

**DESARROLLO DE UN MODELO PARA LA SIMULACIÓN DE UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN UTILIZANDO EL CALOR
RECUPERADO DE UNA MICRO TURBINA A GAS EN RÉGIMEN DE
COGENERACIÓN**

OMAR EDUARDO FREITAS JIMENO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

**DESARROLLO DE UN MODELO PARA LA SIMULACIÓN DE UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN UTILIZANDO EL CALOR
RECUPERADO DE UNA MICRO TURBINA A GAS EN RÉGIMEN DE
COGENERACIÓN**

OMAR EDUARDO FREITAS JIMENO

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

**Director:
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	20
1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	23
2. JUSTIFICACIÓN	24
3. OBJETIVOS.....	25
3.1 OBJETIVO GENERAL	25
3.1.1 Objetivos Específicos	25
4. MARCO TEÓRICO	26
4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	26
4.1.1 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.....	29
4.1.2 sistemas de refrigeración por absorción.....	30
4.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	31
4.2.1 Sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto.....	31
4.2.2 Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto.	32
4.2.3 Sistemas de refrigeración por absorción de efecto mitad.	33
4.3 TIPOS DE PAR REFRIGERANTE-ABSORBENTE	34
4.3.1 Amoniaco-Agua (NH ₃ -H ₂ O).....	35
4.3.2 Agua-Bromuro de litio (H ₂ O-LiBr).	35
4.4 TIPOS DE FUENTE DE CALOR.....	36
4.4.1 Tipo directo.....	36
4.4.2 Tipo indirecto.....	36

4.5 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	37
4.5.1 Generador.	37
4.5.2 Torre de destilación.	40
4.5.3 Absorbedor.	41
4.5.4 Bomba de solución.....	43
4.5.5 Evaporador.	44
4.5.6 Condensador.....	45
4.5.7 Válvulas.	46
4.6 FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	46
4.7 EQUIPOS REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN COMERCIALES	48
4.8 GENERALIDADES DE LAS MICRO TURBINAS A GAS.....	49
5. DESARROLLO DEL MODELO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN UTILIZANDO LA MEZCLA AMONIACO-AGUA.....	51
5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA PAR REFRIGERANTE AMONIACO-AGUA.	51
5.2 HIPÓTESIS DEL MODELO COMPUTACIONAL	54
5.3 ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL MODELO.	54
5.3.1 Generador + Torre de destilación.....	54
5.3.2 Torre de destilación.....	56
5.3.3 Absorbedor	56
5.3.4 Intercambiador de calor de solución	57
5.3.5 Condensador.....	57
5.3.6 Evaporador	58

5.3.7 Válvula de expansion.....	58
5.3.8 Válvula de estrangulación	59
5.3.9 Bomba de solución.....	59
5.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO.....	60
5.4.1 Propiedades de la solución Amoniaco-Agua.....	60
5.4.2 Propiedades del refrigerante.	68
5.4.3 Propiedades de los gases de escape de la micro turbina.....	69
5.5 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA CONSTANTE.....	69
5.6 VALIDACIÓN DEL MODELO COMPUTACIONAL	71
5.7 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA VARIABLE.....	73
6. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO USANDO EL PAR REFRIGERANTE AGUA-BROMURO DE LITIO.....	76
6.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA CON EL PAR REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO-AGUA.....	76
6.2 HIPÓTESIS DEL MODELO	78
6.3 ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL MÓLDELO ...	79
6.3.1 Generador.....	79
6.3.2 Absorbedor	80
6.3.3 Intercambiador de calor de solución	80
6.3.4 Condensador.....	81
6.3.5 Evaporador	81
6.3.6 Válvula de expansion.....	82
6.3.7 Válvula de estrangulación	82

6.3.8 Bomba de solución.....	83
6.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO.....	83
6.4.1 Propiedades de la solución Bromuro de litio-agua.....	83
6.4.2 Propiedades del refrigerante.....	87
6.4.3 Propiedades de los gases de escape de la micro turbina.....	88
6.5 VALIDACIÓN DEL MODELO.....	90
6.6 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA VARIABLE.....	91
7. ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA EL CALOR RESIDUAL DE LOS GASES DE UNA MICRO TURBINA EN FUNCIÓN DE SUS VARIABLES MÁS RELEVANTES..	93
7.1 EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MICRO TURBINA CONSIDERANDO TAMAÑOS DE INTERCAMBIADORES Y EFICIENCIA DE LOS PROCESOS CONSTANTES.....	95
7.2 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN (EFICIENCIA CONSTANTE).....	110
7.3 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (EFICIENCIA CONSTANTE).....	115
7.4 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL GENERADOR (EFICIENCIA CONSTANTE).....	121
7.4 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR (EFICIENCIA CONSTANTE).....	126
7.5 RESUMEN DE EFECTOS DE VARIACIÓN DE PARÁMETROS.....	129
7.6 VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MICRO TURBINA (EFICIENCIA DEL GENERADOR VARIABLE).....	130
8. ANÁLISIS DE DESEMPEÑO DEL SISTEMA MICRO TURBINA-SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	139

8.1 AUMENTO DE LA RELACIÓN COSTO-BENEFICIO DEL CONJUNTO MICRO TURBINA-SISTEMA DE REFRIGERACIÓN RESPECTO A LA MICRO TURBINA SOLA	140
8.2 AHORRO GENERADO POR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN RESPECTO DE UTILIZAR COMO FUENTE DE ENERGÍA UN QUEMADOR A GAS NATURAL	144
9. CONCLUSIONES	147
10. RECOMENDACIONES.....	149
BIBLIOGRAFÍA.....	150
ANEXOS	152

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Energía Generada en USA en Billones de KW/h (2015)	20
Figura 2. Generación energética en USA según el tipo de combustible.....	21
Figura 3. Esquema principio de refrigeración termoeléctrica.....	27
Figura 4. Comportamiento de las partículas en un refrigerador termo acústico.	28
Figura 5. Principio de refrigeración termo magnética.....	29
Figura 6. Diagrama de sistema de compresión de vapor, Diagrama T-S, Diagrama P-h.....	30
Figura 7. Diagrama de sistema de refrigeración por absorción de simple etapa y simple efecto.	32
Figura 8. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.....	33
Figura 9. Sistema de refrigeración por absorción de efecto mitad.....	34
Figura 10. Sistema de refrigeración por absorción de tipo directo.....	36
Figura 11. Sistema de refrigeración por absorción de tipo indirecto.	37
Figura 12. Reboiler con circulación por termosifón.	38
Figura 13. Reboiler de circulación forzada.....	39
Figura 14. Reboiler kettle.....	40
Figura 15. Torre de destilación.	41
Figura 16. Absorbedor de película descendente.	42
Figura 17. Absorbedor tubular.	43
Figura 18. Bomba de vacío.....	43
Figura 19. Evaporador enfriado por aire.....	44
Figura 20. Condensador vertical.....	45
Figura 21. Condensador vertical.....	46
Figura 22. Diagrama de sistema de refrigeración por absorción.	48
Figura 23. Diagrama de Micro turbina con posible cogeneración.	49
Figura 24. Micro turbina Capstone® C30 y sus componentes.	50

Figura 25. Diagrama sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante amoniaco-agua.	51
Figura 26. Diagrama Entalpia-Concentración para el sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante amoniaco-agua.....	52
Figura 27. Diagrama volumen de control generador + torre de destilación (rectificador).	54
Figura 28. Diagrama volumen de control generador.....	55
Figura 29. Diagrama volumen de control de torre de destilación.....	56
Figura 30. Diagrama volumen de control de absorbedor.	56
Figura 31. Diagrama volumen de control de intercambiador de solución.....	57
Figura 32. Diagrama volumen de control de condensador.	57
Figura 33. Diagrama volumen de control de evaporador.	58
Figura 34. Diagrama válvula de expansión.....	58
Figura 35. Diagrama válvula de estrangulación.....	59
Figura 36. Diagrama bomba de solución.	59
Figura 37. Diagrama sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante Bromuro de litio-agua.....	76
Figura 38. Diagrama de equilibrio para el sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante Bromuro de litio-agua.	77
Figura 39. Diagrama volumen de control generador.....	79
Figura 40. Diagrama volumen de control de absorbedor.	80
Figura 41. Diagrama volumen de control de intercambiador de solución.....	80
Figura 42. Diagrama volumen de control de condensador.	81
Figura 43. Diagrama volumen de control de evaporador.	81
Figura 44. Diagrama válvula de expansión.....	82
Figura 45. Diagrama válvula de estrangulación.....	82
Figura 46. Diagrama bomba de solución.	83
Figura 47. Diagrama de equilibrio para la solución acuosa de Bromuro de litio.	85

Figura 48. Diagrama de Merkel(HTX) para la solución acuosa de Bromuro de litio.....	86
Figura 49. Variación de la temperatura de los gases de la micro-turbina en función de la potencia generada por la misma.....	96
Figura 50. Variación del flujo másico de los gases de la micro-turbina en función de la potencia generada por la misma.....	96
Figura 51. Concentraciones de la solución H ₂ O-LiBr de la simulación.	97
Figura 52. Variación de la capacidad de sistema de refrigeración en función de la potencia nominal de la micro-turbina.....	98
Figura 53. Entalpia de la mezcla amoniaco-agua. vapor(rojo), liquido(azul). ..	100
Figura 54. Entalpia de vaporización del agua.	100
Figura 55. Variación del flujo másico que se evapora en el generador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	101
Figura 56. Variación del calor del generador obtenido de los gases de escape en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	101
Figura 57. Variación del calor del absorbedor en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	102
Figura 58. Variación del calor específico del amoniaco y del agua en función de la temperatura a presiones constantes (Bar).....	103
Figura 59. Variación de la flujo másico de refrigerante en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	104
Figura 60. Variación del calor del condensador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	104
Figura 61. Variación de la flujo másico que va del absorbedor hacia el generador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.....	105
Figura 62. Variación del flujo másico que va del generador al absorbedor en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	106
Figura 63. Calor específico de la solución agua-bromuro de litio.....	106
Figura 64. Calor específico de la solución amoniaco-agua.....	107
Figura 65. Variación del calor recuperado por el intercambiador de calor de solución en función de la potencia nominal de la micro-turbina.....	107

Figura 66. Comparación energía del generador Vs energía de la bomba.....	108
Figura 67. Variación del COP en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	109
Figura 68. Variación de la temperatura de salida de los gases en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	110
Figura 69. Variación de la diferencia de temperatura de entrada y salida de los gases de la micro-turbina en función de la potencia nominal de la micro-turbina.	110
Figura 70. Variación de concentraciones de soluciones en el sistema trabajando con amoníaco-agua en función de la temperatura de evaporación.....	111
Figura 71. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de evaporación.	112
Figura 72. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura de evaporación.....	113
Figura 73. Variación del calor del generador en función de la temperatura de evaporación.....	113
Figura 74. Variación del calor del condensador en función de la temperatura de evaporación.....	114
Figura 75. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura de evaporación.....	114
Figura 76. Variación del COP en función de la temperatura de evaporación. .	115
Figura 77. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par amoníaco-agua en función de la temperatura de condensación.....	116
Figura 78. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de condensación.	117
Figura 79. Variación de la presión de condensación en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de condensación.....	117

Figura 80. Variación de la Concentración de la solución fuerte de agua-LiBr en función de la temperatura del evaporador.	118
Figura 81. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura de condensación.....	119
Figura 82. Variación del calor del generador en función de la temperatura de evaporación.....	119
Figura 83. Variación del calor del condensador en función de la temperatura de condensación.....	120
Figura 84. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura de condensación.....	120
Figura 85. Variación del COP en función de la temperatura de condensación.	121
Figura 86. Variación de concentraciones de soluciones en el sistema trabajando con amoniaco-agua en función de la temperatura del generador.....	122
Figura 87. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura del generador.	122
Figura 88. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura del generador.	123
Figura 89. Variación del calor del generador en función de la temperatura del generador.	124
Figura 90. Variación del calor del condensador en función de la temperatura del generador.	124
Figura 91. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura del generador.	125
Figura 92. Variación del COP en función de la temperatura del generador.....	125
Figura 93. Variación de la concentración de las soluciones en el sistema con el par amoniaco-agua en función de la temperatura del absorbedor.	126
Figura 94. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura del absorbedor.	126

Figura 95. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura del absorbedor.	127
Figura 96. Variación del calor del generador en función de la temperatura del absorbedor.	127
Figura 97. Variación del calor del condensador en función de la temperatura del absorbedor.	128
Figura 98. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura del absorbedor.	128
Figura 99. Variación del COP en función de la temperatura del absorbedor.	129
Figura 100. Propiedades de la solución NH ₃ -H ₂ O (C _p , K, μ, ρ).	132
Figura 101. Propiedades de los gases de combustión.	133
Figura 102. Variación del COP del sistema de NH ₃ -H ₂ O en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	136
Figura 103. Variación del COP del sistema de H ₂ O-LiBr en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	136
Figura 104. Variación de la masa de refrigerante y la masa de solución que entra al generador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	137
Figura 105. Variación del calor del generador y evaporador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	137
Figura 106. Variación de la eficiencia del generador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	138
Figura 107. Variación de la temperatura de los gases después del sistema de refrigeración en función de la potencia de la micro turbina con área constante.	138
Figura 108. Relación costo-beneficio de la micro turbina sola.	140
Figura 109. Relación costo-beneficio del sistema micro turbina-sistema de refrigeración.	141
Figura 110. Datos energéticos de la micro turbina Capstone® C30.	142
Figura 111. Relación costo-beneficio de la micro turbina trabajando sola.	142

Figura 112. Calor del evaporador en función de la potencia de la micro turbina en cada uno de los escenarios descritos.	143
Figura 113. Relación costo-beneficio del conjunto micro turbina-Sistema de refrigeración.	144
Figura 114. Precio del gas natural.....	145
Figura 115. Ahorro generado por la implementación del sistema de refrigeración en función de la potencia de la micro turbina y la temperatura de evaporación.	146

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Valores de constantes para ecuación de temperatura de líquido.....	61
Tabla 2. Valores de constantes para ecuación de temperatura de gas.	62
Tabla 3. Valores de constantes para ecuación de entalpía de líquido.	63
Tabla 4. Valores de constantes para ecuación de entalpía de gas.	64
Tabla 5. Valores de constantes para ecuación de concentración en gas.....	65
Tabla 6. Valores de constantes para ecuación de Cp en líquido.	65
Tabla 7. Valores de constantes para ecuación de temperatura crítica.	66
Tabla 8. Valores de constantes para ecuación de Cp en gas.	66
Tabla 9. Valores de constantes para ecuación de densidad en líquido.	67
Tabla 10. Datos de propiedades de los gases de la micro turbina.	69
Tabla 11. Comparación modelo ASHRAE vs modelo desarrollado NH ₃ -H ₂ O. .	71
Tabla 12. Valores de constantes para calculo de entalpia de LiBr/H ₂ O.....	87
Tabla 13. Comparación modelo ASHRAE vs modelo desarrollado H ₂ O-LiBr...	90
Tabla 14. Condiciones de operación del conjunto sistema de refrigeración-micro turbina en cada una de las simulaciones.	93
Tabla 15. Efectos de los parámetros variados sobre el sistema de refrigeración con eficiencia constante.	129
Tabla 16. Parámetros de los sistemas de refrigeración con potencia de micro turbina máxima.	131
Tabla 17. Parámetros de los intercambiadores propuestos.....	132
Tabla 18. Área de generadores.	135
Tabla 19. Escenarios de funcionamiento.	139

RESUMEN

TÍTULO: *“DESARROLLO DE UN MODELO PARA LA SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN UTILIZANDO EL CALOR RECUPERADO DE UNA MICRO TURBINA A GAS EN RÉGIMEN DE COGENERACIÓN”**

AUTOR: OMAR EDUARDO FREITAS JIMENO**

PALABRAS CLAVE: Refrigeración por absorción, Amoniaco-Agua, Agua-Bromuro de litio, Micro-turbina, cogeneración.

DESCRIPCIÓN:

La búsqueda de alternativas que sirvan como solución a los problemas energéticos y ambientales actuales ha llevado a la investigación de tecnologías que generen un daño ambiental mínimo y permitan un ahorro máximo de energía.

Debido a que el confort es una necesidad para la sociedad de hoy en día, es importante la implementación de sistemas de refrigeración que usen refrigerantes que generen menos impacto a la capa de ozono y el efecto invernadero que los refrigerantes actuales. Los sistemas de refrigeración por absorción son una opción amigable al ambiente puesto que las sustancias usadas por estos son de origen natural, además debido a que su insumo principal es calor y no energía eléctrica brindan la posibilidad de implementarlos mediante energía recuperada de otros procesos como los gases de escape de una micro-turbina.

Con este planteamiento en mente, se propone el desarrollo de un modelo computacional de un sistema de refrigeración por absorción que use como sustancias de trabajo amoniaco-agua y agua-bromuro de litio y como fuente de calor los gases de escape de una micro-turbina a gas en régimen de cogeneración que permita el estudio del comportamiento de este.

Se presentan como resultados los efectos de la variación de la potencia generada por la micro-turbina y las temperaturas en los principales focos de transferencia de calor del sistema sobre el resto del sistema. Además se presentan el análisis del posible ahorro generado y aumento de la relación costo-beneficio.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Omar Armando Gélvez Arocha

ABSTRACT

TITLE: *“DEVELOPMENT OF A COMPUTATIONAL MODEL TO SIMULATE SINGLE EFFECT ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM USING HEAT RECOVERED FROM A MICRO TURBINE IN COGENERATION”***

AUTHOR: OMAR EDUARDO FREITAS JIMENO**

KEYWORDS: Absorption refrigeration, Ammonia-Water, Water-Lithium bromide, Micro-turbine, cogeneration.

DESCRIPTION:

The pursuit of alternatives that give solution to present energetic and environmental issues has led to investigations on eco-friendly and energy-saving technologies.

Due to the need of comfort for the present society, the implementation of refrigeration systems which use refrigerants that cause less impact on the ozone layer and the greenhouse effect than the refrigerants used on the compression refrigeration systems used regularly today is important. Absorption refrigeration systems are an eco-friendly alternative because of the fact that the working substance or fluids are totally natural. In addition, their principal input is heat instead of electric energy, this fact makes possible the implementation of these systems with heat recovered from other processes like exhaust gases of a micro-turbine.

With this approach, it is proposed the development of a computational model to simulate an absorption refrigeration system (ammonia - water and water - lithium bromide) using heat recovered from a micro turbine in cogeneration that allows the study of its behavior.

As results are shown the effects of the variation of the power generated by the micro-turbine and temperatures on the principal heat transfer spots over the rest of the systems. Also the possible saving generated and increase of the relation Cost-Benefit are shown.

* Graduation thesis

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering Director: Omar Armando Gélvez Arocha

INTRODUCCIÓN

La búsqueda del hombre de alternativas para mejorar aspectos que tienen que ver con sus necesidades básicas tales como el transporte, la conservación de alimentos, el confort, etc, han llevado a este a plantear soluciones que cada vez tienen más en cuenta el ahorro y recuperación de energía.

La mayoría de estas soluciones llegaron mediante dispositivos accionados con energía eléctrica, lo que desembocó en el aumento de la demanda de la misma. Este fenómeno se puede apreciar en la figura 1, donde muestran los registros de generación de energía del departamento de energía de los Estados Unidos (Se muestran los records de la DOE debido a que los más completos y actuales).

Figura 1. Energía Generada en USA en Billones de KW/h (2015)

	Net Generation			
	Electric Power Sector ^a	Com-mercial Sector ^b	Indus-trial Sector ^c	Total
1950 Total	329	NA	5	334
1955 Total	547	NA	3	550
1960 Total	756	NA	4	759
1965 Total	1,055	NA	3	1,058
1970 Total	1,532	NA	3	1,535
1975 Total	1,918	NA	3	1,921
1980 Total	2,286	NA	3	2,290
1985 Total	2,470	NA	3	2,473
1990 Total	2,901	6	° 131	3,038
1995 Total	3,194	8	151	3,353
2000 Total	3,638	8	157	3,802
2001 Total	3,580	7	149	3,737
2002 Total	3,698	7	153	3,858
2003 Total	3,721	7	155	3,883
2004 Total	3,808	8	154	3,971
2005 Total	3,902	8	145	4,055
2006 Total	3,908	8	148	4,065
2007 Total	4,005	8	143	4,157
2008 Total	3,974	8	137	4,119
2009 Total	3,810	8	132	3,950
2010 Total	3,972	9	144	4,125
2011 Total	3,948	10	142	4,100
2012 Total	3,890	11	146	4,048
2013 January	335	1	13	349
February	297	1	12	310
March	312	1	13	325
April	237	1	12	250
May	309	1	12	322
June	343	1	13	357
July	380	1	14	395
August	371	1	13	385
September	328	1	12	341
October	302	1	12	315
November	301	1	12	315
December	339	1	13	353
Total	3,904	12	150	4,066
2014 January	363	1	13	378
February	312	1	11	324
March	319	1	12	332
April	285	1	11	298
May	312	1	11	324
June	346	1	12	358
July	372	1	13	386
August	370	1	13	384
September	327	1	12	340
October	302	1	11	315
November	305	1	12	318
December	323	1	13	337
Total	3,936	13	144	4,093
2015 January	347	1	13	361

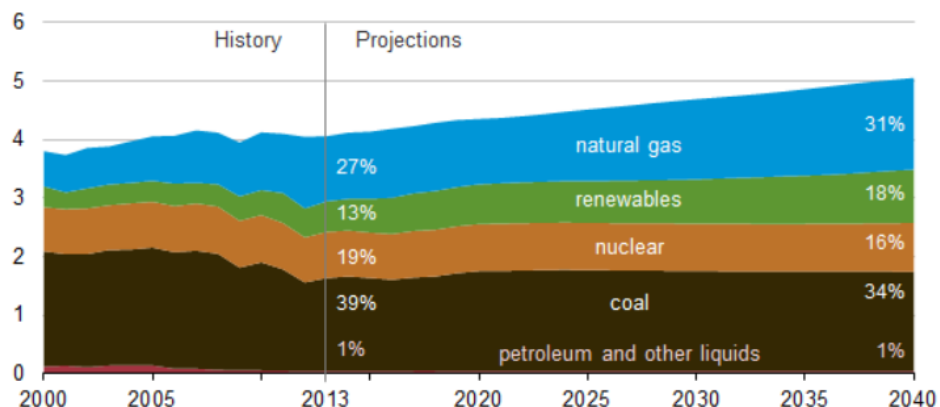
Fuente: Department of energy of the united states(2015).

Como parte de la solución a este aumento en la demanda, se reforzó la implementación de las tecnologías de generación distribuida. Estas máquinas son básicamente pequeños generadores accionados generalmente por gas natural que ayudan a aliviar la carga de las grandes centrales eléctricas. Entre este tipo de tecnologías, las micro turbinas a gas se encuentra como una de las más importantes. Con un gran potencial debido a la posibilidad del aprovechamiento de su energía residual térmica, lo que es conocido como cogeneración y trigeneración

En la cogeneración se utilizan los gases calientes de escape como calor para otro proceso o como insumo para la producción de frío mediante sistemas de refrigeración por absorción, mientras que en la trigeneración se utiliza el calor residual para ambos procesos simultáneamente. Este aprovechamiento provoca que la eficiencia de estos sistemas aumente.

Es importante mencionar que las tecnologías de generación distribuida han sido impulsadas por la tendencia actual y expectativa futura al uso del gas natural para la generación energética. En la figura 2 se muestra la tendencia esperada para los próximos años en cuestión de fuentes para la generación eléctrica en Estados Unidos.

Figura 2. Generación energética en USA según el tipo de combustible.



Fuente: Department of energy of the united states(2015).

En vista de esta tendencia, se plantea el desarrollo de un modelo computacional de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto y simple etapa que permita el estudio de su comportamiento al trabajar mediante los gases de escape de una micro turbina a gas en régimen de cogeneración con el objetivo de ampliar los conocimientos que se han adquirido en la universidad industrial de Santander y la Universidad Estatal del Oeste de Paraná con proyectos anteriores que han trabajado en este tema.

El desarrollo del modelo de refrigeración por absorción fue dividido en los siguientes capítulos:

Capitulo 1: Presenta la descripción y contextualización del problema en cuestión.

Capitulo 2: Presenta lo concerniente a generalidades sobre sistemas de refrigeración y la explicación mas detallada sobre los sistemas por absorción.

Capitulo 3: Presenta el desarrollo del modelo de refrigeración por absorción usando Amoniaco-Agua como par refrigerante.

Capitulo 4: Presenta el desarrollo del modelo de refrigeración por absorción usando Agua-Bromuro de litio como par refrigerante.

Capitulo 5: Presenta el análisis obtenido mediante la variación de diferentes parámetros de entrada del sistema.

Capitulo 6: Presenta el análisis económico obtenido mediante el análisis de la variación de parámetros de entrada.

Capitulo 7: Presenta las conclusiones obtenidas de los análisis de los capitulos anteriores.

Capitulo 8: Presenta recomendaciones para continuar el desarrollo de este tema en futuros trabajos.

Capitulo 9: Referencia el material bibliográfico utilizado en el desarrollo de este trabajo.

1.DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Debido a la viabilidad de implementación de sistemas de refrigeración por absorción junto a sistemas de generación distribuida como solución al problema de ahorro de energía eléctrica y al poco estudio que se tiene en el campo de la refrigeración por absorción, se genera la necesidad de indagar sobre los efectos de la variación de los distintos parámetros en el conjunto sistema de generación de potencia-sistema de refrigeración.

Para el estudio de estos sistemas se precisa de un modelamiento computacional que facilite el análisis del comportamiento sin ningún tipo de inversión económica en la construcción de un modelo real.

Los sistemas de refrigeración por absorción en comparación con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor tienen la ventaja que la energía de insumo puede ser energía residual de otro proceso, pero por otro lado suelen ser equipos mucho más grandes que los de compresión y por tanto la inversión inicial mayor. En este orden de ideas, las principales variables que se quieren estudiar en este proyecto son:

- COP (coefficient of performance)
- Cantidad de energía recuperada de los gases de escape

El estudio del sistema de refrigeración por absorción está enfocado en la respuesta en estado estable. También, se consideran algunas hipótesis que idealizan el ciclo respecto a la realidad pero permiten un análisis más sencillo y mejor comprensión de este.

2. JUSTIFICACIÓN

Una micro turbina Capstone® de 30kW se encuentra disponible en el laboratorio de tecnología para generación distribuida y fuentes renovables de energía de CECE/UNIOESTE campus Foz de Iguazú, la cual debe ser parte de un sistema experimental de generación distribuida con cogeneración. Para tal fin es fundamental contar con un modelo matemático que represente su comportamiento, permita diseñar el sistema de refrigeración por absorción que permitirá aplicar el concepto de cogeneración, y ayude a realizar estudios basados en simulaciones cuando sea adherido a la micro turbina.

Es de resaltar que simultáneamente dentro del proyecto de investigación se desarrolla el modelamiento eléctrico y térmico de la micro turbina, los cuales conformarán un solo modelo que permitirá un estudio más completo del conjunto micro turbina - sistema de refrigeración.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el cumplimiento de los objetivos misionales de la Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería Mecánica en el ámbito investigativo mediante el estudio de un sistema de refrigeración que contribuya al ahorro energético por medio del aprovechamiento de energía térmica residual.

3.1.1 Objetivos Específicos

- Desarrollar un modelo cero dimensional en MATLAB que permita la simulación de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.
- Estudiar el efecto de la variación de la potencia eléctrica demandada por la terminal del generador de la micro turbina en el COP del sistema de refrigeración.
- Indicar el ahorro económico generado por el aprovechamiento de los gases de escape dependiendo de las condiciones operativas de la micro turbina conectada a la red.
- Determinar el desempeño del conjunto sistema de refrigeración por absorción-micro turbina a gas Capstone® C30 en régimen de cogeneración.

4. MARCO TEÓRICO

4.1 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Los sistemas de refrigeración se pueden clasificar según la forma en que se transfiere la energía en:

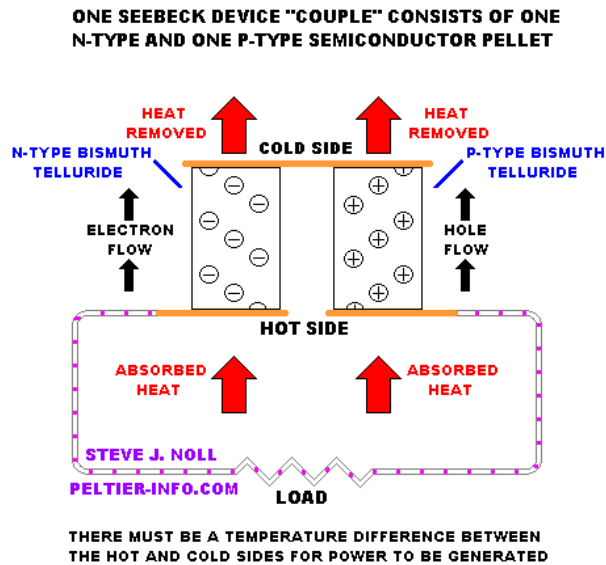
- Termo-eléctricos
- Termo-acústicos
- Termo-magnéticos
- Termo-mecánicos
- De absorción

Refrigeración termo-eléctrica

La refrigeración termoelectrónica transforma una diferencia de potencial eléctrico directamente a un potencial térmico. Su principio de funcionamiento está basado en el efecto Peltier (figura 3), en el cual al pasar una corriente en un sentido por dos metales conductores diferentes se produce un efecto refrigerante.

A pesar que su eficiencia es baja, tiene las ventajas que son muy silenciosos y al ser alimentado por corriente continua puede ser equipos totalmente portátiles.

Figura 3. Esquema principio de refrigeración termoeléctrica.



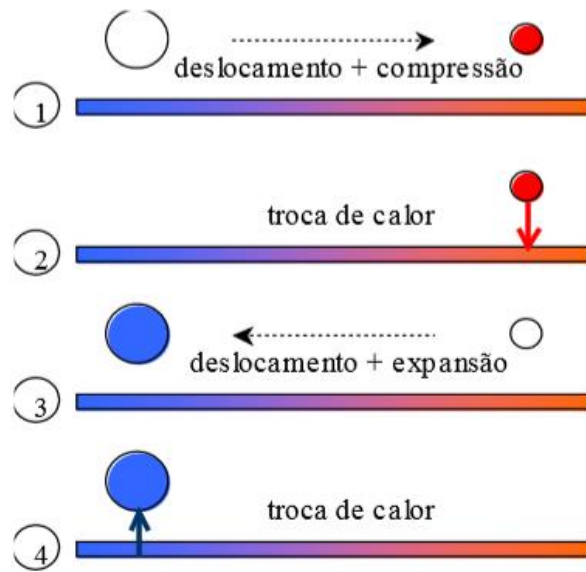
Fuente: Peltier device information directory. [en línea]. [citado 13/07/2015]. Disponible en internet: <URL: <http://peltier-info.com/info.html>>

Refrigeración termo acústica

Se componen principalmente por un tubo resonante, un parlante, una pila termo acústica, dos intercambiadores de calor y un gas de trabajo. Estas máquinas utilizan ondas sonoras con altas amplitudes para crear diferencias de presión, temperatura y desplazamiento en el gas.

En el refrigerador la mayor parte de la diferencia de temperatura proviene de la compresión y expansión del gas, el resto es consecuencia de la transferencia de calor entre el gas y el regenerador (yoshihiro). Su funcionamiento se muestra en la figura 4.

Figura 4. Comportamiento de las partículas en un refrigerador termo acústico.



Fuente: Refrigerador termo acústico didáctico, Marcelo Yoshihiro Fukumoto.

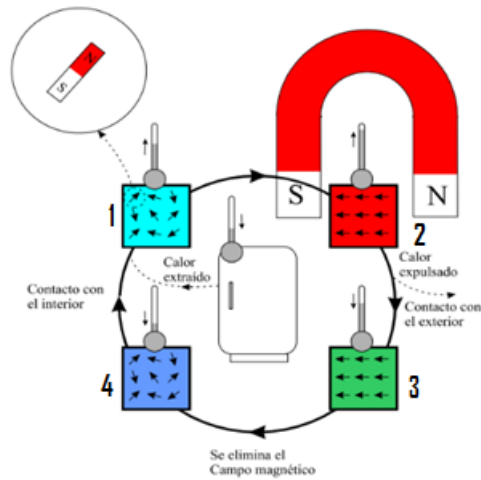
Refrigeración termo magnética

En este tipo de refrigeración a diferencia de las otras, se usan ciclos de imantación y desimantación en lugar de la compresión y expansión. Además, se usan sólidos ferro magnéticos y no fluidos.

El ciclo en la refrigeración termo magnética consta de 4 etapas (figura 5):

1. Sólido a temperatura ambiente y sus átomos en direcciones aleatorias
2. El sólido es expuesto a un campo magnético el cual provoca que sus átomos se posicionen en dirección este y suba de temperatura.
3. El sólido es expuesto al ambiente manteniendo el campo magnético, de tal modo que baje su temperatura y los átomos continúen ordenados.
4. Se elimina el campo magnético causando la desorganización de los átomos y disminución de la temperatura del sólido. En este estado el sólido es expuesto al espacio que se desea refrigerar para absorber el calor de este.

Figura 5. Principio de refrigeración termo magnética.



Fuente: Gobierno de Aragón. [en línea]. [citado 13/07/2015]. Disponible en internet: <URL: <http://www.aragoninvestiga.org/Hacia-los-sistemas-de-refrigeracion-magnetica/>>

Refrigeración termo mecánica

En este tipo de refrigeración se encuentran los sistemas más usados: sistemas de refrigeración por compresión de gas, sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

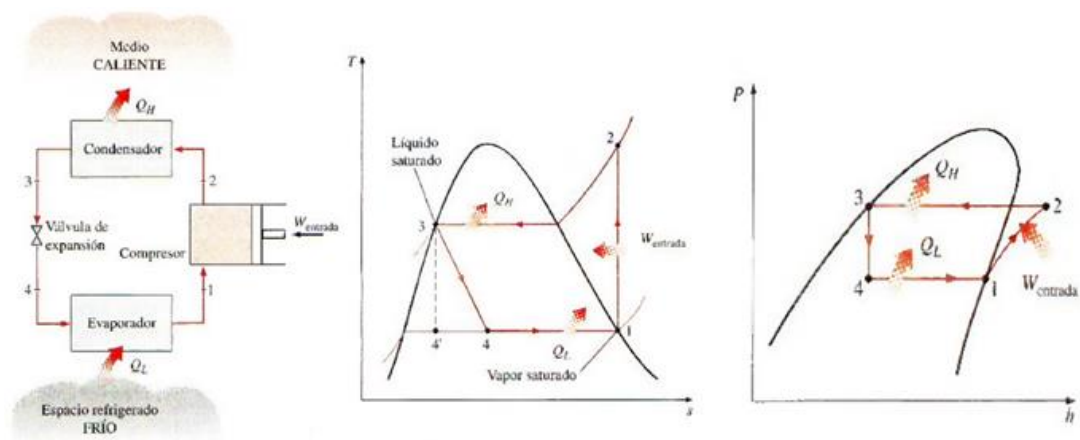
4.1.1 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son los más usados en la actualidad debido a que presentan mayor eficiencia que los demás. Su ciclo termodinámico se compone básicamente de 4 procesos: compresión isentrópica en un compresor, rechazo de calor a presión constante en un condensador, estrangulamiento en un dispositivo de expansión y absorción de calor a presión constante en un evaporador (çengel; boles, 2009).

El ciclo comienza en el evaporador, donde el refrigerante en estado líquido entra y absorbe calor del espacio que está siendo refrigerado, provocando que quede como vapor, luego es llevado a una presión superior mediante un compresor isentrópico que trabaja con energía eléctrica, la cual es considerada como el insumo principal del sistema. Inmediatamente después el vapor a presión alta entra al condensador donde se le retira calor, quedando como líquido saturado.

Posteriormente pasa por la válvula de estrangulamiento que genera una caída de presión isoentálpicamente teniendo como resultado refrigerante en estado líquido a baja presión iniciando el ciclo nuevamente.

Para este ciclo las gráficas más usadas y que ayudan a su comprensión son el diagrama T-S y el diagrama P-h, mostradas en la figura 6.

Figura 6. Diagrama de sistema de compresión de vapor, Diagrama T-S, Diagrama P-h.



Fuente: çengel; boles, 2009.

4.1.2 sistemas de refrigeración por absorción. Fueron los primeros sistemas de refrigeración, patentado en 1859 por Ferdinand Carre. Suelen tener una eficiencia menor a la de los ciclos por compresión de vapor, pero a diferencia de estos su insumo es energía térmica, la cual puede ser obtenida de forma barata por medio de energía geotérmica, solar o gases residuales de otros procesos.

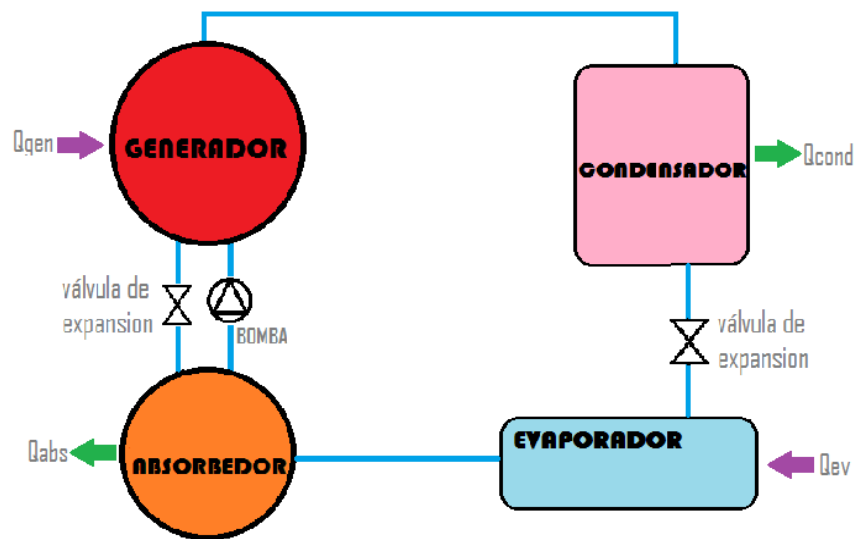
El principio de las máquinas de refrigeración por absorción está basado en la capacidad de ciertas sustancias en estado líquido de absorber otras en estado gaseoso. Están constituidas básicamente por un condensador, un evaporador, una válvula de expansión y un conjunto de elementos que son denominados compresor térmico, el cual en su forma más sencilla está compuesto por un absorbedor, un generador, una bomba y una válvula de estrangulación.

El funcionamiento de estas máquinas se basa principalmente en el intercambio de calor en 4 principales componentes: evaporador, condensador, generador y absorbedor. Aunque puede variar un poco debido a la posibilidad de tener más de un generador o absorbedor. El número de generadores que tenga se referirá a los de efectos, mientras que el número de absorbedores se referirá a las etapas. En este orden de ideas un sistema con dos generadores recibirá el nombre de doble efecto y uno de dos absorbedores, doble etapa.

4.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

4.2.1 Sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto. Una máquina de simple efecto (figura 7) está constituida básicamente por un generador, un absorbedor, un evaporador, un condensador y una válvula de expansión. El funcionamiento de esta empieza con la mezcla de refrigerante/absorbente en el absorbedor, aquí la mezcla es bombeada hacia el generador donde el calor aportado por una fuente externa evapora el refrigerante permitiéndole continuar hacia el condensador y al absorbente retornar al absorbedor. Una vez en el condensador se le retira calor al refrigerante logrando que este pase a fase líquida, seguidamente la válvula de expansión genera una caída de presión en el refrigerante que luego entra al evaporador donde retira el calor del espacio a refrigerar y después retorna al absorbedor. El COP en estas máquinas se encuentra entre 0,5 y 0,7.

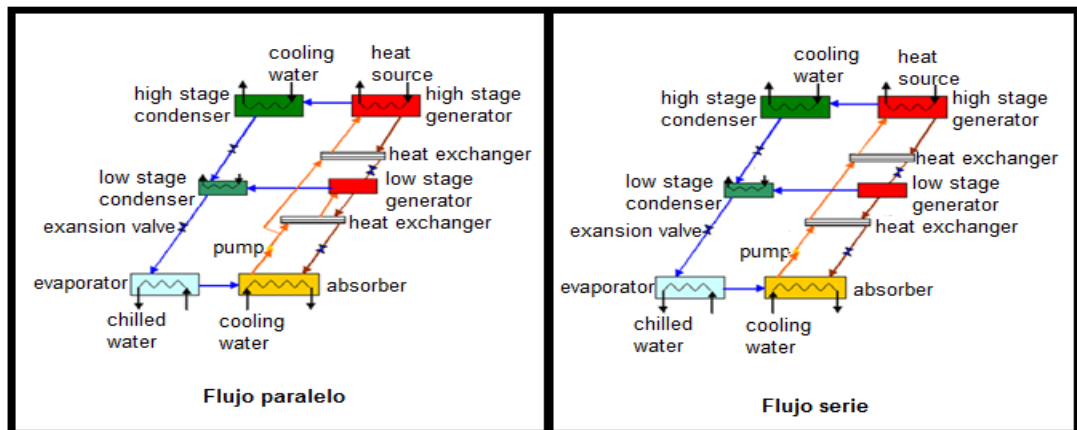
Figura 7. Diagrama de sistema de refrigeración por absorción de simple etapa y simple efecto.



4.2.2 Sistemas de refrigeración por absorción de doble efecto. Las máquinas de absorción de doble efecto también constan del conjunto denominado compresor térmico, el cual en este caso está compuesto por dos generadores y un absorbedor. Además de esto constan de dos condensadores (de alta y de baja) los cuales están comunicados respectivamente con cada uno de los generadores. El funcionamiento de este tipo depende si el flujo de la solución refrigerante-absorbente es en serie o en paralelo (figura 8).

En serie la mezcla es bombeada primero hacia el generador de alta temperatura para luego enviarla al generador de baja temperatura. Cuando se tiene flujo en paralelo la mezcla es dividida en dos al salir del absorbedor, enviando una parte al generador de alta y otra al generador de baja.

Figura 8. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto.



