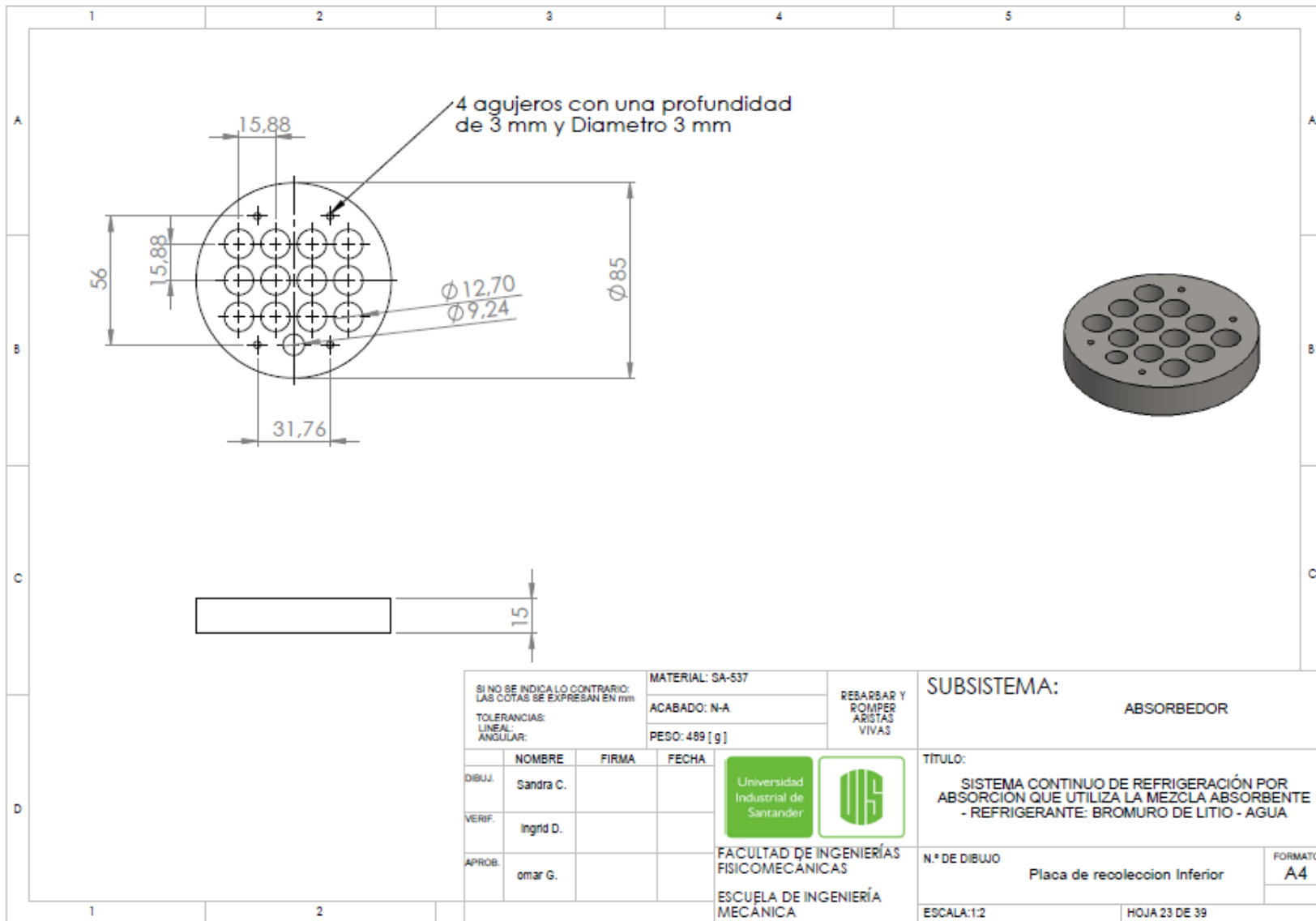


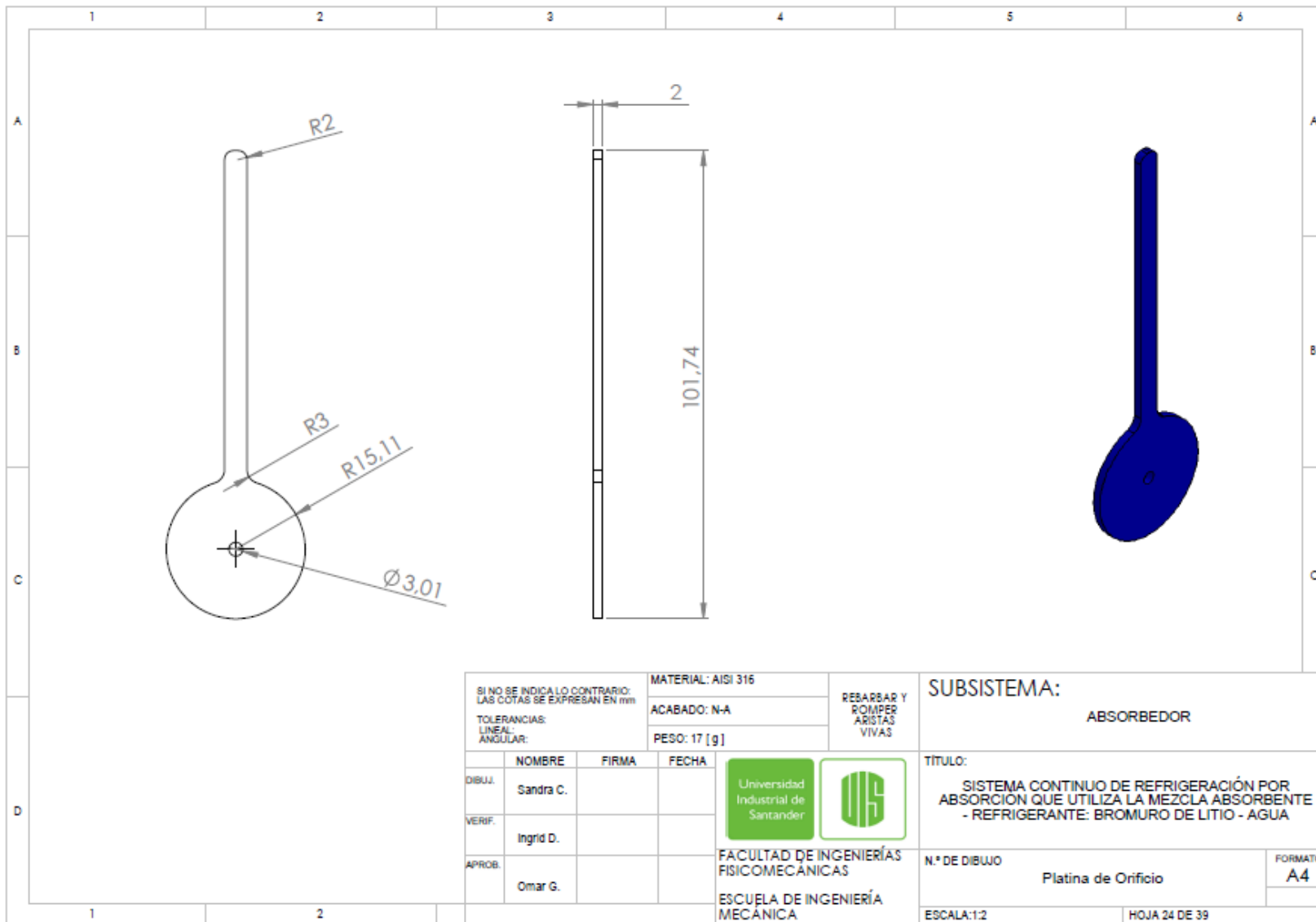
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: SA-537
TOLERANCIAS: 0.1 mm LINEAL: 0.1 mm ANGULAR: 0.1°			ACABADO: N-A
			PESO: 2513 [g]
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA
VERIF.	Sandra C.		
APROB.	Ingrid D.		
	Omar G.		
<b>FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			





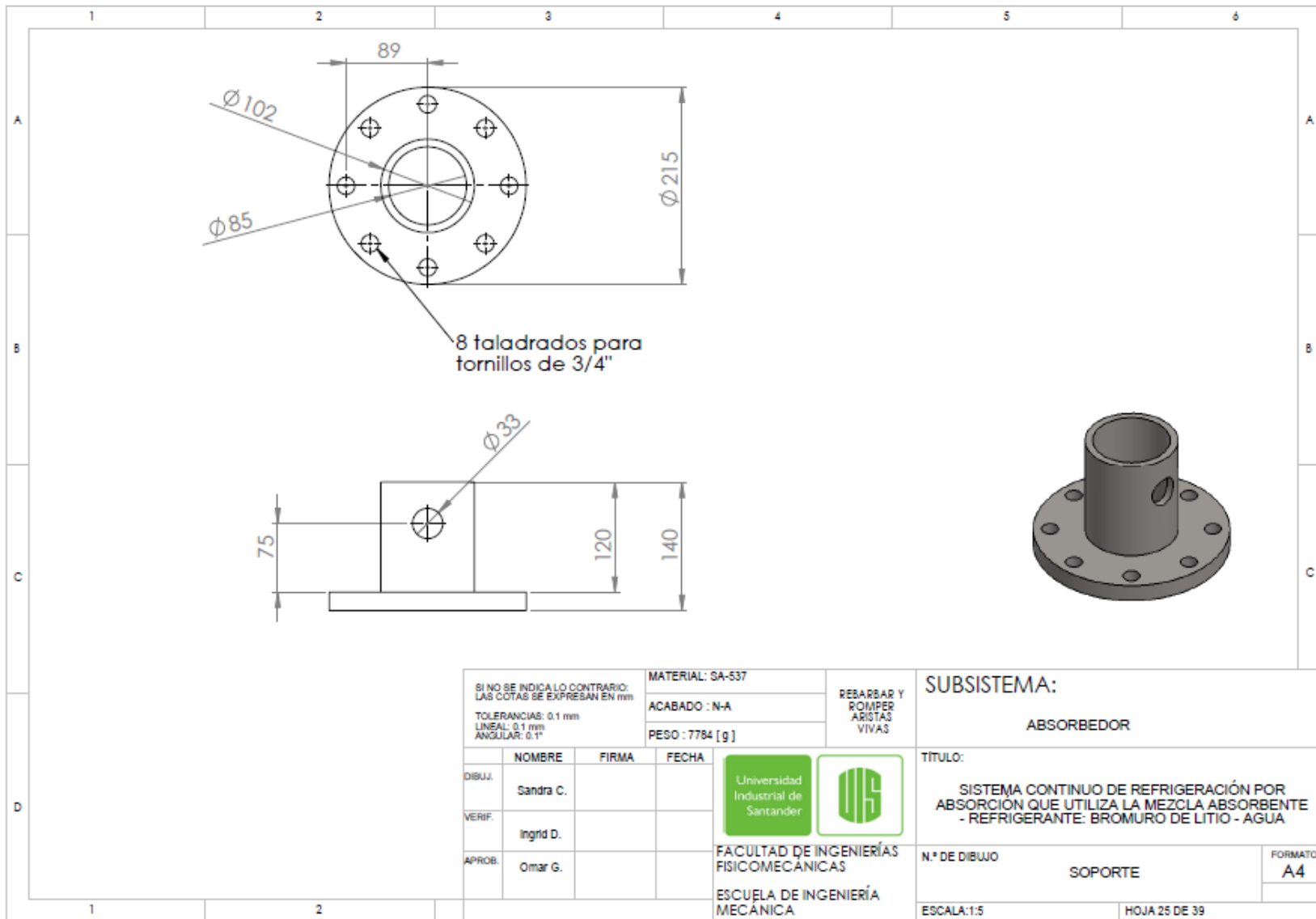
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: Cobre	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  ABSORBEDOR		
TOLERANCIAS: 0.1 mm LINEAL: 0.1 mm ANGULAR: 0.1°			ACABADO: N-A				
			PESO: 399 [g]				
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	TÍTULO:  SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
VERIF.	Ingrid D.				N.º DE DIBUJO	Tubo	FORMATO A4
APROB.	Omar G.				ESCALA: 1:1		HOJA 21 DE 39
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS			
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			