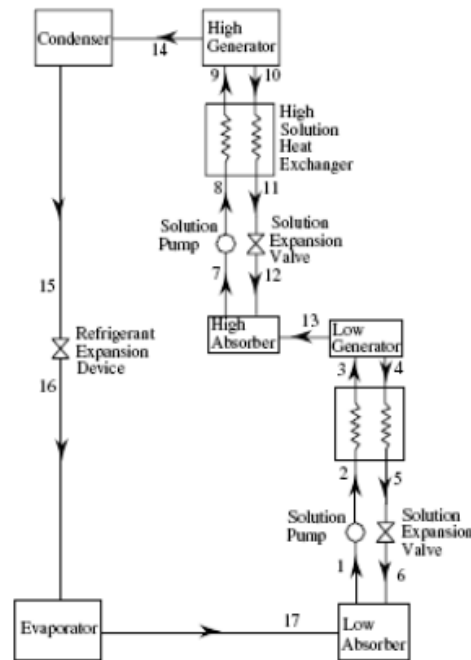
Fuente: [en línea]. [citado 13/07/2015]. Disponible en internet:

<URL:http://www.eere.energy.gov/de/thermally_activated/tech_basics.html>

Este tipo de máquinas tienen la ventaja que desarrollan un COP considerablemente más alto que las máquinas de simple efecto, alrededor de 1,2. En contraste, gracias a que el calor externo suministrado debe cumplir las necesidades de dos generadores este debe ser de un nivel térmico superior, además que el control es más complejo.

4.2.3 Sistemas de refrigeración por absorción de efecto mitad. El compresor térmico de los ciclos de efecto mitad está conformado por dos absorbentes y dos generadores. En este, el refrigerante vaporizado proveniente del evaporador es absorbido en el absorbente de baja presión, seguidamente pasa al generador de baja, que trabaja a una presión intermedia entre la presión del evaporador y la presión del condensador, donde el refrigerante se evapora y se separa del absorbente pasando al absorbente de alta presión para realizar de nuevo este proceso pero a una presión más alta, quedando el refrigerante que llega al generador de alta con una presión muy cercana a la del condensador. Estas máquinas tienen la desventaja que su COP es del orden de la mitad del de un sistema de simple efecto, pero son atractivas debido a que la temperatura de la fuente externa necesaria es menor que en cualquier otro ciclo.

Figura 9. Sistema de refrigeración por absorción de efecto mitad.



Fuente: Prototipo de maquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire. José Daniel Marcos Del Cano.

4.3 TIPOS DE PAR REFRIGERANTE-ABSORBENTE

Aunque se cuenta con varias opciones para utilizar como par refrigerante-absorbente, entre los que están el hidróxido de sodio-agua, ácido sulfúrico-agua, amoníaco-agua, agua-bromuro de litio, entre otras, los más usados son estos dos últimos mencionados debido a que ofrecen buenas propiedades y ventajas respecto a las otras. Algunas de las propiedades que hacen que estos dos pares refrigerantes destaquen con respecto a los otros son:

- Alto calor latente.
- Baja viscosidad.
- Alta afinidad entre el refrigerante y el absorbente.

A continuación se presentan otras características que orientan los usos de cada uno de los pares refrigerante-absorbente.

4.3.1 Amoniac-Agua (NH₃-H₂O). En este par el refrigerante es el amoniac y el agua el absorbente.

Ventajas:

- El refrigerante puede trabajar con temperaturas inferiores a cero.

Desventajas:

- Posee una relación de volatilidad baja, por tanto los equipos precisan de elementos adicionales para garantizar la separación del refrigerante del absorbente.
- Es toxico para el ser humano, lo que genera que su uso este orientado exclusivamente hacia aplicaciones industriales.

4.3.2 Agua-Bromuro de litio (H₂O-LiBr). En este par el refrigerante es el agua y el bromuro de litio el absorbente.

Ventajas:

- Son sustancias poco nocivas para la salud humana.
- Presenta una relación de volatilidad alta lo que facilita su separación.

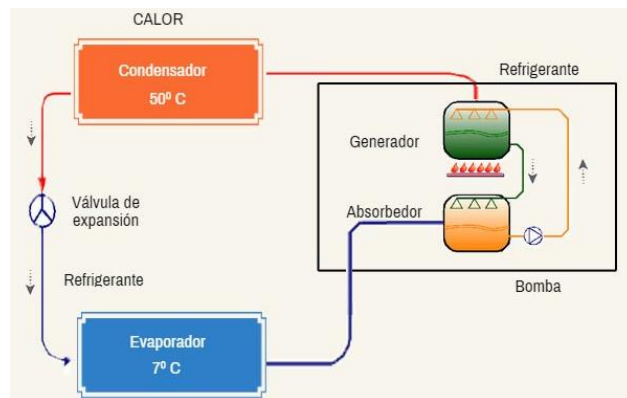
Desventajas:

- El bromuro de litio tiende a cristalizarse.
- Se debe trabajar con presiones inferior a la atmosférica, lo que deriva en la construcción de equipos más robustos.
- Gracias a que el refrigerante es agua, solo se puede trabajar con temperaturas sobre el punto de congelación de esta.

4.4 TIPOS DE FUENTE DE CALOR

4.4.1 Tipo directo. También llamados de llama directa (figura 10). En estos se utiliza un quemador de combustible ya sea líquido o gaseoso para producir el calor que llevará la solución en el generador hasta el punto de ebullición. Los primeros sistemas de refrigeración utilizaban este tipo de fuente, pero el incremento en el precio de los combustibles y la aparición de los sistemas de refrigeración por compresión causó su desplazamiento.

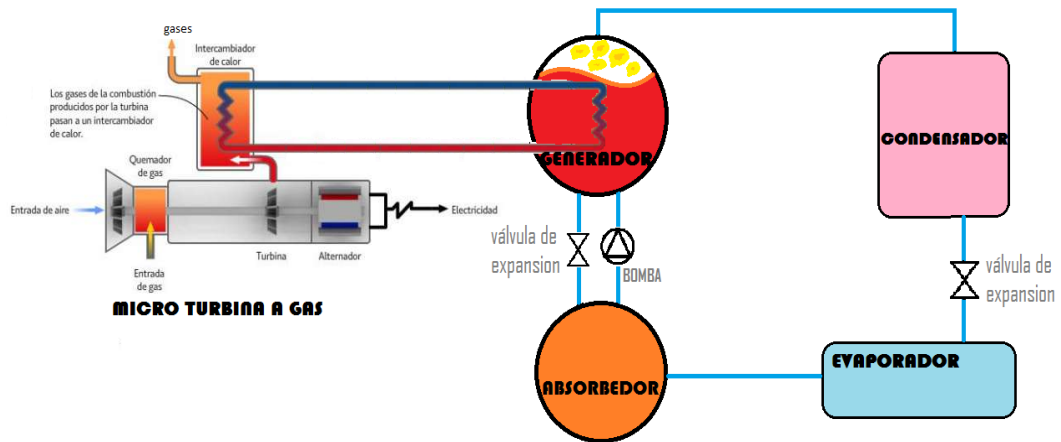
Figura 10. Sistema de refrigeración por absorción de tipo directo



Fuente: Calor y frío. [en línea]. [citado 13/07/2015]. Disponible en internet: <URL: <http://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistema-de-refrigeracion-por-absorcion.html>>

4.4.2 Tipo indirecto. En este tipo de fuente, el calor para evaporar el refrigerante es adicionado mediante un intercambiador de calor por donde pasa un fluido más caliente. El desarrollo de las tecnologías de generación distribuida como las micro turbinas a gas han facilitado y potenciado el uso de este tipo de accionamiento puesto que se aprovecha la energía térmica contenida en los gases calientes de escape.

Figura 11. Sistema de refrigeración por absorción de tipo indirecto.



4.5 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

4.5.1 Generador. El generador es un intercambiador de calor donde mediante una fuente externa se le agrega calor a la mezcla refrigerante-absorbente procedente del absorbedor, y gracias a que el refrigerante tiene una volatilidad mayor a la del absorbente, se evapora mientras que al absorbente permanece en fase líquida.

Los intercambiadores diseñados para estos procesos donde se debe evaporar uno de los fluidos circulantes son llamados reboilers o rehervidores (estos también hacen parte de la familia de intercambiadores de carcasa y tubos). Estos son pueden ser subdivididos en:

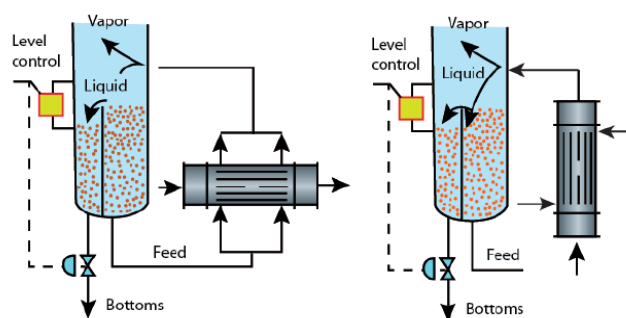
Reboiler de circulación por termosifón:

Se puede tener termosifón vertical o termosifón horizontal. En la opción vertical la evaporación ocurre en el lado tubos mientras que en la versión horizontal ocurre en el lado casco. la ventaja más grande que tienen estos reboilers es que gracias a que la circulación ocurre por diferencia de densidades entre la mezcla líquido-vapor no precisan de una bomba lo cual significa un ahorro económico. Por otro lado, entre las desventajas está él no ser adecuados para manejar fluidos viscosos, la necesidad de instalación de una columna base a una

elevación adecuada que imponga una cabeza estática para lograr el efecto de termosifón, y el no ser adecuados cuando se tienen diferencias de temperaturas pequeñas debido a la temperatura de evaporación impuesta por la cabeza estática (National Programme on Technology Enhanced Learning).

A pesar de que este tipo de intercambiadores sería muy adecuado para instalaciones de refrigeración por absorción no son usadas debido a que se requiere conocer las características hidrodinámicas y de transferencia de calor en ebullición y un mal diseño compromete toda la instalación(Taboas, 2007).

Figura 12. Reboiler con circulación por termosifón.

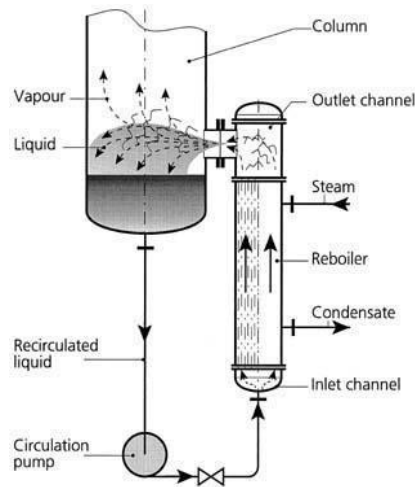


Fuente: National Programme on Technology Enhanced Learning, [consultado: 24/04/2015], <<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>

Reboiler de circulación forzada:

Son similares a los reboilers de circulación por termosifón, con la diferencia que en estos el fluido circula impulsado por una bomba. Tienen la ventaja que pueden trabajar con fluidos viscosos además que no necesitan una columna de elevación, por otro lado la instalación y mantenimiento de la bomba genera costos adicionales (National Programme on Technology Enhanced Learning).

Figura 13. Reboiler de circulación forzada.



Fuente: National Programme on Technology Enhanced Learning, [consultado: 24/04/2015], <<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>

Reboiler Kettle:

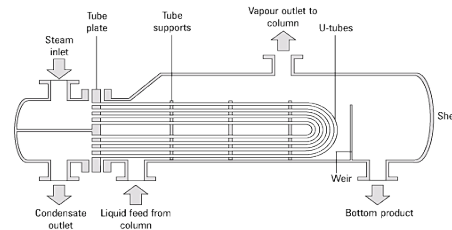
En estos reboilers el haz de tubos está sumergido en una "piscina" de líquido en la base de un casco sobredimensionado por lo que son llamados también "reboilers de haz de tubo sumergido". La altura del casco es generalmente de 40% a 60% de su diámetro interno. La profundidad del haz de tubos está típicamente de 5 a 15 Cm por debajo de la superficie de la piscina (National Programme on Technology Enhanced Learning).

Son los generadores más usados en las instalaciones de amoniaco-agua, principalmente porque la mayoría de estas maquinas son hechas para requerimientos específicos, donde la empresa instaladora diseña los equipos en función de la demanda y a la vez esta se encarga del mantenimiento (TABOAS,2007).

Tienen como principal ventaja la no dependencia de condiciones hidrodinámicas y que el coeficiente de transferencia de calor no es demasiado sensible a la cantidad de vapor generado. Como principal inconveniente tienen que para mezclas con grandes diferencias de temperatura de saturación, se produce un

aumento en la temperatura de ebullición por acumulación del componente pesado, lo cual reduce el gradiente de temperaturas disponible para la ebullición, este efecto causa que estos reboilers sean los que peor aprovechen los gradientes de temperatura disponibles (TABOAS,2007).

Figura 14. Reboiler kettle.



Fuente: National Programme on Technology Enhanced Learning, [consultado: 24/04/2015],
<<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>

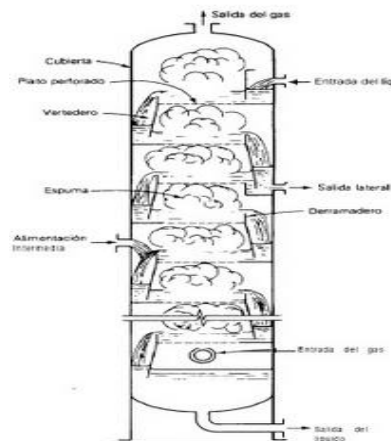
Reboiler de película descendente:

Este tipo de reboiler se suele usar cuando las diferencias de temperatura disponible son pequeñas debido a que presentan coeficientes de transferencia de calor elevados. Los más comunes tienen evaporación en el interior en el interior de los tubos.

Tienen la desventaja que al ser la evaporación en los tubos, los diámetros de estos deben ser mas grandes haciendo los equipos más voluminosos. A pesar de esto, son muy adecuados en casos donde se tiene condiciones de vacío como es el caso de bromuro de litio-agua.

4.5.2 Torre de destilación. Una columna de destilación es una estructura cerrada compuesta principalmente por platos en la cual se realiza la separación de un fluido en dos o más fracciones. Esta separación se logra sometiendo el fluido a condiciones de presión y temperatura apropiadas a lo largo de una columna, de modo que las fracciones que se buscan separar se encuentren en dos estados diferentes. La fracción más pesada (en estado liquido) baja por gravedad, mientras que la más liviana (en estado gaseoso) sube (ruck,2007).

Figura 15. Torre de destilación.



Fuente: Destilación, [consultado: 13/07/2015], Disponible en internet:
<<http://es.slideshare.net/cruizgaray/destilacin>>

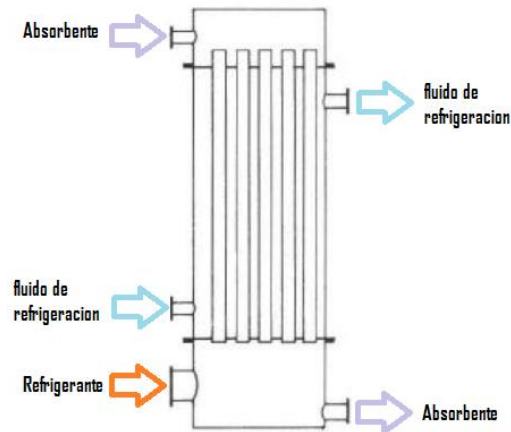
4.5.3 Absorbedor. En este se absorbe refrigerante en fase gaseosa proveniente del evaporador. Trabaja a una presión igual o muy cercana a la del evaporador impuesta por el fluido que este siendo utilizado como refrigerante. El proceso de absorción es exotérmico por lo cual es necesario retirar calor de este y evitar que la temperatura en este componente aumente, garantizando así la capacidad de refrigeración.

En procesos de absorción podemos encontrar los siguientes tipos de absorbedores:

Absorbedores de película descendente:

Estos absorbedores trabajan generando una capa delgada de absorbente al rededor de tubos, introduciendo el refrigerante gaseoso para que sea absorbido a lo largo de los tubos. Pueden ser de tipo vertical u horizontal.

Figura 16. Absorbedor de película descendente.



Fuente: Kelzer C. absorption refrigeration machines. 1982.

Ventajas:

- Ausencia de cabeza hidrostática.
- Coeficientes de transferencia de calor grandes.

Desventajas:

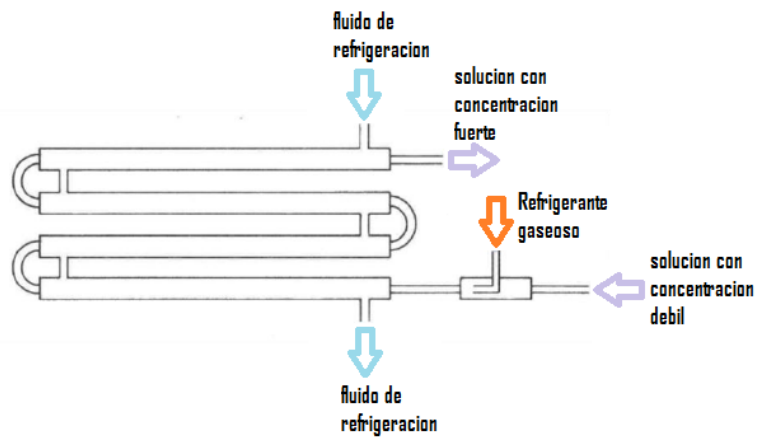
- Inestabilidad en el flujo de la capa de absorbente.

Absorbedores tubulares:

Están constituidos por dos tubos concéntricos en donde por uno va la mezcla refrigerante-absorbente y por el otro el fluido de refrigeración para retirar el calor generado. En estos, el refrigerante gaseoso y el absorbente entran por el mismo lado y a medida que van avanzando por la tubería el gas es absorbido gradualmente .

Los primeros absorbedores tubulares fueron de doble tubo, en ellos el fluido de refrigeración fluye en contracorriente a la solución absorbente-refrigerante. Más adelante se desarrollaron absorbedores multi-tubo en los cuales un haz de siete o mas tubos por donde fluye el fluido de refrigeración es envuelto por otro tubo más grande que contiene la solución. Los absorbedores multi-tubulares presentaron una mejora en el rendimiento respecto a los de doble tubo principalmente por que el proceso de transferencia de calor fue mejorado (CORDOBA; DELGADO, 2013).

Figura 17. Absorbedor tubular.



Fuente: Kelzer C. absorption refrigeration machines. 1982.

4.5.4 Bomba de solución. Es la encargada de bombear la solución rica en refrigerante desde el absorbedor a la presión de evaporación hasta el generador a la presión de condensación. Cuando se trabaja con el par agua-bromuro de litio se debe trabajar con una bomba de vacío (figura 18) puesto que para estas sustancias se debe trabajar con presiones inferiores a la atmosférica.

Figura 18. Bomba de vacío.



Fuente: 3B scientific.[en línea][citado:13/07/2015]<URL:https://3bscientific.com.br/bomba-de-vacio-rotativa-a-paletas-una-etapa,p_588_18617.html>

4.5.5 Evaporador. Mediante este se absorbe el calor del espacio que se desea refrigerar, logrando de esta manera mantener la temperatura deseada en dicho espacio. Este trabaja a una presión impuesta por la temperatura de evaporación del refrigerante con el que se esté trabajando.

Para refrigeración estos son divididos comúnmente según el método que se les agrega calor:

Evaporadores enfriados por aire:

Como su nombre lo indica, su principio es absorber el calor del aire alrededor mediante la exposición de tubos por los cuales circula el fluido refrigerante, ya sea con la ayuda de aletas o sin estas.

Figura 19. Evaporador enfriado por aire.



Fuente: Grainger.[en línea][citado: 13/07/2015] <URL: <http://grainger.com/product/PRECISION-COILS-Heating-Coil-5GEM7>>

Evaporadores enfriados por líquido:

Estos se pueden subdividir en:

Evaporadores de inmersión: son simplemente un serpentín que se sumerge en el líquido que se quiere refrigerar.

Evaporadores de doble tubo: son tubos concéntricos por donde circulan cada uno de los fluidos, refrigerante y refrigerado.

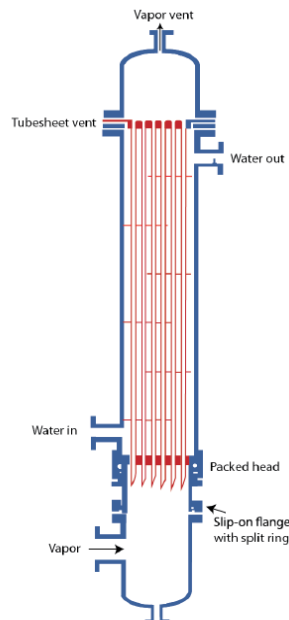
Evaporadores multi-tubulares: se emplean normalmente para el enfriamiento de líquidos por expansión directa del refrigerante. Están formados por un haz de tubos instalados en el interior de un cilindro de chapa de acero.

4.5.6 Condensador. Por medio de este elemento, se logra la condensación del refrigerante en fase gaseosa proveniente del generador. Este trabaja a una presión impuesta por la temperatura de condensación del refrigerante con el cual se esté trabajando.

Los condensadores pueden ser clasificados en verticales u horizontales:

Verticales: Pueden ser de flujo descendente o ascendente. En el descendente el vapor entra por la parte superior y en el ascendente por la parte inferior. En ambos casos el vapor fluye por dentro de los tubos.

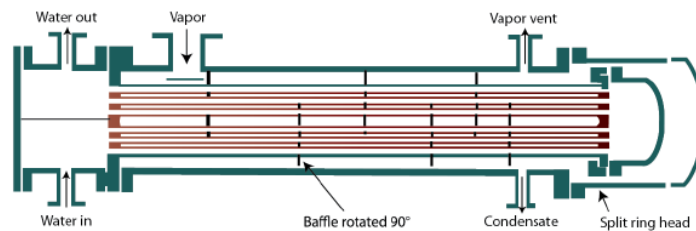
Figura 20. Condensador vertical.



Fuente: National Programme on Technology Enhanced Learning, [consultado: 24/04/2015],
<<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>

Horizontales: La condensación puede ocurrir en el lado tubos o lado casco. La condensación en el lado tubos es común para condensadores refrigerados por aire.

Figura 21. Condensador vertical.



Fuente: National Programme on Technology Enhanced Learning, [consultado: 24/04/2015], <<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>

4.5.7 Válvulas. En los sistemas de refrigeración por absorción encontramos dos tipos de válvulas principales: La válvula de expansión y la válvula de estrangulamiento. Ambas válvulas son isoentálpicas.

La válvula de expansión se encuentra entre el condensador y el evaporador. Esta idealmente solo genera una caída de presión en el refrigerante líquido, pero en la realidad esta provoca que parte del refrigerante se vaporice.

La válvula de estrangulamiento se encuentra entre el absorbedor y el generador, en paralelo con la bomba de solución. Esta válvula se encarga de generar una caída de presión en la solución proveniente del generador.

4.6 FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

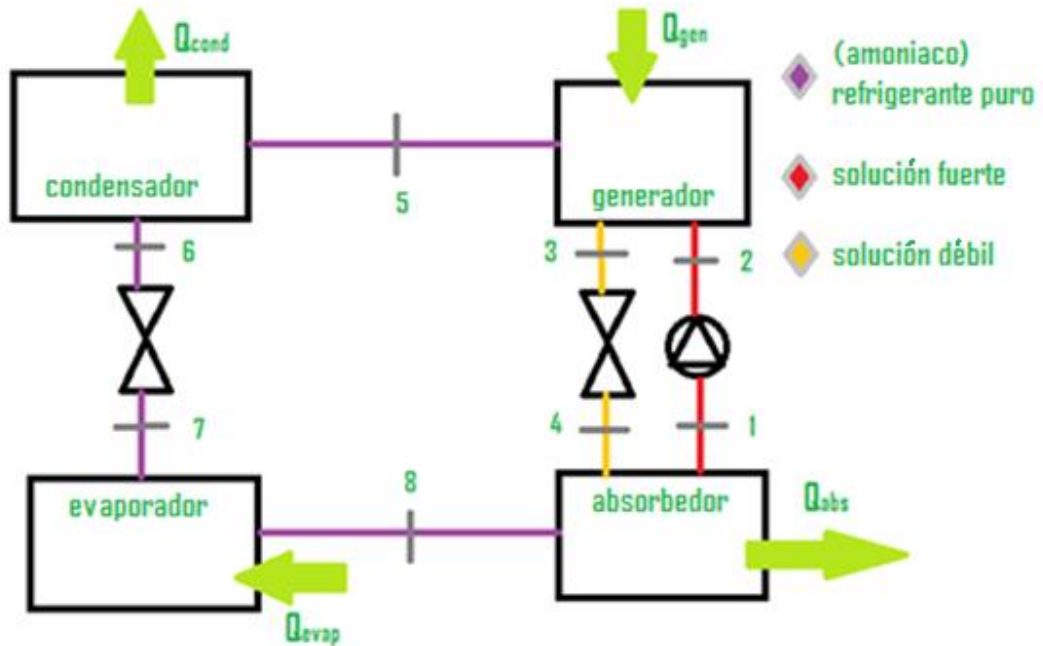
El ciclo de un sistema de refrigeración por absorción se realiza mediante el intercambio de calor en 4 de sus principales elementos constitutivos: condensador y absorbedor, en los cuales debe ser retirado calor, y evaporador y generador donde es adicionado calor.

El proceso comienza en el absorbedor, donde entra refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador el cual es atrapado por el absorbente y solución proveniente del generador por medio de la válvula de estrangulación. Al mismo tiempo sale solución resultante de la mezcla anterior con dirección al generador (punto 1). En el caso de amoníaco-agua, se dice que esta solución es fuerte debido a que el absorbente es el agua, mientras que en con agua-bromuro de litio se dice que esta solución es débil debido a que la solución será rica en agua (refrigerante), resultando una solución más diluida.

Mediante la bomba de solución, esta es llevada hasta el generador aumentando la presión de la solución hasta la presión de condensación (punto 2). Ya en el generador es adicionado calor proveniente de la fuente externa causando la evaporación del refrigerante que continua solo por el circuito de refrigerante puro (punto 5), mientras que el resto de la solución con menos refrigerante, vuelve al absorbedor (punto 3) mediante la válvula de estrangulamiento isoentálpica, la cual le genera una caída de presión para volver a quedar bajo la presión de evaporación (punto 4).

El refrigerante evaporado a presión de condensación proveniente del generador entra al condensador donde se le retira calor en un proceso a presión constante, dejándolo como líquido saturado (punto 6). En este punto, mediante la válvula de expansión se le genera una caída de presión hasta la presión de evaporación isoentálpicamente (punto 7) entrando al evaporador donde absorbe el calor del espacio que está siendo refrigerado. Este calor absorbido deja al refrigerante como vapor saturado (punto 8) que entra nuevamente al absorbedor para reiniciar el ciclo.

Figura 22. Diagrama de sistema de refrigeración por absorción.



A diferencia de los sistemas de compresión de vapor donde comprime un gas, en los sistemas de absorción comprime un líquido. En este orden de ideas, gracias a que el trabajo es proporcional al volumen específico, la energía consumida por la bomba será muy pequeña (del orden del 1% de la energía consumida por el generador), y es comúnmente despreciable para el análisis de estos sistemas (Çengel, 2009).

4.7 EQUIPOS REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN COMERCIALES

Actualmente las compañías productoras de equipos de refrigeración por absorción son: Carrier, York, Trane, Robur, McQuay, LG Machinery, Century, Broad, Entropy, Colibri y Mitsubishi. En el anexo D Se muestran los equipos producidos por estas.

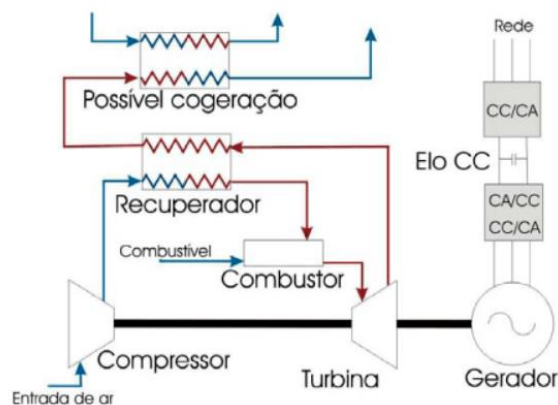
4.8 GENERALIDADES DE LAS MICRO TURBINAS A GAS

Las micro turbinas a gas se encuentran entre las tecnologías de generación distribuida como una de las que ha tenido mayores avances y mayor uso. Actualmente los fabricantes más importantes son Capstone, Elliot, Ingersoll-Rand, Bowman y Turbec, con potencias entre 30KW y 250KW.

Sus principales ventajas son:

- Bajas emisiones contaminantes a la atmósfera.
- Bajos niveles de ruido y vibraciones.
- Flexibilidad en el combustible utilizado.
- Dimensiones reducidas.
- Fácil instalación.
- Flexibilidad en su modo de conexión a la red, trabajando sola o con otras micro turbinas.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Posibilidad de uso en cogeneración y trigeneración.

Figura 23. Diagrama de Micro turbina con posible cogeneración.



Fuente: Scielo proceedings, [consultado: 24/04/2015], <URL: http://proceedings.scielo.br/scielo.php?pid=MSC0000000022004000100018&script=sci_arttext>

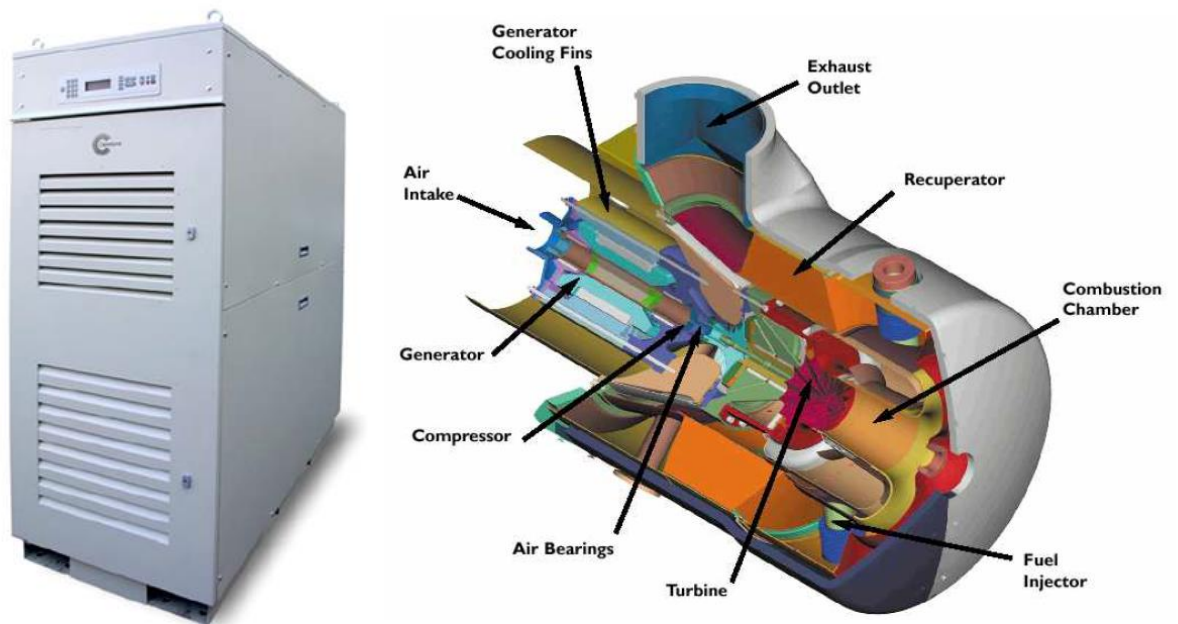
El funcionamiento de la micro turbina (figura 23) está basado en el hecho que parte de la misma energía generada por la turbina es utilizada para mover el compresor debido a que están unidos por un eje. El compresor presuriza el aire que es mezclado con el combustible generando así la combustión que resultara en la transformación de energía térmica en mecánica mediante la turbina. Este

mismo eje está conectado a un generador eléctrico de imanes que genera energía con alta frecuencia.

Según el manual de la micro turbina Capstone® C30, que se encuentra disponible en el laboratorio, ésta es un sistema de generación adaptable de bajas emisiones y bajo mantenimiento que produce gases de escapes ricos en oxígeno con ultra bajas emisiones. Utilizando tanto la generación eléctrica como el calor del escape se pueden generar ahorros de energía mucho mayores.

En la figura 24 se muestran los elementos típicos de una micro turbina a gas Capstone®.

Figura 24. Micro turbina Capstone® C30 y sus componentes.



Fuente: Catalogo de Micro turbina Capstone® C30.

5. DESARROLLO DEL MODELO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN UTILIZANDO LA MEZCLA AMONIACO-AGUA.

5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA PAR REFRIGERANTE AMONIACO-AGUA.

Los sistemas que usan amoniaco y agua como sustancias de trabajo presentan dificultad en su proceso de separación en el generador (evaporación del NH_3) puesto que su relación de volatilidad no es suficientemente buena. Por esto, es importante la implementación de una torre de destilación después de este componente, la cual tendrá como función garantizar la separación de las sustancias.

Figura 25. Diagrama sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante amoniaco-agua.

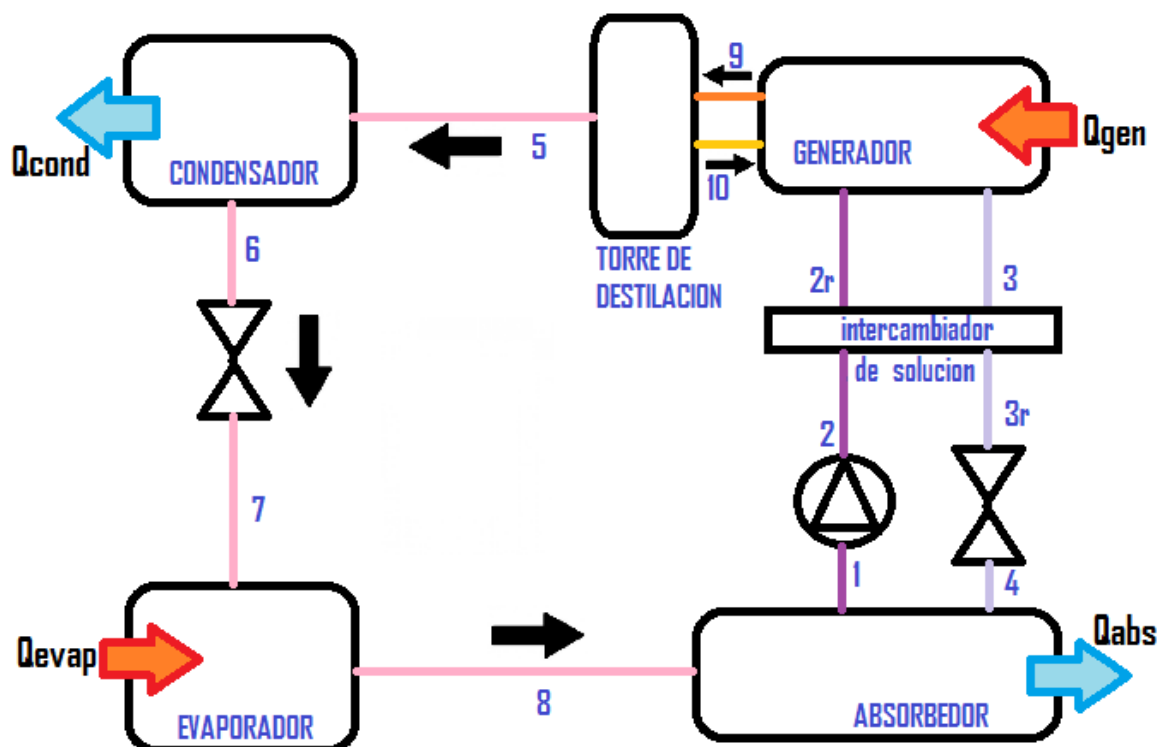
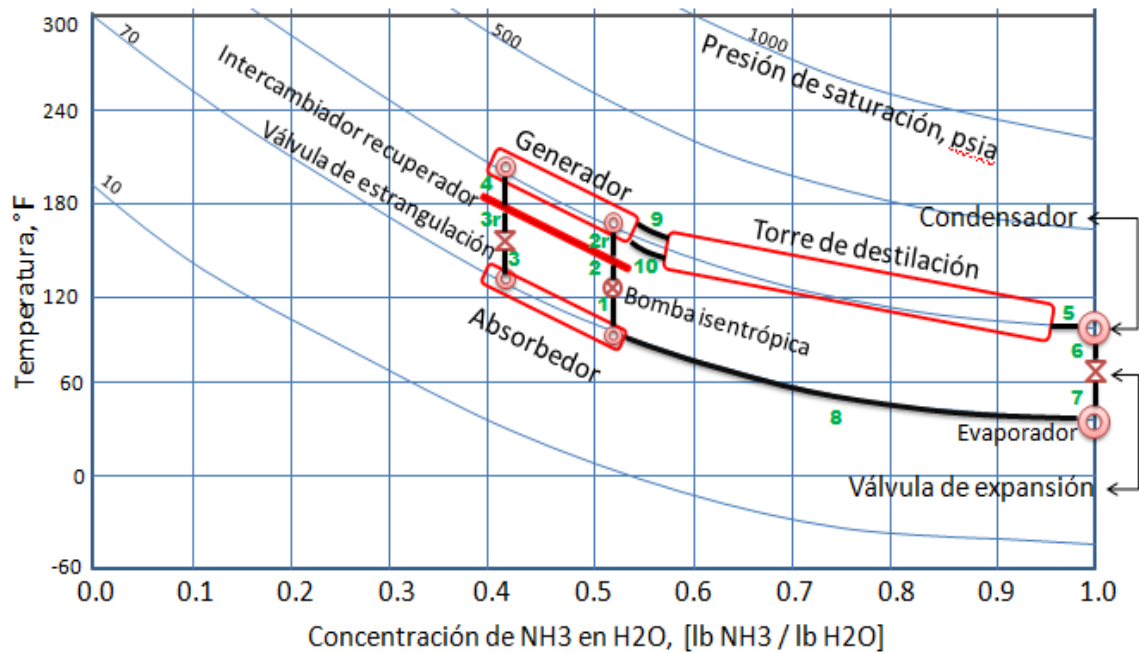


Figura 26. Diagrama Entalpia-Concentración para el sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante amoníaco-agua.



El ciclo comienza en el **absorbedor**, cuya función es incorporar nuevamente el refrigerante (NH_3 puro) vaporizado proveniente del evaporador en una solución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ débil proveniente del generador. La incorporación o absorción de este refrigerante en dicha solución, la enriquecerá en amoníaco. En el caso mostrado la solución pasa de una concentración de 0.43 [lb NH_3 /lb H_2O] (punto 4) a 0.53 [lb NH_3 /lb H_2O] (punto 1).

El proceso de absorción de amoníaco en agua es exotérmico, por lo cual debe ser retirado el calor generado en la reacción (Q_{abs}), pues si se dejara aumentar la temperatura de la solución, se reduciría la capacidad de refrigeración del sistema.

Como el refrigerante absorbido debe ser nuevamente separado, la solución rica debe aumentar su presión y temperatura mediante la acción combinada de una **bomba isentrópica** (proceso 1-2) y un **intercambiador recuperador** de calor (proceso 2-2r) transferido desde la solución pobre que regresa del generador (proceso 3-3r) . El hecho que la solución rica saliente del absorbedor este en

forma acuosa permite que el gasto energético requerido para incrementar su presión (de 70 psi a 200 psi en el figura 26) sea insignificante en comparación con la energía requerida para comprimir el refrigerante en forma de vapor.

El **generador** es utilizado para iniciar el proceso de separación de NH₃ del H₂O. Mediante la adición de calor desde una fuente externa (Q_{gen}) se evapora parte de la solución procedente del absorbedor (punto 9), esta solución evaporada queda con una concentración alta de amoníaco (0,95 lb NH₃/lb H₂O en la figura mostrada) pero no es amoníaco puro. La parte de la solución que no se evapora vuelve al absorbedor con una concentración menor (punto 3) pasando por el intercambiador de calor de solución y la **válvula de estrangulación** que genera una caída de presión a la solución (proceso 3r-4) hasta la presión del absorbedor.

La solución evaporada pasa a la **torre de destilación o rectificador** para completar el proceso de separación. El amoníaco puro pasa entonces hacia el condensador como vapor (punto 5) mientras que una solución restante vuelve al generador (punto 10).

Es importante resaltar que en esta parte del proceso es donde más se presentan inconvenientes en los sistemas de refrigeración reales debido a que si no se tiene una excelente instalación de la torre de destilación no se obtendrá una buena separación de las sustancias (AHSRAE).

Por último, luego que el refrigerante sale de la torre de destilación pasa por el **condensador** (proceso 5-6), la **válvula de expansión** (proceso 6-7) y el **evaporador** (proceso 7-8), del mismo modo que lo haría en un sistema de refrigeración por compresión convencional, cerrando el ciclo con su llegada al absorbedor.

5.2 HIPÓTESIS DEL MODELO COMPUTACIONAL

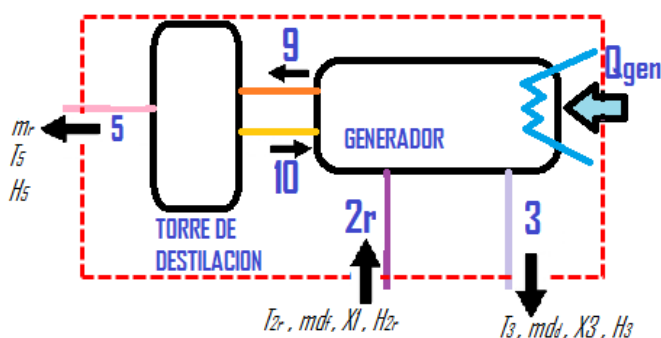
Para el desarrollo del modelo se asumieron las siguientes hipótesis, las cuales aunque idealizan un poco el modelo permiten simplificar este considerablemente, contribuyendo así a un análisis y comprensión más sencilla:

- Estado estacionario.
- Solo existen cambios de presión en las válvulas y la bomba.
- El refrigerante en el punto 5 es puro.
- Los puntos 6 (salida del condensador), 10 (salida de la torre de destilación hacia el generador), 1 (salida del absorbedor) y 3 (salida del generador hacia el absorbedor) se encuentran como líquido saturado.
- Los puntos 8 (salida del evaporador) y 9 (salida del generador hacia la torre de destilación) se encuentran como vapor saturado.
- La bomba es isentrópica.
- Las válvulas son isoentálpicas.
- No existen pérdidas de calor en tuberías.
- El vapor saliendo del generador (punto 9) está en equilibrio térmico con el líquido saturado que regresa hacia el mismo (punto 10).