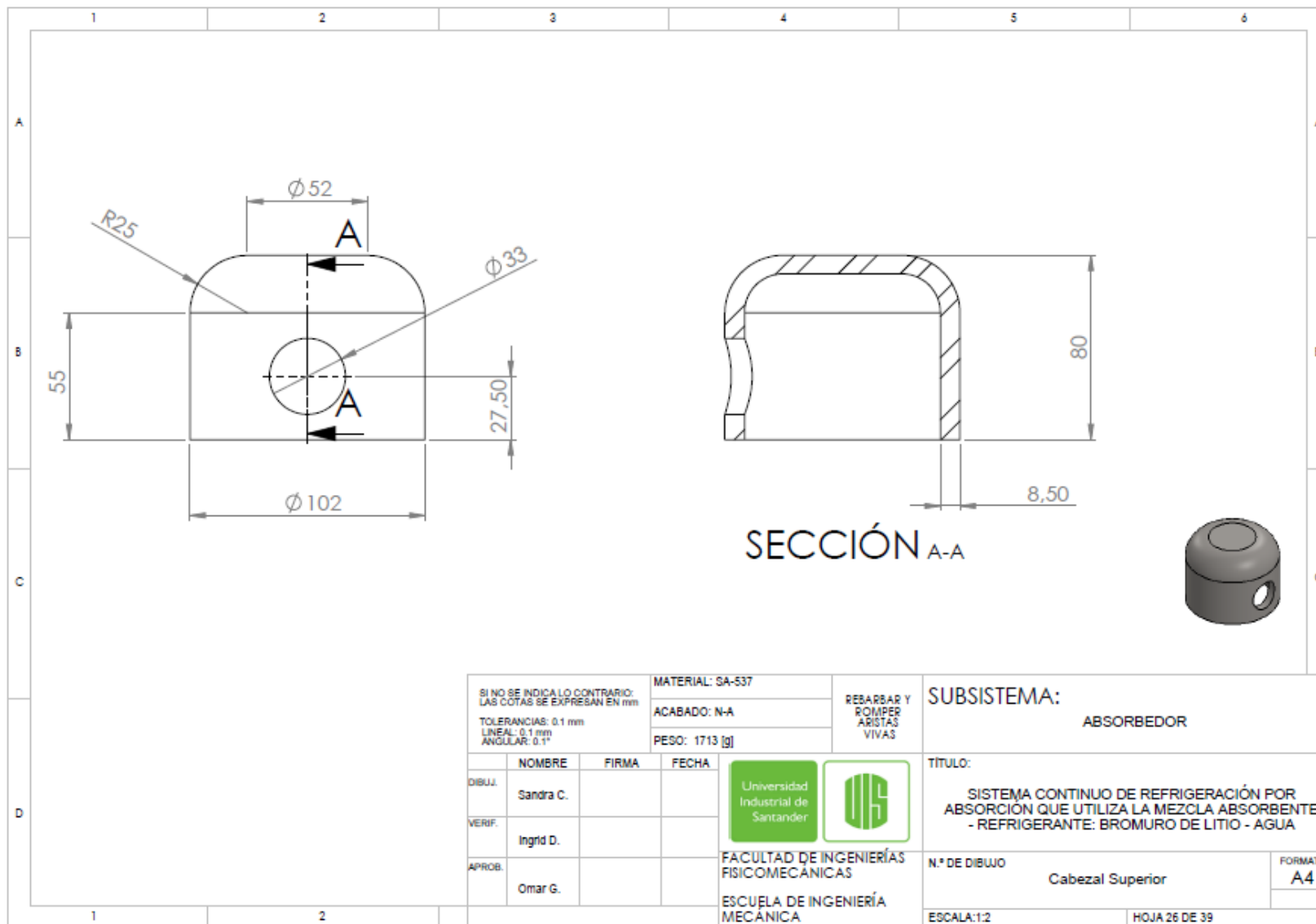






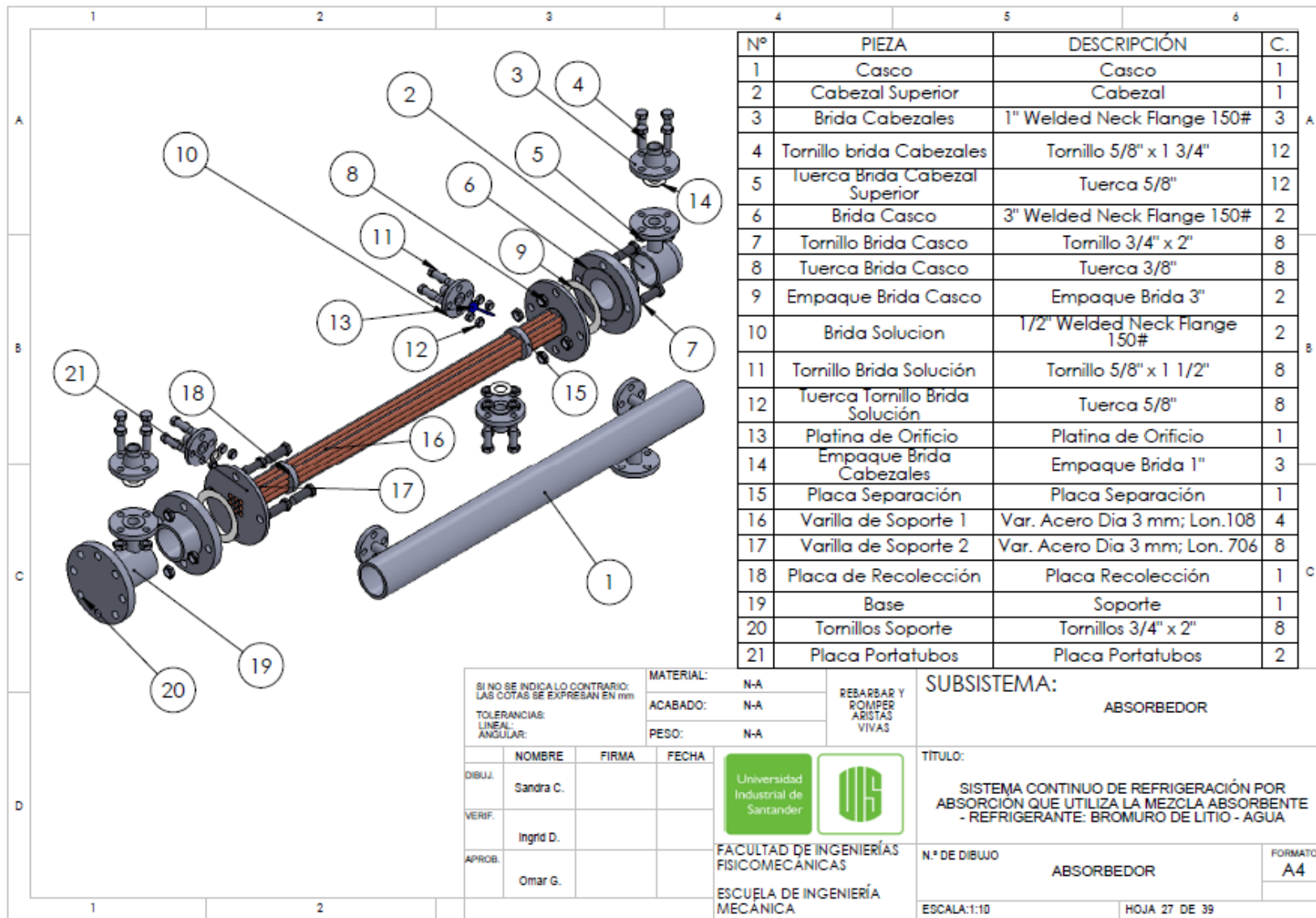


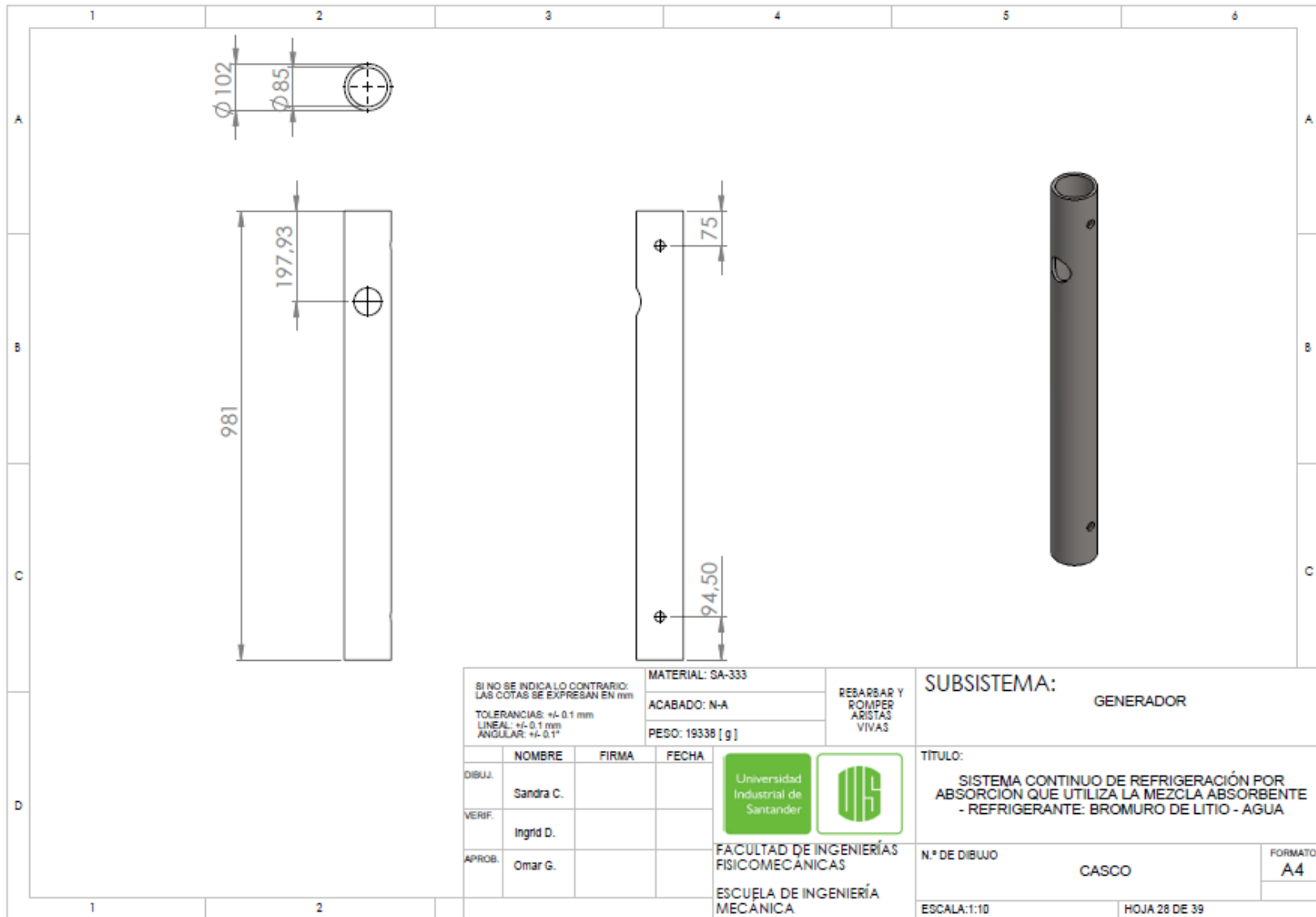
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: AISI 316	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  ABSORBEDOR	
TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO: N-A		TÍTULO:  SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
			PESO: 17 [g]		N.º DE DIBUJO  Platina de Orificio	FORMATO <b>A4</b>
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	ESCALA: 1:2	
VERIF.	Ingrid D.				HOJA 24 DE 39	
APROB.	Omar G.					
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS		
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		