5.3 ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL MODELO.

5.3.1 Generador + Torre de destilación

Figura 27. Diagrama volumen de control generador + torre de destilación (rectificador).



md_f = flujo de solución fuerte en refrigerante.

md_d = flujo de solución débil en refrigerante.

m_r = flujo de refrigerante (amoniaco).

X_3 = concentración débil en refrigerante.

X_1 = concentración fuerte en refrigerante.

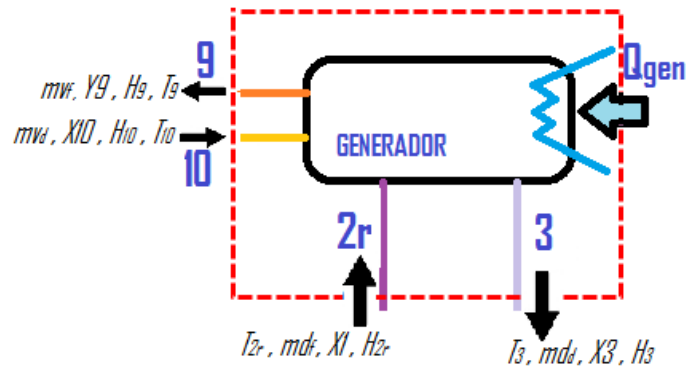
Balance de flujo másico:

$$md_f = m_r + md_d$$

Balance de absorbente (agua):

$$(1 - X3) * md_d = (1 - X1) * md_f$$

Figura 28. Diagrama volumen de control generador.



mv_f = flujo de solución que se evapora.

mvd = flujo de solución que retorna al generador.

$Y9$ = concentración del flujo que se evapora.

$X10$ = concentración del flujo que retorna al generador.

TG = temperatura de entrada de los gases de la micro turbina.

TG_{out} = temperatura de salida de los gases de la micro turbina.

eficiencia del generador:

$$\eta_g = \frac{C_{gas} * (TG - TG_{out})}{C_{min} * (TG - T_{2r})} = \frac{(TG - TG_{out})}{(TG - T_{2r})}$$

donde, $C_{gas} = C_{min}$ debido a que $Cp_{gas} \ll Cp_{NH3-H2O}$

Balance de energía en el generador:

$$Q_{gen} + md_f * H_{2r} + mv_d * H_{10} = md_d * H_3 + mv_f * H_9$$

Calor transferido por la micro turbina:

$$Q_{gen} = m_g * (HG - HG_{out}),$$

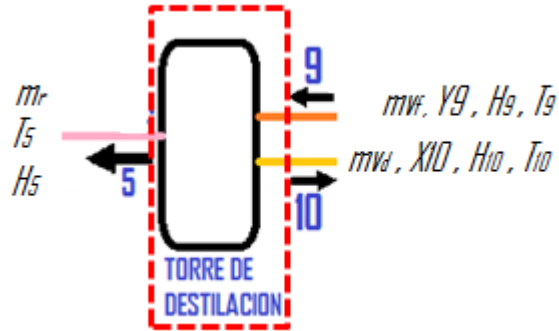
donde, m_g = flujo de masa de los gases de escape

HG = entalpia de entrada de los gases de escape

HG_{out} = entalpia de salida de los gases de escape

5.3.2 Torre de destilación

Figura 29. Diagrama volumen de control de torre de destilación.



Balance de masa:

$$md_f + mv_d = md_d + mv_f$$

Balance de refrigerante:

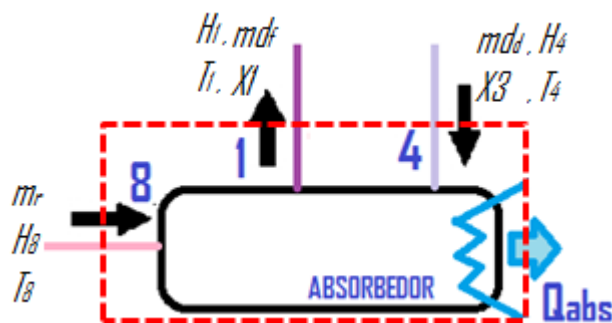
$$mv_f * Y_9 = mv_d * X_{10} + m_r$$

Balance de energía en la torre de destilación:

$$mv_f * H_9 = mv_d * H_{10} + m_r * H_5$$

5.3.3 Absorbedor

Figura 30. Diagrama volumen de control de absorbedor.

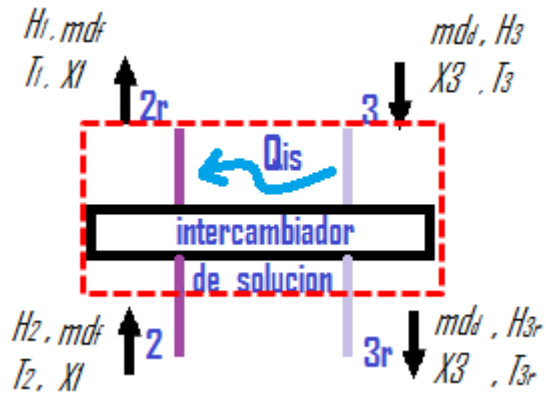


Balance de energía:

$$Q_{abs} + md_f * H_1 = md_d * H_4 + m_r * H_8$$

5.3.4 Intercambiador de calor de solución

Figura 31. Diagrama volumen de control de intercambiador de solución.



eficiencia del intercambiador:

$$\eta_{is} = \frac{C_3 * (T_3 - T_{3r})}{C_{min} * (T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_{3r})}{(T_3 - T_2)}$$

donde, $C_3 = C_{min} = Cp_3 * md_d$ debido a que $Cp_3 = Cp_2$ y $md_d < md_f$

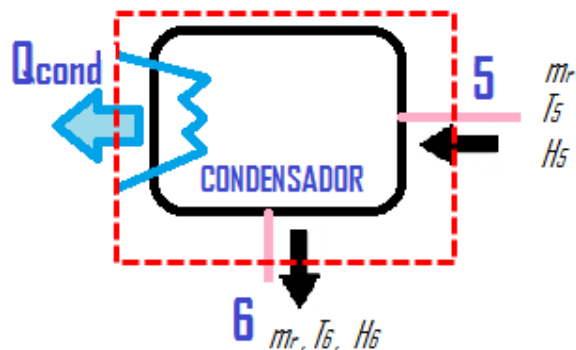
Balance de energía:

$$Q_{is} = md_f * Cp_2 * (T_{2r} - T_2)$$

$$Q_{is} = md_d * Cp_3 * (T_3 - T_{3r})$$

5.3.5 Condensador

Figura 32. Diagrama volumen de control de condensador.

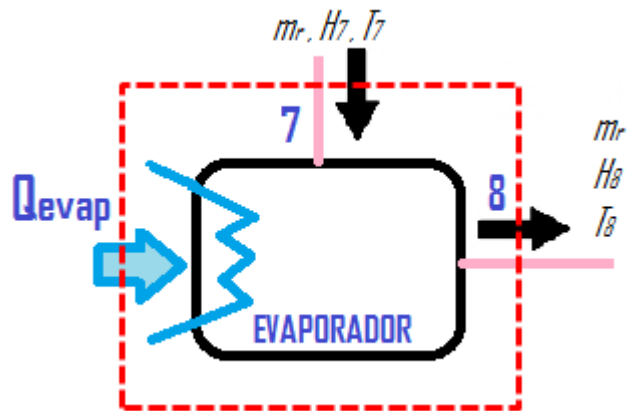


Balance de energía:

$$Q_{cond} = m_r * (H_5 - H_6)$$

5.3.6 Evaporador

Figura 33. Diagrama volumen de control de evaporador.

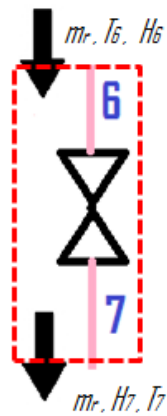


Balance de energía:

$$Q_{evap} = m_r * (H_8 - H_7)$$

5.3.7 Válvula de expansión

Figura 34. Diagrama válvula de expansión.

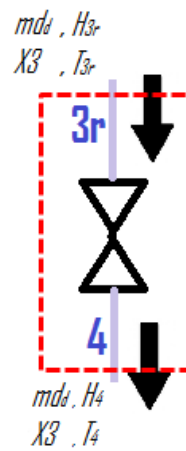


Balance de energía:

$$H_7 = H_6$$

5.3.8 Válvula de estrangulación

Figura 35. Diagrama válvula de estrangulación.

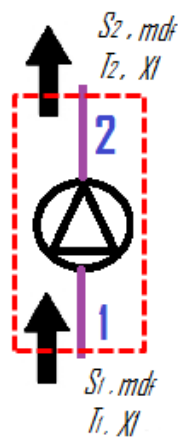


Balance de energía:

$$H_{3r} = H_4$$

5.3.9 Bomba de solución

Figura 36. Diagrama bomba de solución.



Bomba isentrópica:

$$S_1 = S_2$$

Potencia consumida por la bomba:

$$W_{bomba} = \Delta P * m_r * \rho$$

5.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

5.4.1 Propiedades de la solución Amoniaco-Agua. Para el cálculo de las Temperaturas, entalpías y concentraciones tanto de líquido y vapor como del equilibrio líquido-vapor se utilizan las ecuaciones propuestas por Pátek & Klomfar (1995). Para el cálculo de los calores específicos y densidades se adoptan las ecuaciones validadas mediante los valores de las mediciones y formulaciones logradas por Tillner-Roth & Friend (1998) y Zinner (1934). Para el cálculo de la conductividad y viscosidad se adoptan las ecuaciones propuestas en M. Conde engineering (2004).

Para el uso de estas ecuaciones se definen las siguientes variables y sus respectivas unidades:

T: Temperatura ————— *K*

P: Presión ————— *Bar*

X: Fracción molar de NH_3 en fase líquida

Y: Fracción molar de NH_3 en fase gaseosa

h: Entalpía específica ————— *KJ/Kg*

C_p: Capacidad termica específica a presión constante ——— *KJ/(Kg * K)*

ρ: Densidad ————— *Kg/m³*

visc (η) : Viscosidad ————— *mW/(m * K)*

K (λ): Conductividad ————— *mW/(m * K)*

Para la transformación de fracción molar a fracción másica se utilizan las masas molares del amoniaco y del agua respectivamente:

$$M_{NH_3} = 17.03026 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right]$$

$$M_{H_2O} = 18.015268 \left[\frac{Kg}{Kmol} \right]$$

- Temperatura de la solución en fase líquida

$$T(p, x) = T_0 \sum_i a_i (1 - x)^{m_i} \left[\text{Ln} \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^{n_i}$$

Tabla 1. Valores de constantes para ecuación de temperatura de líquido.

<i>i</i>	<i>a_i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>
1	0,322302E1	0	0
2	-0,384206E0	0	1
3	0,460965E-1	0	2
4	-0,378945E-2	0	3
5	0,135610E-3	0	4
6	0,487755E0	1	0
7	-0,120108E0	1	1
8	0,106154E-1	1	2
9	-0,533589E-3	2	3
10	0,785041E1	4	0
11	-0,115941E2	5	0
12	-0,523150E-1	5	1
13	0,489596E1	6	0
14	0,421059E-1	13	1
<i>P₀</i> = 20 [Bar]		<i>T₀</i> = 100 [K]	

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Temperatura de la solución en fase Gaseosa

$$T(p, y) = T_0 \sum_i a_i (1 - y)^{m_i/4} \left[\text{Ln} \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^{n_i}$$

Tabla 2. Valores de constantes para ecuación de temperatura de gas.

i	a_i	m_i	n_i
1	0,324004E1	0	0
2	-0,395920E0	0	1
3	0,435624E-1	0	2
4	-0,218943E-2	0	3
5	-0,143526E1	1	0
6	0,105256E1	1	1
7	-0,719281E-1	1	2
8	0,122362E2	2	0
9	-0,224368E1	2	1
10	-0,201780E2	3	0
11	0,110834E1	3	1
12	0,145399E2	4	0
13	0,644312E0	4	2
14	-0,221246E1	5	0
15	-0,756266E0	5	2
16	-0,135529E1	6	0
17	0,183541E0	7	2
$P_0 = 20 [Bar]$		$T_0 = 100 [K]$	

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Entalpía de la solución en fase líquida

$$h_l(T, X) = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} X^{n_i}$$

Tabla 3. Valores de constantes para ecuación de entalpía de líquido.

i	a_i	m_i	n_i
1	-0,761080E1	0	1
2	0,256905E2	0	4
3	-0,247092E3	0	8
4	0,325952E3	0	9
5	-0,158854E3	0	12
6	0,619084E2	0	14
7	0,114314E2	1	0
8	0,118157E1	1	1
9	0,284179E1	2	1
10	0,741609E1	3	3
11	0,891844E3	5	3
12	-0,161309E4	5	4
13	0,622106E3	5	5
14	-0,207588E3	6	2
15	-0,687393E1	6	4
16	0,350716E1	8	0
$h_0 = 100 \text{ [KJ/Kg]}$		$T_0 = 273,16 \text{ [K]}$	

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Entalpía de la solución en fase Gaseosa

$$h_l(T, X) = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)^{m_i} (1 - Y)^{n_i/4}$$

Tabla 4. Valores de constantes para ecuación de entalpía de gas.

i	a_i	m_i	n_i
1	0,128827E1	0	0
2	0,125247E0	1	0
3	-0,208748E1	2	0
4	0,217696E1	3	0
5	0,235687E1	0	2
6	-0,886987E1	1	2
7	0,102635E2	2	2
8	-0,237440E1	3	2
9	-0,670155E1	0	3
10	0,164508E2	1	3
11	-0,936849E1	2	3
12	0,842254E1	0	4
13	-0,858807E1	1	4
14	-0,277049E1	0	5
15	-0,961248E0	4	6
16	0,988009E0	2	7
17	0,308482E0	1	10
$h_0 = 1000 \text{ [KJ/Kg]}$		$T_0 = 324 \text{ [K]}$	

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Concentración molar de NH3 en la fase gaseosa de solución

$$Y(P, X) = 1 - \exp \left[\ln(1 - x) \sum_i a_i \left(\frac{P}{P_0} \right)^{m_i} X^{n_i} \right]$$

Tabla 5. Valores de constantes para ecuación de concentración en gas.

i	a_i	m_i	n_i
1	1,98022017E1	0	0
2	-1,18092669E1	0	1
3	2,77479980E1	0	6
4	-2,88634277E1	0	7
5	-5,91616608E1	1	0
6	5,78091305E2	2	1
7	-6,21736743E0	2	2
8	-3,42198402E3	3	2
9	1,19403127E4	4	3
10	-2,45473777E4	5	4
11	2,91591865E4	6	5
12	-1,84782290E4	7	6
13	2,34819434E1	7	7
14	4,80310617E3	8	7
$P_0 = 20 \text{ [Bar]}$			

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Capacidad calorífica específica de la solución como líquido saturado

$$Cp_l = X * Cp_{NH3T^*} + (1 - x) * Cp_{H2OT^*}$$

$$Cp_{T^*} = A_{Cp} + B_{Cp} * \tau^{-1}$$

Tabla 6. Valores de constantes para ecuación de Cp en líquido.

	A_{Cp}	B_{Cp}
NH3	3,875648	0,242125
H2O	3,665785	0,236312

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

$$\tau = 1 - \theta$$

$$\theta = \frac{T_{sol}}{T_{c,sol}}$$

$$T_{c,sol} = \sum_i a_i * X^i$$

Tabla 7. Valores de constantes para ecuación de temperatura crítica.

<i>i</i>	<i>a_i</i>
0	647,14
1	-199,822371
2	109,035522
3	-239,626217
4	88,689691

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Capacidad calorífica específica de la solución como gas saturado

$$Cp_g = Y * Cp_{NH3T^*} + (1 - Y) * Cp_{H2OT^*}$$

$$Cp_{T^*} = A_{Cp} + B_{Cp} * \tau^{-1}$$

Tabla 8. Valores de constantes para ecuación de Cp en gas.

	A	B	C	D	E
NH3	-1,19919708	1,240129495	0,924818752	0,018199633	-0,245034E-3
H2O	3,461825651	-4,98778806	2,994381770	6,259308E-3	-8,262961E-6

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

$$\tau = 1 - \theta$$

$$\theta = \frac{T_{sol}}{T_{c,sol}}$$

- Densidad de la solución como líquido

$$\rho = X * \rho_{NH3T^*} + (1 - X) * \rho_{H2OT^*} + \Delta\rho$$

$$\Delta\rho = [X(1 - X) - AX^2(1 - X)]\rho_{NH3T^*}^{0,5}\rho_{H2OT^*}^{0,5}$$

$$T_{sol}^{\downarrow} = \frac{T_{sol}}{T_{c,h2o}}$$

$$A = \sum_i A_{1,i} T_{sol}^{\downarrow i} + \frac{\sum_i A_{2,i} T_{sol}^{\downarrow}}{X}$$

Tabla 9. Valores de constantes para ecuación de densidad en líquido.

i	A_1	A_2
0	-2,410	2,118
1	8,310	-4,050
2	-6,924	4,443

Fuente: M. Conde engineering, 2004.

- Conductividad

$$\lambda_m = x \lambda_{NH_3, T_{NH_3}^*} + (1 - x) \lambda_{H_2O, T_{H_2O}^*}$$

$$\lambda = \sum_{i=0}^3 A_i T^i$$

donde,

	A_0	A_1	A_2	A_3	$\bar{\Delta}$	Δ_{max}
NH ₃	8.902 275 x 10 ²	-0.692 35	-2.401 0 x 10 ⁻³	0.0	0.527 %	6.630 %

Y la conductividad del agua se obtiene mediante EES.

- Viscosidad

$$\ln \eta_m = x \ln \eta_{NH_3, T_{NH_3}^*} + (1 - x) \ln \eta_{H_2O, T_{H_2O}^*} + \Delta \eta_{T_{sol}, x}$$

$$\Delta \eta_{T_{sol}, x} = \left(0.534 - 0.815 \frac{T_{sol}}{T_{c, H_2O}} \right) F(x)$$

$$F(x) = 6.38 (1 - x)^{1.125 x} \left(1 - e^{-0.585 x (1 - x)^{0.18}} \right) \ln \left(\eta_{NH_3, T_{NH_3}^*}^{0.5} \eta_{H_2O, T_{H_2O}^*}^{0.5} \right)$$

5.4.2 Propiedades del refrigerante. Las propiedades del amoníaco fueron obtenidas mediante el programa EES variando los parámetros de entrada (Temperatura de condensación y Temperatura de evaporación), obteniendo de tal manera ecuaciones de cada una de las propiedades mediante regresiones lineales.

$$PALTA = P_{sat} (\text{Ammonia}; T = t_{cond}) \quad 283,1[K] < t_{cond} < 323,1[K]$$

$$PALTA = -2.71053494E+02 + 3.29374429E+00 * t_{cond} - 1.36448488E-02 * t_{cond}^2 + 1.93179868E-05 * t_{cond}^3$$

$$PBAJA = P_{sat} (\text{Ammonia}; T = t_{evap}) \quad 283,1[K] < t_{evap} < 323,1[K]$$

$$PBAJA = -1.53302566E+02 + 2.04749805E+00 * t_{evap} - 9.24366648E-03 * t_{evap}^2 + 1.41316628E-05 * t_{evap}^3$$

$$X6 = 0$$

$$H6 = h (\text{Ammonia}; x = X6; P = PALTA)$$

$$H6 = 8.75586706E+01 + 3.19033722E+01 * PALTA - 1.07058409E+00 * PALTA^2 + 1.75052374E-02 * PALTA^3$$

$$X8 = 1$$

$$H8 = h (\text{Ammonia}; x = X8; P = PBAJA)$$

$$H8 = 1.38422571E+03 + 4.37369660E+01 * PBAJA - 1.06462629E+01 * PBAJA^2 + 1.41415196E+00 * PBAJA^3 - 7.51717728E-02 * PBAJA^4$$

$$T7 = T (\text{Ammonia}; P = PBAJA; h = H6)$$

$$T7 = 2.15915766E+02 + 2.86010504E+01 * PBAJA - 5.65100101E+00 * PBAJA^2 + \dots - 6.12941872E-19 * PBAJA^5 * H6^5$$

$$X7 = x (\text{Ammonia}; P = PBAJA; h = H6)$$

$$X7=1.17232496E-01+2.06533317E-03*PBAJA+7.29495109E-05*H6$$

5.4.3 Propiedades de los gases de escape de la micro turbina. Para obtener estas propiedades, se aprovecharon los datos experimentales sobre los gases de escape proporcionados por el fabricante en el catalogo, entre los que se encuentran temperatura, energía, flujo másico, eficiencia y potencia nominal generada por la micro turbina.

Tabla 10. Datos de propiedades de los gases de la micro turbina.

Net Power (kW)	Net Efficiency (%)	Exhaust Temp (F)	Exhaust Mass Flow Rate (lbm/s)	Exhaust Energy (Btu/hr)
2.0	8.8	395	0.24	74700
3.0	11.5	386	0.27	81900
4.0	13.6	392	0.29	90200
5.0	15.2	398	0.31	98700

Fuente: Catalogo de la micro turbina Capstone® C30 (Tabla completa en ANEXO A).

Estos datos fueron introducidos en el programa EES por medio del cual se logró calcular la entalpía y crear ecuaciones que vinculen dicha entalpía con la temperatura, la cual implícitamente estará vinculada con el punto de trabajo en que se encuentre la micro turbina.

Entalpía:

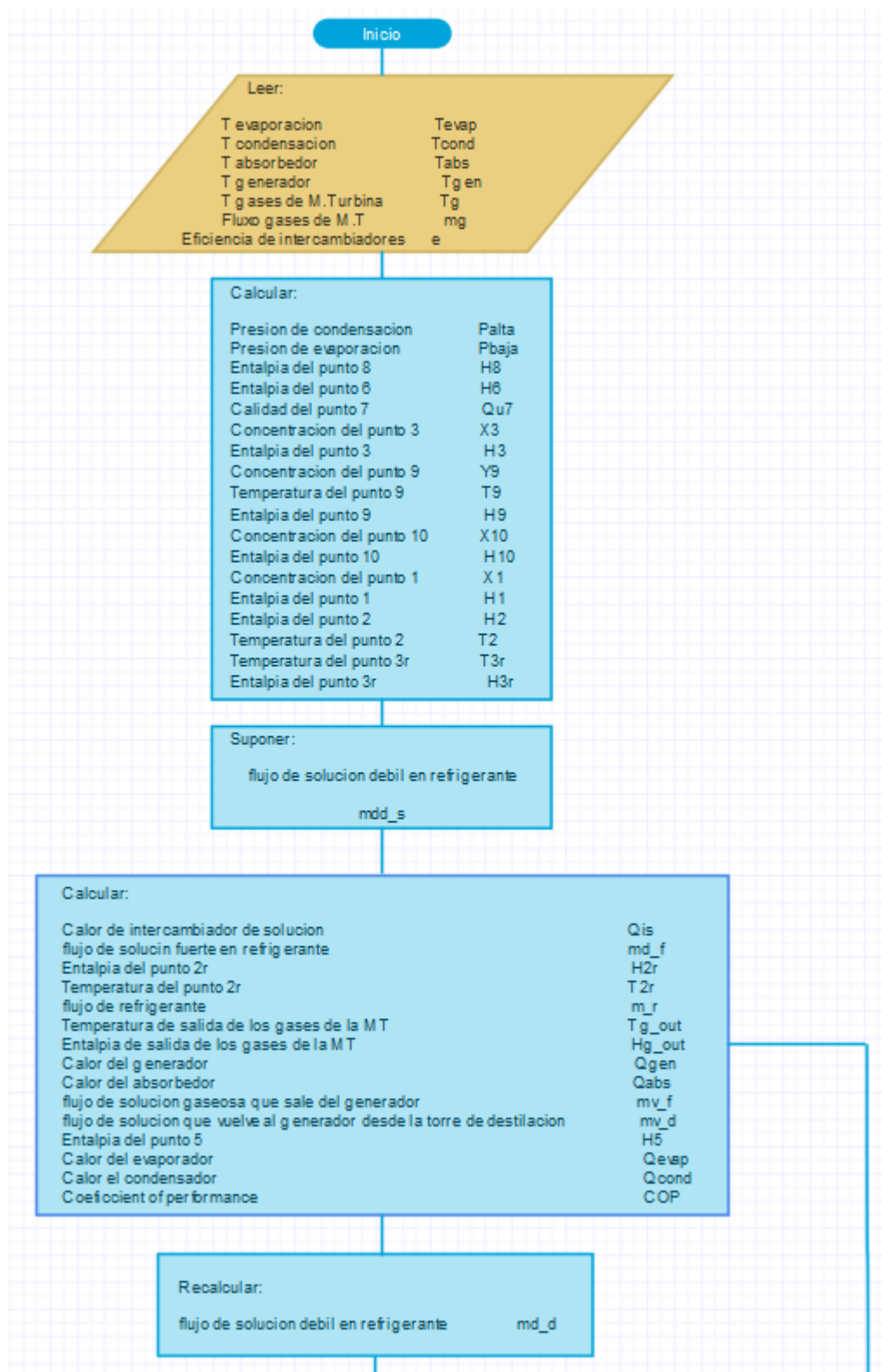
$$hg=-2,48927436E+02+7,06400753E-01*Tg+5,21303530E-04*Tg^2 \text{ [kJ/kg]}$$

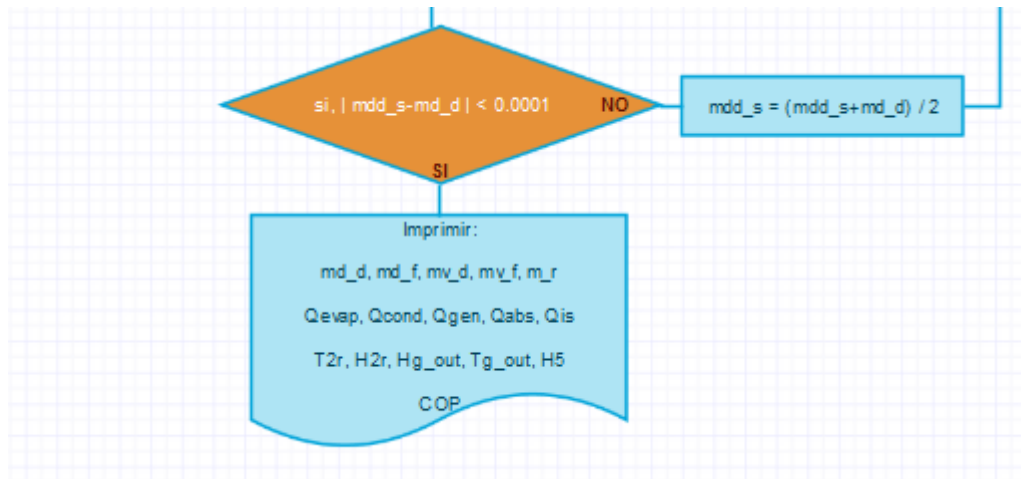
Temperatura:

$$Tg=2,92983852E+02+9,51266299E-01*hg-2,92955866E-04*hg^2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

5.5 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA CONSTANTE.

Se propone este modelo para realizar las simulaciones considerando una eficiencia constante, ósea teniendo intercambiadores que siempre satisfacen las necesidades de transferencia de calor.





5.6 VALIDACIÓN DEL MODELO COMPUTACIONAL

Para la validación del modelo se tomaron como referencia los datos del modelo computacional expuestos en el manual FUNDAMENTALS de la ASHRAE (2005) , De los cuales se intentaron reproducir las temperaturas y parámetros de rendimiento:

Tabla 11. Comparación modelo ASHRAE vs modelo desarrollado NH3-H2O.

	Modelo ASHRAE	Modelo a validar	Proporción
T salida absorbedor [K]	313,71	310,85	1,00
T salida generador [K]	368,15	368,15	1,00
T salida rectificador [K]	328,15	358,5	0,91
T condensación [K]	310,98	310,85	1,00
T evaporación [K]	279,15	279,15	1,00
e (eficiencia intercambiador solución)	0.692	0,692	1,00
Pcond [Bar]	14,6	14,6	1,00
Pevap [Bar]	5,15	5,35	0,96

Tabla 11. Continuación

Qgen [TR]	875,83	15,053	58,2
Qabs [TR]	815,33	13,873	58,8
Qcond [TR]	516	9,170	56,3
Qevap [TR]	500	7,984	62,6
COP	0,571	0,528	1,08
X1 [fracción másica]	0,50094	0,522	0,96
X3 [fracción másica]	0,41612	0,414	1,00
Y9 [fracción másica]	0,98708	0,95	1,04
X10 [fracción másica]	0,50094	0,407	1,20
X5 [fracción másica]	0,99809	1	1,00
md_f [Kg/s]	10,65	0,1395	76,3
md_d [Kg/s]	9,09	0,1137	79,9
m_r [Kg/s]	1,55	0,02579	60,1
mv_f [Kg/s]	1,59	0,02803	56,7
mv_d [Kg/s]	0,03	0,002147	13,9

Teniendo en cuenta que el modelo desarrollado no está constituido por el intercambiador de calor de refrigerante, el cual sí está incluido en el modelo de ASHRAE, y que según esta misma entidad este intercambiador aumenta aproximadamente 8% el COP, se concluye que ambos parámetros de rendimiento son iguales.

En ambos modelos uno de los 5 calores mostrados en la tabla se usa como uno de los parámetros de entrada. En el desarrollado por la ASHRAE es el calor del evaporador (Qevap), mientras que en el desarrollado en este trabajo es el calor del generador (Qgen), el cual es dependiente de los gases que proporciona la micro turbina.

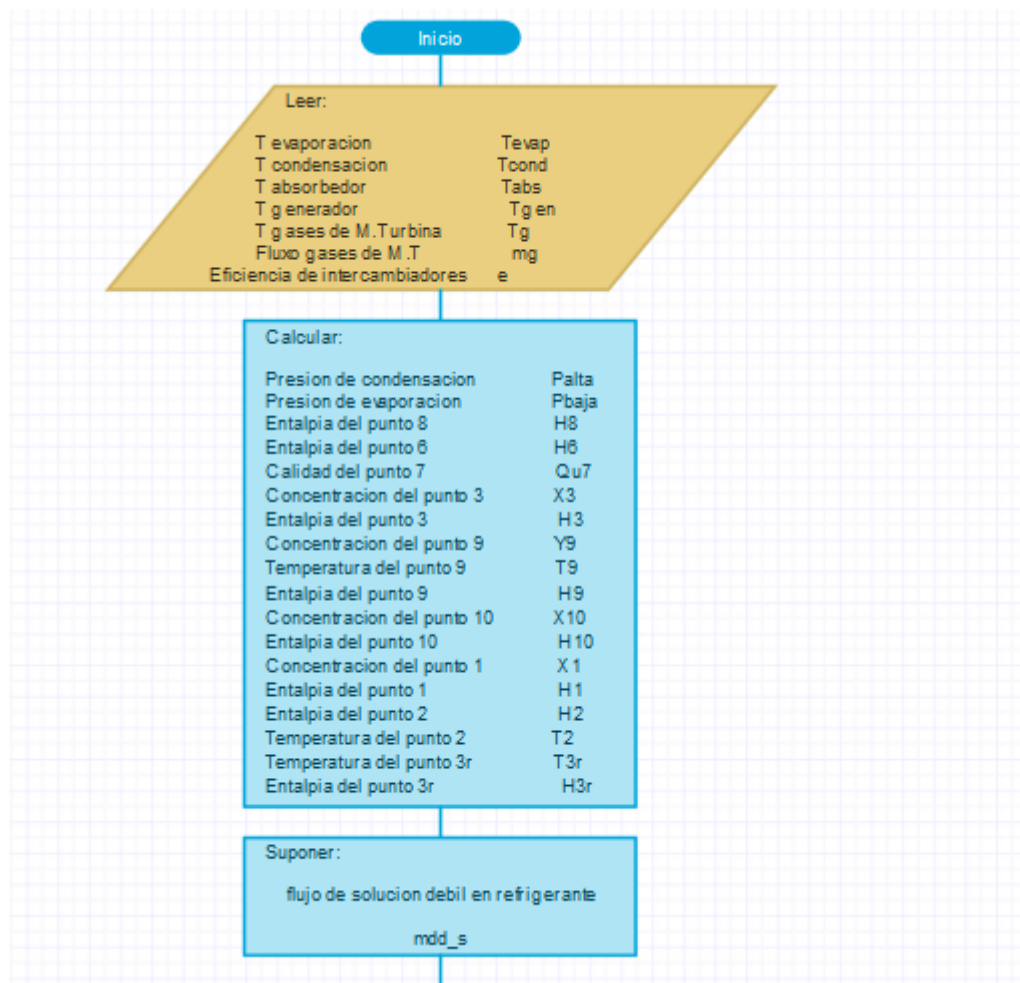
Al analizar los datos obtenidos se encuentra que la capacidad del sistema (Qevap) del modelo desarrollado en este proyecto es aproximadamente 60

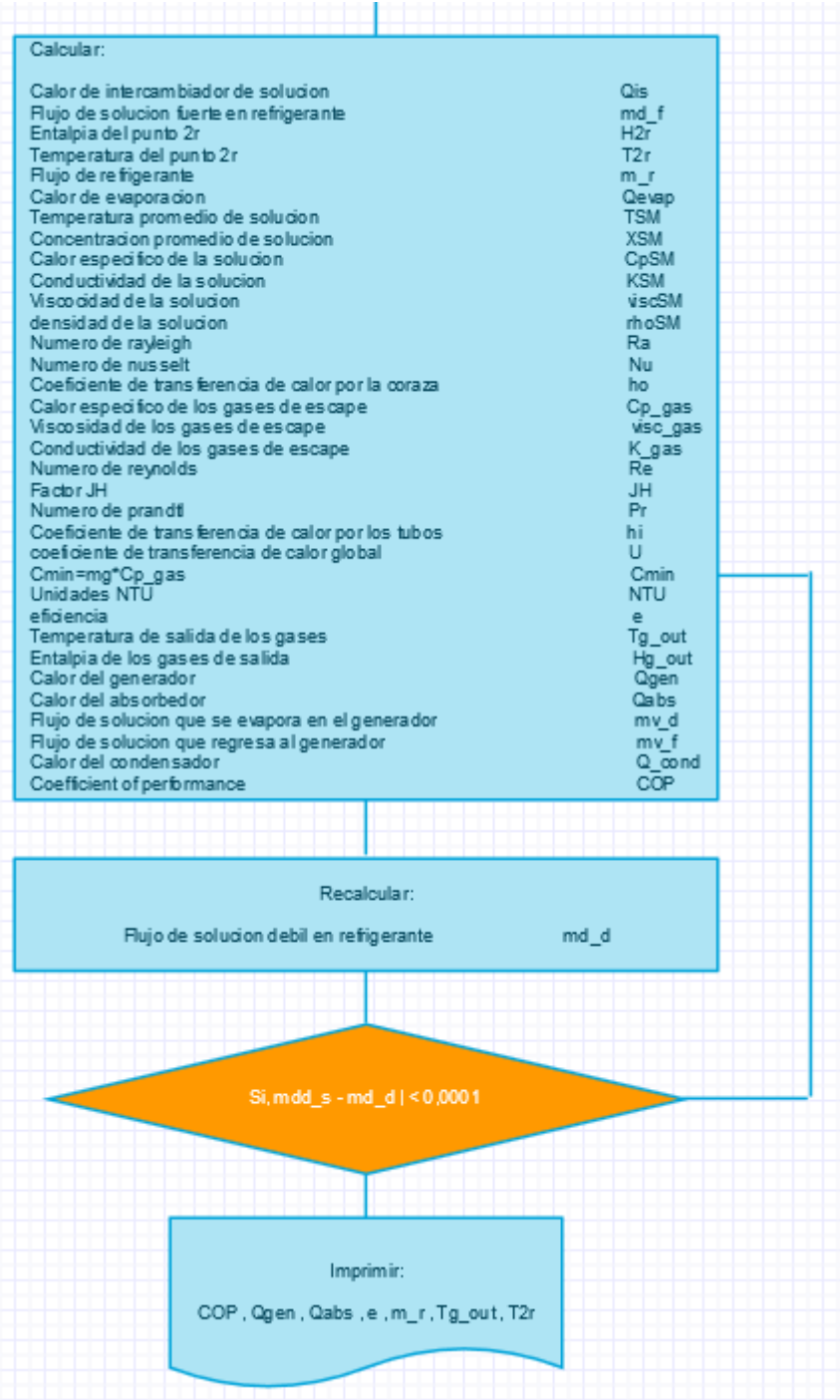
veces la del modelo ASHRAE, por lo que esta relación se mantiene para los demás calores (Q_{cond} , Q_{gen} , Q_{abs}).

5.7 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA VARIABLE.

Usando el modelo con eficiencia constante anteriormente desarrollado se propone una modificación de este para lograr simular el sistema con eficiencia del generador constante, de tal manera que se logre analizar lo que sucede si se tiene un generador de un tamaño determinado.

Para este fin se agregan las ecuaciones correspondientes al cálculo de viscosidad dinámica, conductividad, densidad y coeficientes de transferencia de calor.





6. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO USANDO EL PAR REFRIGERANTE AGUA-BROMURO DE LITIO.

6.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA CON EL PAR REFRIGERANTE BROMURO DE LITIO-AGUA.

los sistemas que usan este par refrigerante son más sencillos que los de amónico-agua gracias a su relación de volatilidad de las sustancias. Mientras que en los sistemas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se necesita una torre de destilación o rectificador para separar los dos componentes, aquí no. Constituyéndose el sistema de la siguiente manera:

Figura 37. Diagrama sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante Bromuro de litio-agua.

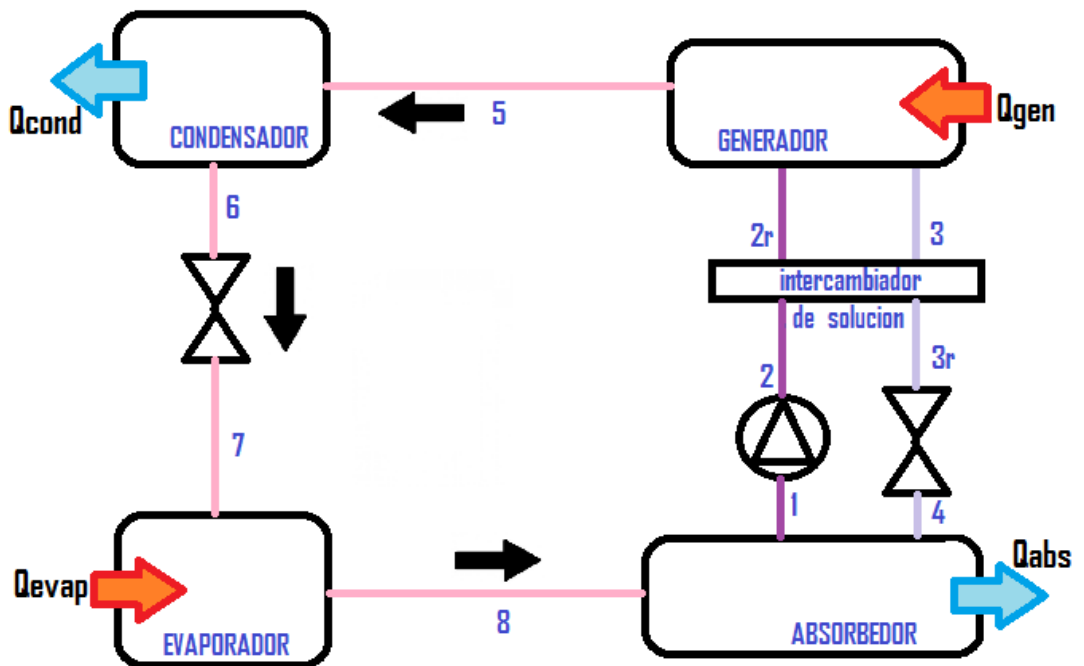
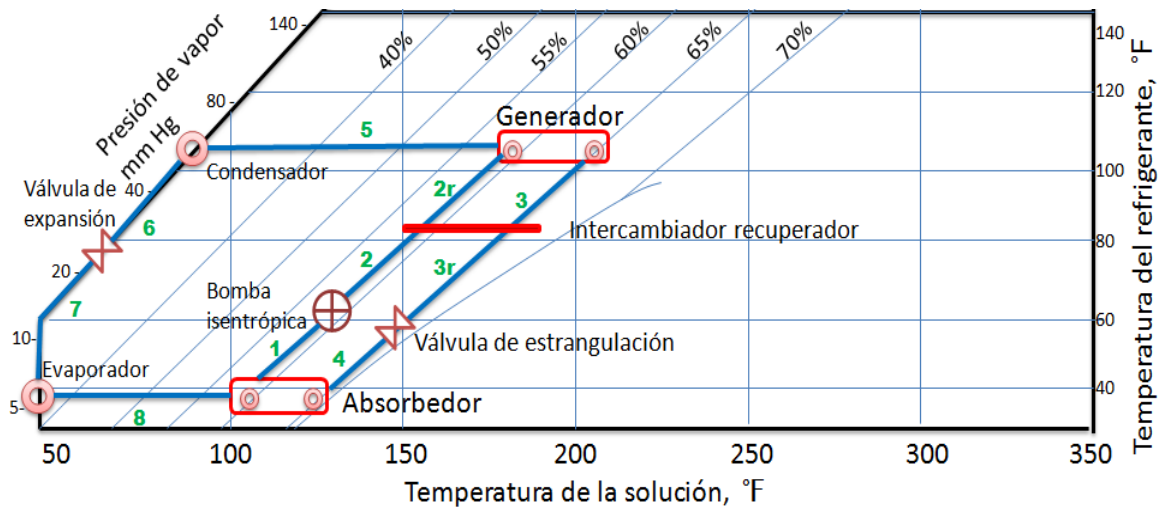


Figura 38. Diagrama de equilibrio para el sistema de refrigeración por absorción usando el par refrigerante Bromuro de litio-agua.



El ciclo comienza en el **absorbedor**, cuya función es incorporar nuevamente el refrigerante (H₂O puro) vaporizado proveniente del evaporador en una solución de H₂O-LiBr rica en LiBr proveniente del generador. La incorporación o absorción del refrigerante en dicha solución, la diluirá. En el caso mostrado la solución pasa de una concentración de 0.65 [lb LiBr/lb H₂O] (punto 4) a 0.59 [lb LiBr/lb H₂O] (punto 1).

El proceso de absorción de bromuro de litio en agua es exotérmico, por lo cual debe ser retirado el calor generado en la reacción (Q_{abs}), pues si se dejara aumentar la temperatura de la solución, aumentaría la cantidad de LiBr que el agua podría contener (punto de saturación) causando una reducción en la capacidad de refrigeración del sistema.

Como el refrigerante absorbido debe ser separado nuevamente, la solución pobre debe aumentar su presión y temperatura mediante la acción combinada de una **bomba isentrópica** (proceso 1-2) y un **intercambiador recuperador** de calor (proceso 2-2r) transferido desde la solución rica que regresa del generador (proceso 3-3r). El hecho que la solución pobre saliente del absorbedor este en forma acuosa permite que el gasto energético requerido para incrementar su

presión (de 5.7 psi a 55 mmHg en el figura 38) sea insignificante en comparación con la energía requerida para comprimir el refrigerante en forma de vapor.

Es importante resaltar que debido a que en el proceso se requieren presiones muy bajas (presiones de vacío), se requieren intercambiadores más robustos.

El **generador** es utilizado para separar el H₂O del LiBr mediante la adición de calor desde una fuente externa (Q_{gen}). El agua pura pasa hacia el condensador como vapor (punto 5) mientras que la solución que no se evapora vuelve al absorbedor con una concentración de LiBr mayor (punto 3) pasando por el intercambiador de calor de solución y la **válvula de estrangulación** que genera una caída de presión a la solución (proceso 3r-4) hasta la presión del absorbedor.

Por último, Luego que el refrigerante sale del generador pasa por el **condensador** (proceso 5-6), la **válvula de expansión** (proceso 6-7) y el **evaporador** (proceso 7-8), del mismo modo que lo haría en un sistema de refrigeración por compresión convencional, cerrando el ciclo con su llegada al absorbedor.

6.2 HIPÓTESIS DEL MODELO

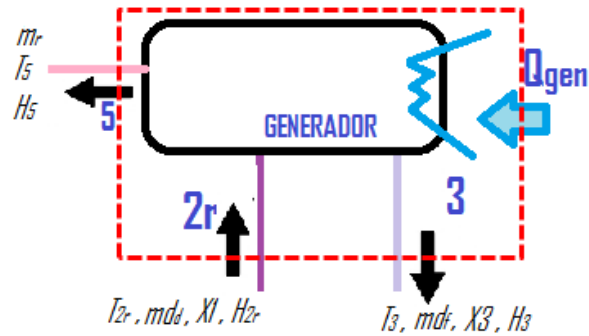
Para el desarrollo del modelo se asumieron las siguientes hipótesis, algunas de estas sugeridas por el modelo desarrollado por la ASHRAE.

- Estado estacionario
- Solo existen cambios de presión en las válvulas y la bomba.
- La bomba es isentrópica.
- Las válvulas son isoentálpicas.
- Los puntos 8 (salida del evaporador) y 5 (salida del generador hacia el condensador) se encuentran como vapor saturado.
- Los puntos 6 (salida del condensador), 1 (salida del absorbedor) y 3 (salida del generador hacia el absorbedor) son liquido saturado.
- No existen pérdidas de calor en tuberías.
- El refrigerante saliendo del generador hacia el condensador es agua pura en estado de vapor saturado.

6.3 ECUACIONES UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL MÓLDELO

6.3.1 Generador

Figura 39. Diagrama volumen de control generador.



md_f = flujo de solución fuerte en absorbente(LiBr).

md_d = flujo de solución débil en absorbente.

m_r = flujo de refrigerante(agua).

X_3 = concentración fuerte de absorbente.

X_1 = concentración débil de absorbente.

Balance de masa:

$$m_r = md_d - md_f$$

Balance de absorbente (bromuro de litio):

$$md_d * X_1 = md_f * X_3$$

eficiencia del generador:

$$\eta_g = \frac{C_{gas} * (TG - TG_{out})}{C_{min} * (TG - T_{2r})} = \frac{(TG - TG_{out})}{(TG - T_{2r})}$$

Balance de energía en el generador:

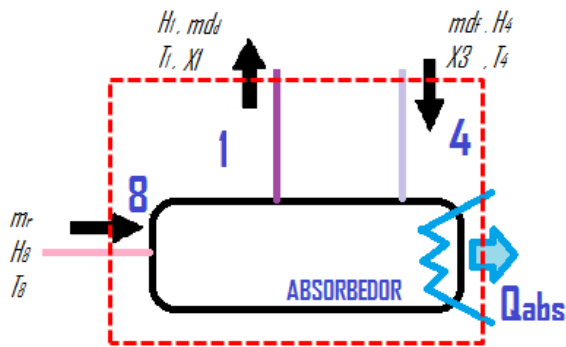
$$Q_{gen} = md_f * H_3 - md_d * H_{2r} + m_r * H_5$$

Calor transferido por la micro turbina:

$$Q_{gen} = m_g * (H_g - H_{gout})$$

6.3.2 Absorbedor

Figura 40. Diagrama volumen de control de absorbedor.

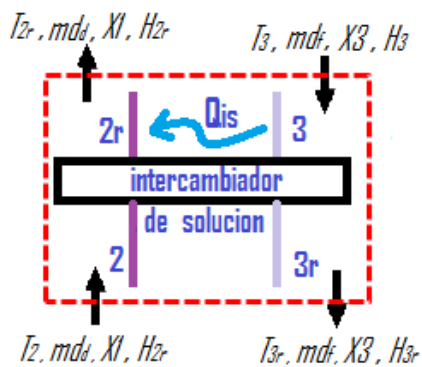


Balace de energía:

$$Q_{abs} = md_f * H_4 + m_r * H_8 - md_d * H_1$$

6.3.3 Intercambiador de calor de solución

Figura 41. Diagrama volumen de control de intercambiador de solución.



eficiencia del intercambiador:

$$\eta_{is} = \frac{C_3 * (T_3 - T_{3r})}{C_{min} * (T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_{3r})}{(T_3 - T_2)}$$

donde, $C_3 = C_{min} = Cp_3 * md_f$ debido a que $Cp_3 < Cp_2$ y $md_f < md_d$

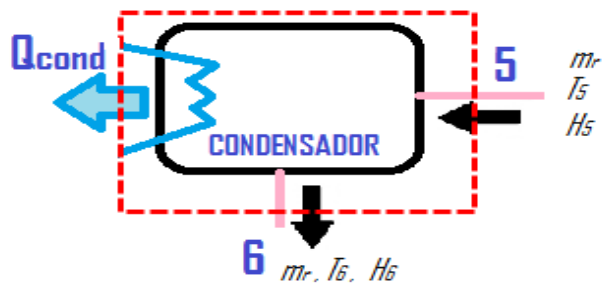
Balace de energía:

$$Q_{is} = md_d * (T_{2r} - T_2)$$

$$Q_{is} = md_f * (T_3 - T_{3r})$$

6.3.4 Condensador

Figura 42. Diagrama volumen de control de condensador.

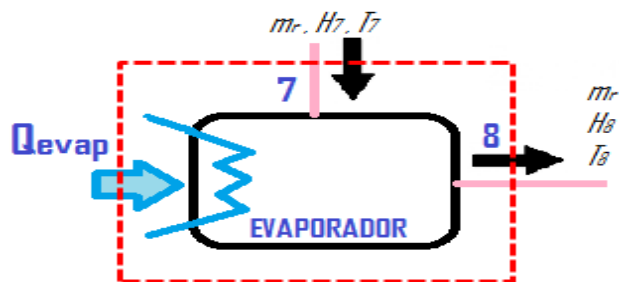


Balace de energía:

$$Q_{cond} = m_r * (H_5 - H_6)$$

6.3.5 Evaporador

Figura 43. Diagrama volumen de control de evaporador.

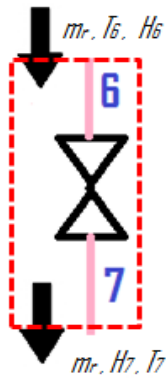


Balace de energía:

$$Q_{evap} = m_r * (H_8 - H_7)$$

6.3.6 Válvula de expansión

Figura 44. Diagrama válvula de expansión.

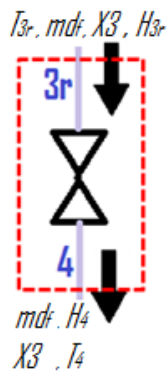


Balance de energía:

$$H_7 = H_6$$

6.3.7 Válvula de estrangulación

Figura 45. Diagrama válvula de estrangulación.

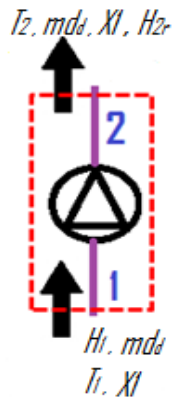


Balance de energía:

$$H_{3r} = H_4$$

6.3.8 Bomba de solución

Figura 46. Diagrama bomba de solución.



Bomba isentrópica:

$$S_1 = S_2$$

Potencia consumida por la bomba:

$$W_{bomba} = \Delta P * m_r * \rho$$

6.4 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

6.4.1 Propiedades de la solución Bromuro de litio-agua.

Para el cálculo de temperaturas y concentraciones de la solución fueron usadas ecuaciones expuestas por la ASHRAE en el manual FUNDAMENTALS (2005).

$$t = A * t' + B$$

$$A = -2.00755 + 0.16976 * X - (3.133362E - 3) * X^2 + (1.97668E - 5) * X^3$$

$$B = 321.128 - 19.322 * X + 0.374382 * X^2 - (2.0637E - 3) * X^3$$

$$LOG_{10}P = C + \frac{D}{t' + 459.72} + \frac{E}{(t' + 459.72)^2}$$

Donde las constantes C,D y E tienen los siguientes valores,

$$C = 6.21147$$

$$D = -2886.373$$

$$E = -337269.46$$

y las variables son válidas entre los siguientes intervalos,

$$\text{Temperatura del refrigerante} \quad 0 < t' \leq 230 \text{ } \square$$

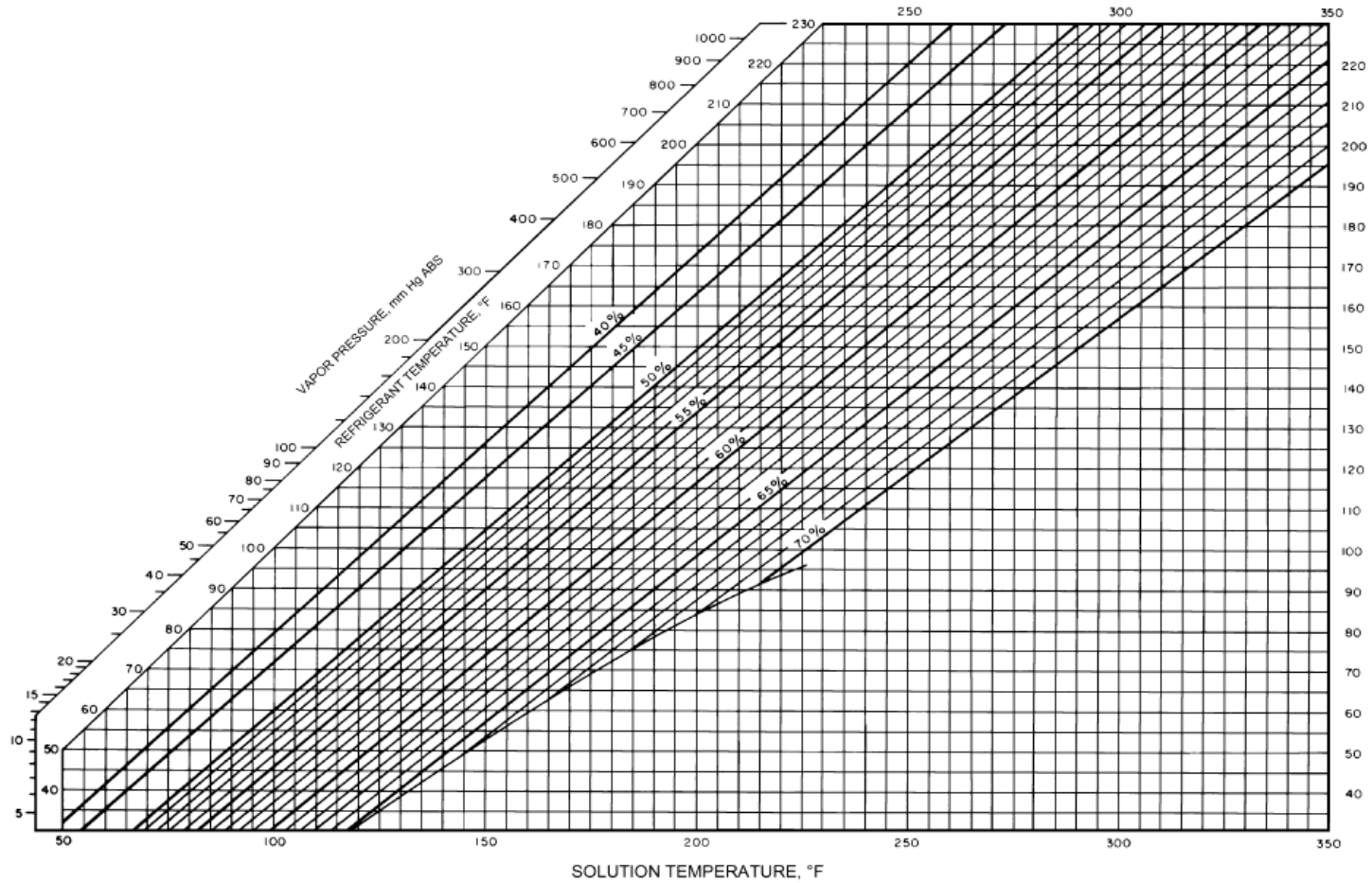
$$\text{Temperatura de la solución} \quad 40 < t \leq 350 \text{ } \square$$

$$\text{Concentracion} \quad 45\% < X \leq 70\%$$

$$\text{Presion (psi)}$$

Esta información también es mostrada de forma gráfica mediante el diagrama de equilibrio expuesto por la misma organización. En este, se evidencia una línea que corta varias líneas de concentración constante y con la cual se debe tener sumo cuidado al analizar este tipo de sistemas debido a que en ese punto la solución tendera a cristalizarse generando problemas como escoriamiento, lo que puede conducir al taponamiento parcial de la tubería.

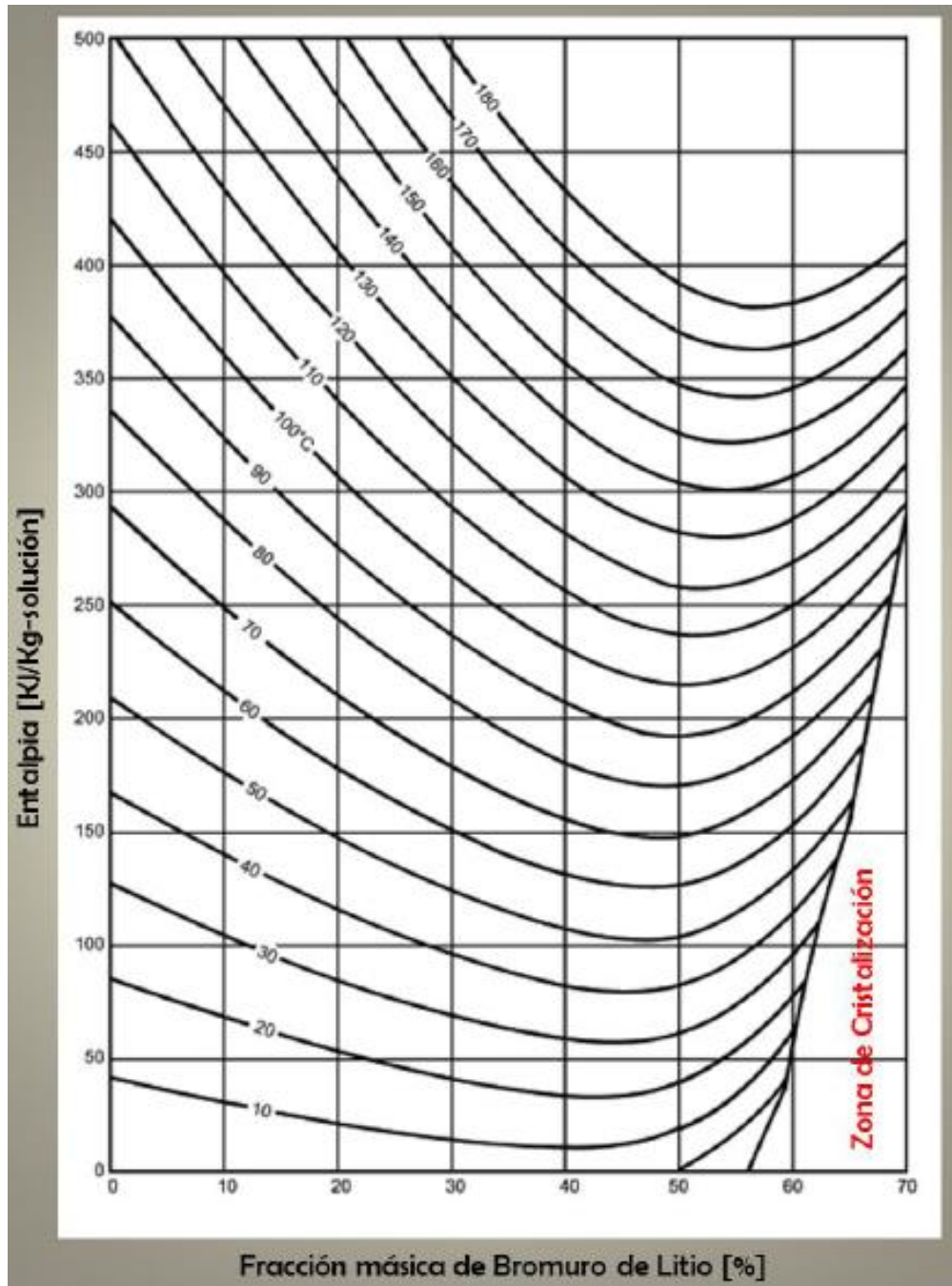
Figura 47. Diagrama de equilibrio para la solución acuosa de Bromuro de litio.



Fuente: ASHRAE handbook, FUNDAMENTALS 2005. (Capítulo 20, Figura 35)

Para la entalpia se utilizó el diagrama entalpia-concentración (Diagrama de Merkel), que permite el cálculo de la entalpia en función de la concentración y la temperatura de la solución.

Figura 48. Diagrama de Merkel(HTX) para la solución acuosa de Bromuro de litio.



Fuente: ASHRAE handbook, FUNDAMENTALS 2009, Capitulo 30.

Dicho cálculo se logra mediante la siguiente ecuación:

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

$$40 < X \leq 70 \%$$

$$15 < t \leq 165 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Siendo los valores de A,B y C los siguientes:

Tabla 12. Valores de constantes para calculo de entalpia de LiBr/H2O.

	A	B	C
0	-2024.33	18.2829	-370E-2
1	163.309	-1.1691	2.88E-3
2	-4.88161	3.24E-2	-8.1313E-5
3	6.302E-2	-4.03E-4	9.91E-7
4	-2.91E-4	1.852E-6	-4.44E-9

Fuente: ASHRAE handbook FUNDAMENTALS 2009.

6.4.2 Propiedades del refrigerante.

Las propiedades del refrigerante, en este caso agua fueron obtenidas mediante el programa Engineering Equation Solver (EES). Se variaron los parámetros de entrada (Temperatura de condensación y Temperatura de evaporación) para obtener una serie de datos que permitieran realizar regresiones lineales que sirvieran como ecuaciones, de la siguiente manera:

$$PALTA = P_{\text{sat}} (\text{water} ; T = T_{\text{COND}})$$

$$PALTA = -3.55139881E+01 + 3.61230140E-01 * T_{\text{COND}} - 1.23085920E-03 * T_{\text{COND}}^2 + 1.40581260E-06 * T_{\text{COND}}^3$$

$$PBAJA = P_{\text{sat}} (\text{water} ; T = T_{\text{EVAP}})$$

$$PBAJA = -1.01739487E+01 + 1.13170379E-01 * T_{\text{EVAP}} - 4.21084818E-04 * T_{\text{EVAP}}^2 + 5.24291203E-07 * T_{\text{EVAP}}^3$$

$$H6 = h(\text{water}; x \Rightarrow X6; P \Rightarrow PALTA)$$

$$H6 = 3.82778686E+01 + 2.66693695E+03 * PALTA - \\ 1.62183669E+04 * PALTA^2 + 5.73661274E+04 * PALTA^3 - \\ 8.13825838E+04 * PALTA^4$$

$$H8 = h(\text{water}; x \Rightarrow X8; P \Rightarrow PBAJA)$$

$$H8 = 2.46898721E+03 + 6.82916494E+03 * PBAJA - \\ 3.22162158E+05 * PBAJA^2 + 9.61880444E+06 * PBAJA^3 - \\ 1.50499324E+08 * PBAJA^4 + 9.41850999E+08 * PBAJA^5$$

$$H5 = h(\text{water}; x \Rightarrow 1; P \Rightarrow P)$$

$$h = 2.46960687E+03 + 5.11472114E+03 * P - \\ 1.28778592E+05 * P^2 + 1.82608044E+06 * P^3 - \\ 1.37894930E+07 * P^4 + 5.21574949E+07 * P^5 - 7.76673922E+07 * P^6$$

$$X7 = x(\text{water}; P \Rightarrow PBAJA; h \Rightarrow H6)$$

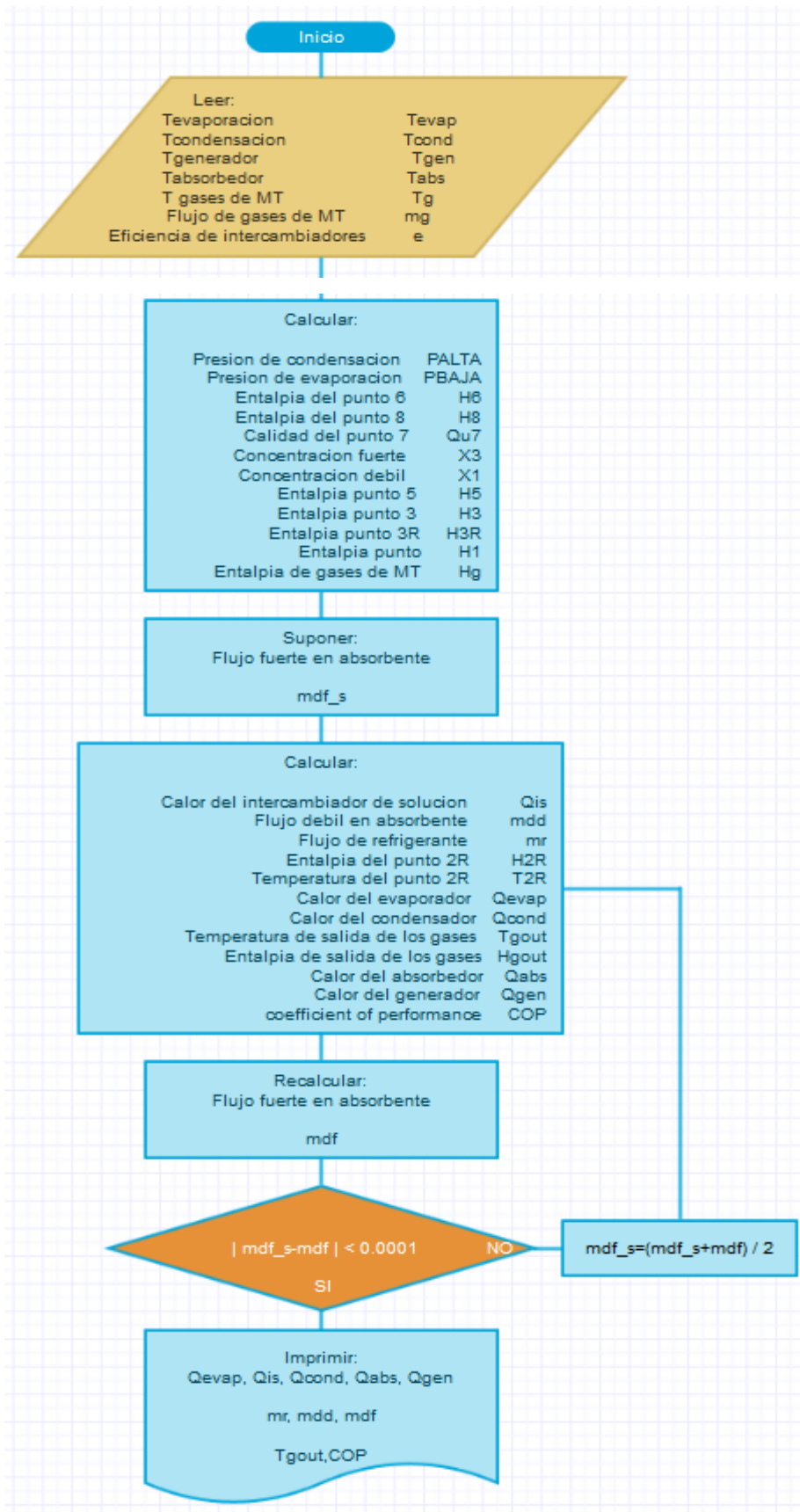
$$X7 = 5.40589415E-02 - 1.01433246E+00 * PBAJA - 1.04515917E+00 * PBAJA^2 - \\ 3.21367077E-05 * H6 + 3.74150039E-07 * H6^2 + 2.59206004E-03 * PBAJA * H6$$

6.4.3 Propiedades de los gases de escape de la micro turbina.

Estas propiedades fueron calculadas exactamente de la misma forma que en el modelo de amoniaco-agua.

6.5 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA CONSTANTE.

Se propone este modelo para realizar las simulaciones considerando una eficiencia constante, ósea teniendo intercambiadores que siempre satisfacen las necesidades de transferencia de calor.



6.5 VALIDACIÓN DEL MODELO.

Para la validación se intenta reproducir los valores de los parámetros de rendimiento obtenidos mediante el modelo desarrollado por la ASHRAE (2005) y expuesto en el manual FUNDAMENTALS de esta misma organización:

Tabla 13. Comparación modelo ASHRAE vs modelo desarrollado H₂O-LiBr.

	Modelo ASHRAE	Modelo a Validar	Proporción
Temperatura de evaporación [K]	275	275	1,00
Temperatura de condensación [K]	319	319	1,00
Temperatura del absorbedor [K]	313,8	313,8	1,00
Temperatura del generador [K]	376	376	1,00
Presión de condensación [bar]	0,1	0,102	0,98
Presión de evaporación [bar]	0,00689	0,00694	0,99
Calor del evaporador [TR]	610,83	10,3274	59,2
Calor del condensador [TR]	660	10,6913	61,7
Calor del absorbedor [TR]	848,33	14,396	58,9
Calor del generador [TR]	898,33	14,76	60,8
Calor del intercambiador [TR]	234,58	3,887	60,3
Concentración fuerte [%]	64,6	64,4	1,00
Concentración débil [%]	59,6	60,1	0,99
Flujo fuerte en absorbente [Kg/s]	10,975	0,2219	49,45
Flujo débil en absorbente [Kg/s]	11,9	0,2376	50,08
Flujo de refrigerante [Kg/s]	0,9225	0,01572	58,68
COP	0,68	0,70	0,97

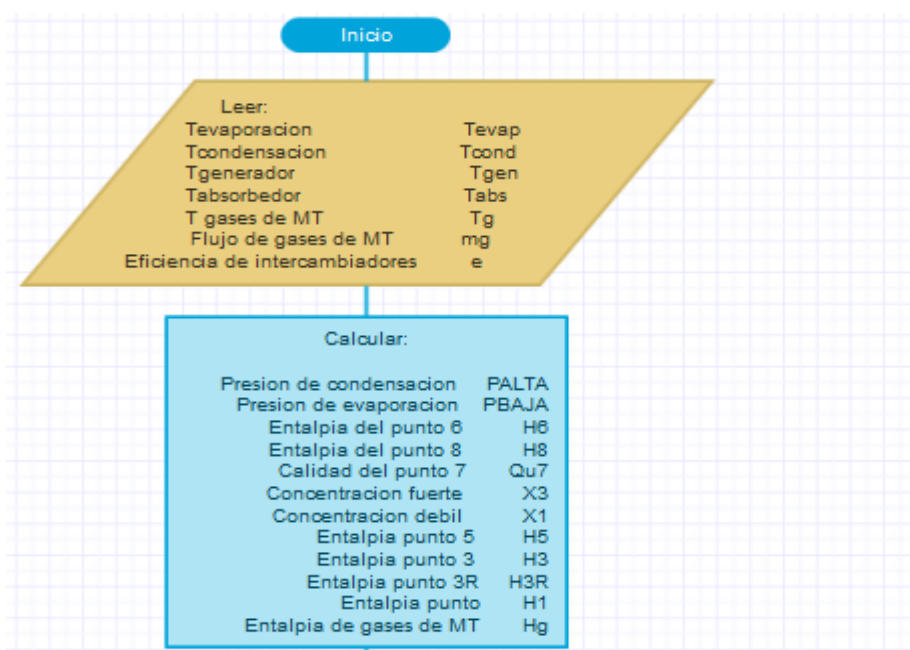
En ambos modelos uno de los 5 calores mostrados en la tabla se usa como uno de los parámetros de entrada. En el desarrollado por la ASHRAE es el calor del evaporador (Q_{evap}), mientras que en el desarrollado en este trabajo es el calor del generador (Q_{gen}), el cual es dependiente de los gases que proporciona la micro turbina.

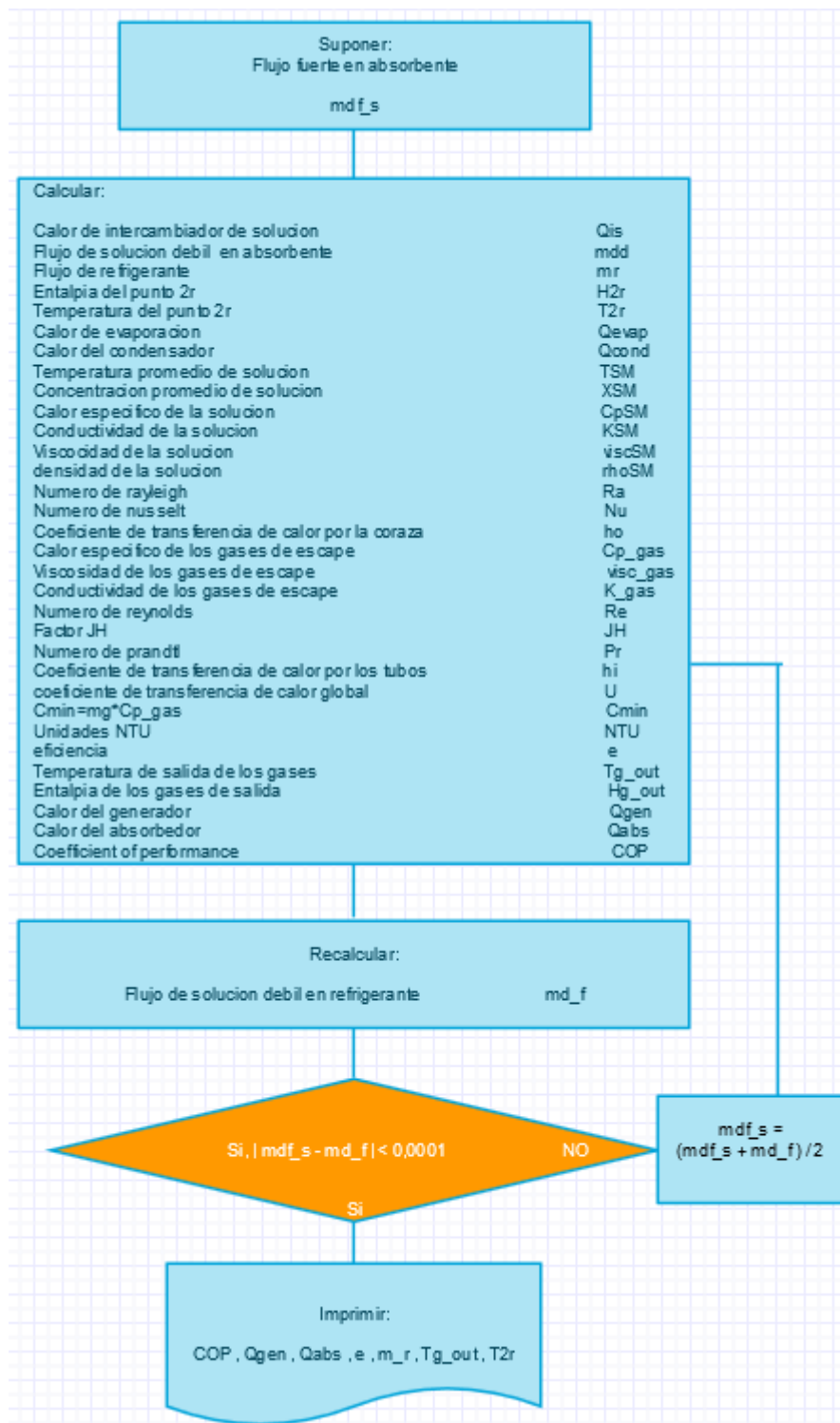
Al analizar los datos obtenidos se encuentra una relación similar entre cada par de variables con. Esta relación se mantiene casi constante en todos los casos en aproximadamente 60 a 1. Con respecto a el COP notamos que es bastante cercano, y que la divergencia radica en la exactitud de las ecuaciones para hallar las concentraciones de la solución puesto que el sistema es sensible a los cambios de concentración.

6.6 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO MATEMÁTICO CON EFICIENCIA VARIABLE.

Usando el modelo con eficiencia constante anteriormente desarrollado se propone una modificación de éste para lograr simular el sistema con eficiencia del generador constante, de tal manera que se logre analizar lo que sucede si se tiene un generador de un tamaño determinado.

Para este fin se agregan las ecuaciones correspondientes al cálculo de viscosidad dinámica, conductividad, densidad y coeficientes de transferencia de calor.





7. ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN QUE UTILIZA EL CALOR RESIDUAL DE LOS GASES DE UNA MICRO TURBINA EN FUNCIÓN DE SUS VARIABLES MÁS RELEVANTES.

En este capítulo se presentará el análisis termodinámico comparativo entre los dos sistemas de refrigeración por absorción (NH₃-H₂O y H₂O-LiBr) mediante simulaciones de los modelos desarrollados.

Para este análisis se considera que los tamaños de los equipos y eficiencias de los procesos cumplen satisfactoriamente los requerimientos de transferencia de calor exigidos, además que las condiciones de operación en los 4 principales componentes (evaporador, condensador, generador y absorbedor) y el flujo de calor disponible desde la micro turbina son fijadas como se muestra en la tabla 14 para cada una de las simulaciones:

Tabla 14. Condiciones de operación del conjunto sistema de refrigeración-micro turbina en cada una de las simulaciones.

Simulación	Potencia de la micro turbina	Temperatura de evaporación	Temperatura de condensación	Temperatura del generador	Temperatura del absorbedor
5.1	Variable	5 °C	35 °C	97 °C	35 °C
5.2	Tg=276 °C mg=0.306 kg/s	Variable	35 °C	97 °C	35 °C
5.3	Tg=276 °C mg=0.306 kg/s	5 °C	Variable	80 °C	35 °C
5.4	Tg=276 °C mg=0.306 kg/s	5 °C	35 °C	Variable	35 °C
5.5	Tg=276 °C mg=0.306 kg/s	5 °C	35 °C	NH ₃ -H ₂ O = 97 °C H ₂ O-LiBr = 88 °C	Variable
5.6	Variable	5 °C	35 °C	NH ₃ -H ₂ O = 97 °C H ₂ O-LiBr = 88 °C	35 °C

la descripción de los seis diferentes escenarios de análisis se muestra a continuación junto con las razones que podrían generar la variación en los parámetros a considerar.

- Efecto de la variación de la potencia de la Micro turbina considerando tamaños de los intercambiadores y eficiencia de los procesos constantes: Se realiza debido a que se requiere saber el comportamiento del sistema de refrigeración cuando a la micro turbina se le exigen distintos valores de generación de energía.
- Efecto de la variación de la temperatura de evaporación considerando tamaños de los intercambiadores y eficiencia de los procesos constantes: se realiza debido a que la temperatura de evaporación puede sufrir cambios con la modificación en la carga en el recinto a refrigerar.
- Efecto de la variación de temperatura de condensación considerando tamaños de los intercambiadores y eficiencia de los procesos constantes: La variación de este parámetro se puede presentar debido a cambios en la temperatura del ambiente donde se rechaza el calor de condensación.
- Efecto de la variación de temperatura del generador considerando tamaños de los intercambiadores y eficiencia de los procesos constantes: Esta simulación se realiza principalmente para conocer la temperatura óptima del generador con la cual el sistema presenta un mejor rendimiento. Esta puede variar en la realidad debido a la temperatura de la fuente de calor del generador o el área de transferencia de calor del mismo.
- Efecto de la variación de temperatura del absorbedor considerando tamaños de los intercambiadores y eficiencia de los procesos constantes: Esta variable puede sufrir modificaciones por el mismo motivo de la temperatura de condensación.
- Efecto de la variación de la potencia de la Micro turbina considerando área del generador constante (eficiencia del proceso de generación variable): se realiza esta última simulación con el objetivo de observar los efectos de la modificación

de la energía proporcionada por la micro turbina sobre un equipo de tamaño fijo.

Para cada caso se obtienen las gráficas que describen el comportamiento de:

- Calor del evaporador o capacidad del sistema.
- Calor del generador.
- Calor del absorbedor.
- Calor del condensador.
- Calor del intercambiador.
- COP.
- Temperatura de los gases de la micro turbina a la salida del sistema de refrigeración.

Entre otras gráficas secundarias que ayudan en la comprensión de las mencionadas anteriormente.

De esta forma se encontrarán los efectos de la variación de cada uno de los calores sobre el sistema basados en el balance de energía global del sistema de refrigeración:

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{cond} + Q_{abs}$$

Siendo efectos positivos:

la disminución de $Q_{gen} = f(T_{generador}, POT_{micro\ turbina})$, $Q_{cond} = f(T_{condesador})$,

$Q_{abs} = f(T_{absorbedor})$.

y el aumento de $Q_{evap} = f(T_{evaporador})$.

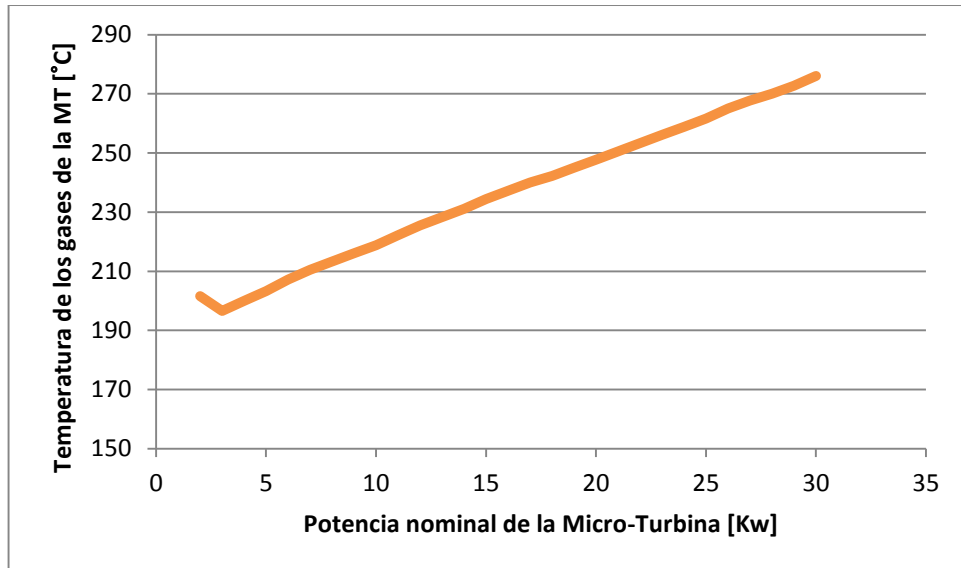
7.1 EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MICRO TURBINA CONSIDERANDO TAMAÑOS DE INTERCAMBIADORES Y EFICIENCIA DE LOS PROCESOS CONSTANTES.

•Flujo másico y temperatura de entrada de los gases de escape de la micro turbina.

Teniendo en cuenta que para cada punto nominal de generación de energía eléctrica de la micro turbina existe un correspondiente flujo másico y temperatura

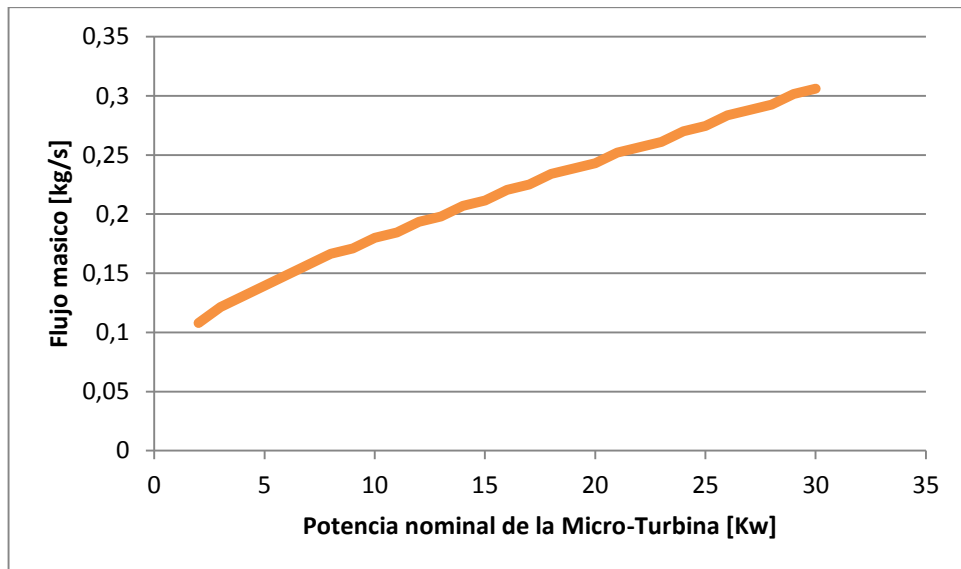
de gases de escape, se tomaron éstos como datos de entrada de tal manera que al usar cada par de datos se defina implícitamente la potencia que está siendo generada por la micro turbina.