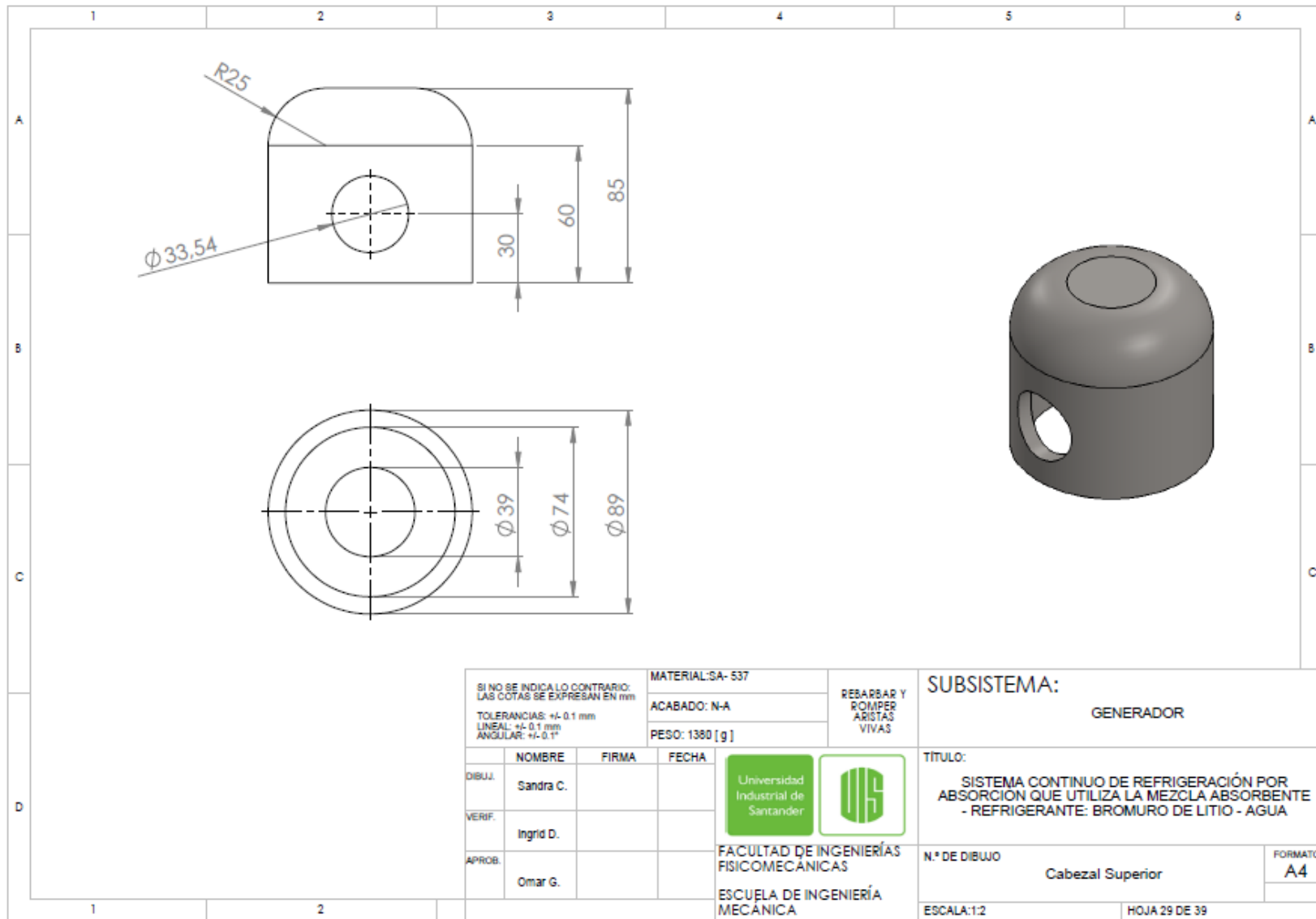






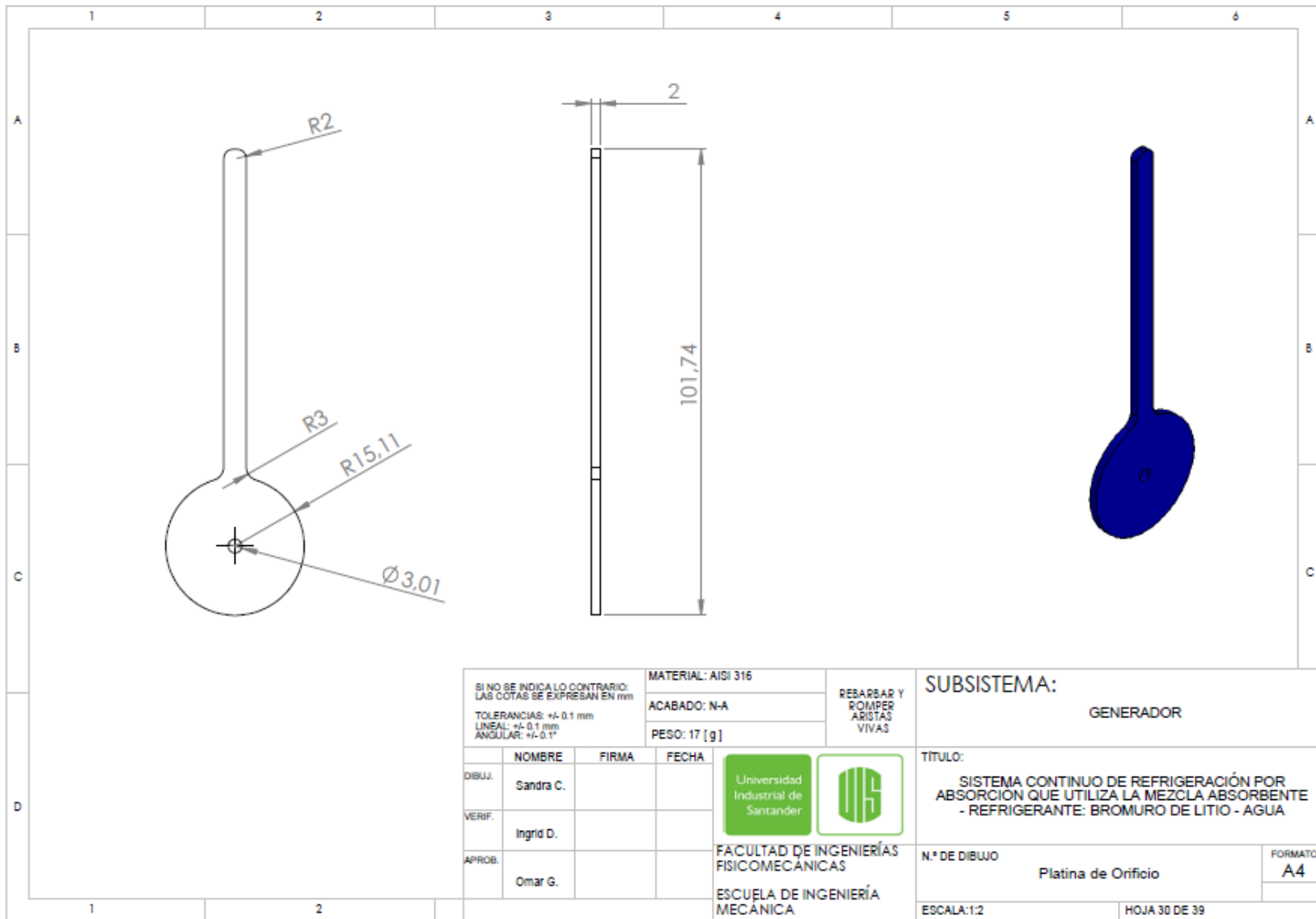
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: SA-537	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: ABSORBEDOR	
TOLERANCIAS: 0.1 mm LINEAL: 0.1 mm ANGULAR: 0.1°			ACABADO: N-A		TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
			PESO: 1713 [g]	N.º DE DIBUJO Cabezal Superior		
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	FORMATO A4	
VERIF.	Ingrid D.				ESCALA: 1:2	
APROB.	Omar G.				HOJA 26 DE 39	
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS		
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA		