Figura 49. Variación de la temperatura de los gases de la micro-turbina en función de la potencia generada por la misma.



Fuente de los datos: Catalogo micro-turbina Capstone® C30

Figura 50. Variación del flujo másico de los gases de la micro-turbina en función de la potencia generada por la misma.



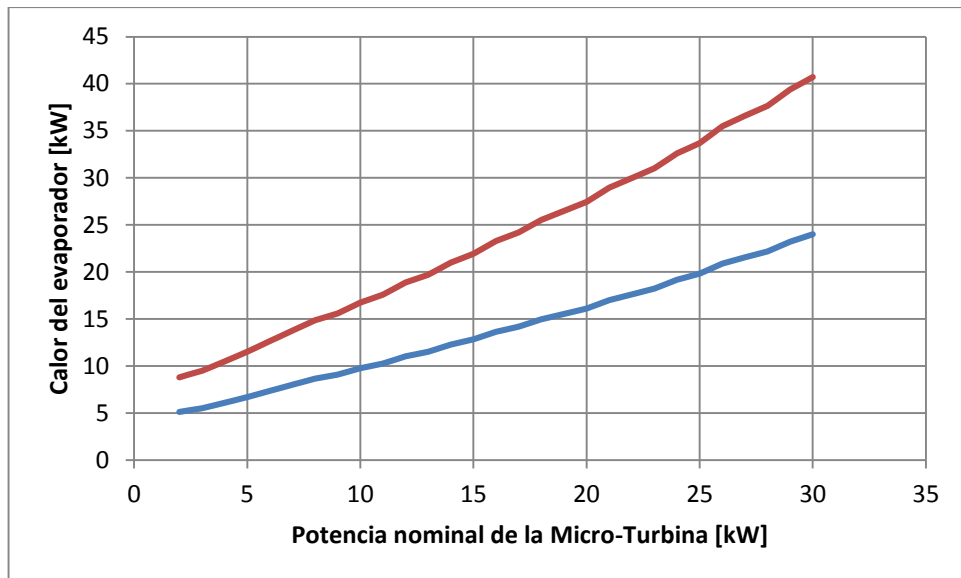
Fuente de los datos: Catalogo micro-turbina Capstone® C30

• Calor del evaporador

En la figura 52 se aprecia el comportamiento de la capacidad de refrigeración de los sistemas a medida que el calor proporcionado por medio de los gases de escape aumenta.

Aunque con los dos pares de fluidos la capacidad aumenta, los valores del par agua-bromuro de litio son mayores al igual que la pendiente de su curva lo que muestra que con un insumo igual de calor, tendrá un mejor rendimiento y mejorara más que el NH₃-H₂O con el aumento de la potencia de la micro turbina.

Figura 52. Variación de la capacidad de sistema de refrigeración en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Las capacidades de refrigeración máximas y mínimas son las siguientes:

$$Q_{NH_3_{evap}}^{MAX} = 23,995 [kW] = 6,8229 [TR]$$

$$Q_{NH_3_{evap}}^{MIN} = 5,098 [kW] = 1,4496 [TR]$$

$$Q_{LiBr_{evap}}^{MAX} = 40,702 [kW] = 11,7734 [TR]$$

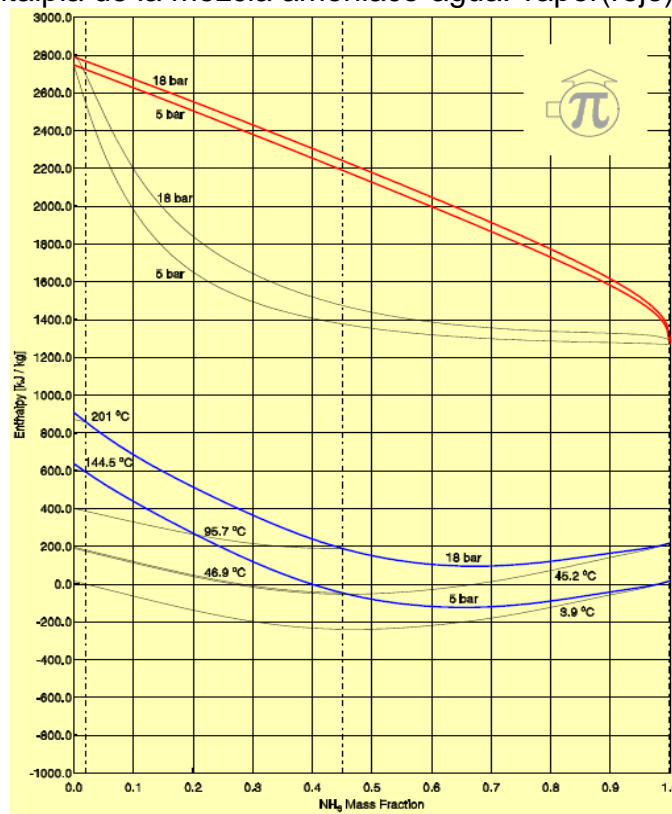
$$Q_{LiBr_{evap}}^{MIN} = 8,796 [kW] = 2,5011 [TR]$$

• **Calor del generador**

El calor del generador es uno de los más importantes para el estudio realizado, puesto que en este se puede ver cuánta energía se está tomando de los gases de escape, lo que repercutirá luego en el ahorro económico generado por el sistema de refrigeración. De la figura 56 se puede analizar que en ambos sistemas llegan a tener calores del generador casi iguales.

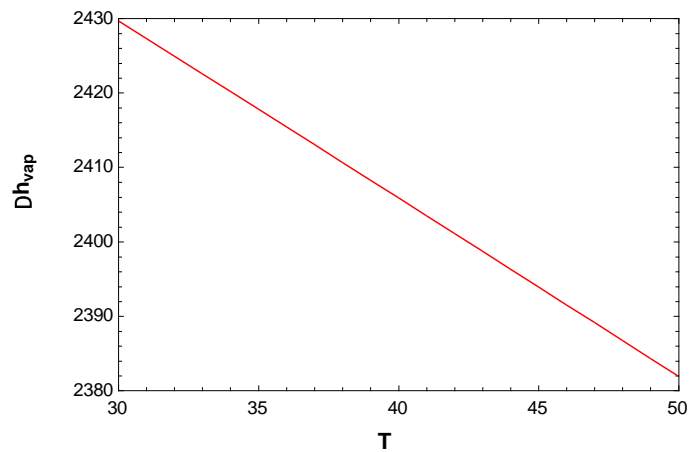
Para explicar este fenómeno se deben tener en cuenta 2 factores: el primero es que mientras en el generador del sistema de agua-bromuro de litio se está usando la mayoría del calor para evaporar refrigerante (agua) con una entalpía de vaporización de aproximadamente 2410 [kJ/kg] (figura 54), en el generador del sistema de amoníaco-agua se está usando el calor para evaporar la solución de refrigerante y absorbente, con una entalpía de vaporización de aproximadamente 2000 [kJ/kg] (figura 53). El segundo factor es que la cantidad de flujo que se está evaporando en el sistema de amoníaco-agua es mayor a la que se está evaporando en el de agua-bromuro de litio (figura 55). Por tanto mientras en un sistema la entalpía de vaporización incrementa el calor del generador, en el otro la cantidad de flujo evaporado genera el mismo efecto, causando así que para ambos sistemas este valor sea muy cercano.

Figura 53. Entalpia de la mezcla amoniaco-agua. vapor(rojo), liquido(azul).



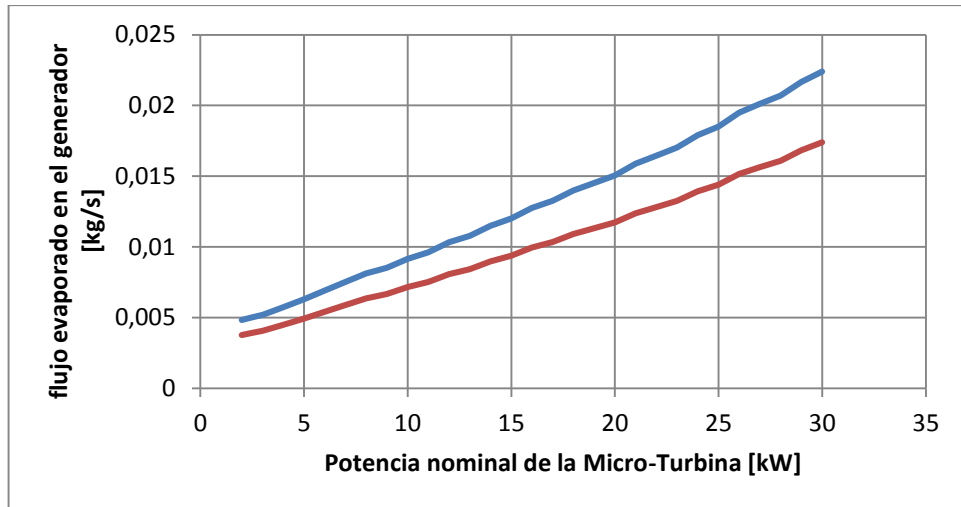
Fuente: Conde Engineering, 2004.

Figura 54. Entalpia de vaporización del agua.



Fuente: Autor(Realizada mediante EES).

Figura 55. Variación del flujo másico que se evapora en el generador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del flujo que se evapora son:

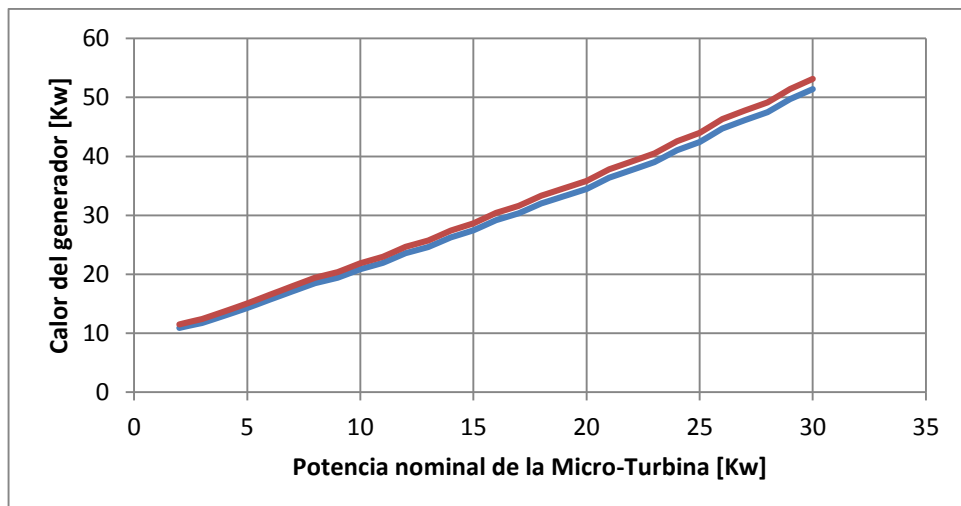
$$mr_{NH_3}^{MAX} = 0,022397 [kg/s]$$

$$mr_{NH_3}^{MIN} = 0,0048313 [kg/s]$$

$$mr_{LiBr}^{MAX} = 0,0174046 [kg/s]$$

$$mr_{LiBr}^{MIN} = 0,0037612 [kg/s]$$

Figura 56. Variación del calor del generador obtenido de los gases de escape en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del calor aprovechado por el generador en los sistemas son:

$$Q_{NH3_{gen}}^{MAX} = 51,406 [kW]$$

$$Q_{NH3_{gen}}^{MIN} = 10,883 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{gen}}^{MAX} = 53,143 [kW]$$

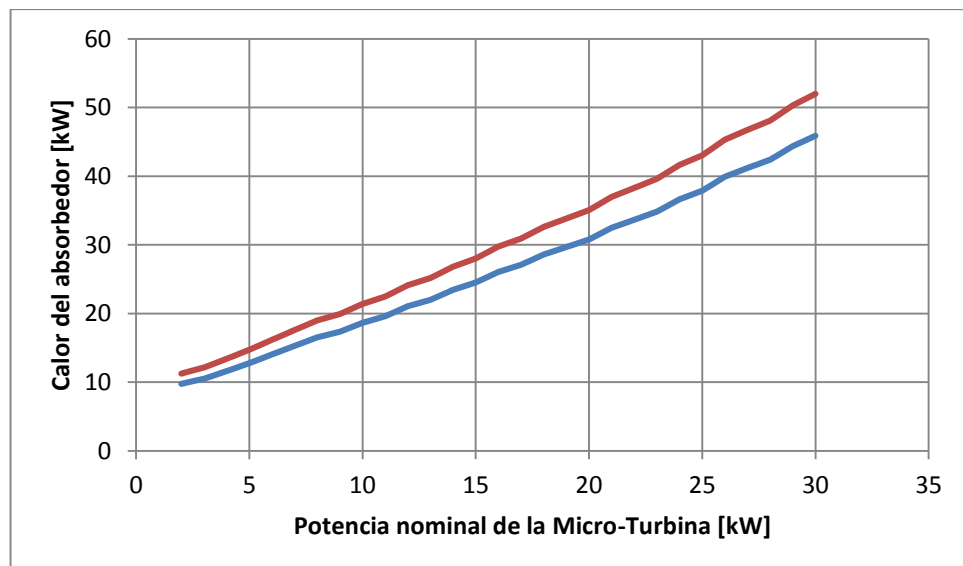
$$Q_{LiBr_{gen}}^{MIN} = 11,483 [kW]$$

Los calores del absorbedor y el condensador son importantes al momento de tener en cuenta que estos serán un costo extra debido a que se deben retirar por algún medio para conservar la capacidad de refrigeración.

• Calor del absorbedor

El calor del absorbedor dependerá de la reacción exotérmica que se genera en el proceso de absorción de cada uno de los pares de fluidos de trabajo.

Figura 57. Variación del calor del absorbedor en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del calor del absorbedor en los sistemas son:

$$Q_{NH3_{abs}}^{MAX} = 45,8824 [kW]$$

$$Q_{NH3_{abs}}^{MIN} = 9,7495 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{abs}}^{MAX} = 51,9909 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{abs}}^{MIN} = 11,2355 [kW]$$

• Calor del condensador

El calor de condensación dependerá la entalpia de vaporización y del flujo másico de refrigerante en cada sistema.

Variando la temperatura, es notable en la figura 58 que la relación $\Delta h_{NH3}/\Delta h_{H2O}$ es aproximadamente 2. Lo que ocasionará que a pesar que el flujo de amoniaco sea mayor (figura 59), el calor de condensación sea superior en el sistema de agua-bromuro de litio. Este mismo efecto ocurre con el calor de evaporación.

Figura 58. Variación del calor específico del amoniaco y del agua en función de la temperatura a presiones constantes (Bar).

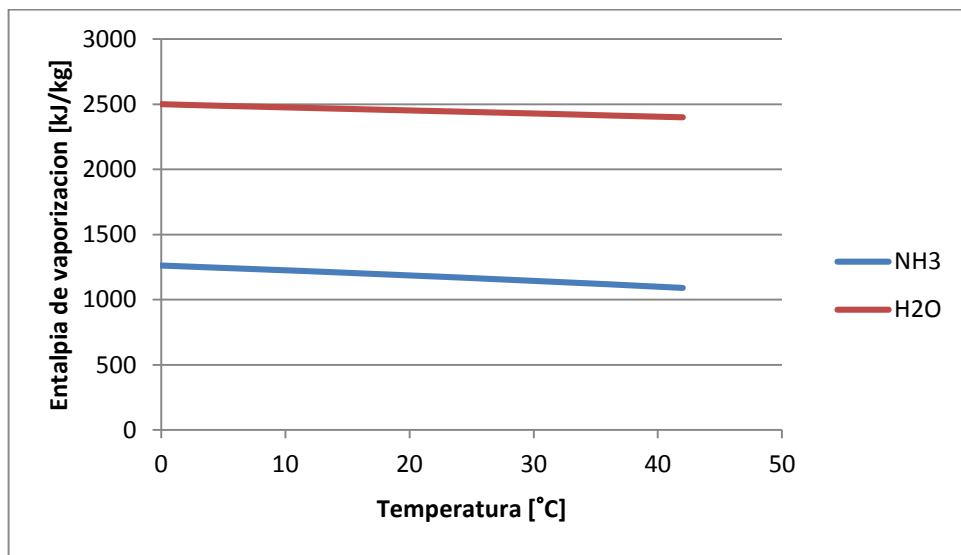
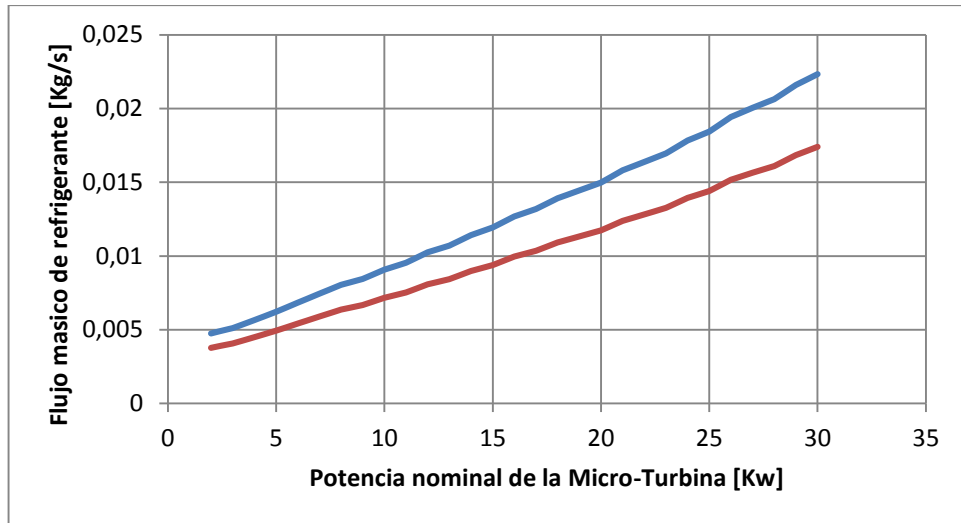


Figura 59. Variación de la flujo másico de refrigerante en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del flujo másico de refrigerante son:

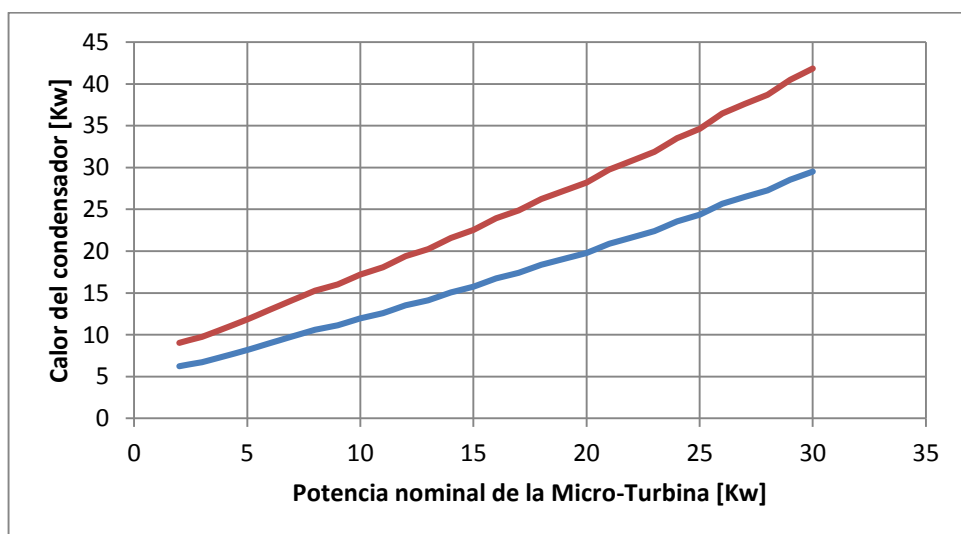
$$mr_{NH_3}^{MAX} = 0,0223273 \text{ [kg/s]}$$

$$mr_{NH_3}^{MIN} = 0,0047444 \text{ [kg/s]}$$

$$mr_{LiBr}^{MAX} = 0,0174046 \text{ [kg/s]}$$

$$mr_{LiBr}^{MIN} = 0,0037612 \text{ [kg/s]}$$

Figura 60. Variación del calor del condensador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del calor del condensador en los sistemas son:

$$Q_{NH3_{cond}}^{MAX} = 29,5195 [kW]$$

$$Q_{NH3_{cond}}^{MIN} = 6,2326 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{cond}}^{MAX} = 41,855 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{cond}}^{MIN} = 9,045 [kW]$$

• Calor del intercambiador recuperador

El calor transferido de la solución que se dirige al absorbedor (flujo generador-absorbedor) a la solución que se dirige al generador (flujo absorbedor-generador) dependerá de dos variables. El flujo másico de las mencionadas soluciones y el calor específico de las mismas, el cual depende directamente de sus concentraciones.

En la figura 61 se puede apreciar que el valor del flujo absorbedor-generador es prácticamente igual para los dos sistemas, y considerando la figura 59 expuesta anteriormente en la cual el flujo de refrigerante es mayor en el sistema de amoníaco-agua, es consistente lo expuesto posteriormente en la figura 62 en la cual se ve que la magnitud del flujo generador-absorbedor es superior en el sistema de agua-bromuro de litio.

Figura 61. Variación de la flujo másico que va del absorbedor hacia el generador en función de la potencia nominal de la micro-turbina.

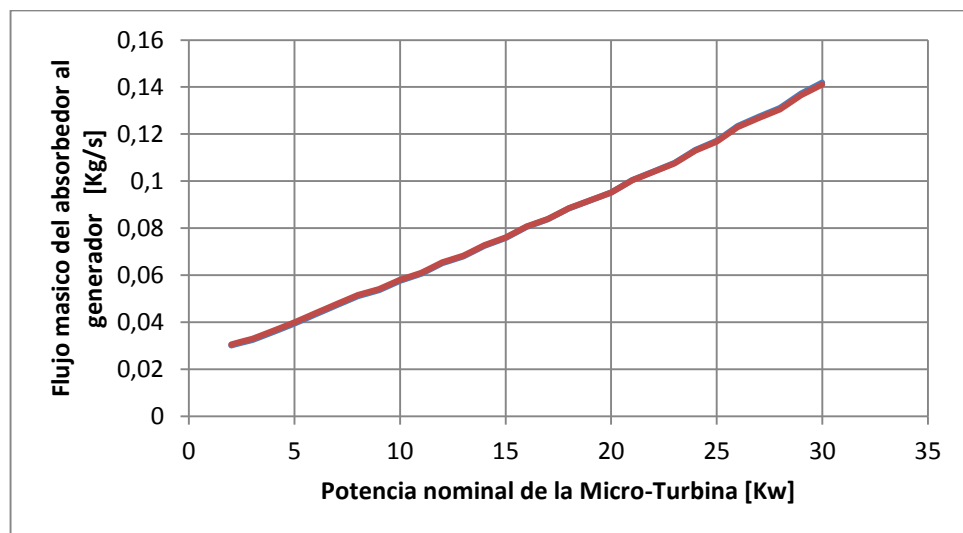
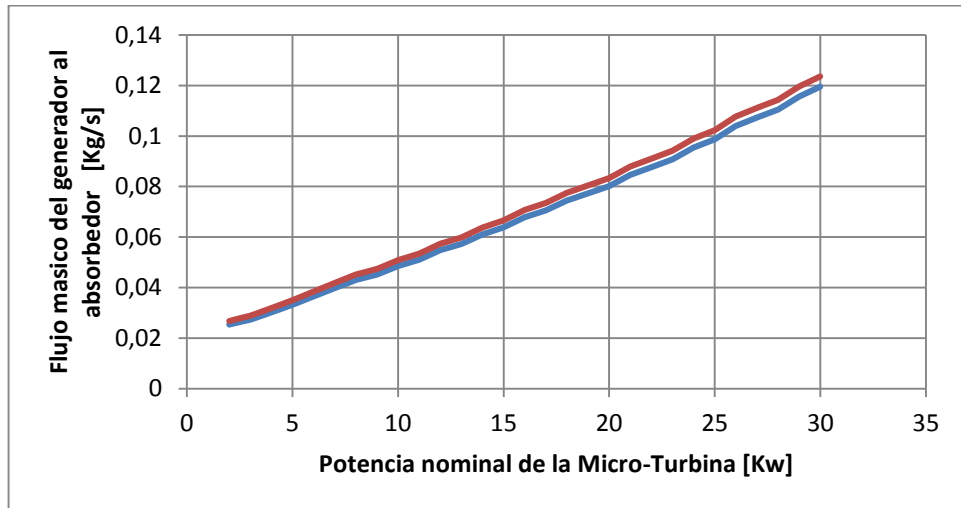
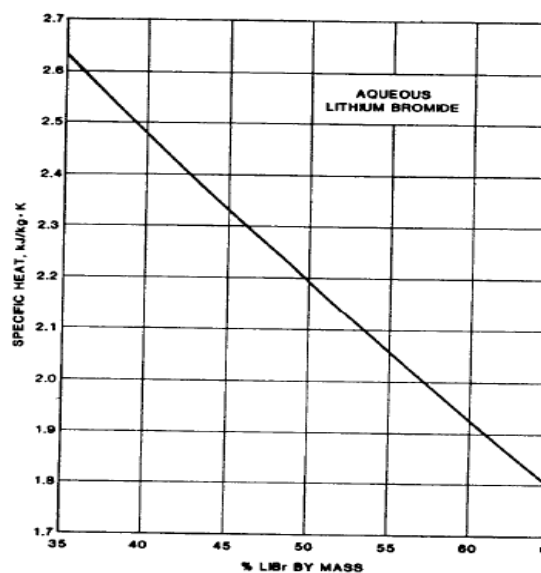


Figura 62. Variación del flujo másico que va del generador al absorbedor en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



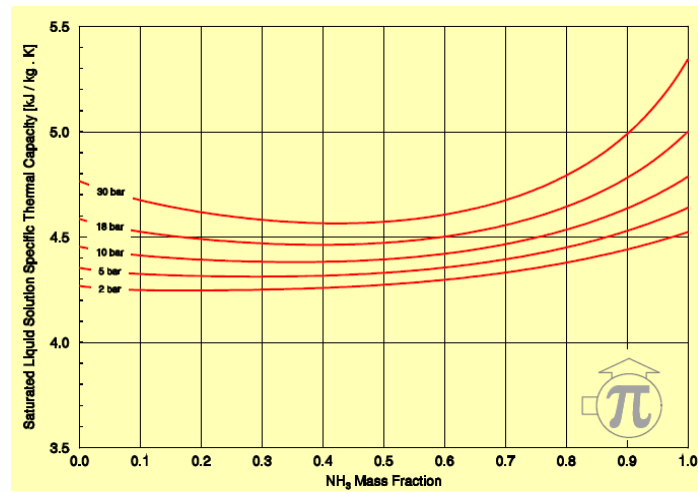
Aunque el flujo de soluciones tiene incidencia en el calor transferido en el intercambiador de solución los valores de estos son bastante cercanos, causando de esta forma que los calores específicos de las soluciones tengan una influencia más significativa.

Figura 63. Calor específico de la solución agua-bromuro de litio.



Fuente: Ellington et al. 1957.

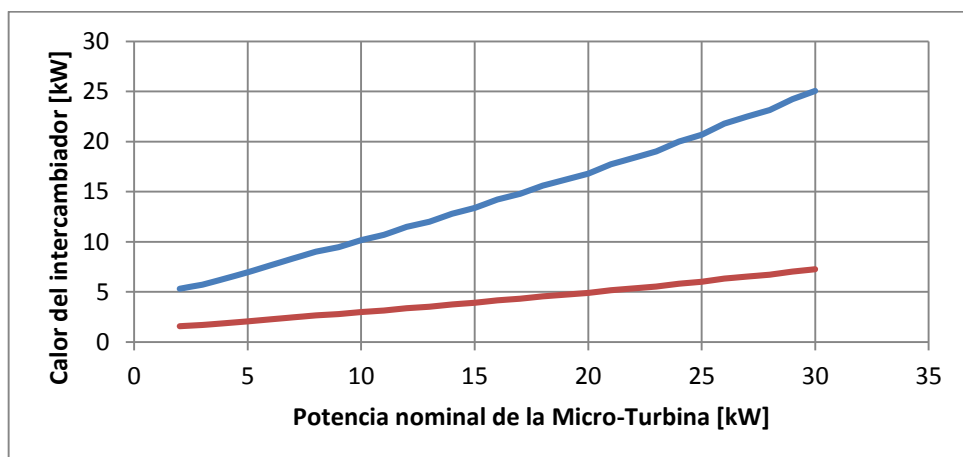
Figura 64. Calor específico de la solución amoníaco-agua.



Fuente: Conde Engineering, 2004.

En la figura 63 y 64 se muestra el calor específico de las soluciones de los sistemas. De esta manera se puede ver que mientras la solución $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ tiene un C_p aproximadamente de $2,1 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$ la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ tiene un C_p de aproximadamente $4,5 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$, generando así que el calor del intercambiador de solución en el sistema amoníaco-agua sea mayor, tal como es mostrado en la figura 65.

Figura 65. Variación del calor recuperado por el intercambiador de calor de solución en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



Los valores máximos y mínimos del calor del intercambiador de solución en los sistemas son:

$$Q_{NH3_{IS}}^{MAX} = 25,059 [kW]$$

$$Q_{NH3_{IS}}^{MIN} = 5,3248 [kW]$$

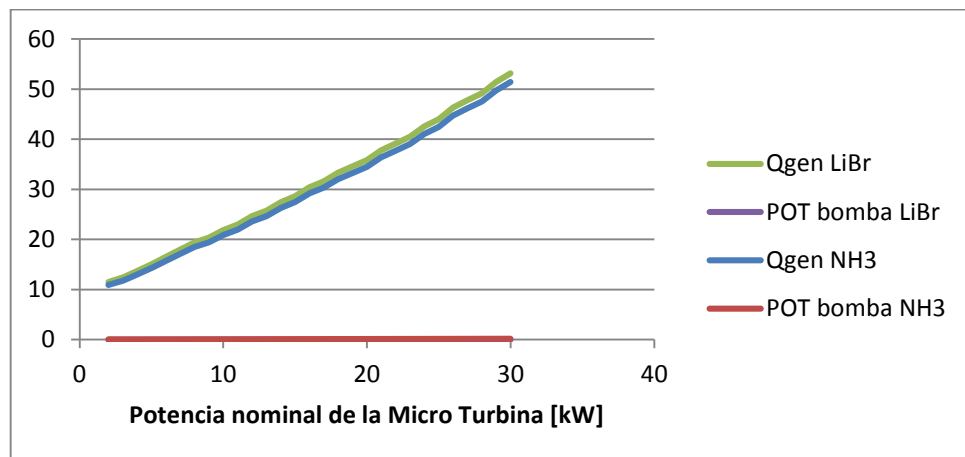
$$Q_{LiBr_{IS}}^{MAX} = 7,2515 [kW]$$

$$Q_{LiBr_{IS}}^{MIN} = 1,5671 [kW]$$

• COP

Para obtener el COP se desprecia la energía usada por la bomba puesto que esta es insignificante en comparación con la energía térmica proporcionada al generador, fenómeno mostrado en la figura 66.

Figura 66. Comparación energía del generador Vs energía de la bomba.

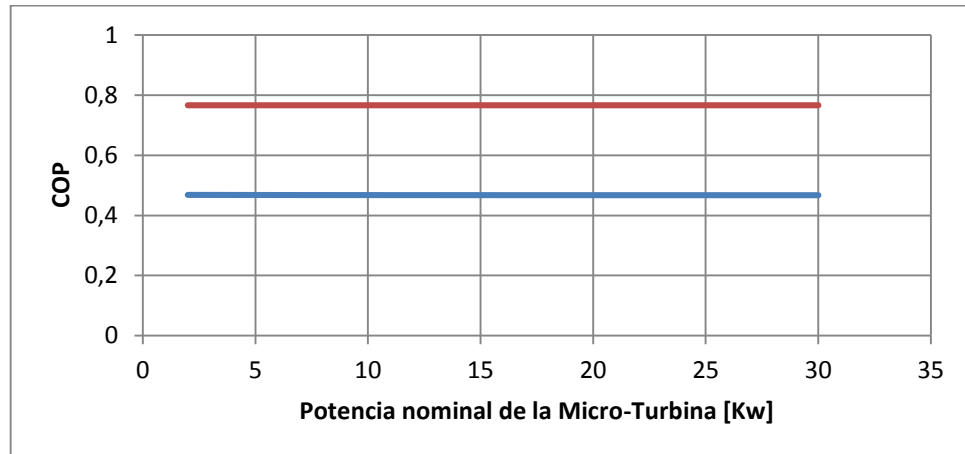


El COP es la relación entre el calor del evaporador y el calor del generador, o en palabras más sencillas lo que se obtiene sobre lo que se proporciona.

La variación del COP es prácticamente nula con la variación de la energía suministrada por los gases de la micro-turbina debido a que como fue visto en las figuras 52 y 56, tanto el calor del evaporador como del generador aumentan con la potencia de la micro turbina.

Es coherente un COP más alto por parte del sistema con el par refrigerante de H2O-LiBr puesto que desarrollo un calor de evaporación mayor que el de NH3-H2O.

Figura 67. Variación del COP en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



- **Temperatura de los gases de la micro turbina a la salida del sistema de refrigeración**

Una forma más ilustrativa de apreciar el aprovechamiento de la energía es desde el análisis de las temperaturas de entrada y salida de los gases proporcionados por la micro-turbina.

En la figura 68 se presenta con una línea verde la temperatura de entrada de los gases mientras que las otras dos representan la temperatura de salida de los mismos en los sistemas de amoniaco-agua y agua-bromuro de litio respectivamente. Así mismo en la figura 69 se muestran la diferencia de temperaturas de cada sistema.

Se observa claramente que a medida que aumenta la potencia de la micro-turbina, el sistema de H₂O-LiBr aprovechará un poco más la diferencia de temperatura existente, haciendo que los gases salgan a una temperatura inferior que si estuviesen trabajando con el sistema de NH₃-H₂O.

Figura 68. Variación de la temperatura de salida de los gases en función de la potencia nominal de la micro-turbina.

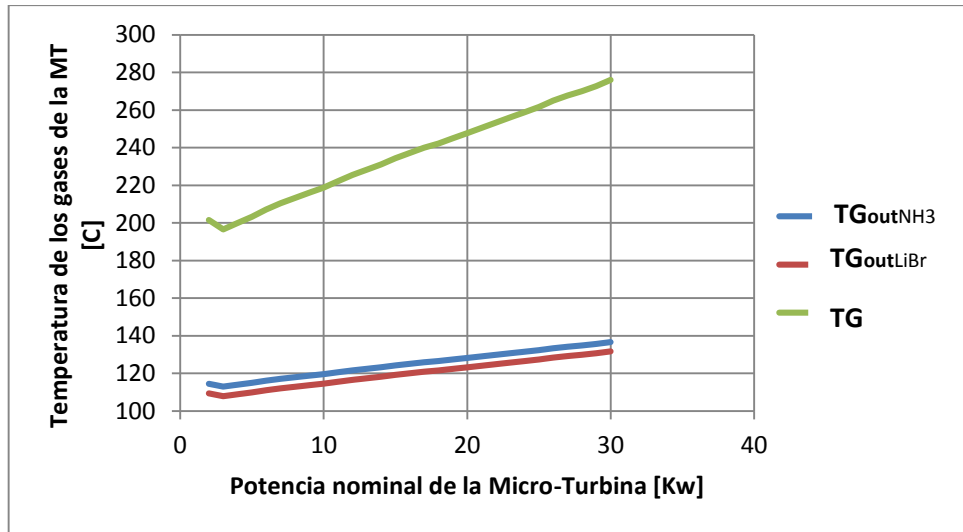
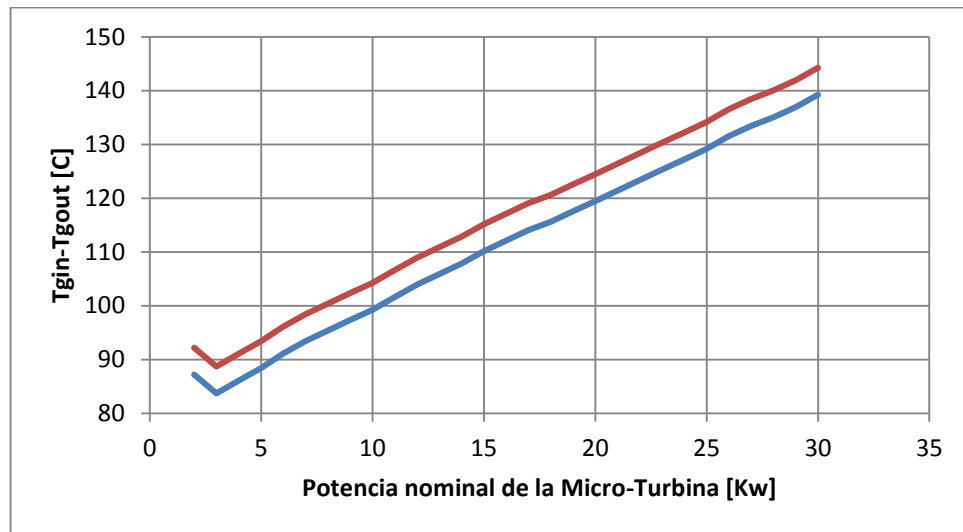


Figura 69. Variación de la diferencia de temperatura de entrada y salida de los gases de la micro-turbina en función de la potencia nominal de la micro-turbina.



7.2 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN (EFICIENCIA CONSTANTE).

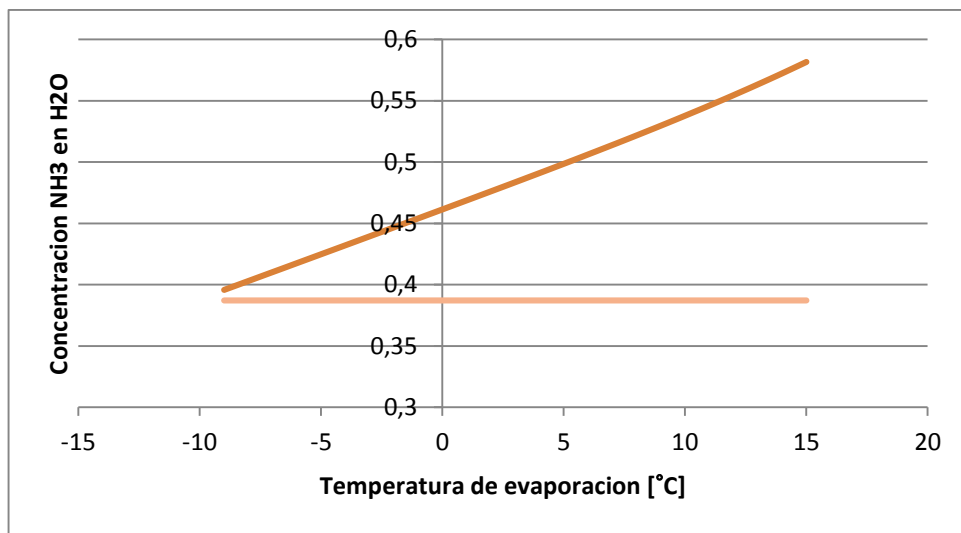
• Concentración de las soluciones

Respecto a las concentraciones, es de esperarse que en el sistema de NH₃-H₂O aumente la concentración de la solución absorbedor-generator o concentración

fuerte con el aumento de la temperatura de evaporación debido a que la solubilidad depende de la presión del absorbedor, siendo esta dependiente de la temperatura de evaporación.

En la figura 70 se aprecia la concentración fuerte con color naranja oscuro. La concentración débil no varía debido a que depende de la presión de condensación, en este caso sin variación.

Figura 70. Variación de concentraciones de soluciones en el sistema trabajando con amoniaco-agua en función de la temperatura de evaporación.

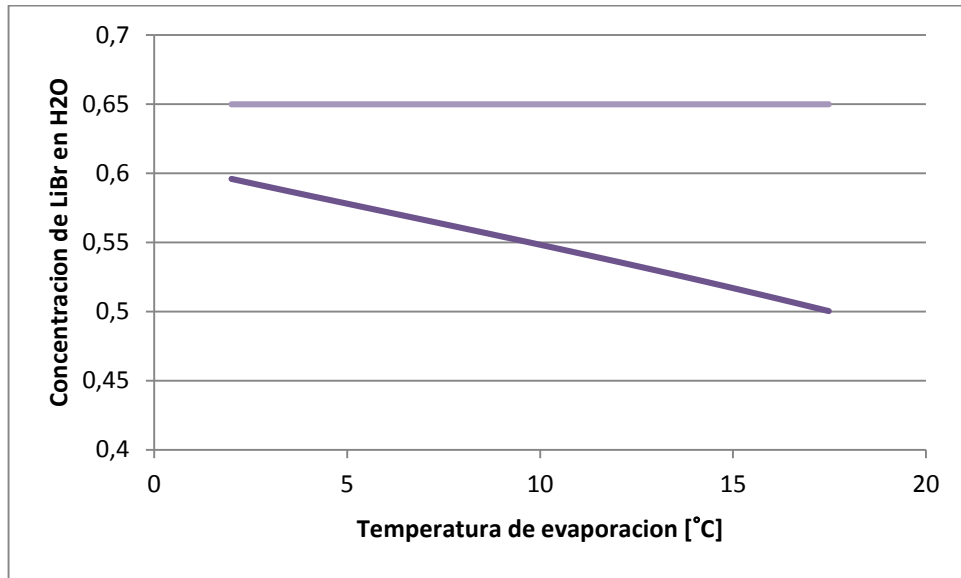


Uno de los parámetros con el cual se debe tener más cuidado en el sistema de H₂O-LiBr es la concentración debido a que como fue expresado en capítulos anteriores, existe un límite donde empieza a generar cristalización.

En este caso la concentración fuerte, representada con una línea purpura claro, permanecerá constante. La línea purpura oscuro representa la concentración débil, que va del absorbedor al generador y que es dependiente de la presión del evaporador al igual que en el caso del sistema de amoniaco-agua.