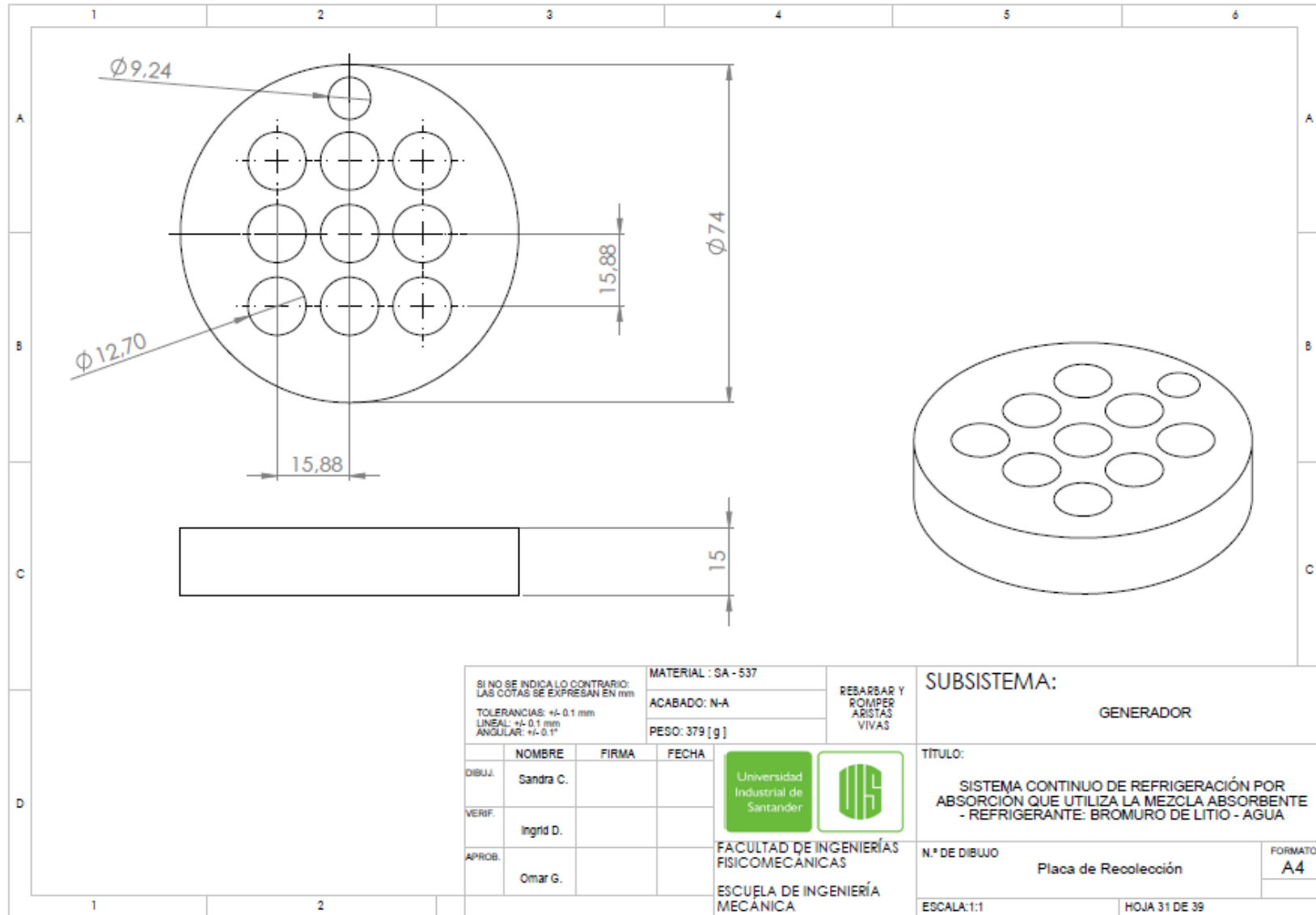





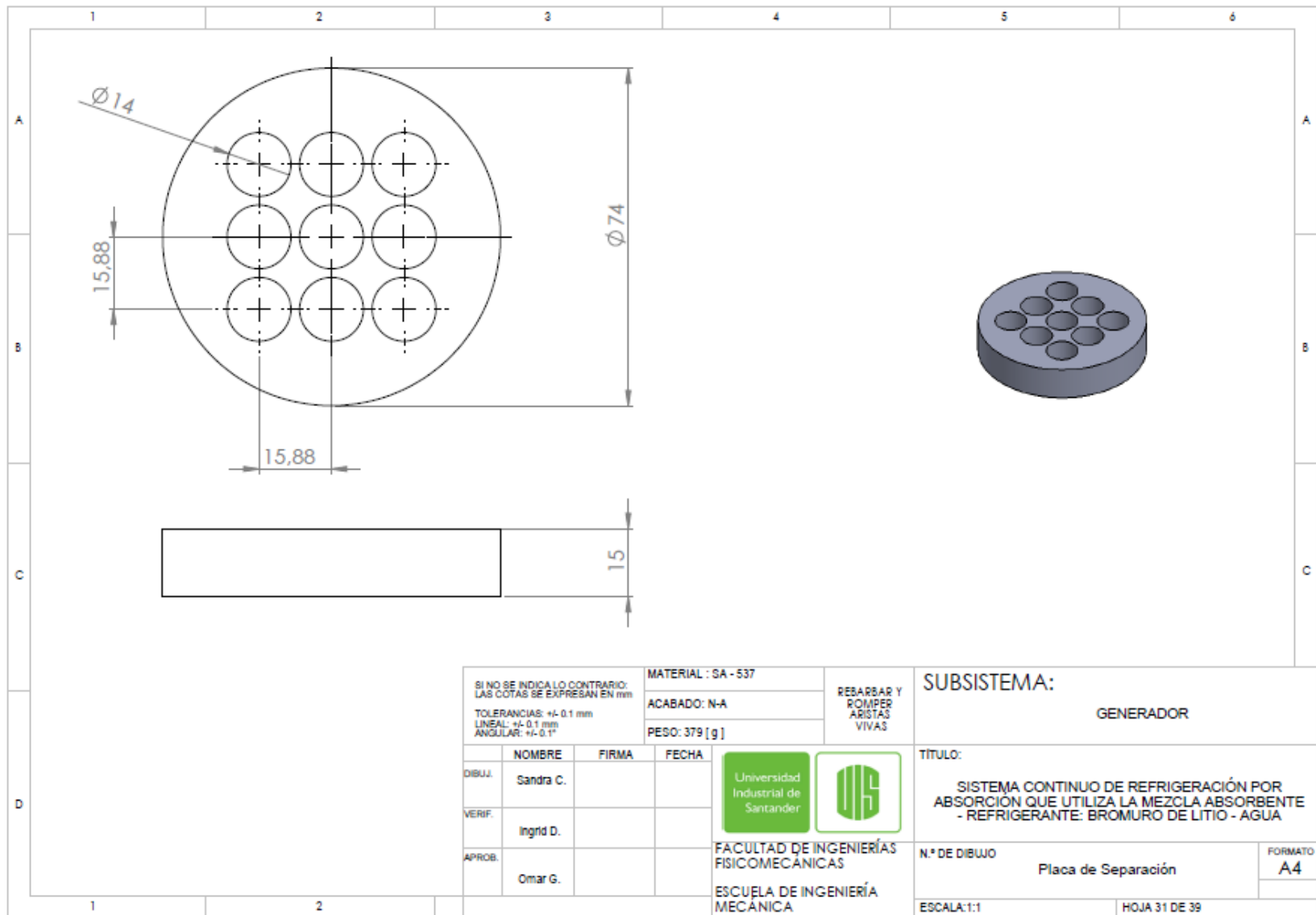
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: SA- 537	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: GENERADOR		
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO: N-A		TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
			PESO: 1380 [g]				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO Cabezal Superior	FORMATO A4	
DIBUJ.	Sandra C.					FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS	
VERIF.	Ingrid D.						ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
APROB.	Omar G.				ESCALA: 1:2	HOJA 29 DE 39	





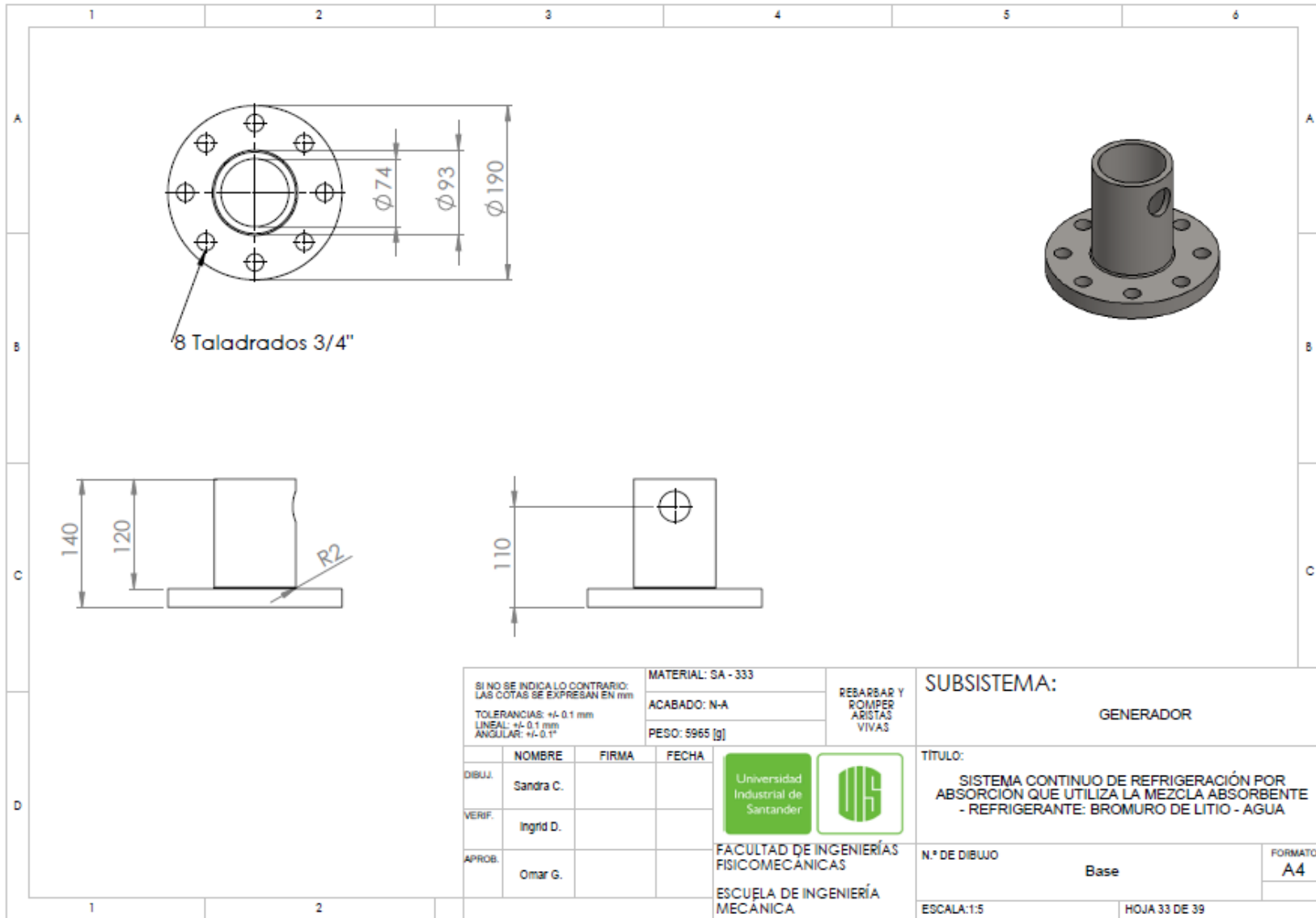
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			MATERIAL: AISI 316 ACABADO: N-A PESO: 17 [g]	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA: GENERADOR
DIBUJ. VERIF. APROB.	NOMBRE Sandra C. Ingrid D. Omar G.	FIRMA   	FECHA   		TÍTULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA
			N.º DE DIBUJO Platina de Orificio	FORMATO A4	
			ESCALA: 1:2	HOJA 30 DE 39	