Es importante verificar que los valores estén en la zona permitida que no genera cristalización, aunque será más factible que este fenómeno se presente en la concentración fuerte como se verá más adelante.

Figura 71. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de evaporación.



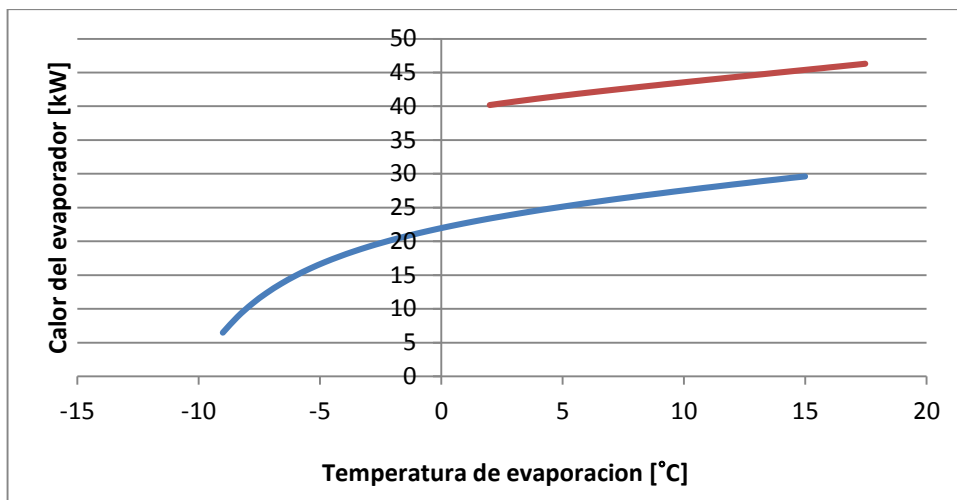
• Calor del evaporador

Con respecto al calor del evaporador o capacidad del sistema se puede apreciar en la figura 72 que el sistema de agua-bromuro de litio proporcionará más capacidad. A pesar de esto el sistema de amoniaco-agua presenta aquí su principal atractivo, poder trabajar con temperaturas inferiores a 0°C.

Se nota entonces que a temperaturas inferiores a -5°C la capacidad cae precipitadamente. Esto se debe a que a medida que la temperatura de evaporación disminuye, la concentración fuerte hará lo mismo, acercándose de esta manera al valor de la concentración débil teniendo como consecuencia una menor cantidad de refrigerante evaporado en el generador.

Por tanto, para cada temperatura de evaporación y condensación existirán temperaturas óptimas del generador y el absorbedor, lo que causará una mejora considerable en la capacidad de refrigeración, el COP, y los demás calores del sistema en general.

Figura 72. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura de evaporación.

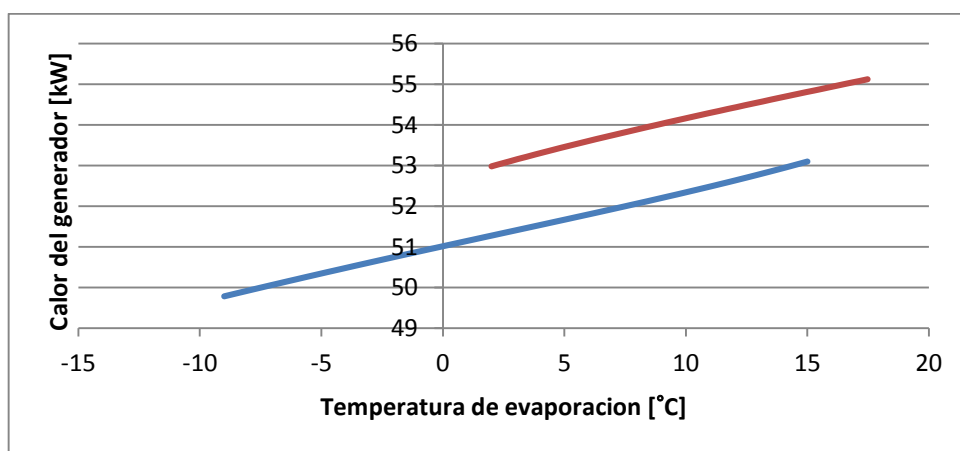


Aunque al cambiar la temperatura del evaporador lo que más se afecta es el calor del evaporador, los calores de los otros componentes también cambiarán debido a que el sistema se estabilizará en un nuevo punto.

El comportamiento de los calores del generador, condensador y absorbedor con la variación de la temperatura de evaporación es el siguiente.

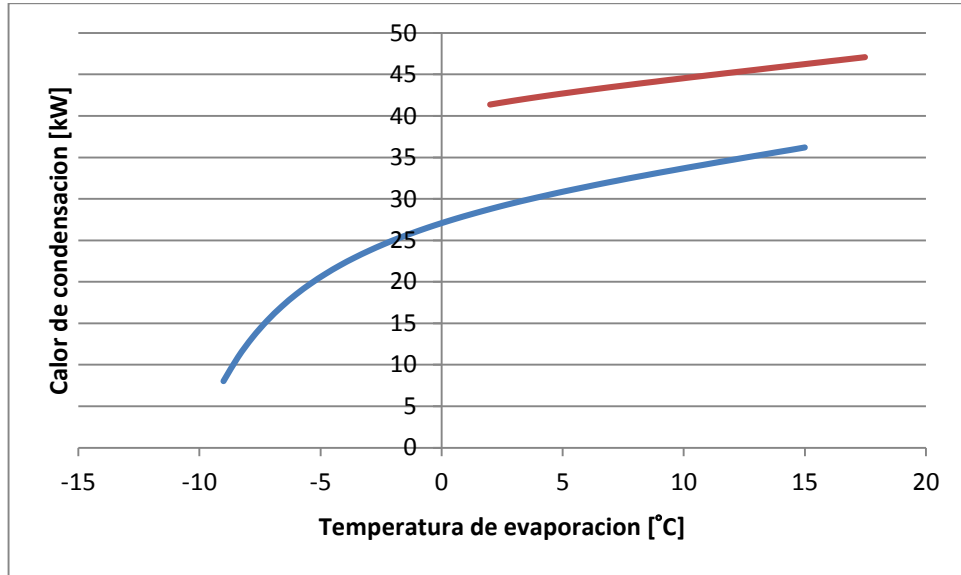
• **Calor del generador**

Figura 73. Variación del calor del generador en función de la temperatura de evaporación.



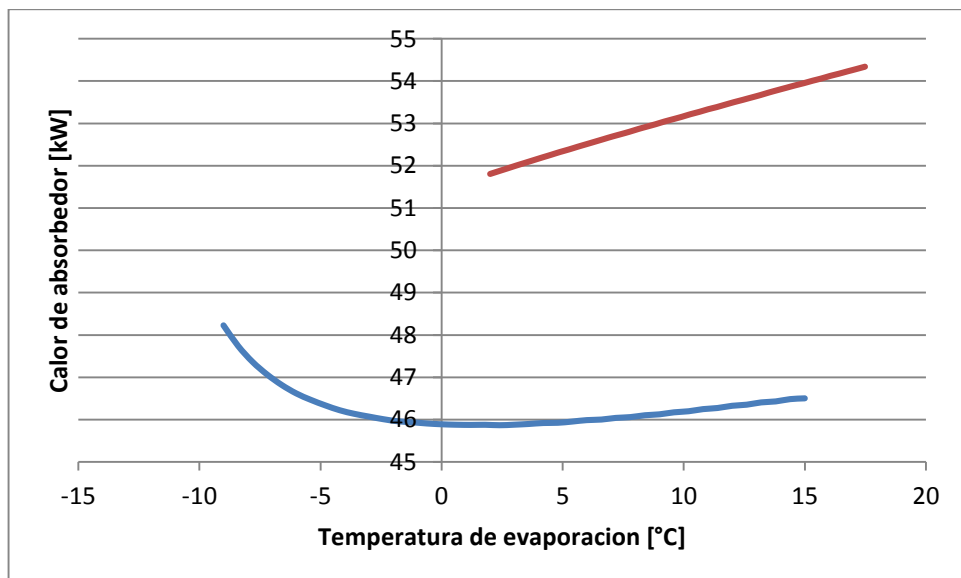
- **Calor del condensador**

Figura 74. variación del calor del condensador en función de la temperatura de evaporación.



- **Calor del absorbedor**

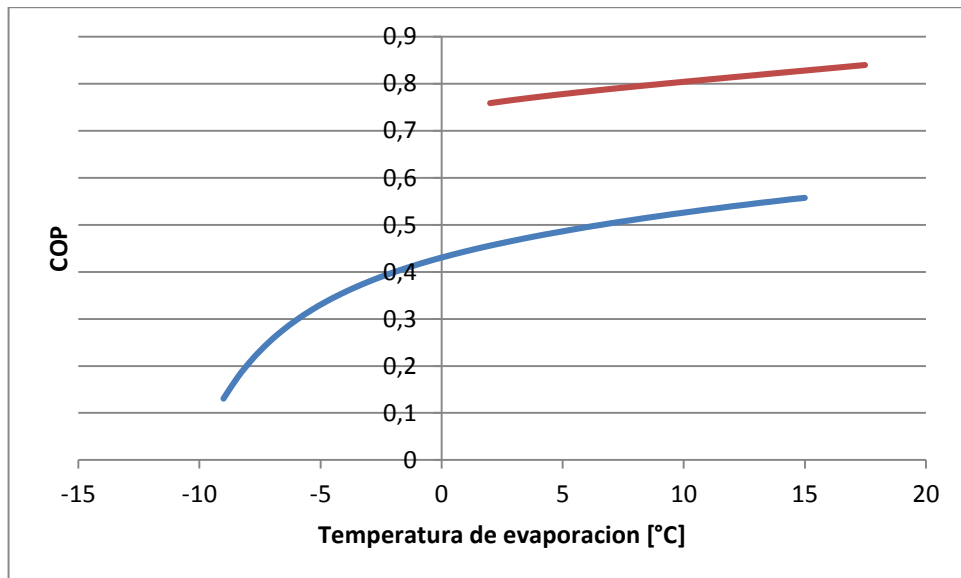
Figura 75. variación del calor del absorbedor en función de la temperatura de evaporación.



- **COP**

Del análisis del COP es esperado obtener un comportamiento similar al del calor del evaporador, pues la relación entre estos dos es directamente proporcional.

Figura 76. variación del COP en función de la temperatura de evaporación.



7.3 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN (EFICIENCIA CONSTANTE).

- **Concentración de las soluciones**

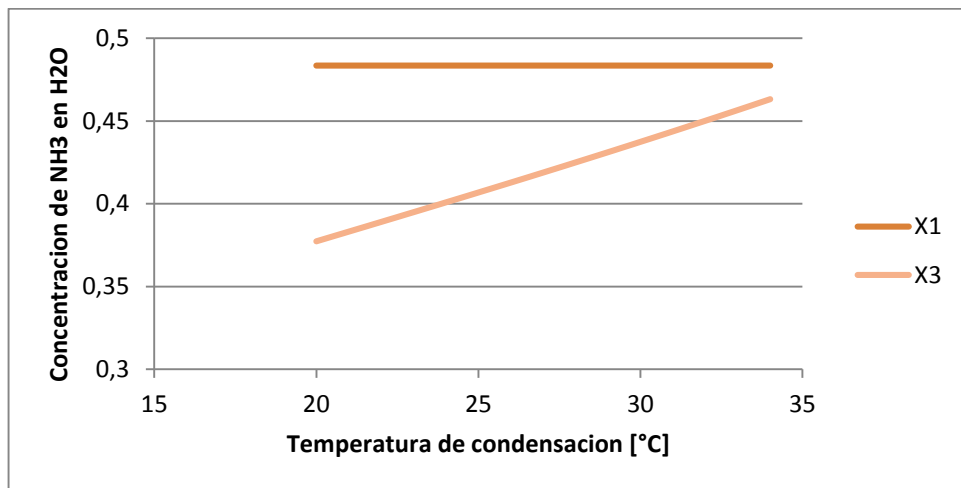
En las siguientes figuras se puede ver el efecto de la variación de la temperatura de condensación sobre la concentración de la solución generador-absorbedor. Este efecto se debe mayormente a que la temperatura de condensación impone la presión de condensación. Siendo esta presión la de trabajo del generador y una influencia importante sobre el punto en que se saturarán las soluciones.

En la figura 77, correspondiente al sistema de amoniaco-agua se aprecia que la concentración débil en refrigerante (amoniaco) aumenta proporcionalmente a la temperatura de condensación debido a que teniendo la temperatura del

generador constante y aumentando la presión del generador (dependiente de la temperatura de condensación), aumentará el punto de saturación de esta.

En la figura 78, correspondiente al sistema agua-bromuro de litio disminuye la concentración fuerte con el aumento de temperatura de condensación debido a que en este caso teniendo la temperatura del generador constante y aumentando la presión disminuirá el punto de saturación.

Figura 77. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par amoniaco-agua en función de la temperatura de condensación.



Al igual que con la variación de la temperatura de evaporación, es importante para el sistema de H2O-LiBr verificar que las concentraciones se encuentren en el rango permitido que no genere cristalización. Esto puede ser hecho simplemente comparando los datos obtenidos en la simulación con el línea de cristalización expuesta en el diagrama PTX.

Figura 78. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de condensación.

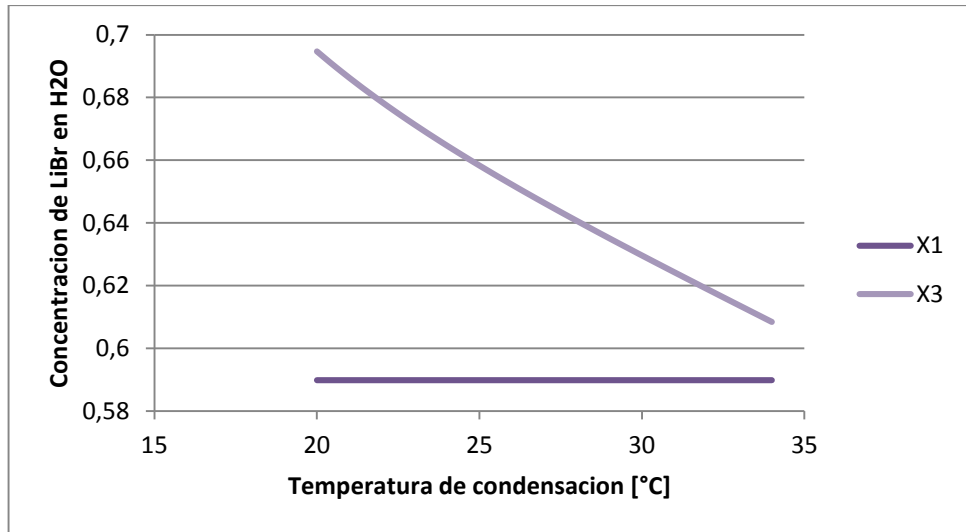


Figura 79. Variación de la presión de condensación en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura de condensación.

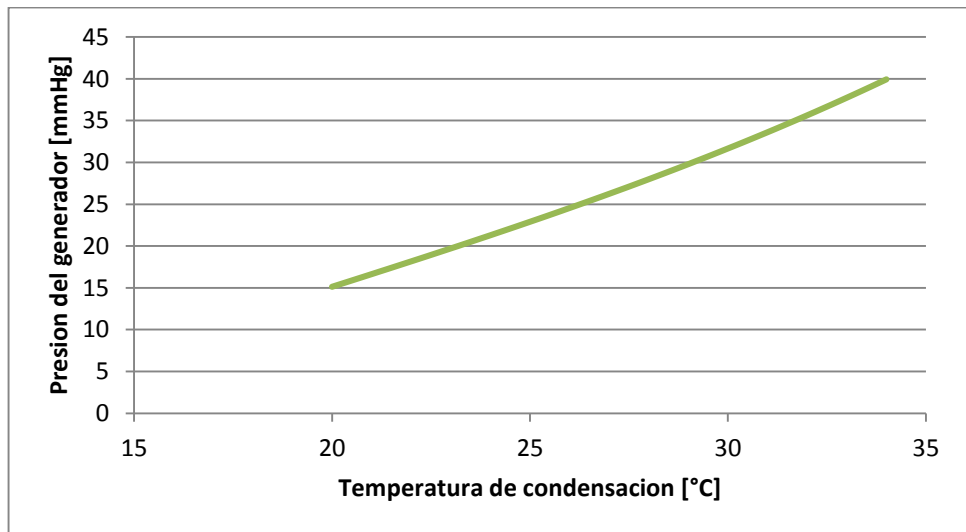
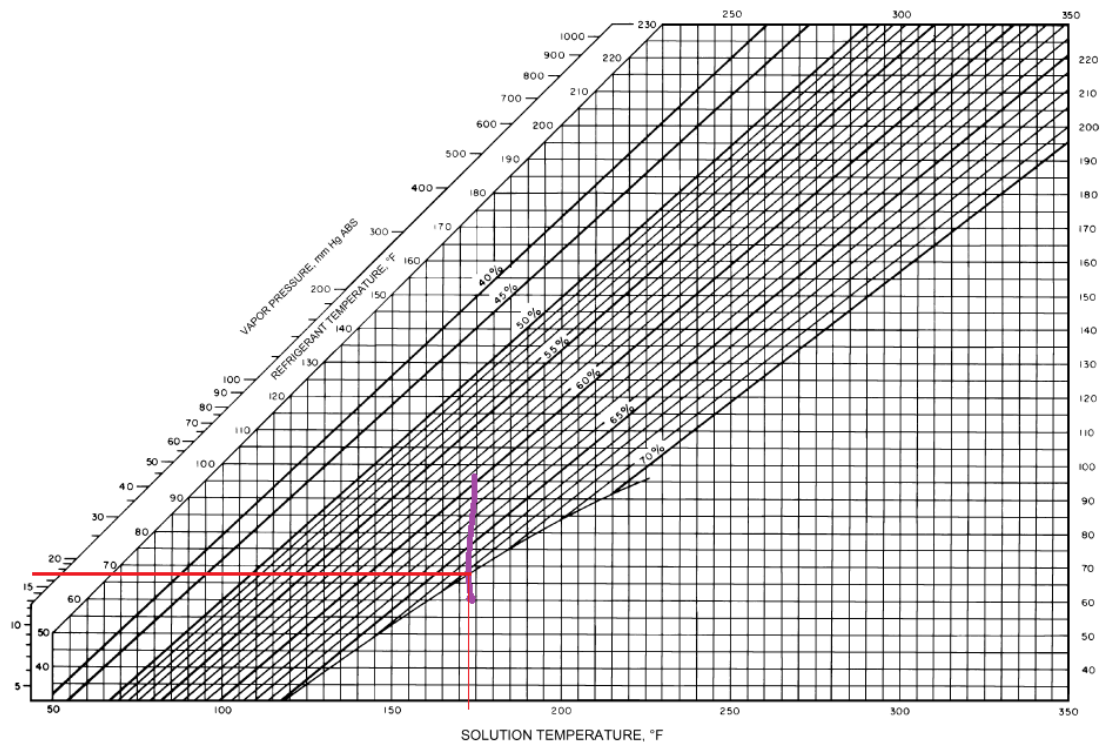


Figura 80. Variación de la Concentración de la solución fuerte de agua-LiBr en función de la temperatura del evaporador.



Fuente: ASHRAE handbook, FUNDAMENTALS 2005. (modificada por el autor)

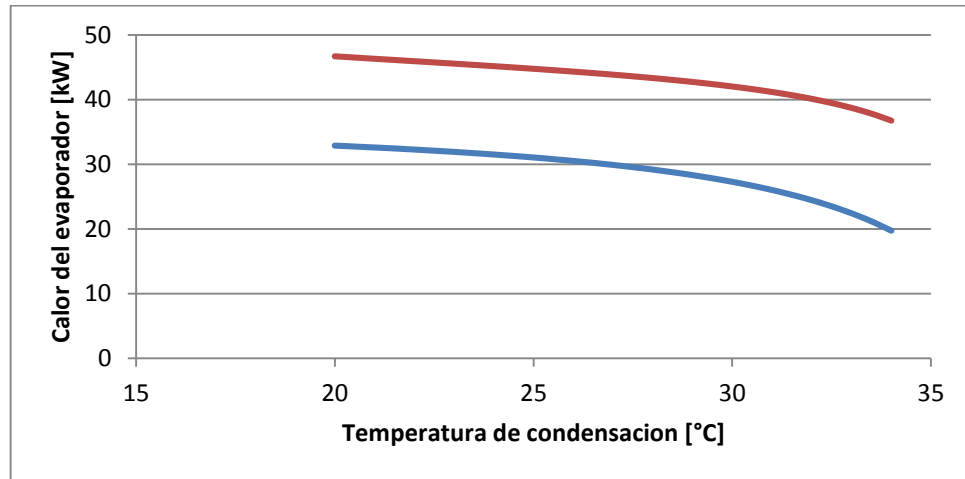
Trasladando los datos de concentración y presión al diagrama PTX (Figura 80), se nota que aproximadamente por debajo de una presión de 18 mmHg y una concentración de 0.675 se toca el límite de cristalización, lo que es prohibido en los sistemas de agua-bromuro de litio.

• **Calor del evaporador**

De igual forma al analizar la gráfica de la capacidad o calor del generador (figura 81) se ve que cuando las concentraciones de las soluciones se cruzan, el calor generado es inferior a cero, dicho de una forma más sencilla, el sistema no estará retirando calor sino agregando calor al espacio que deseamos refrigerar por lo que en este punto encontramos otro limite del sistema.

En resumen no solo se debe tener cuidado con el límite de cristalización sino también con el limite donde el calor tiende a cero.

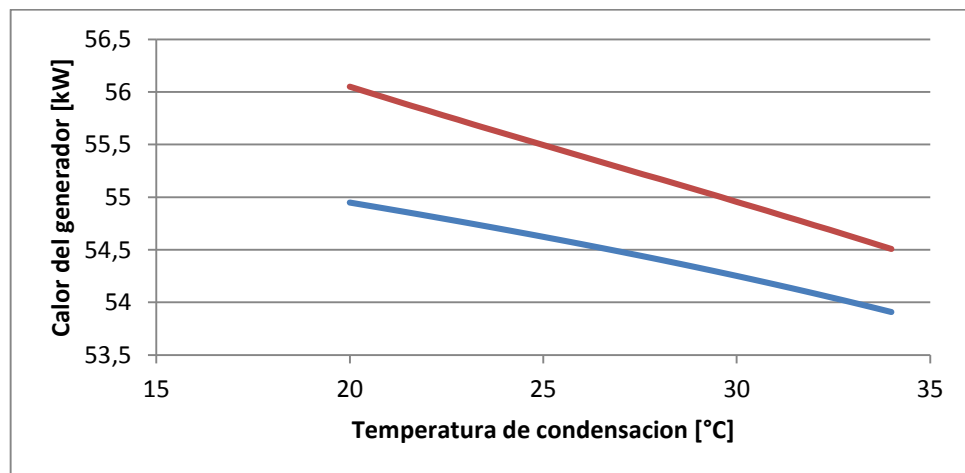
Figura 81. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura de condensación.



• **Calor del generador**

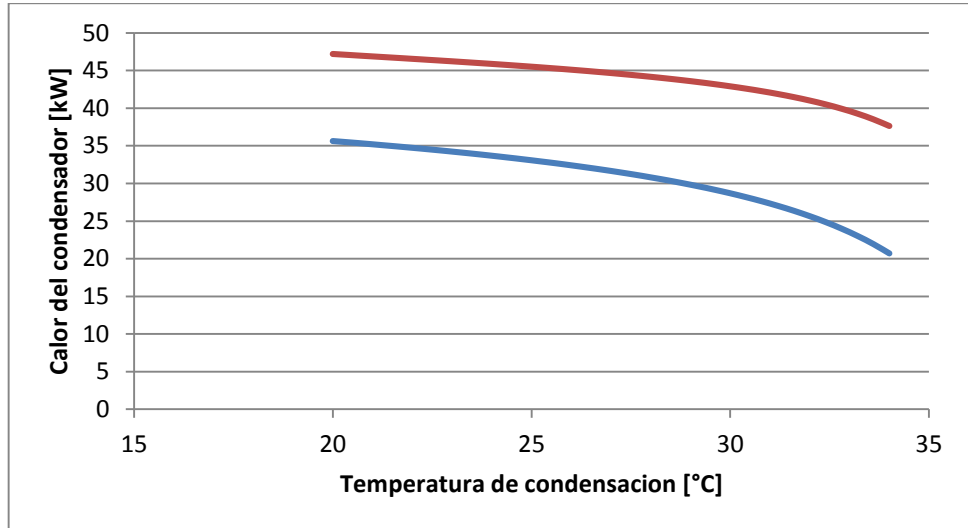
Los demás calores del sistemas también serán afectados por la variación de la temperatura de condensación al igual que el límite de cristalización y el limite donde el calor tienes a cero de la siguiente manera.

Figura 82. Variación del calor del generador en función de la temperatura de evaporación.



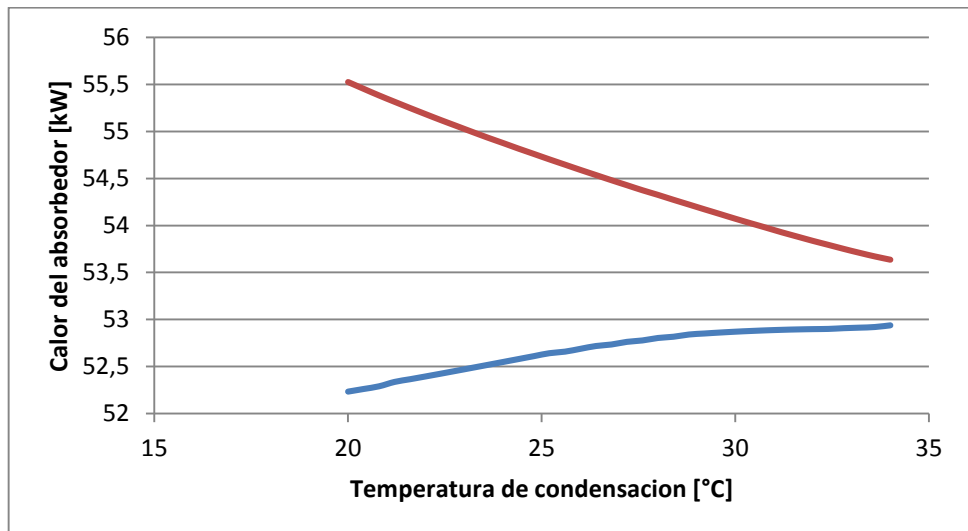
- **Calor del condensador**

Figura 83. Variación del calor del condensador en función de la temperatura de condensación.



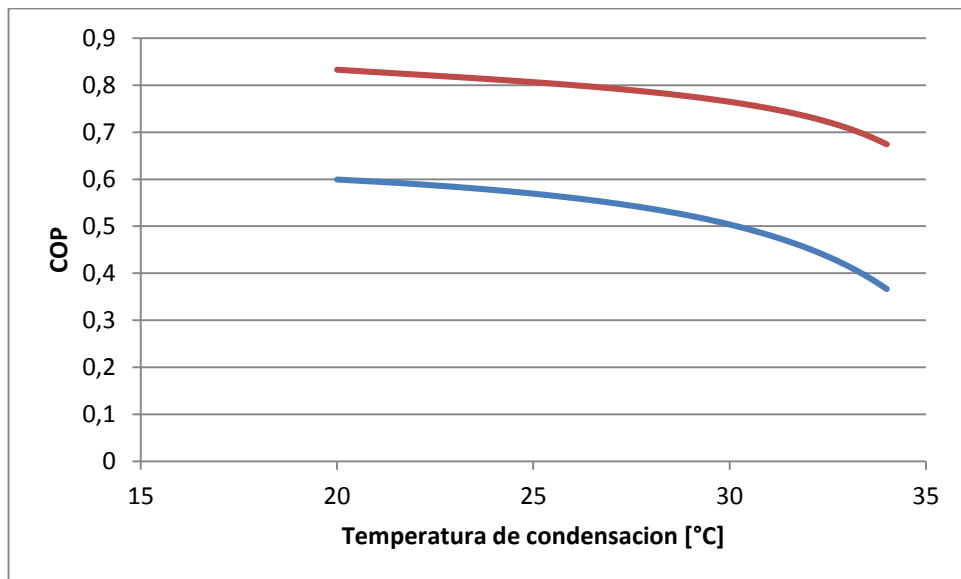
- **Calor del absorbedor**

Figura 84. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura de condensación.



- **COP**

Figura 85. Variación del COP en función de la temperatura de condensación.

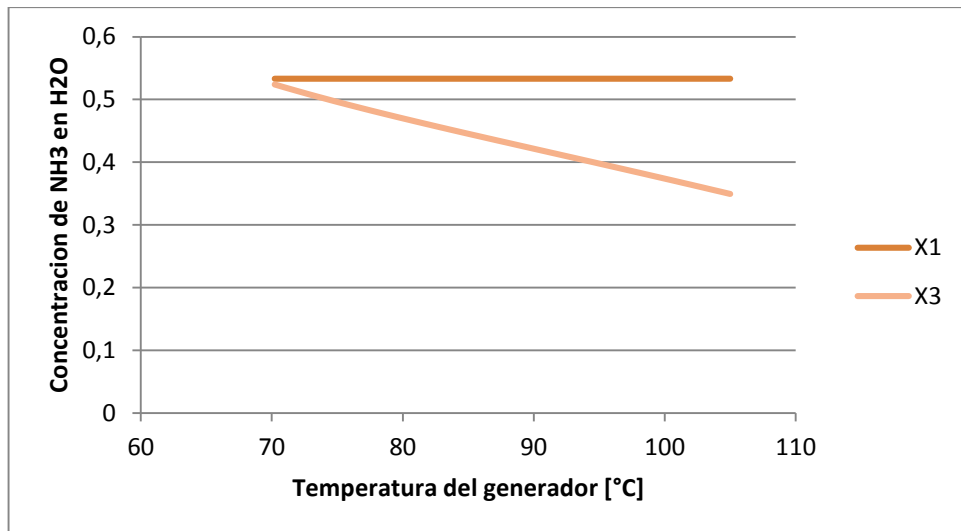


7.4 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL GENERADOR (EFICIENCIA CONSTANTE).

- **Concentración de las soluciones**

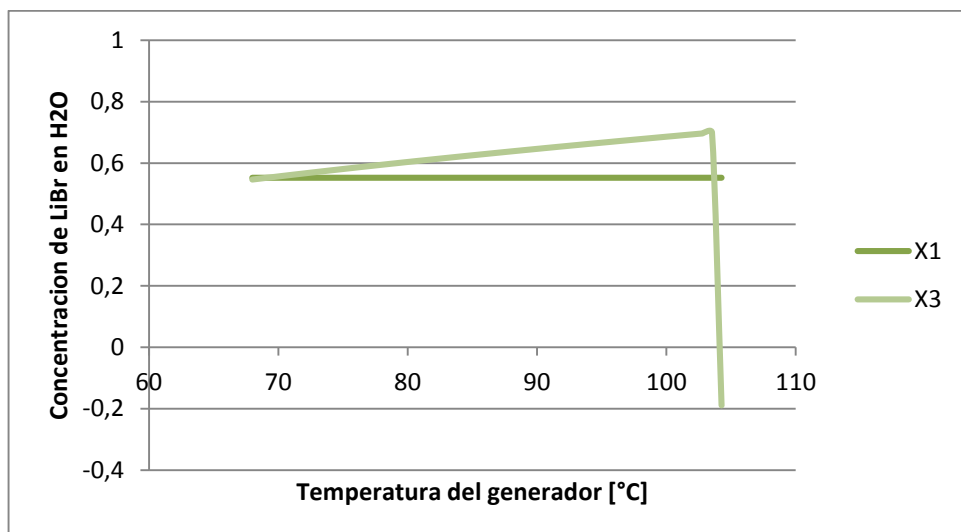
Además de la presión del generador, otro factor que incide sobre la concentración de la solución generador-absorbedor es la temperatura del generador. En el caso de sistema amoníaco-agua la concentración disminuirá pues a presión constante el punto de saturación de la concentración de la solución disminuye con el aumento de la temperatura, opuesto a lo que ocurre en el sistema de agua-bromuro de litio, donde el aumento de la temperatura produce un aumento del punto de saturación de la concentración de la solución.

Figura 86. Variación de concentraciones de soluciones en el sistema trabajando con amoníaco-agua en función de la temperatura del generador.



Al manejar la ecuación propuesta para el cálculo de concentraciones en sistemas de agua-bromuro de litio se debe tener muy presente que esta es válida para concentraciones entre 45 y 70 %, ya que al salir de este rango se presentarán situaciones como la ilustrada en la figura 87, en donde la concentración fuerte en bromuro de litio toma valores incoherentes.

Figura 87. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura del generador.

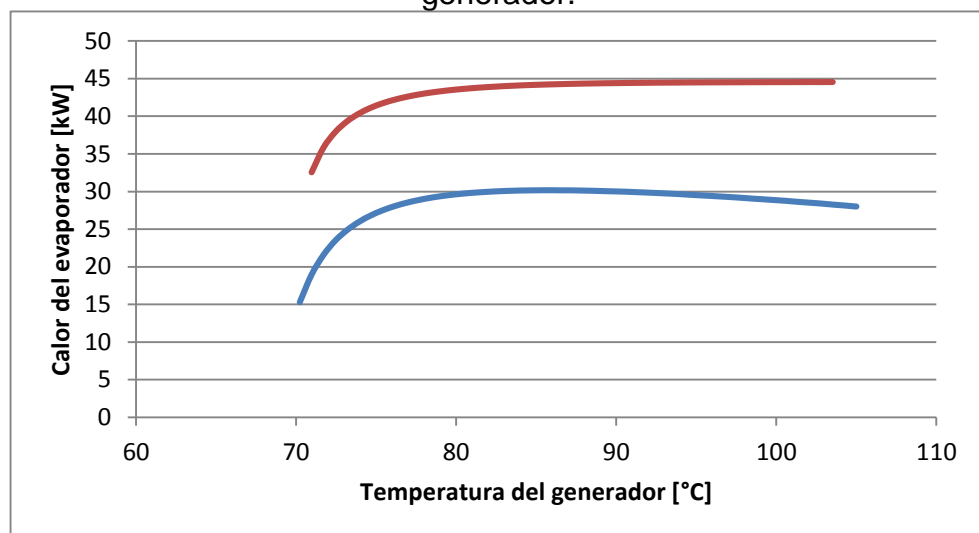


Se debe tener precaución en la elección de la temperatura de generación ya que a medida que la temperatura aumenta el sistema presenta una mayor concentración fuerte, lo que ocasionara que al tocar el límite de cristalización la capacidad caiga precipitadamente.

• Calor del evaporador

En el sistema de amoniaco-agua es preciso buscar la temperatura optima del generador debido a que este sistema presentara su mejor rendimiento con una temperatura que no es la más alta ni la más baja posible. Para este caso la temperatura optima es de 97°C ,tal como se ilustra en la figura 88.

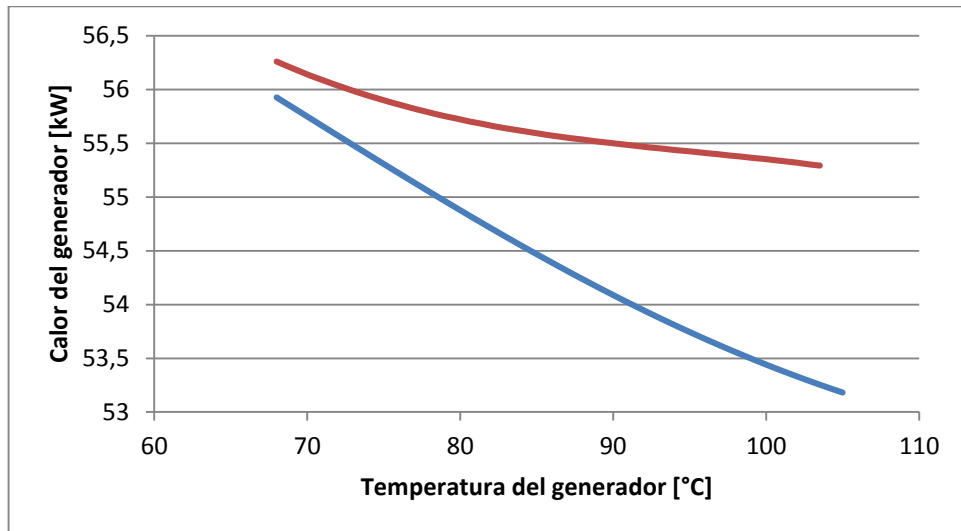
Figura 88. Variación del calor del evaporador en función de la temperatura del generador.



Los demás calores de los sistemas también serán afectados por la variación de la temperatura del generador de la siguiente manera.

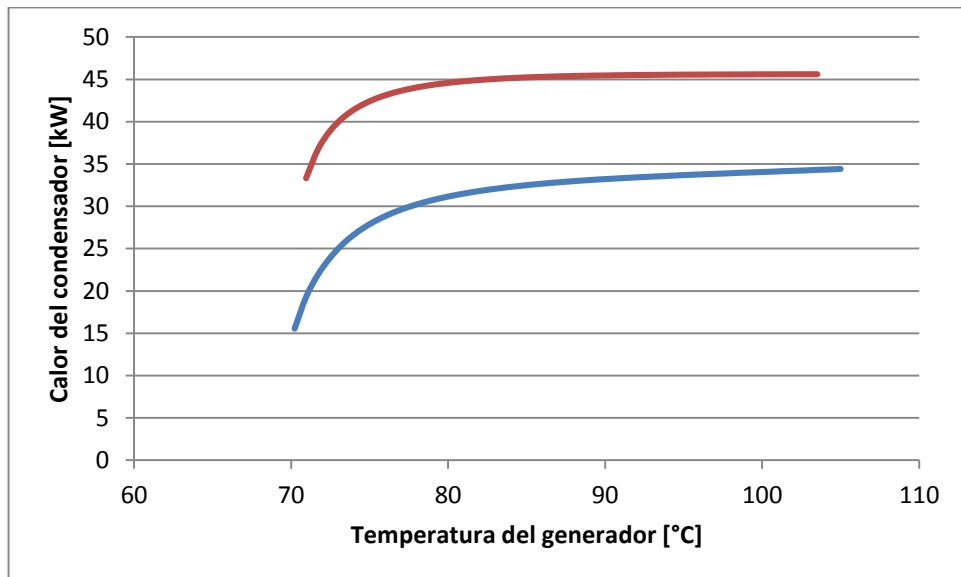
- **Calor del generador**

Figura 89. Variación del calor del generador en función de la temperatura del generador.



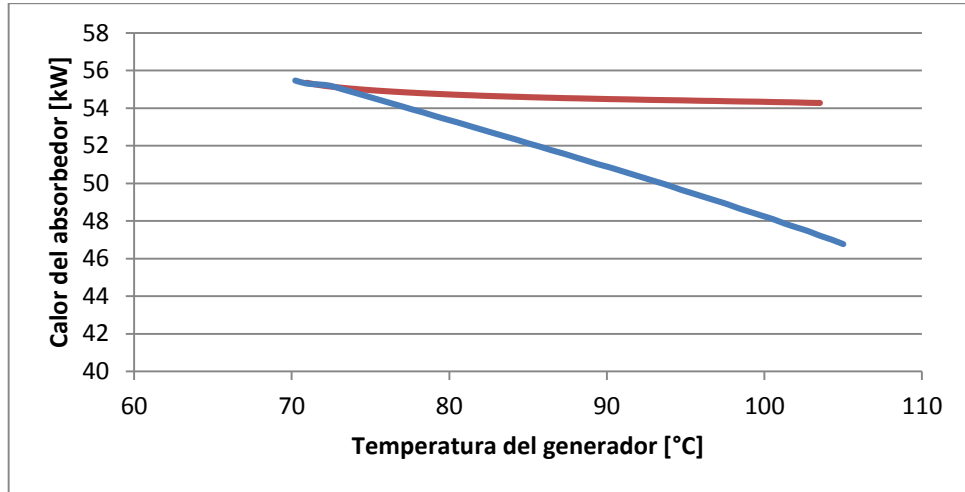
- **Calor del condensador**

Figura 90. Variación del calor del condensador en función de la temperatura del generador.



- **Calor del absorbedor**

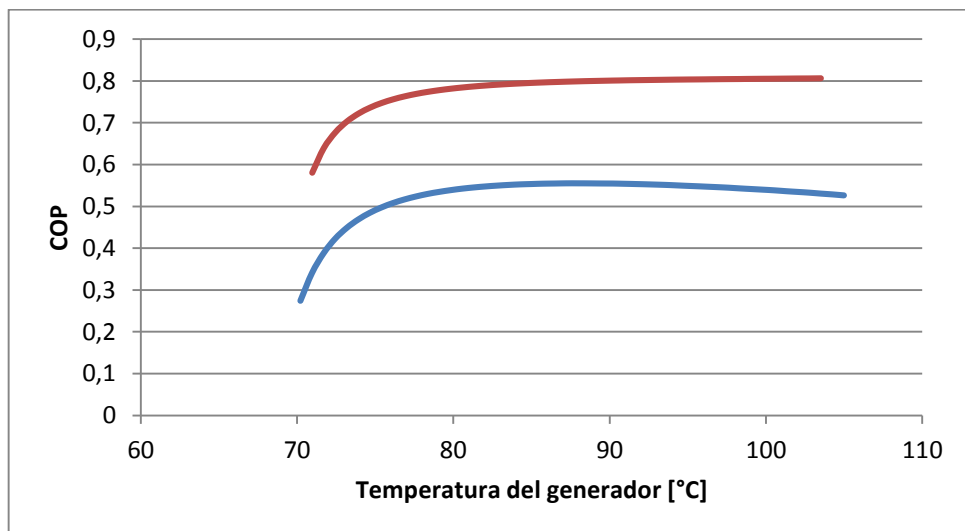
Figura 91. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura del generador.



- **COP**

En el figura 92 es mostrado el COP en función de la temperatura del generador. Aquí también es notable el punto de temperatura óptima del generador del sistema de amoniaco-agua ya que en dicho punto presenta su mayor valor.

Figura 92. Variación del COP en función de la temperatura del generador.



7.4 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL ABSORBEDOR (EFICIENCIA CONSTANTE).