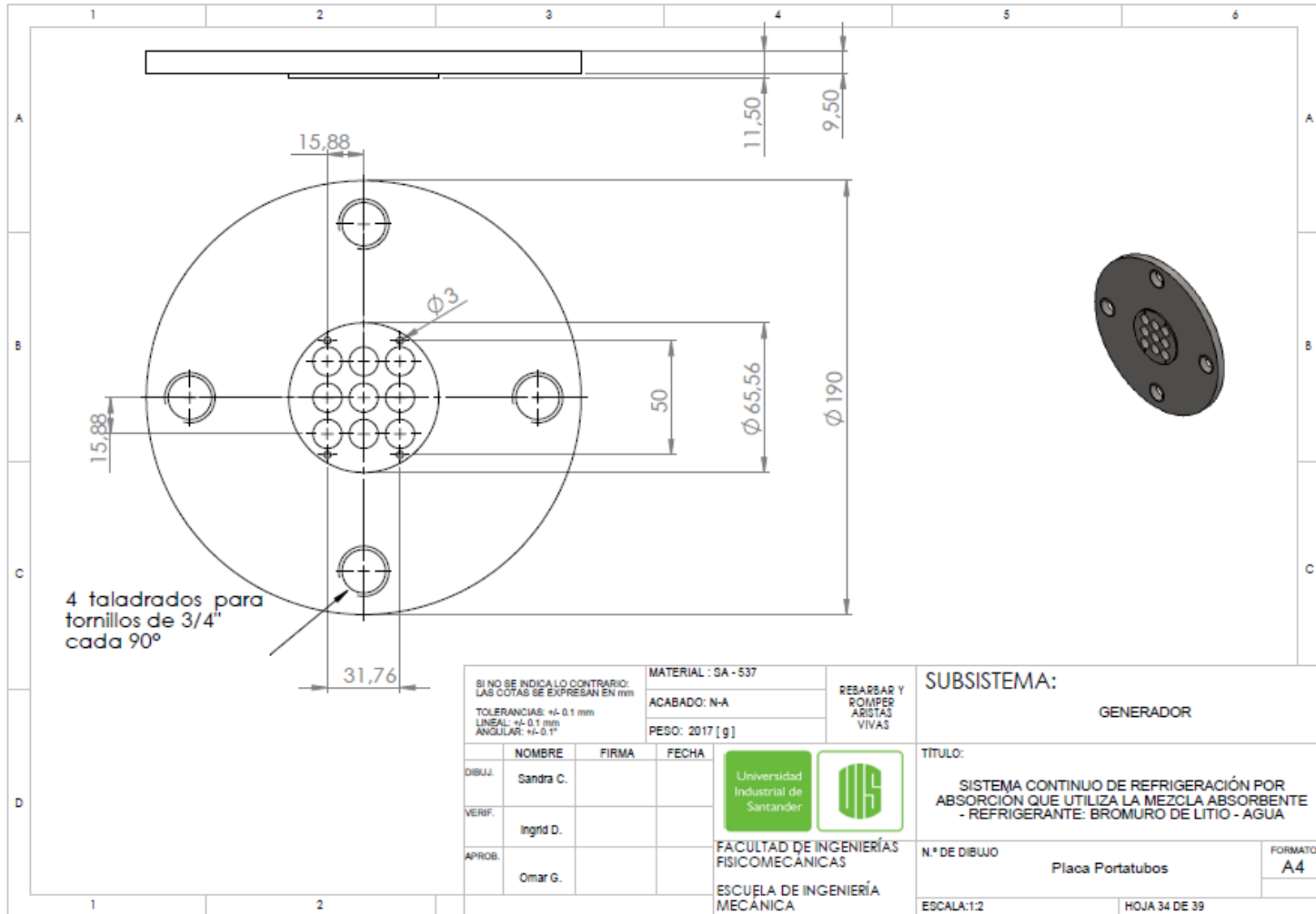


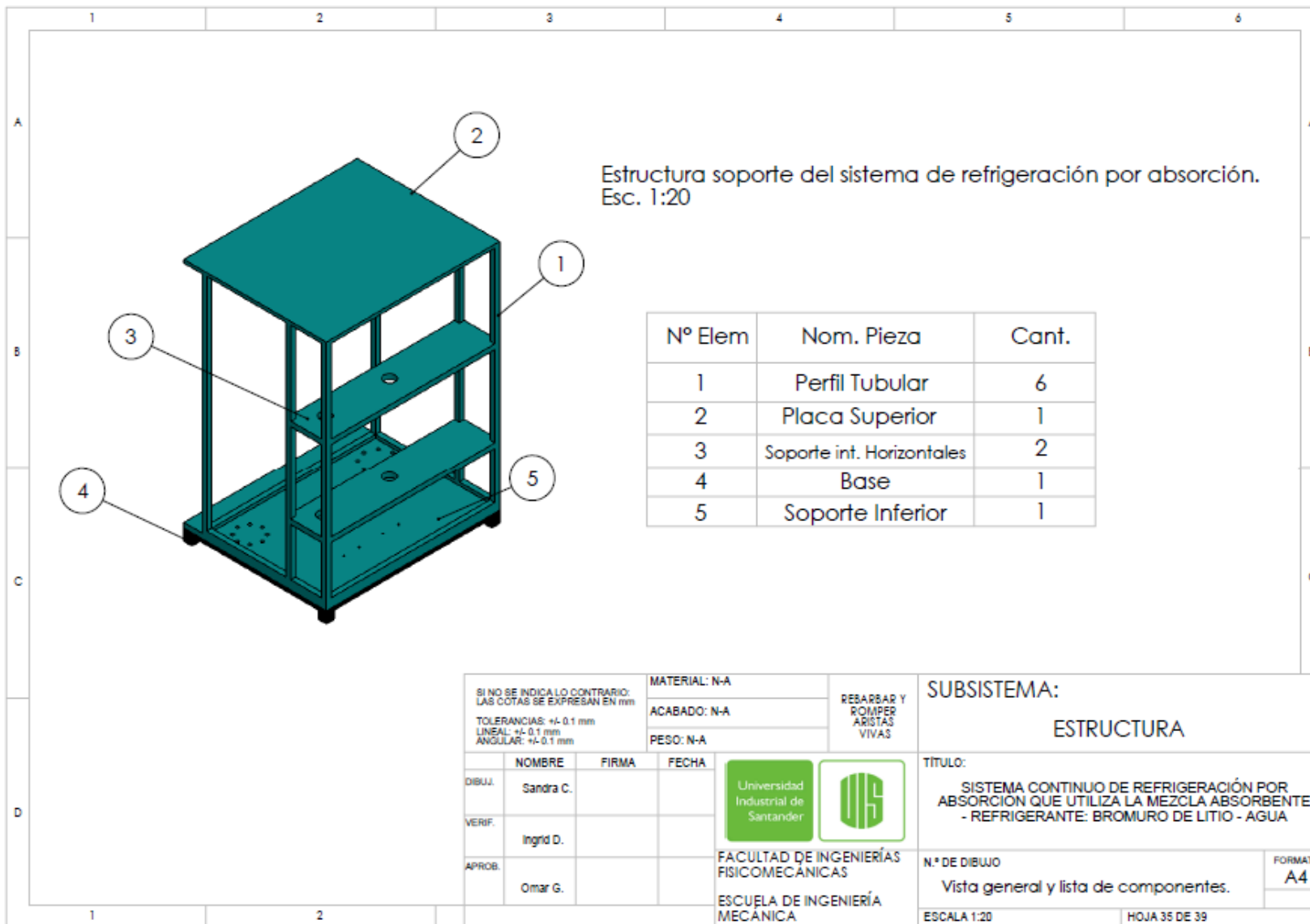
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL : SA - 537	REBARBAR Y POMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  GENERADOR		
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO: N-A		TITULO:  SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
			PESO: 379 [g]				
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS  ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	N.º DE DIBUJO	FORMATO	
VERIF.	Ingrid D.				Placa de Recolección	A4	
APROB.	Omar G.				ESCALA: 1:1	HOJA 31 DE 39	

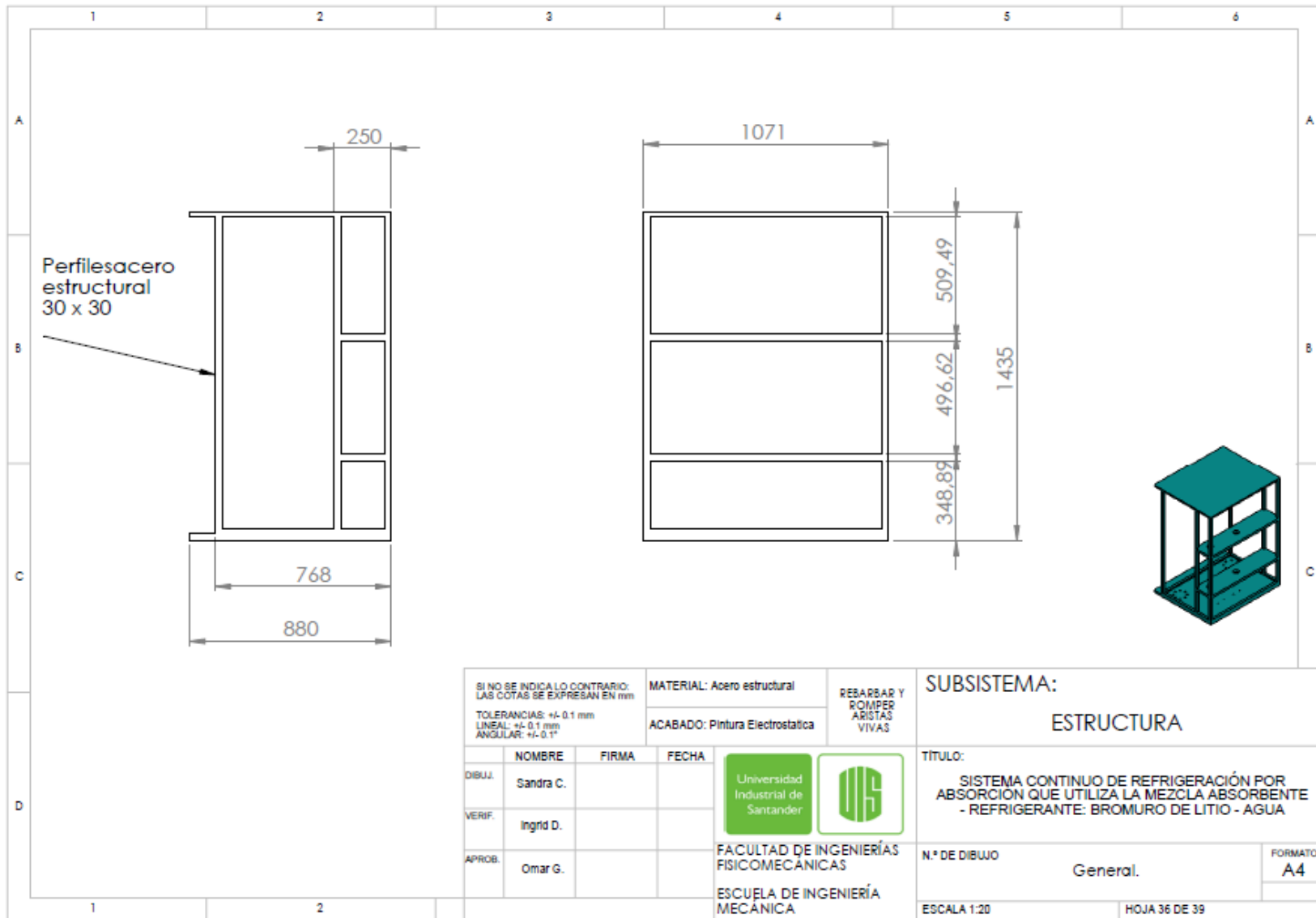


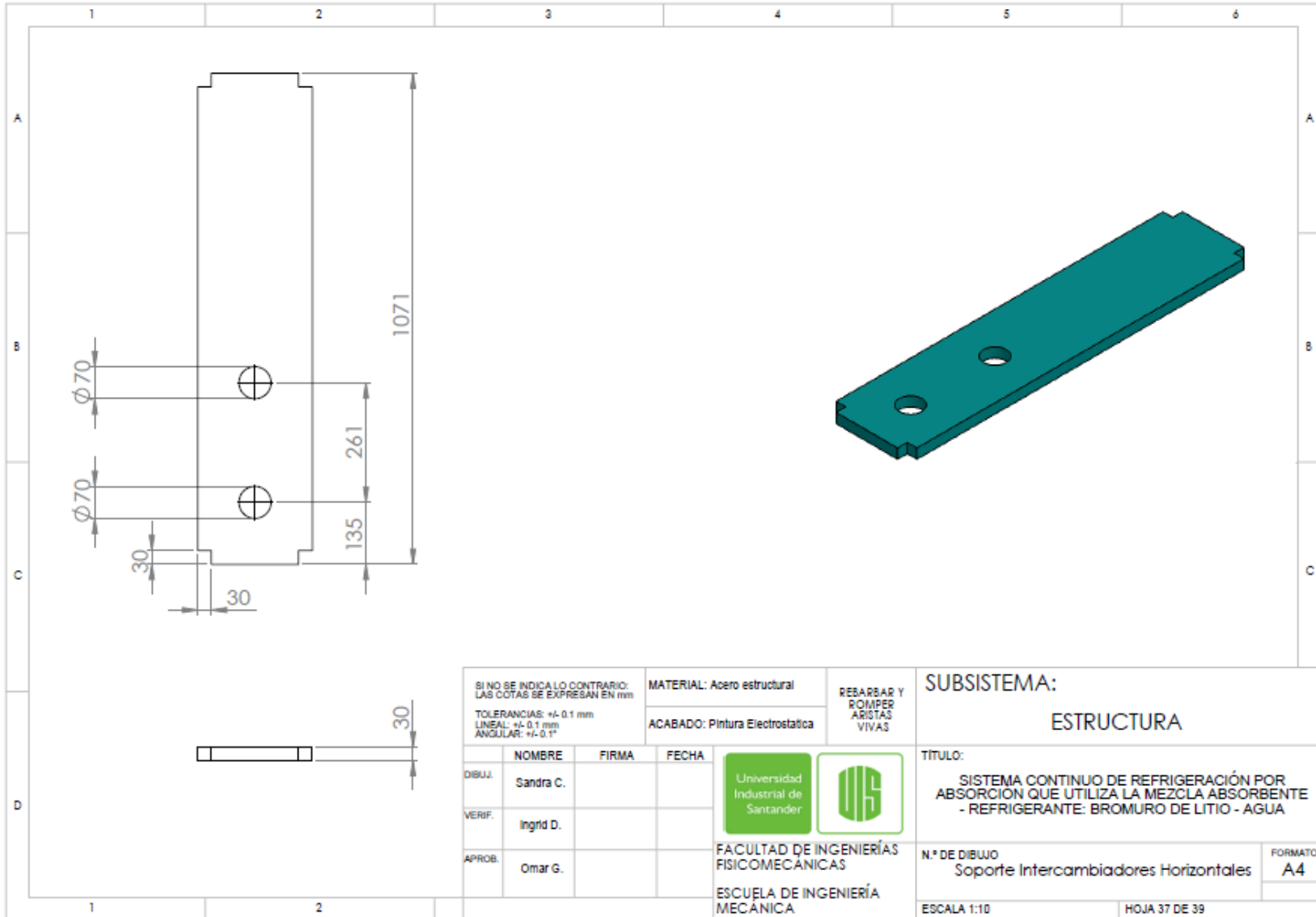
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		MATERIAL : SA - 537		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  GENERADOR		
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°		ACABADO: N-A			TITULO:  SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
		PESO: 379 [g]					
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO  Placa de Separación		FORMATO <b>A4</b>
DIBUJ.	Sandra C.				ESCALA: 1:1		HOJA 31 DE 39
VERIF.	Ingrid D.						
APROB.	Omar G.			FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS			
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA			