• Concentración de las soluciones

La temperatura del absorbedor tendrá un efecto sobre la solución absorbedor-generador. En el sistema de amoniaco-agua la concentración disminuirá con el aumento de la temperatura del absorbedor mientras que en el sistema de agua-bromuro de litio la concentración aumentará. Estos efectos causados por la misma razón de las variaciones de concentración en función de la temperatura del generador.

Figura 93. Variación de la concentración de las soluciones en el sistema con el par amoniaco-agua en función de la temperatura del absorbedor.

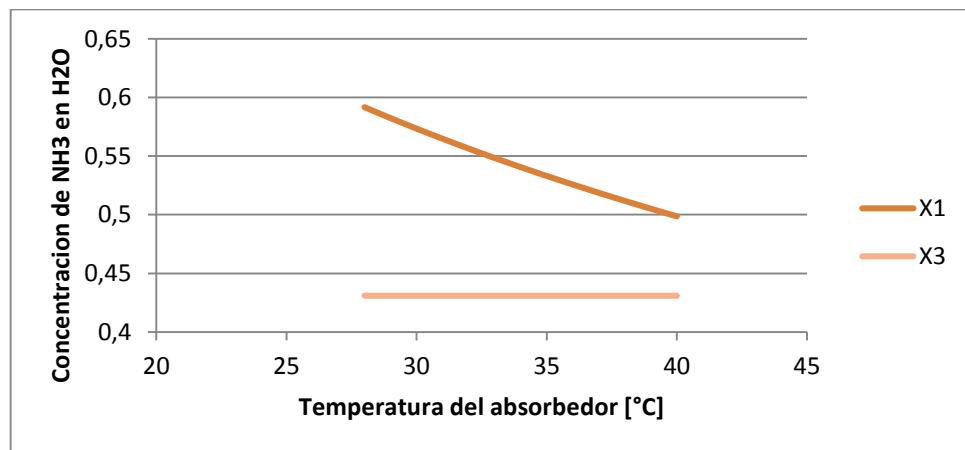
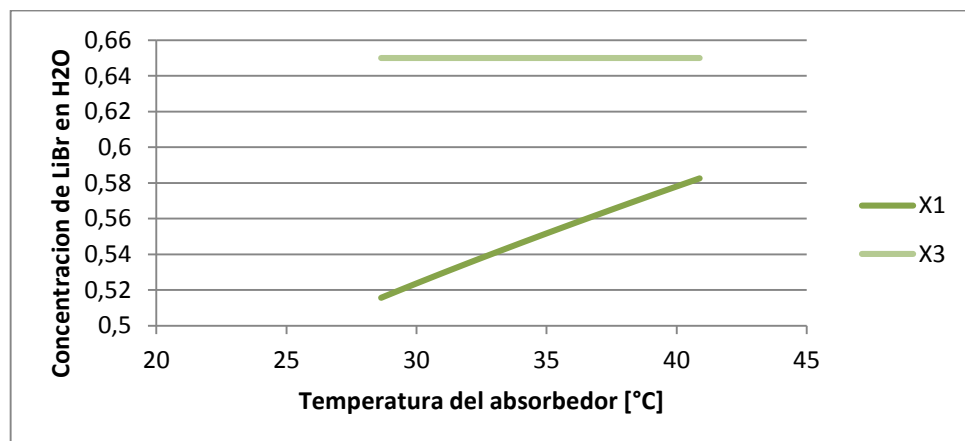


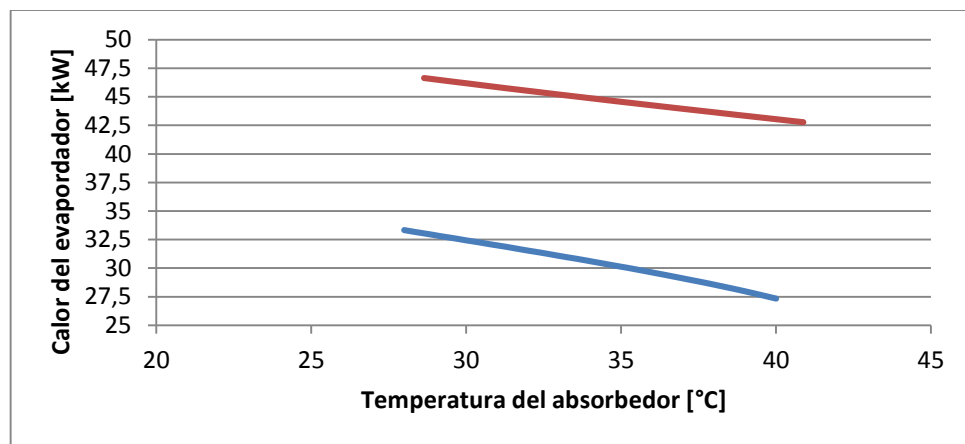
Figura 94. Variación de las concentraciones de las soluciones en el sistema trabajando con el par agua-LiBr en función de la temperatura del absorbedor.



Los calores del sistema disminuirán con el aumento de esta temperatura, lo que genera la necesidad de imponer una temperatura baja en el absorbedor mediante el retiro de calor. En el caso del sistema de agua-bromuro de litio es importante tener en cuenta que esta temperatura no puede ser tan baja como para que la concentración de la solución tenga un valor por debajo de 45%, ya que se presentarán incoherencias en la simulación. El comportamiento de los mencionados calores es el siguiente:

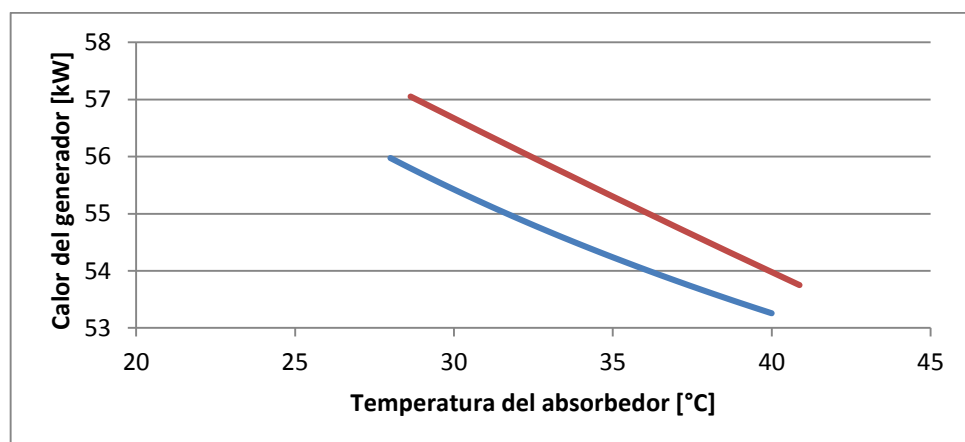
- **Calor del evaporador**

Figura 95. variación del calor del evaporador en función de la temperatura del absorbedor.



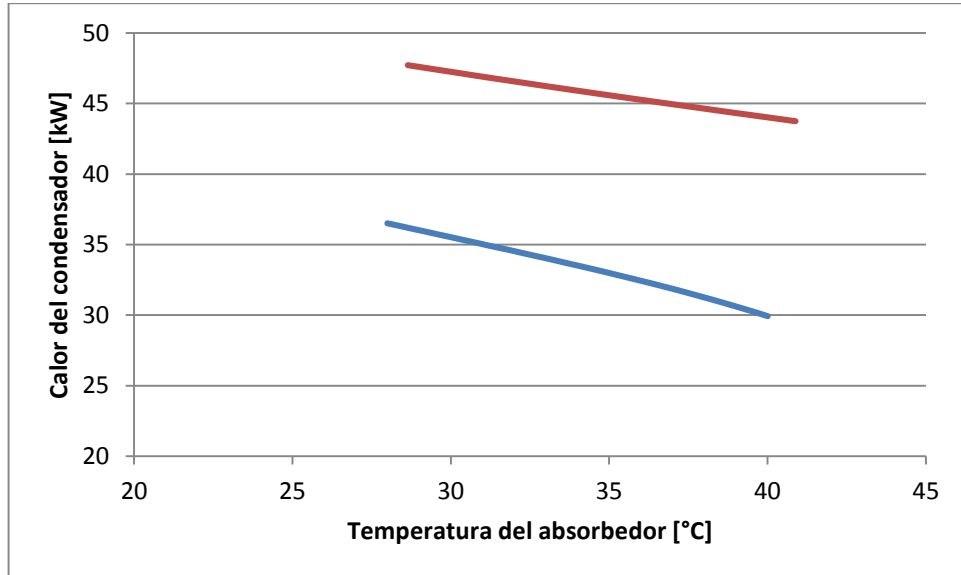
- **Calor del generador**

Figura 96. variación del calor del generador en función de la temperatura del absorbedor.



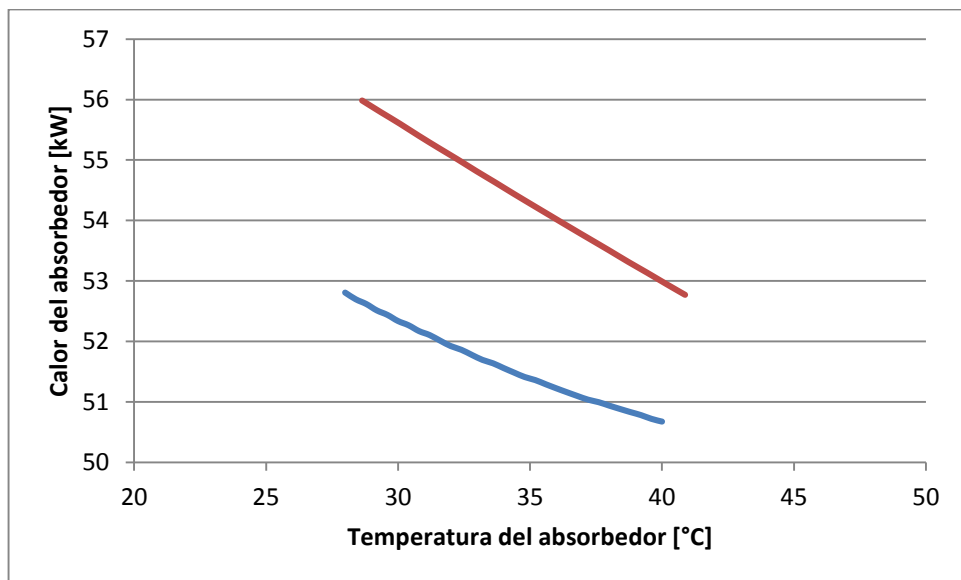
- **Calor del condensador**

Figura 97. variación del calor del condensador en función de la temperatura del absorbedor.



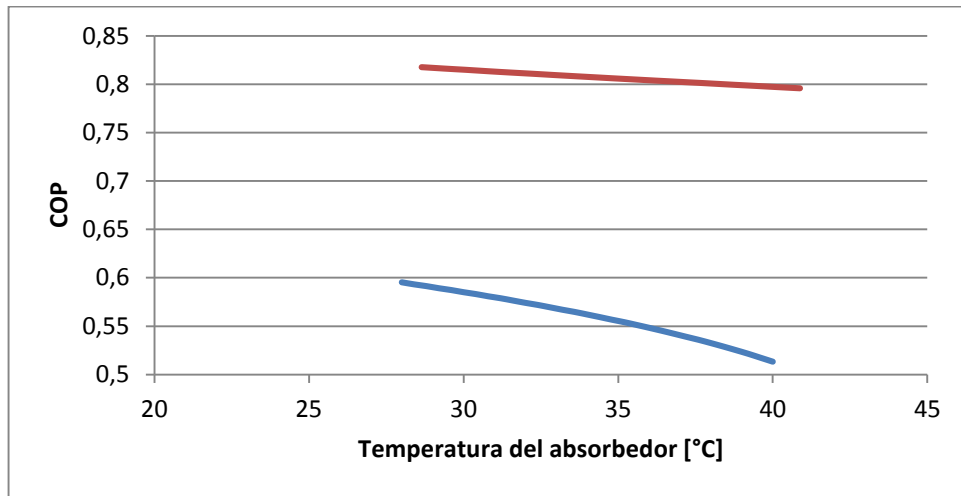
- **Calor del absorbedor**

Figura 98. Variación del calor del absorbedor en función de la temperatura del absorbedor.



• COP

Figura 99. Variación del COP en función de la temperatura del absorbedor.



7.5 RESUMEN DE EFECTOS DE VARIACIÓN DE PARÁMETROS.

De las anteriores simulaciones se puede obtener una tabla donde se visualice de una forma más sencilla y resumida cada uno de los efectos del aumento de los parámetros de entrada que se variaron sobre las demás variables.

Tabla 15. Efectos de los parámetros variados sobre el sistema de refrigeración con eficiencia constante.

Aumento⇒		Potencia de la Micro Turbina	Temperatura del evaporador	Temperatura del condensador	Temperatura del generador	Temperatura del absorbedor
Sistema de NH3/H2O	X1	Constante	Aumenta	Constante	Constante	Disminuye
	X3	Constante	Constante	Aumenta	Disminuye	Constante
	Qevap	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Temperatura óptima	Disminuye
	Qgen	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Disminuye
	Qcond	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Aumenta	Disminuye
	Qabs	Aumenta	Temperatura óptima	Aumenta	Disminuye	Disminuye

Tabla 15. Continuación

	COP	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Temperatura óptima	Disminuye
Sistema de H ₂ O/LiBr	X1	Constante	Disminuye	Constante	Constante	Aumenta
	X3	Constante	Constante	Disminuye	Aumenta	Constante
	Q _{evap}	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Aumenta	Disminuye
	Q _{gen}	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Disminuye
	Q _{cond}	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Aumenta	Disminuye
	Q _{abs}	Aumenta	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye
	COP	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Aumenta	Disminuye

Temperatura óptima: temperatura donde el calor es máximo o mínimo (en caso que sea calor que se deba retirar).

7.6 VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA MICRO TURBINA (EFICIENCIA DEL GENERADOR VARIABLE).

Para el análisis del efecto de la variación de la potencia de la micro turbina en la eficiencia del generador, se calcularon las áreas de los intercambiadores basados en los datos obtenidos para potencia máxima de la micro turbina en las simulaciones anteriores, en donde se suponía una eficiencia igual a 0,7.

Tabla 16. Parámetros de los sistemas de refrigeración con potencia de micro turbina máxima.

NH3-H2O	Tevap	5°C
	Tcond	35°C
	Tab	35°C
	Tgen	88°C
	Flujo gas	0,306 kg / s
	Flujo másico	0,152 kg / s
	Qgen	54240 W
	Qevap	30089 W
	Tgin	276°C
	Tgout	128,55°C
	T2R	65,35°C
	e	0,7
	COP	0,5547
H2O-LiBr	Tevap	5°C
	Tcond	35°C
	Tab	35°C
	Tgen	97°C
	flujo gas	0,306 kg / s
	Flujo másico	0,091 kg / s
	Qgen	55300 W
	Qevap	44570 W
	Tgin	276°C
	Tgout	125,45°C
	T2R	61,65°C
	e	0,7
	COP	0,8059

El cálculo del área de este se realizó mediante la siguiente procedimiento:

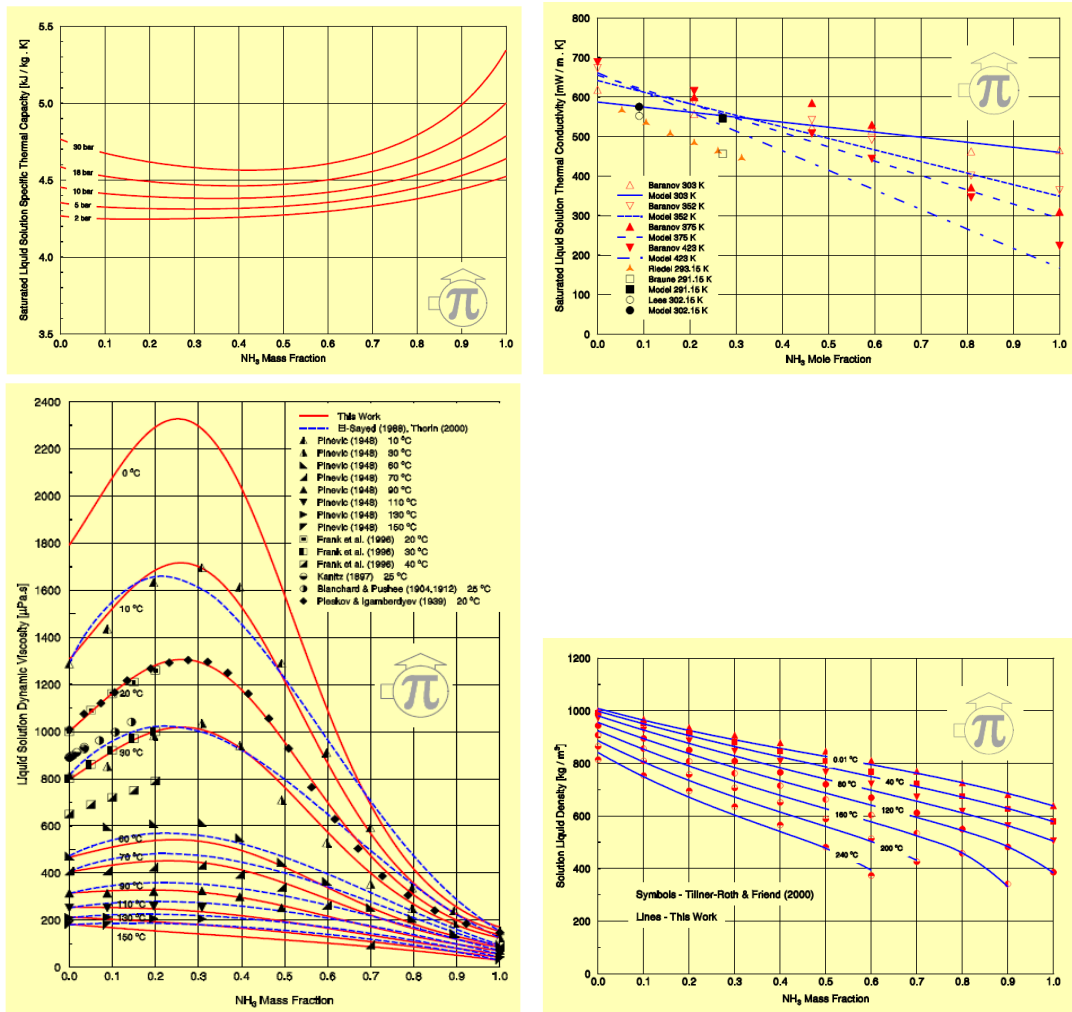
- Se supone un intercambiador con sus respectivos datos basados en la norma BWG.

Tabla 17. Parámetros de los intercambiadores propuestos.

NH3-H2O	D_tubos	1" / BWG 14
	D_interior_tubos	0,834"
	# tubos	45
	D_coraza	12"
H2O-LiBr	D_tubos	1" / BWG 14
	D_interior_tubos	0,834"
	D_coraza	32"

- Obtención de propiedades de la solución y los gases de escape: para el caso de amoniaco-agua se obtuvieron mediante las gráficas expuestas por CONDE ENGINEERING,2004.

Figura 100. Propiedades de la solución NH3-H2O (C_p , K , μ , ρ).



Para el caso de agua-bromuro de litio la viscosidad y conductividad se calcularon mediante la rutina externa de EES "LIBR.DLL", el calor específico mediante la expresión expuesta en el trabajo de CORDOBA y DELGADO, 2013, y la densidad como una aproximación suponiendo una solución ideal debido a que no se encontró una expresión para esta.

Visc_sol=VISC_LIBR('SI';T;X) "Viscosidad cinemática"
 K_sol=COND_LIBR('SI';T;X) "Conductividad"

Cp1=2630
 Cp2=1800
 Y_sol=Cp1+(((Cp2-Cp1)/(0,65-0,35))*((X)-0,35))
 Cp_sol=((Y_sol)-17*(((X)-0,35)*((X)-0,65))/(-0,0225)) " [J/kg*K]" "Calor Especifico"

rho_sol=rho_libr*X+rho_h2o*(1-X) "Densidad"

Por último se tienen las propiedades de los gases de escape como una aproximación ya que estas propiedades fueron medidas a 300°C. Estas fueron obtenidas de VILLAFLO, MORALES, VELASCO; 2008.

Figura 101. Propiedades de los gases de combustión.

Tabla 2: Propiedades de mezcla gas natural-aire y de los gases de combustión

	Mezcla gaseosa	Gases de combustión
Peso Molecular	27,81	27,72
Densidad (kg/m ³)	1,138	0,5895
Capacidad Calorífica (kJ/kg °C)	1,077	1,195
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	2736	2,424 x 10 ⁻⁵
Cp/Cv	1,391	1,338
Cv (kJ/kg °C)	0,7742	0,8929
Viscosidad (cP)	0,001784	0,002655
Conductividad calorífica (W/m K)	0,002644	0,004254

Fuente: VILLAFLO, MORALES, VELASCO; 2008.

- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor global mediante una rutina de EES.

"Calculo de hi"

$$at_{prima} = \frac{\pi \cdot D_{tubos}^2}{4} \quad \text{"pulg}^2\text{"}$$

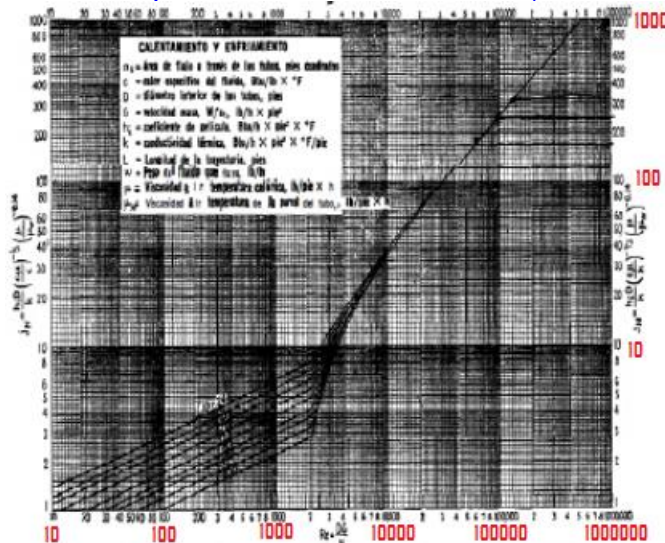
$$at = \frac{N_{tubos} \cdot at_{prima}}{144 \cdot 2} \quad \text{"ft}^2\text{"}$$

$$at_m = at \cdot 0,0929 \quad \text{"Conversión de ft}^2 \text{ a m}^2\text{"}$$

$$G_{tubos} = \frac{m_{gas}}{at_m}$$

$$Re_{tubos} = \frac{D_{tubos,m} \cdot G_{tubos}}{\text{visc}_{gas}}$$

"Calculo de Reynolds. Se obtiene Reynolds turbulento para ambos dos sistemas (NH3-H2O / H2O-LiBr)"



"Calculo del factor Jh"

$$Pr_{tubos} = Cp_{gas} \cdot \frac{\text{visc}_{gas}}{K_{gas}}$$

"Calculo del numero de prandtl"

$$hi = Jh_{tubos} \cdot \frac{K_{gas}}{D_{tubos,m}} \cdot Pr_{tubos}^{[1/3]}$$

"Calculo de ho"

$$Ra = \frac{g \cdot B \cdot D_m^3 \cdot \rho^2 \cdot Cp \cdot (T_{gm} - T_{sm})}{\text{visc} \cdot K}$$

"Se calcula ho como convección natural puesto que las velocidades por la coraza son sumamente bajas"

$$Pr = \frac{Cp \cdot \text{visc}}{K}$$

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{(1/6)}}{\left(1 + \left[\frac{0,559}{Pr} \right] \left[\frac{g}{16} \right] \right)^{1/4}} \right]^2$$

$$ho = \frac{Nu \cdot K}{D_m}$$

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{D_o \cdot L_n \cdot D_o}{2K} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{hi \cdot ho}{hi + ho}$$

"Despreciando la resistencia por conducción y considerando $Do \approx Di$ tenemos esta expresión para calcular U"

- Se calcula el área con las temperaturas y calor mostrados en la tabla 17.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$A = \frac{Q_{gen}}{U \cdot LMTD} \text{ "m}^2\text{"}$$

- Se verifica el área calculando la eficiencia.

$$C_{min} = m_{gas} \cdot C_{p_{gas}}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$$

$e = 1 - \exp(-NTU)$ "Para verificar que el área sea correcta, esta eficiencia debe ser 0,7"

Las áreas obtenidas para cada caso fueron:

Tabla 18. Área de generadores.

A	NH3-H2O	4,065 [m ²]
	H2O-LiBr	1.430 [m ²]

Para el análisis de la eficiencia del generador se agregó a los códigos ya desarrollados las ecuaciones para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y la eficiencia tomando el área calculada anteriormente como constante. Para facilitar el cálculo de las propiedades, se realizaron regresiones lineales de las mismas mediante EES. El código de cálculo para la solución NH3-H2O quedó entonces de la forma mostrada en el anexo D.

Los resultados de esta simulación fueron los siguientes:

En las figuras 102 y 103 se puede ver que el COP disminuye para ambos sistemas con el aumento de la potencia de la micro turbina considerando un área constante (o eficiencia del generador variable). Esto se debe a que a medida que la potencia aumenta la masa de refrigerante aumenta cada vez en menor proporción generando el mismo efecto sobre el calor del evaporador, A pesar

que se nota una disminución, esta es prácticamente despreciable debido a que el calor del generador tendrá un comportamiento similar. esto se ve representado en las figuras 104 y 105.

- **COP**

Figura 102. Variación del COP del sistema de NH₃-H₂O en función de la potencia de la micro turbina con área constante.

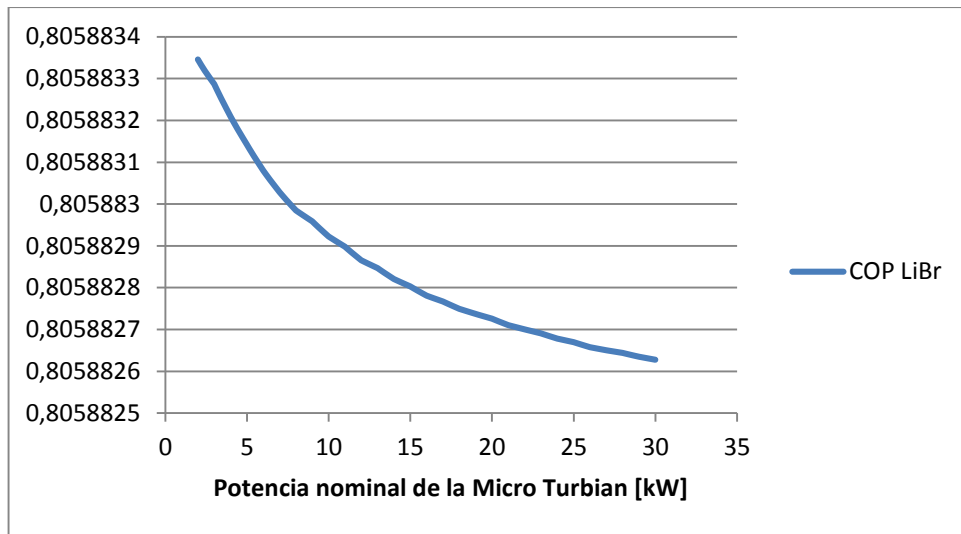


Figura 103. Variación del COP del sistema de H₂O-LiBr en función de la potencia de la micro turbina con área constante.

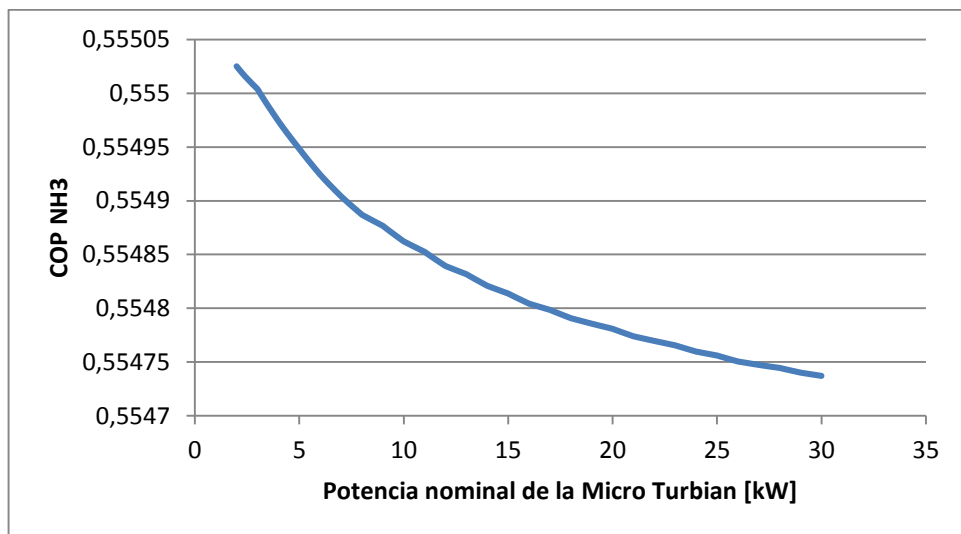
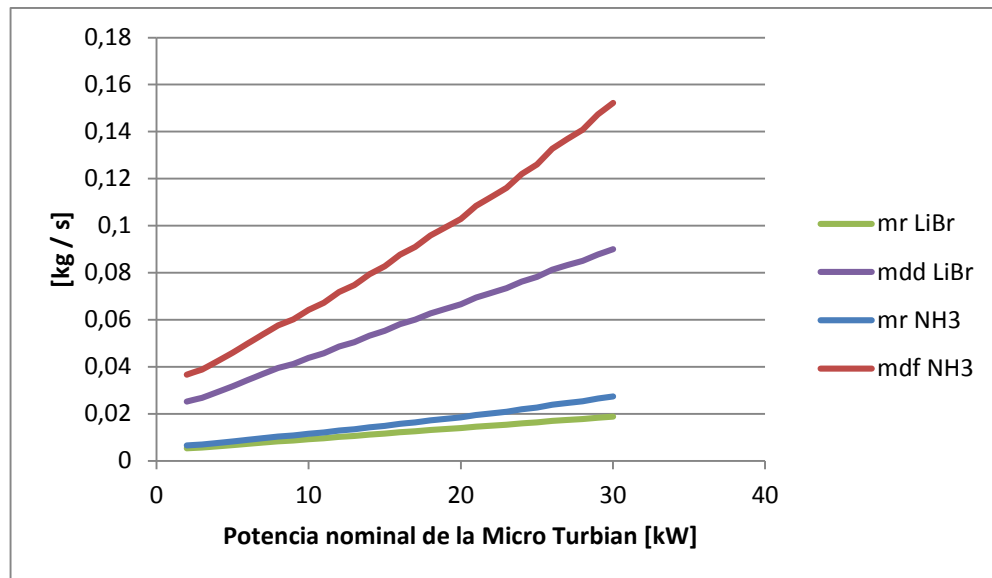
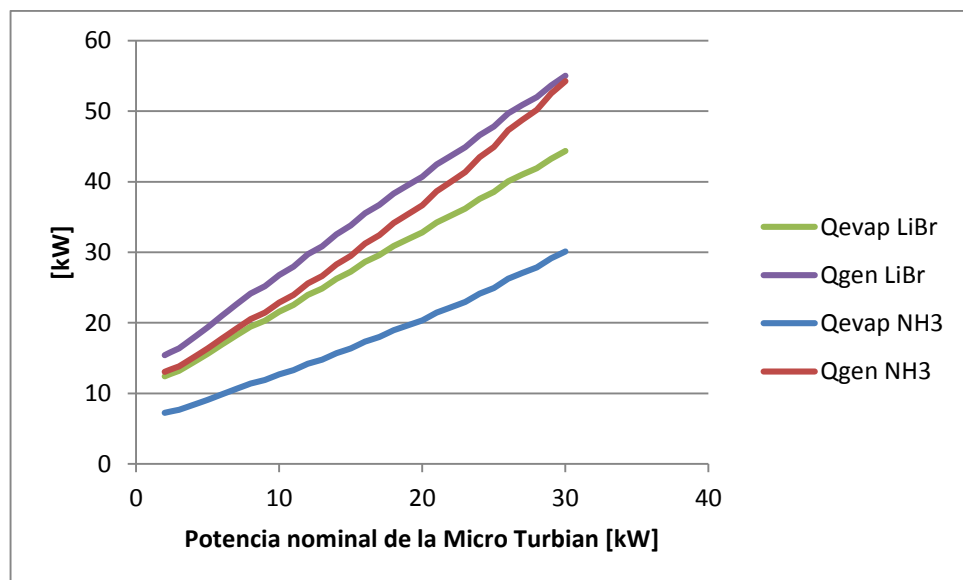


Figura 104. Variación de la masa de refrigerante y la masa de solución que entra al generador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.



• **Calor del generador**

Figura 105. Variación del calor del generador y evaporador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.

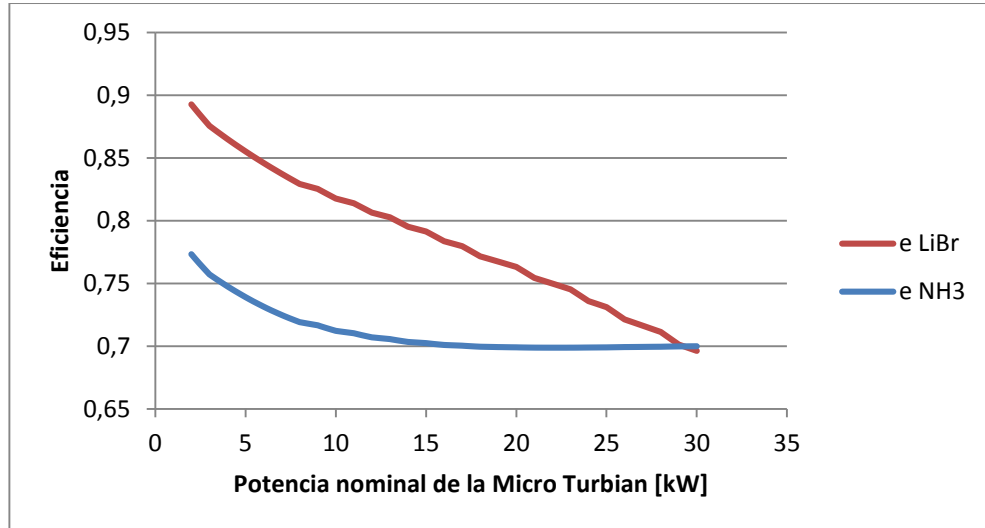


Respecto a la eficiencia del generador mostrada en la figura 106, se puede ver que esta también disminuye con el aumento de la potencia de la micro turbina debido a que como se muestra en la figura 107 los sistemas se equilibrarán en

tal punto que cada vez aprovecharán menos los gases de escape de la turbina, dando como resultado la salida de estos a mayor temperatura.

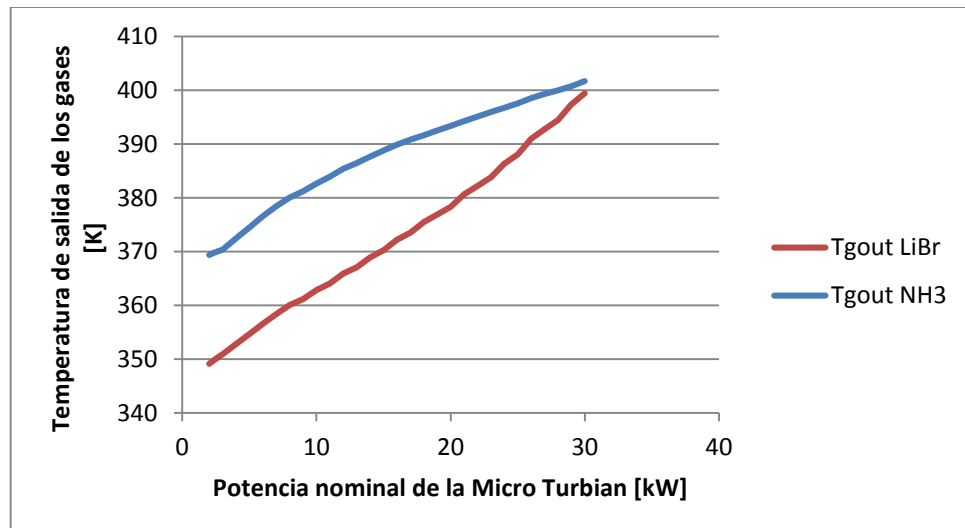
• Eficiencia

Figura 106. Variación de la eficiencia del generador en función de la potencia de la micro turbina con área constante.



• temperatura de salida de los gases

Figura 107. Variación de la temperatura de los gases después del sistema de refrigeración en función de la potencia de la micro turbina con área constante.



8. ANÁLISIS DE DESEMPEÑO DEL SISTEMA MICRO TURBINA-SISTEMA DE REFRIGERACIÓN







En este capítulo se mostrara la ventaja relativa de utilizar los gases de escape de la micro turbina como fuente de calor del sistema de refrigeración considerando como indicador de dicha ventaja:

- **El aumento de la relación costo-beneficio** del conjunto micro turbina-sistema de refrigeración respecto a la micro turbina sola.
- **El ahorro generado** por la implementación de la cogeneración respecto de utilizar como fuente de energía un quemador a gas natural.

En cada uno de los casos se mirará la tendencia del indicador en diferentes escenarios de funcionamiento (ver tabla 19) como función de la potencia nominal de la micro turbina.

Se considera que los tamaños de los equipos y eficiencias de los procesos cumplen satisfactoriamente los requerimientos de transferencia de calor exigidos.

Tabla 19. Escenarios de funcionamiento.

Sistema	T° evap [°C]	T° gen [°C]	T°cond/abs [°C]	COP	
NH3-H2O	-10	113	35/35	0,401	
NH3-H2O	-5	105	35/35	0,447	
NH3-H2O	5	88	35/35	0,555	
NH3-H2O	10	78	35/35	0,618	
H2O-LiBr	5	97	35/35	0,805	
H2O-LiBr	10	95	35/35	0,828	

8.1 AUMENTO DE LA RELACIÓN COSTO-BENEFICIO DEL CONJUNTO MICRO TURBINA-SISTEMA DE REFRIGERACIÓN RESPECTO A LA MICRO TURBINA SOLA

Este parámetro es la relación entre lo que se obtiene y lo que se proporciona. En este orden de ideas la eficiencia para cada sistema estará dada de la siguiente manera:

• Relación costo-beneficio de la micro turbina sola (MT)

En este caso el beneficio es la energía generada por la micro turbina (potencia nominal de la micro turbina) y el costo la energía aportada por el combustible.

$$\eta_{MT} = \frac{W_{MT}}{Q_{combustible}} \quad (\text{ecuación 6.1})$$

W_{MT} = energía generada por la micro turbina

$Q_{combustible}$ = Calor aportado por el combustible

Figura 108. Relación costo-beneficio de la micro turbina sola



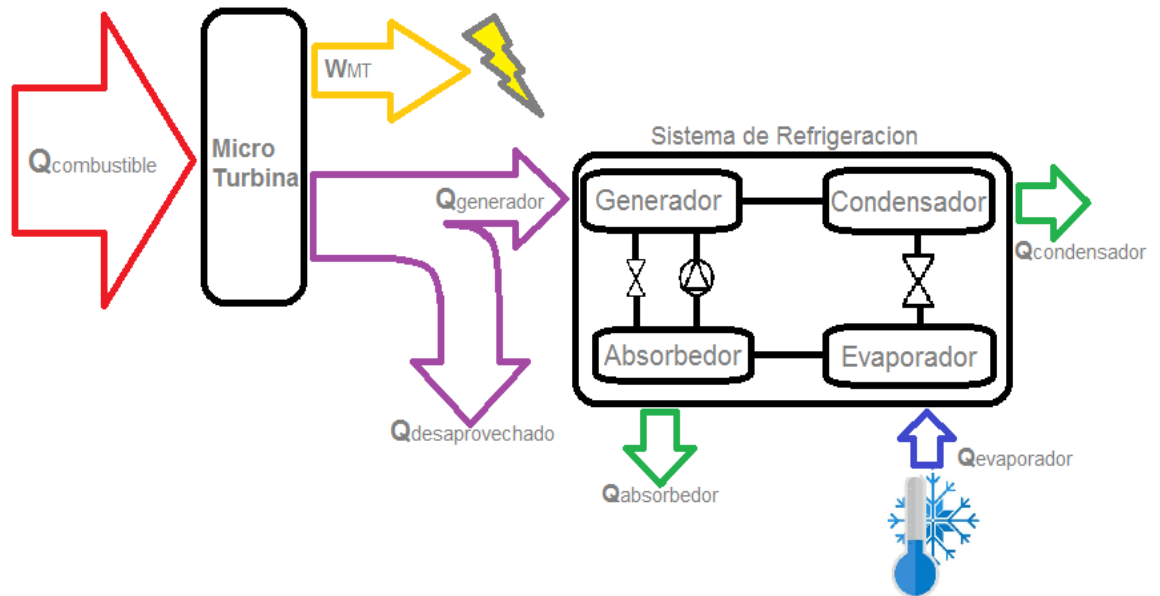
• Relación costo-beneficio del sistema micro turbina-sistema de refrigeración (MT-SRA)

En este caso el beneficio es la energía generada por la micro turbina (potencia nominal de la micro turbina) más el calor que se retira del cuarto refrigerado (calor del evaporador). El costo será la energía aportada por el combustible.

$$\eta_{MT+SRA} = \frac{W_{MT} + Q_{evaporador}}{Q_{combustible}} \quad (\text{ecuación 6.2})$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \text{Calor del evaporador}$$

Figura 109. Relación costo-beneficio del sistema micro turbina-sistema de refrigeración



Para hallar la relación costo-beneficio es necesario el cálculo de la energía generada por la micro turbina, el calor del generador y la energía aportada por el combustible.

- **Calculo de la energía generada por la micro turbina y el calor aportador por el combustible.**

Los valores de la energía generada por la micro turbina o potencia nominal (W_{MT}) y de la energía aportada por el combustible ($Q_{\text{combustible}}$) se obtienen del catálogo (figura 110) suministrado por el fabricante Capstone.

Figura 110. Datos energéticos de la micro turbina Capstone® C30.

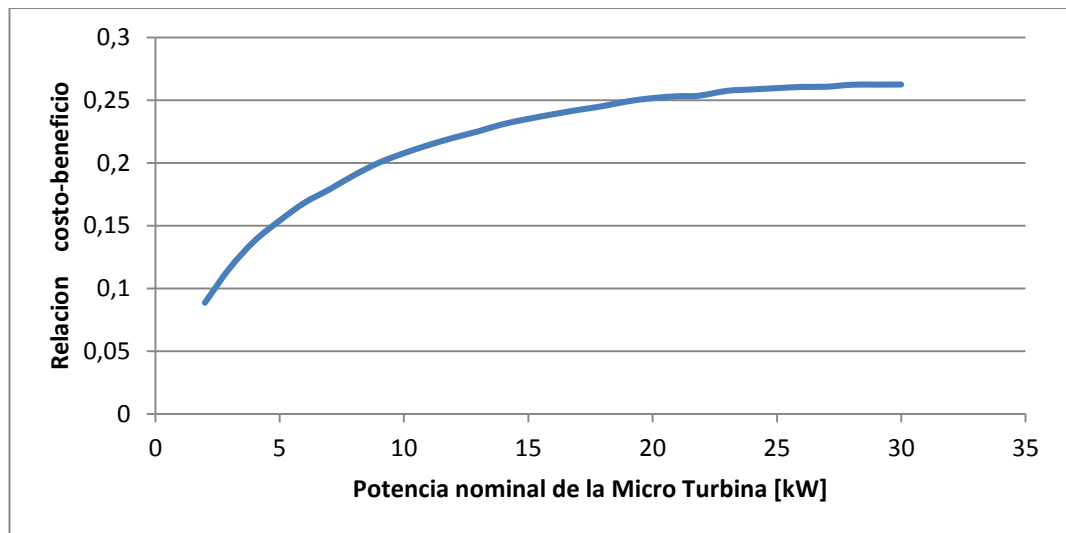
Potencia nominal de la MT [kW]	Energía aportada por el combustible [kW]
7	39,15
6	35,67
5	32,48
4	29
3	25,81
2	22,591

Fuente: Catalogo Capstone® C30.(la tabla completa esta en el anexo A)

• Cálculo de la relación costo-beneficio de la micro turbina

El comportamiento de este indicador es descrito por la ecuación 6.1 y se muestra en la figura 111. En esta se puede ver que se obtiene un valor máximo de aproximadamente 0.26 cuando se tiene la micro turbina trabajando a máxima potencia.

Figura 111. Relación costo-beneficio de la micro turbina trabajando sola.

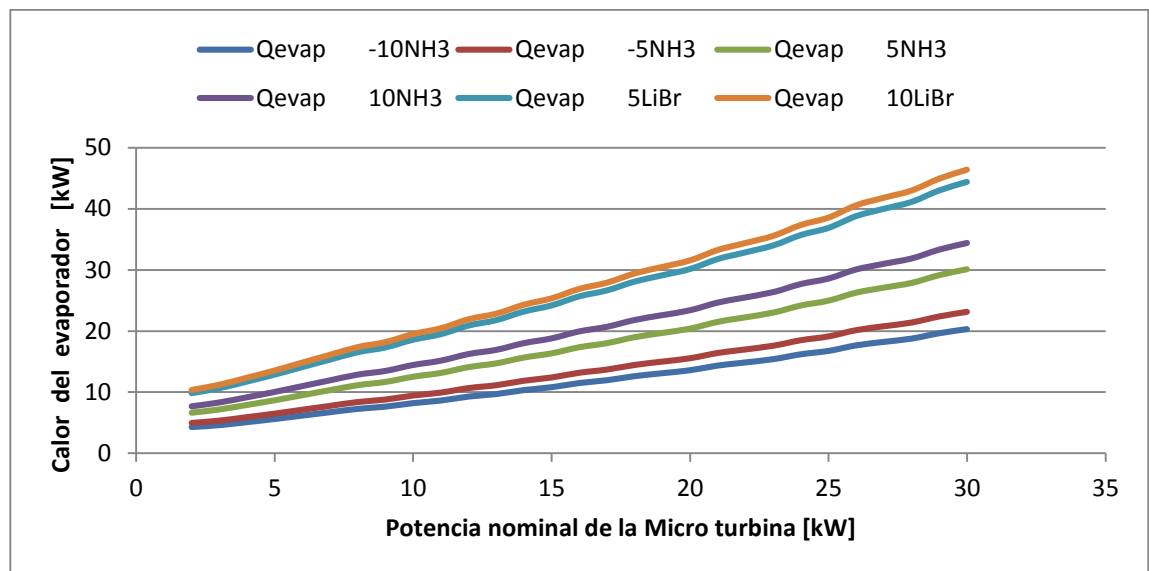


• Cálculo del calor retirado por el evaporador

En el evaporador se logra retirar el calor del cuarto que se desea refrigerar. Este calor es el beneficio generado por el sistema de refrigeración. La figura 112 muestra el calor del evaporador resultado de las simulaciones de los escenarios

descritos en la tabla 19 como una función de la potencia nominal de la micro turbina para diferentes temperaturas de evaporación.

Figura 112. Calor del evaporador en función de la potencia de la micro turbina en cada uno de los escenarios descritos.

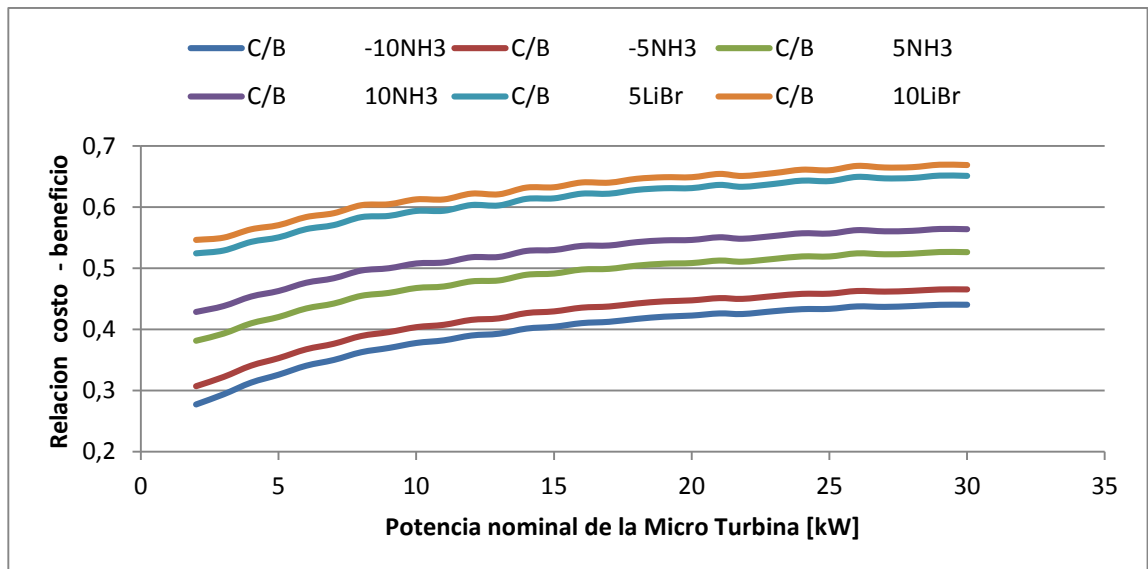


• Cálculo de la relación costo-beneficio del conjunto micro turbina-sistema de refrigeración

La relación costo-beneficio para este caso es descrita por la ecuación 6.2 y se muestra en la figura 113. En esta se puede ver que:

- a medida que se aumenta la potencia de la micro turbina, la relación costo-beneficio también aumenta.
- para ambos pares refrigerante-absorbente (NH₃-H₂O y H₂O-LiBr) la relación costo-beneficio aumenta con el incremento de la temperatura de evaporación.
- Con igual potencia nominal de la micro turbina e igual temperatura de evaporación el sistema con el par refrigerante agua-bromuro de litio presenta mejor relación costo-beneficio.

Figura 113. Relación costo-beneficio del conjunto micro turbina-Sistema de refrigeración.



(C/B) = Relación costo-beneficio.

8.2 AHORRO GENERADO POR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN RESPECTO DE UTILIZAR COMO FUENTE DE ENERGÍA UN QUEMADOR A GAS NATURAL

El análisis económico se logra estudiando la cantidad de combustible necesario si el sistema de refrigeración trabajara con una fuente de calor directa. En palabras más sencillas, cuanto gas natural gastaría si usara un quemador de gas natural?

• Cálculo del calor suministrado a un quemador a gas natural hipotético

El calor suministrado al generador será: $Q_{suministrado} = \dot{m} * C_{pn}$, donde se toma el calor específico neto (C_{pn}), que equivale al calor del proceso de combustión aprovechado en la práctica (10% para el gas natural).

En este orden de ideas, el flujo de gas natural que se debe suministrar al quemador será:

$$\dot{m}_{gas\ natural} = \frac{Q_{gen}}{C_{p_{neto}}} \quad (\text{ecuación 6.3})$$

con, $C_{p_{neto}} = 33,913 \frac{kJ}{m^3}$

y un costo de $\$ = \frac{3,84}{1000} \frac{dollar}{m^3}$ (de la figura 114)

Figura 114. Precio del gas natural.

(dollars per thousand cubic feet, except where noted)

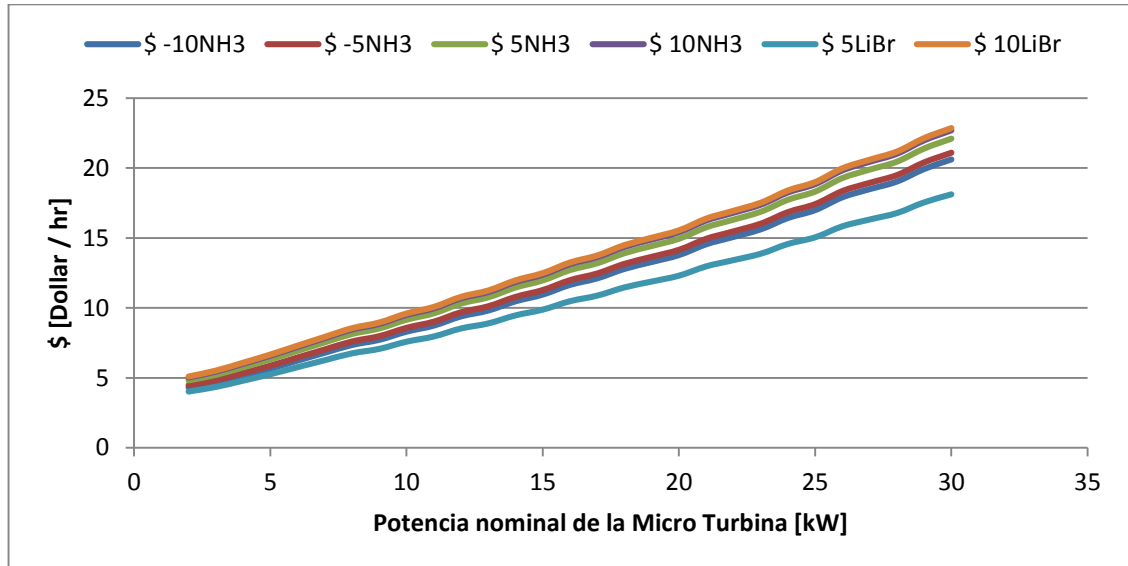
Year and Month	NGPL Composite Spot Price ^a	Natural Gas Spot Price ^b	Citygate Price	Delivered to Consumers						
				Residential		Commercial		Industrial		Electric Power Price ^d
				Price	% of Total ^f	Price	% of Total ^f	Price	% of Total ^f	
2010 Annual Average	11.83	4.37	6.18	11.39	97.4	9.47	77.5	5.49	18.0	5.27
2011 Annual Average	15.12	4.00	5.63	11.03	96.2	8.91	67.3	5.13	16.3	4.89
2012 Annual Average	10.98	2.75	4.73	10.65	95.8	8.10	65.2	3.88	16.2	3.54
2013										
January	9.84	3.33	4.52	9.15	95.9	7.75	70.5	4.58	17.0	4.56
February	9.91	3.33	4.56	9.24	95.6	7.79	70.0	4.54	17.0	4.59
March	9.57	3.81	4.75	9.36	95.4	7.78	69.1	4.59	16.8	4.50
April	9.54	4.17	5.16	10.43	95.0	8.15	66.5	4.55	16.9	4.84
May	9.48	4.04	5.55	12.61	95.1	8.71	62.9	5.00	16.2	4.79
June	9.06	3.83	5.74	15.02	94.8	9.07	58.7	4.90	16.0	4.56
July	9.56	3.62	5.51	16.30	94.8	9.03	57.0	4.47	15.8	4.34
August	10.21	3.43	5.24	16.43	94.7	9.04	56.5	4.31	15.9	4.03
September	10.26	3.62	5.21	15.69	94.8	8.80	56.9	4.36	16.3	4.19
October	10.41	3.68	4.88	12.38	95.0	8.28	60.8	4.37	16.6	4.26
November	10.42	3.64	4.78	10.05	95.4	7.94	66.0	4.62	16.9	4.36
December	10.76	4.24	4.91	9.15	95.7	7.86	69.8	4.98	17.4	5.11
Annual Average	9.94	3.73	4.88	10.32	95.4	8.08	66.1	4.64	16.6	4.49
2014										
January	11.61	4.71	5.55	9.26	95.7	8.10	71.0	5.62	16.5	7.47
February	11.94	6.00	6.44	9.77	95.5	8.68	70.7	6.57	17.0	7.79
March	10.03	4.90	6.56	10.72	95.4	9.42	69.3	6.35	16.9	6.28
April	10.26	4.66	5.63	11.79	95.3	9.52	65.2	5.78	16.0	5.25
May	10.02	4.58	5.89	13.60	95.4	9.69	60.7	5.67	16.0	5.08
June	10.17	4.59	6.01	16.06	95.5	9.81	58.2	5.39	15.8	4.98
July	9.94	4.05	5.98	17.18	95.5	10.04	55.9	5.35	15.8	4.58
August	9.69	3.91	5.49	17.39	95.6	9.65	55.4	4.88	15.6	4.25
September	9.86	3.92	5.48	16.27	95.6	9.40	55.8	4.95	15.1	4.34
October	8.75	3.78	5.18	13.15	95.3	8.95	59.0	4.86	14.8	4.23
November	7.84	4.12	4.92	10.21	95.8	8.28	66.2	4.93	15.8	4.68
December	5.63	3.48	5.16	9.98	95.7	8.52	68.5	5.53	16.0	4.50
Annual Average	9.56	4.37	5.72	10.97	95.6	8.90	65.9	5.53	16.0	5.19
2015										
January	5.08	2.99	4.46	9.49	95.7	8.16	70.9	4.76	15.8	4.29
February	5.70	2.87	4.55	9.10	95.6	7.84	70.9	4.59	16.0	4.99
March	5.52	2.83	4.33	9.26	95.4	7.79	69.9	4.23	16.5	3.71
April	5.58	2.61	3.91	10.40	94.9	7.97	59.3	3.84	15.7	3.23
2015 4-Month YTD	5.47	2.82	4.39	9.41	95.5	7.97	69.0	4.40	16.0	4.05
2014 4-Month YTD	10.92	5.05	6.05	10.10	95.5	8.80	69.6	6.08	16.6	6.73
2013 4-Month YTD	9.73	3.67	4.69	9.42	95.5	7.84	69.3	4.66	16.9	4.62

Fuente: US energy information administration.

$$\$combustible_{total} = \$ahorro_{total} = \dot{m} * \frac{3,84}{1000} \frac{dollar}{m^3} \quad (\text{ecuación 6.4})$$

Este costo (ecuación 6.4) será el dinero ahorrado gracias a la implementación de los gases de escape de la micro turbina como fuente de calor del generador (figura 115).

Figura 115. Ahorro generado por la implementación del sistema de refrigeración en función de la potencia de la micro turbina y la temperatura de evaporación.



$$\$ NH3_{max}^{-10} = 20,61 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

$$\$ NH3_{max}^{-5} = 21,08 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

$$\$ NH3_{max}^5 = 22,11 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

$$\$ NH3_{max}^{10} = 22,69 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

$$\$ LiBr_{max}^5 = 18,11 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

$$\$ LiBr_{max}^{10} = 22,85 \left[\frac{\text{Dollar}}{\text{hora}} \right]$$

9. CONCLUSIONES

- Se observó la importancia y potencialidad que tiene el desarrollo de un modelo de un sistema para su estudio, ya que permite realizar gran cantidad de simulaciones para su análisis exhaustivo. En el caso del sistema de refrigeración por absorción permitió estudiar los efectos de las temperaturas de los 4 principales focos de intercambio de calor así como de la energía suministrada por medio los gases de escape de la micro turbina de donde se concluyó que los sistemas de refrigeración de agua-bromuro de litio en su rango permitido siempre presentaron mejor rendimiento que los de amoniaco-agua, por tanto desde un punto de vista netamente operativo(sin analizar costos de construcción de equipos) es preferible el uso de estos, dejando los sistemas de NH₃-H₂O para aquellas aplicaciones en las que se requieran temperaturas bajo el punto de congelación del agua.
- Por medio de las simulaciones se concluyó que:
 - 1) La disminución en la temperatura de evaporación genera disminución en el calor del evaporador y del generador, lo que quiere decir menor capacidad de refrigeración y menor aprovechamiento de la energía disponible en los gases de escape. Dicha disminución también genera un aumento en la concentración de la solución absorbedor-generador del sistema de H₂O-LiBr, por lo cual se debe tener cuidado con el límite de cristalización al estar ésta bajo la presión de evaporación(baja).
 - 2) En el condensador siempre se busca tener la menor temperatura posible puesto que esto genera aumento en el calor de evaporación y condensación y disminución en el calor del absorbedor que se debe retirar. Además, esta disminución generará que la concentración de la solución fuerte de H₂O-LiBr también disminuya, Hecho que es positivo para evitar los problemas de cristalización.
 - 3) Al escoger la temperatura del generador se debe tener sumo cuidado puesto que en los sistemas de NH₃-H₂O esta temperatura no será la más alta ni la más baja. Esta será una temperatura intermedia en la que el COP del sistema alcanza su máximo valor. Por otro lado en los sistemas de H₂O-LiBr el aumento de la temperatura causará una mejoría significativa en el rendimiento del sistema pero a su vez estará limitada por la línea de cristalización ya que con la temperatura también aumenta la concentración de la solución fuerte en bromuro de litio.

4) Al igual que en el condensador en el absorbedor también se desea la menor temperatura posible. Pero en este, se debe tener más cuidado puesto que a medida que la temperatura de absorción disminuye el calor que se debe retirar del absorbedor aumentara. Por tanto se debe hacer un análisis más detallado para comparar el ahorro generado en la recuperación de la energía de los gases de escape de la micro turbina y el gasto generado por el costo de retirar el calor del absorbedor.

- Desde un punto de vista energético, la implementación del sistema de refrigeración por absorción es muy positiva puesto que aumenta la relación costo-beneficio del sistema de 3 a 5 veces según la temperatura de evaporación, el par refrigerante que se esté usando y la potencia que este siendo generada por la micro turbina. Para una potencia de la micro turbina y temperatura de evaporación igual, el sistema de agua-bromuro de litio siempre presenta una relación costo-beneficio mayor, lo que ratifica la superioridad de los sistemas con este par refrigerante siempre que se trabaje fuera del límite de cristalización.
- Se calculó el área del generador de cada uno de los sistemas de refrigeración para la potencia máxima demandada. Con estas áreas se observó que la eficiencia del generador y el COP del sistema aumenta a medida que la potencia generada por la micro turbina disminuye.
- De la comparación entre el sistema de refrigeración trabajando con quemador o con cogeneración se concluyo que al trabajar con la segunda (o sea con insumo gratuito) se puede generar un ahorro hasta de 22,69 dólares por hora para el par refrigerante NH₃-H₂O y 22,85 dólares por hora para el par refrigerante H₂O-LiBr.

10. RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar el análisis de los sistemas de refrigeración por absorción de doble y triple efecto puesto que según la literatura, estos desarrollan un mejor COP que los de simple efecto y de esta forma conocer los efectos y posibles ahorros de estos sistemas en conjuntos de cogeneración. Igualmente se invita a continuar este trabajo mediante el análisis desde el punto de vista de la construcción de los equipos, para de esta manera conseguir un estudio económico más completo incluyendo la inversión inicial y el cálculo del tiempo en que se paga el equipo de refrigeración.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. Ashrae Handbook of Fundamentals: An instrument of service prepared for the profession containing. New York: ASHRAE, 2009.

BERNARD COSTA, Jian. Modelagem e Dimensionamento de chillers de absorção para sistemas de cogeração. Trabalho de conclusão de curso engenheiro Eletricista. Foz do Iguaçu: Universidade Estatal do Oeste do Paraná. Centro de engenharia e ciências exatas. 2012.

CAPSTONE TURBINE CORPORATION. Technical Reference. Capstone Model, C-30 Performance. Chatsworth – California, E.U, 2002.

CENGEL, Yunus A. and BOLES, Michael A. Termodinámica. 6ed. Bogotá: Mc Graw-Hill, 2009.

CONDE-PETIT, Manuel R. Thermo physical properties of NH₃+H₂O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment. Zurich, Suiza: M. Conde Engineering, 2004.

CORDOBA RENTERIA, Sandra Patricia y DELGADO TARAZONA, Ingrid Dayana. Diseño de un sistema continuo de refrigeración por absorción implementando la mezcla absorbente-refrigerante, bromuro de litio-agua. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2012.

DE NADAI NASCIMENTO, Bruno. Estudo de uma micro turbina Capstone® C30 para geração distribuída. Trabalho de conclusão de curso engenheiro Eletricista. Foz do Iguaçu: Universidade Estatal do Oeste do Paraná. Centro de engenharia e ciências exatas. 2013.

MARCOS DEL CANO, José Daniel. Prototipo de maquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire. Tesis doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 2008.

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE CARTAGENA – ESPAÑA. Diseño de una columna de destilación multi-componente. Trabajo de grado. Cartagena: ES: Universidad Politécnica de Cartagena, 2005.

ANEXOS

Anexo A: Tabla completa con propiedades de los gases de escape de la micro turbina Capstone® C30 en función de la potencia nominal generada.

Net Power (kW)	Net Efficiency (%)	Exhaust Temp (F)	Exhaust Mass Flow Rate (lbm/s)	Exhaust Energy (Btu/hr)	Fuel Flow Energy (Btu/hr LHV)	Heat Rate (Btu/kWhr LHV)
2.0	8.8	395	0.24	74700	77900	38900
3.0	11.5	386	0.27	81900	89000	29700
4.0	13.6	392	0.29	90200	100000	25100
5.0	15.2	398	0.31	98700	112000	22400
6.0	16.6	405	0.33	107000	123000	20600
7.0	17.7	411	0.35	115000	135000	19200
8.0	18.8	416	0.37	123000	145000	18200
9.0	19.8	421	0.38	130000	155000	17300
10.0	20.6	426	0.40	138000	166000	16600
11.0	21.2	432	0.41	145000	177000	16100
12.0	21.8	438	0.43	153000	188000	15600
13.0	22.3	443	0.44	161000	199000	15300
14.0	22.8	448	0.46	169000	209000	15000
15.0	23.2	454	0.47	177000	220000	14700
16.0	23.6	459	0.49	185000	231000	14400
17.0	24.0	464	0.50	193000	242000	14200
18.0	24.3	468	0.52	201000	253000	14000
19.0	24.6	473	0.53	209000	263000	13900
20.0	24.9	478	0.54	217000	274000	13700
21.0	25.1	483	0.56	226000	286000	13600
22.0	25.3	488	0.57	234000	297000	13500
23.0	25.4	493	0.58	243000	308000	13400
24.0	25.6	498	0.60	252000	320000	13300
25.0	25.7	503	0.61	261000	332000	13300
26.0	25.8	509	0.63	271000	344000	13200
27.0	25.8	514	0.64	281000	357000	13200
28.0	25.9	518	0.65	290000	368000	13200
29.0	26.0	523	0.67	299000	381000	13100
30.0	26.0	529	0.68	310000	394000	13100

Anexo B: Código para el cálculo de calores flujos másicos y COP del sistema de refrigeración por absorción con el par refrigerante amoniaco-agua.

```

function
[m_r,md_d,Q_is,md_f,H2R,Q_evap,Q_cond,Q_gen,Q_abs,mv_d,mv_f,H5,Hg_out,
Tg_out,T2R,Cp2R,COP] =
fcn(H3,X3,Y9,H9,H10,X10,H6,H7,H8,e,H3R,H4,X1,X1_MOL,H1,H2,Tg,Hg,mg)
%#codegen

mdd_s = 1;
md_d=0.0001;

T2R=1;

Q_is=1;
md_f=0.0001;
H2R=1;
m_r=0.0001;
Q_evap=1;
Q_cond=1;
Q_gen=1;
Q_abs=1;
mv_d=0.0001;
mv_f=0.0001;
H5=1;
Hg_out=1;
Tg_out=1;
Cp2R=1;
COP=0.0001;

while abs(mdd_s-md_d) > 0.0001
mdd_s = (mdd_s+md_d)/2;

Q_is=mdd_s*(H3-H3R);
md_f=(mdd_s*(1-X3))/(1-X1);
H2R=(Q_is/md_f)+H2;
m_r=md_f-mdd_s;
Q_evap=m_r*(H8-H7);

T2R=2.71404796E+02+2.21059381E+02*X1_MOL-1.30582345E+02*X1_MOL^2-
2.33452573E+02*X1_MOL^3+1.44945546E+02*X1_MOL^4+2.41828290E-
01*H2R+2.26330552E-06*H2R^2+1.37192484E-08*H2R^3-3.29926568E-11*H2R^4-
9.61014963E-02*X1_MOL*H2R-4.56676712E-05*X1_MOL*H2R^2+1.16379778E-
07*X1_MOL*H2R^3+8.15678472E-02*X1_MOL^2*H2R+1.34315131E-
06*X1_MOL^2*H2R^2-6.17938664E-07*X1_MOL^2*H2R^3-8.19824255E-
03*X1_MOL^3*H2R+1.12423877E-05*X1_MOL^3*H2R^2+4.05321743E-
07*X1_MOL^3*H2R^3;

A_nh3=3.875648;
B_nh3=0.242125;
A_h2o=3.665785;
B_h2o=0.236312;
a0=647.14;
a1=-199.822371;

```

```

a2=109.035522;
a3=-239.626217;
a4=88.689691;
Tc2R_sol=(a0)+(a1*X1^1)+(a2*X1^2)+(a3*X1^3)+(a4*X1^4);
tau_2R=1-(T2R/Tc2R_sol);
Cp2R_H2O=A_h2o+B_h2o*tau_2R^(-1);
Cp2R_NH3=A_nh3+B_nh3*tau_2R^(-1);
Cp2R=X1*Cp2R_NH3+(1-X1)*Cp2R_H2O;

Tg_out=Tg-(e*(Tg-T2R));
Hg_out=-2.48927436E+02+7.06400753E-01*Tg_out+5.21303530E-04*Tg_out^2;
Q_gen=mg*(Hg-Hg_out);
Q_abs=mdd_s*H4+m_r*H8-md_f*H1;
mv_d=(mdd_s*H3+(m_r*H9/Y9)-Q_gen-md_f*H2R)/(H10-(H9*X10/Y9));
mv_f=(mv_d*X10+m_r)/Y9;
H5=(mv_f*H9-mv_d*H10)/m_r;

md_d=md_f+mv_d-mv_f;

Q_cond=m_r*(H5-H6);
COP=Q_evap/Q_gen;

end

```

Anexo C: Código para el cálculo de calores flujos másicos y COP del sistema de refrigeración por absorción con el par refrigerante agua-Bromuro de litio.

```

function [Qevap,Qcond,Qgen,Qabs,Qis,mr,mdd,mdf,Tgout,COP] =
fcn(H3,X3,H5,H6,H8,H3R,e,H1,X1,Tg,Hg,mg)
%#codegen

H7=H6;
H4=H3R;
H2=H1;
X2R_P=X1*100;

Qevap=1;
Qcond=1;
Qgen=1;
Qabs=1;
Qis=1;
mdd=0.01;
mdf=0.01;
mr=0.01;
Tgout=1;
mdf_S=1;
T2_C=1;
H2R_C=1;

while abs(mdf_S-mdf) > 0.00001
mdf_S = (mdf_S+mdf)/2;

Qis=mdf_S*(H3-H3R);
mdd=mdf_S*X3/X1;
mr=mdd-mdf_S;
H2R=(Qis/mdd)+H2;

while abs(H2R-H2R_C)>0.01
T2_C=T2_C+0.01;
H2R_C=((-2024.33)+(163.309*X2R_P)-(4.88161*(X2R_P^2))+(6.302E-
2*(X2R_P^3))-(2.91E-4*X2R_P^4))+T2_C*((18.2829)-
(1.1691*X2R_P)+(3.24E-2*X2R_P^2)-(4.03E-4*X2R_P^3)+(1.852E-
6*X2R_P^4))+T2_C^2*(-(3.7E-2)+(2.88E-3*X2R_P)-(8.1313E-
5*X2R_P^2)+(9.91E-7*X2R_P^3)-(4.44E-9*X2R_P^4));
end
T2R=T2_C+273.15;

Qevap=mr*(H8-H7);
Qcond=mr*(H5-H6);
Tgout=Tg-e*(Tg-T2R);
Qabs=mdf_S*H4+mr*H8-mdd*H1;
Hgout=-2.48927436E+02+7.06400753E-01*Tgout+5.21303530E-04*Tgout^2;
Qgen=mg*(Hg-Hgout);
mdf=(Qgen+mdd*H2R-mr*H5)/H3;
end
COP=Qevap/Qgen;

```

```

function
[m_r,md_d,Q_is,md_f,H2R,Q_evap,Q_cond,Qgen,Q_abs,mv_d,mv_f,H5,Hg_out,T
g_out,T2R,COP,e,hi,ho,U,NTU] =
fcn(T3,H3,X3,Y9,H9,PALTA,H10,X10,H6,H7,H8,At,H3R,H4,X1,X1_MOL,H1,H2,Hg
,Tg,mg)
%#codegen

mdd_s = 1;
md_d=0.0001;

T2R=1;

Q_is=1;
md_f=0.0001;
H2R=1;
m_r=0.0001;
Q_evap=1;
Q_cond=1;
Qgen=1;
Q_abs=1;
mv_d=0.0001;
mv_f=0.0001;
H5=1;
Hg_out=1;
Tg_out=1;
COP=0.0001;
e=0.0001;
hi=1;
ho=1;
U=1;
NTU=0.0001;

while abs(mdd_s-md_d) > 0.00001
mdd_s = (mdd_s+md_d)/2;

Q_is=mdd_s*(H3-H3R);
md_f=(mdd_s*(1-X3))/(1-X1);
H2R=(Q_is/md_f)+H2;
m_r=md_f-mdd_s;
Q_evap=m_r*(H8-H7);
T2R=2.71404796E+02+2.21059381E+02*X1_MOL-1.30582345E+02*X1_MOL^2-
2.33452573E+02*X1_MOL^3+1.44945546E+02*X1_MOL^4+2.41828290E-
01*H2R+2.26330552E-06*H2R^2+1.37192484E-08*H2R^3-3.29926568E-11*H2R^4-
9.61014963E-02*X1_MOL*H2R-4.56676712E-05*X1_MOL*H2R^2+1.16379778E-
07*X1_MOL*H2R^3+8.15678472E-02*X1_MOL^2*H2R+1.34315131E-
06*X1_MOL^2*H2R^2-6.17938664E-07*X1_MOL^2*H2R^3-8.19824255E-
03*X1_MOL^3*H2R+1.12423877E-05*X1_MOL^3*H2R^2+4.05321743E-
07*X1_MOL^3*H2R^3;

TSM=( (T3+T2R)/2) -273.15;
XSM=(X1+X3)/2;

```

PSM=PALTA;

```
CCPSM=-1.30206039E+00+4.69070719E+01*XSM-
1.42382837E+02*XSM^2+1.83620520E+02*XSM^3-
8.46271059E+01*XSM^4+9.52622161E-01*PSM-6.40305331E-
02*PSM^2+1.13389132E-03*PSM^3+1.37934982E-07*PSM^4-
6.78738676E+00*XSM*PSM+4.70259457E-01*XSM*PSM^2-8.53635353E-
03*XSM*PSM^3+1.57811618E+01*XSM^2*PSM-
1.10900189E+00*XSM^2*PSM^2+2.04353583E-02*XSM^2*PSM^3-
1.18019831E+01*XSM^3*PSM+8.39185131E-01*XSM^3*PSM^2-1.56459266E-
02*XSM^3*PSM^3;
CPSM=CCPSM*1000;
KSM=6.48204404E-01-3.70992660E-01*XSM+1.80063621E-01*XSM^2-
1.16687130E-01*XSM^3;
vviscSM=1.78787050E+03+6.49492367E+03*XSM-
4.16295705E+04*XSM^2+1.00520422E+05*XSM^3-
1.12082481E+05*XSM^4+4.62757857E+04*XSM^5-1.12745097E+03*XSM^6-
6.24754827E+01*TSM+1.65620097E+00*TSM^2-3.19469588E-
02*TSM^3+3.91999335E-04*TSM^4-2.64925172E-06*TSM^5+7.40485210E-
09*TSM^6-4.13280190E+02*XSM*TSM+1.09603561E+01*XSM*TSM^2-1.36338845E-
01*XSM*TSM^3+7.48830172E-04*XSM*TSM^4-1.35068103E-
06*XSM*TSM^5+4.91660069E+03*XSM^2*TSM-
1.88674466E+02*XSM^2*TSM^2+3.20294482E+00*XSM^2*TSM^3-2.48221108E-
02*XSM^2*TSM^4+7.17087966E-05*XSM^2*TSM^5-
1.52325923E+04*XSM^3*TSM+6.38511652E+02*XSM^3*TSM^2-
1.14523762E+01*XSM^3*TSM^3+9.27843746E-02*XSM^3*TSM^4-2.79079864E-
04*XSM^3*TSM^5+1.78637429E+04*XSM^4*TSM-
7.72109600E+02*XSM^4*TSM^2+1.41523578E+01*XSM^4*TSM^3-1.16701194E-
01*XSM^4*TSM^4+3.56493475E-04*XSM^4*TSM^5-
7.08110983E+03*XSM^5*TSM+3.10180027E+02*XSM^5*TSM^2-
5.75229198E+00*XSM^5*TSM^3+4.78979655E-02*XSM^5*TSM^4-1.47545216E-
04*XSM^5*TSM^5;
viscSM=vviscSM/1000000;
rhoSM=1.00151472E+03-6.05772571E+02*XSM+1.38800463E+03*XSM^2-
1.89748227E+03*XSM^3-3.93386066E+02*XSM^4+2.45139369E+03*XSM^5-
1.29697712E+03*XSM^6+4.02576092E-01*TSM-
2.09993206E+00*TSM^2+9.57485032E-02*TSM^3-1.30539905E-
03*TSM^4+5.43484112E-06*TSM^5+3.66750940E-
11*TSM^6+3.01627488E+01*XSM*TSM+2.65889164E+00*XSM*TSM^2-1.74556797E-
01*XSM*TSM^3+2.65880477E-03*XSM*TSM^4-1.16994476E-
05*XSM*TSM^5+1.53596430E+02*XSM^2*TSM-3.18323272E+00*XSM^2*TSM^2-
1.82778035E-02*XSM^2*TSM^3+3.78908627E-04*XSM^2*TSM^4-9.28496931E-
07*XSM^2*TSM^5-1.72741870E+02*XSM^3*TSM-
1.68159627E+00*XSM^3*TSM^2+1.14698288E-01*XSM^3*TSM^3-2.80332729E-
04*XSM^3*TSM^4-3.51617252E-06*XSM^3*TSM^5+3.59349963E+02*XSM^4*TSM-
4.42641610E+00*XSM^4*TSM^2-5.09932579E-02*XSM^4*TSM^3+1.50108098E-
04*XSM^4*TSM^4+2.82791624E-06*XSM^4*TSM^5-
2.77067844E+02*XSM^5*TSM+6.73721370E+00*XSM^5*TSM^2-1.59745149E-
02*XSM^5*TSM^3-3.64424500E-04*XSM^5*TSM^4+1.68324389E-06*XSM^5*TSM^5;

TSM_K=(T2R+T3)/2;
B=1/(TSM_K);
g=9.81;
D_cor=12; %" [in]"
D_m=D_cor*2.54/100; %" [m]"
Tgm=(Tg-Tgout)/2;

Ra=(g*B*D_m^3*rhoSM^2*CPSM*(Tgm-TSM))/(viscSM*KSM);
```

```

Pr=(CPSM*viscSM)/KSM;

Nu=(0.6+((0.387*(Ra^(1/6))))/(1+(0.559/Pr)^(9/16))^(8/27))^2;

ho=(Nu*KSM)/D_m;

Cp_gas=1195; %[J/kg*k]
visc_gas=0.000002655; %[kg/m*s]
K_gas=0.004254; %[W/m*k]

N_tubos=45;
D_tubos=0.834; %[in]

D_tubos_m=D_tubos*2.54/100; %[m]"
at_prima=(pi*D_tubos^2)/4; %[in^2]"
at=(N_tubos*at_prima)/(144*2); %[ft^2]<<<<<-----"
at_m=at*0.0929; %[m^2]"
G_tubos=mg/at_m; %[kg/s*m^2]"
Re_tubos=(D_tubos_m*G_tubos)/visc_gas;

Jh_tubos=-1.99500422E+00+4.43260770E-03*Re_tubos-3.03831534E-
08*Re_tubos^2+1.37157586E-13*Re_tubos^3-2.65697054E-
19*Re_tubos^4+1.86968168E-25*Re_tubos^5;

Pr_tubos=Cp_gas*visc_gas/K_gas;
hi=(Jh_tubos*K_gas/D_tubos_m)*(Pr_tubos^(1/3)); %[W/m^2*k]"

U=(hi*ho)/(hi+ho);

Cmin=mg*Cp_gas;
NTU=(U*At)/Cmin;

e=1-exp(-NTU);
%-----
-----
Tg_out=Tg-(e*(Tg-T2R));
Hg_out=-2.48927436E+02+7.06400753E-01*Tg_out+5.21303530E-04*Tg_out^2;
Qgen=mg*(Hg-Hg_out);
Q_abs=mdd_s*H4+m_r*H8-md_f*H1;
mv_d=(mdd_s*H3+(m_r*H9/Y9)-Qgen-md_f*H2R)/(H10-(H9*X10/Y9));
mv_f=(mv_d*X10+m_r)/Y9;
H5=(mv_f*H9-mv_d*H10)/m_r;



md_d=md_f+mv_d-mv_f;




Q_cond=m_r*(H5-H6);
COP=Q_evap/Qgen;



end




```




ANEXO D: Equipos de refrigeración por absorción comerciales.



Compañía/ Modelo	Tipo de ciclo	Refrigerante/ Absorbente	Tipo de refrigeración	Tipo de accionamiento	Capacidad
Carrier:					
16LJ					
	Simple efecto	Agua / BrLi	Agua	Indirecto: Agua caliente de baja temperatura	75 - 525 TR
16NK					
	Doble efecto	Agua / BrLi	Agua	Indirecto: Vapor	98 - 1323 TR
16TJ					



	Simple efecto	Agua / BrLi	Agua	Indirecto: Vapor	100 - 700 TR
<p>York: YPC</p>					
	Doble efecto	Agua / BrLi	Agua	Directo: Gas natural, Propano, etc. Indirecto: vapor de alta presión.	200 - 700 TR
<p>YIA</p>					
	Simple efecto	Agua / BrLi	Agua	Indirecto: vapor, Agua caliente.	120 - 1138 TR
<p>Trane:</p>					

LT / HD					
	Simple efecto	Agua / BrLi	Agua	Indirecto: Vapor, Agua caliente.	20 - 2029 TR
SD/HD/LT					
	Doble efecto	Agua/BrLi	Agua	Indirecto: Vapor, Agua caliente.	111 - 1685 TR
Robur:					
GA-TK version					

	Simple efecto	NH3/Agua	Aire	Directo: Gas natural Rango trabajo temp. amb.: -12 C / +45 C Mínima temp. salida del agua: +3 C	4,97 - 24,87 TR (17,49- 87,45 KW)
GA-HT version					
	Simple efecto	NH3/Agua	Aire	Directo: Gas natural Rango trabajo temp. amb.: 0 C / +50 C Mínima temp. salida del agua: +5 C	4,81-24,03 TR (16,9-4,5 KW)
GA-LB version					
	Simple efecto	NH3/Agua	Aire	Directo: Gas natural Rango trabajo temp. amb.: -12 C / +45 C Mínima temp. salida del agua: -10 C	3,64-18,2 TR (12,8 -64 KW)

LG:					
N,P,S series					
	Doble efecto	Agua/BrLi	Agua	Directo: gas u otros combustibles	50-1500 TR
A, LSH					
	Doble efecto O Simple efecto	Agua/BrLi	Agua	Indirecto: vapor	100-1500 TR O 100-1400 TR
LWM					
	Simple efecto	Agua/BrLi	Agua	Indirecto: Agua caliente	28-1020 TR

Colibri:					
S series					
	Simple efecto (1 modulo)	NH3/Agua	Agua	Directo: Gas natural, Propano, etc. Indirecto: Vapor, Agua caliente, Gases. Temp. refrigeración: -30 C	(200-600 KW)
M series					
	Simple efecto (2 módulos)	NH3/Agua	Agua	Directo: Gas natural, Propano, etc. Indirecto: Vapor, Agua caliente, Gases. Temp. refrigeración: -30 a -50 C	(500-1000 KW)
C series					
M series					

	<p>Simple efecto</p> <p>(3 a 5 módulos)</p>	<p>NH3/Agua</p>	<p>Agua</p>	<p>Directo: Gas natural, Propano, etc.</p> <p>Indirecto: Vapor, Agua caliente, Gases.</p> <p>Temp. refrigeración: -50 a -60 C</p>	<p>(1000-2500 KW)</p>
<p>C series</p>					
	<p>Simple efecto</p> <p>(Hechos a pedido)</p>	<p>NH3/Agua</p>	<p>Agua</p>	<p>Directo: Gas natural, Propano, etc.</p> <p>Indirecto: Vapor, Agua caliente, Gases.</p> <p>Temp. refrigeración: -60 C</p>	<p>(>2500 KW)</p>
<p>Para temperaturas menores a -60, se fabrican equipos con ciclo de dos etapas.</p>					