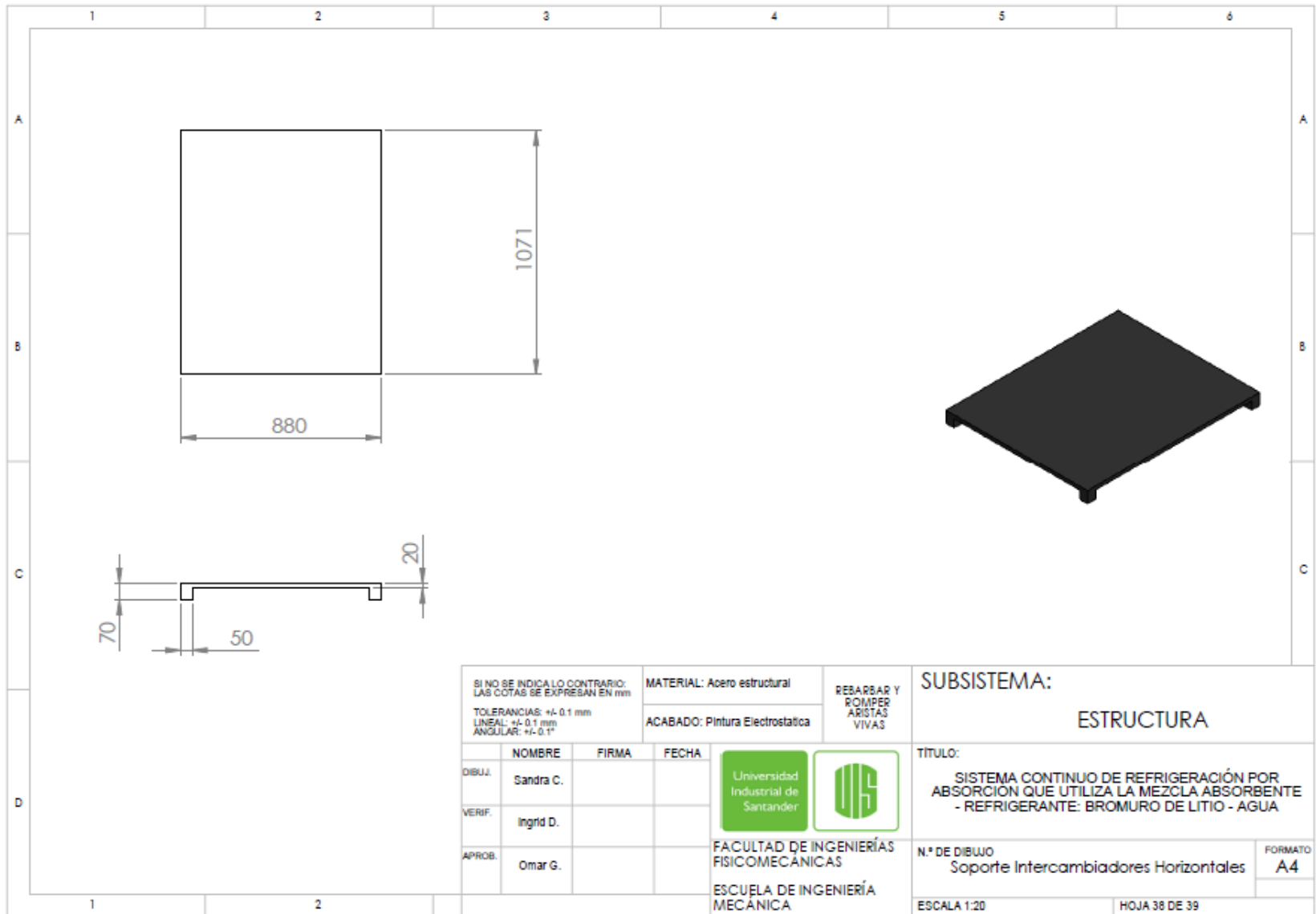






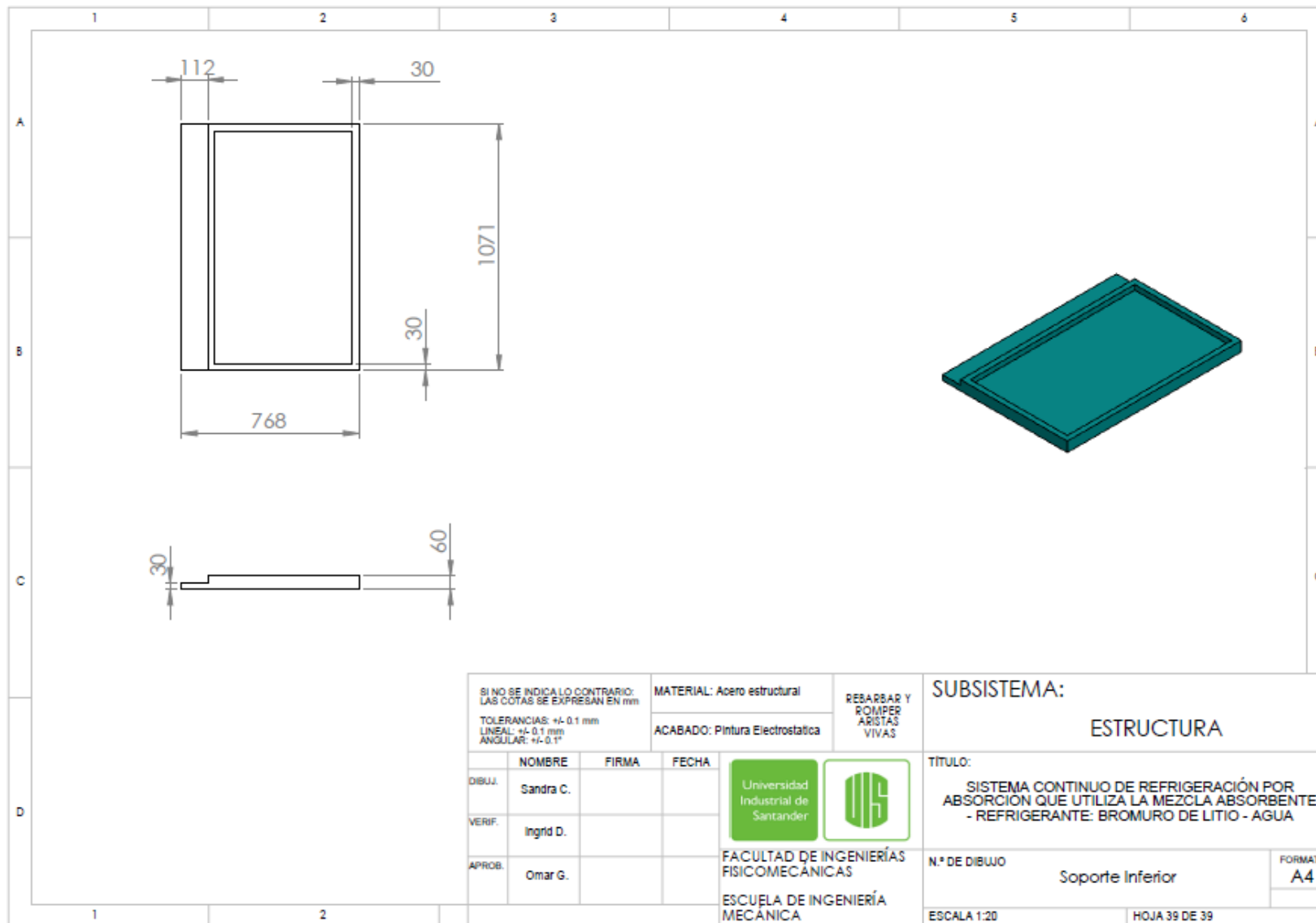






SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm		MATERIAL: Acero estructural		RESABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  ESTRUCTURA		
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°		ACABADO: Pintura Electrostatica			TITULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA		
DIBUJ.	NOMBRE Sandra C.	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO Soporte Intercambiadores Horizontales	FORMATO A4	
VERIF.	Ingrid D.				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS  ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	ESCALA 1:10	HOJA 37 DE 39
APROB.	Omar G.						



SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: Acero estructural	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  ESTRUCTURA	
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO: Pintura Electrostatica		TITULO: SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO Soporte Intercambiadores Horizontales	FORMATO
DIBUJ.	Sandra C.					A4
VERIF.	Ingrid D.					
APROB.	Omar G.			FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	ESCALA 1:20	HOJA 38 DE 39



SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN mm			MATERIAL: Acero estructural	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SUBSISTEMA:  ESTRUCTURA	
TOLERANCIAS: +/- 0.1 mm LINEAL: +/- 0.1 mm ANGULAR: +/- 0.1°			ACABADO: Pintura Electrostatica		TÍTULO:  SISTEMA CONTINUO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCION QUE UTILIZA LA MEZCLA ABSORBENTE - REFRIGERANTE: BROMURO DE LITIO - AGUA	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	 	N.º DE DIBUJO  Soporte inferior	FORMATO A4
VERIF.	Ingríd D.					
APROB.	Omar G.					
				FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAICAS	ESCALA 1:20	HOJA 39 DE 39
				ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA		

**ANEXO T: PRESUPUESTO**

VALOR DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA		
ELEMENTO	FABRICANTE	VALOR
EVAPORADOR	INDUSTRIAS TAZUNI	\$ 4.790.000,00
CONDENSADOR	INDUSTRIAS TAZUNI	\$ 4.300.000,00
ABSORBEDOR	INDUSTRIAS TAZUNI	\$ 4.960.000,00
GENERADOR	INDUSTRIAS TAZUNI	\$ 4.520.000,00
INT. SOLUCION	TRANTER	\$ 2.620.000,00
BOMBA LINEA 1	TRASEGAR S.A	\$ 594.741,00
BOMBA LINEA 2	TRASEGAR S.A	\$ 578.739,00
BOMBA EVAPORADOR	COMPAÑIAS REDIX	\$ 30.000,00
ESTRUCTURA	FABRICANTE LOCAL	\$ 200.000,00
ELEMENTOS ADICIONALES	FABRICANTES LOCALES	\$ 2.000.000,00
TOTAL		\$ 24.593.480,00