

CAPÍTULO 2

CONFIGURACIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN

2.1 - JUSTIFICACIÓN DE LA MEZCLA DE TRABAJO SELECCIONADA

2.2 - PROPIEDADES DE LA MEZCLA

2.3 - OPERACIÓN EN MODO CALEFACCIÓN.

2.3.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES

2.3.2 - DESCRIPCIÓN DEL CICLO ABSORCIÓN/COMPRESIÓN PROPUESTO

2.3.3 - HIPÓTESIS Y VARIABLES INDEPENDIENTES

2.3.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL SIMPLE EFECTO

2.3.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LA CONFIGURACIÓN DE SIMPLE EFECTO

2.4 - OPERACIÓN EN MODO REFRIGERACIÓN

2.4.1 - CONSIDERACIONES PRELIMINARES

2.4.2 - CONFIGURACIONES DEL CIRCUITO DE SOLUCIÓN EN CICLOS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

2.4.3 - HIPOTESIS Y VARIABLES INDEPENDIENTES Y ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES

2.4.4 - DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA EL DOBLE EFECTO

2.4.5 - RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES

2.5 - PROPUESTA DE LA CONFIGURACIÓN DEL CICLO

2.6 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL PROTOTIPO

2.1 - Justificación de la mezcla de trabajo seleccionada

Hodgett (1982) y Macriss (1982) recopilaron las diferentes mezclas de trabajo que han sido propuestas por distintos autores a lo largo de la historia para ser utilizadas en los ciclos de absorción. Eisa et al. (1987) al revisar las características que debe reunir la mezcla ideal, observaron que resulta muy difícil encontrar un par que reúna todas las propiedades deseables, y por tanto resulta más práctico optimizar la selección en función de las condiciones de operación (calefacción, refrigeración, bomba de calor, ...) así como de la ubicación del equipo (industrial, residencial, ...)

Así pues, en nuestro caso al tratarse de un equipo destinado a la climatización en el sector residencial, la mezcla seleccionada debe satisfacer los siguientes requerimientos:

- Utilización de materiales económicos como el cobre o el aluminio para reducir los costes de fabricación de los componentes y reducir también el peso de la unidad.
- Buenas prestaciones tanto en modo refrigeración como en calefacción.
- Alta afinidad, miscibilidad total y sin problemas de cristalización en el rango de operación de los equipos destinados a dicho sector comercial.

En base a los tres requerimientos anteriores, se puede establecer una clasificación de los fluidos de trabajo de mayor proyección en los ciclos de absorción para el sector residencial y pequeño comercio. Dicha clasificación se muestra en Fig. 2.1.

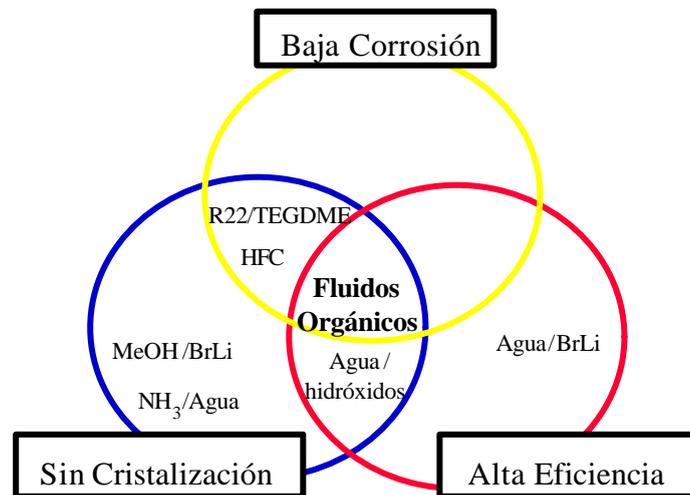


Fig. 2.1 Comparativa de las mezclas de trabajo para los equipos de absorción destinados al sector residencial y al pequeño comercio

Como se desprende de la Fig. 2.1, las mezclas que cumplen con los tres requisitos son aquellas que tanto el refrigerante como el absorbente son fluidos orgánicos, excluyendo los refrigerantes del tipo CFC o HCFC porque no permiten su uso en ciclos de alta temperatura. Aunque en la Fig. 2.1 se puede apreciar las ventajas e inconvenientes de cada mezcla, se ha considerado conveniente clarificar la situación de alguna de las

mezclas indicadas en la figura anterior, y por este motivo se detallan a continuación los aspectos más relevantes de cada una de ellas:

- Agua/BrLi. Mezcla ampliamente utilizada en enfriadoras de agua industriales, por su elevada eficiencia. Sus principales desventajas son los problemas de cristalización que limita de forma significativa la temperatura de operación del absorbedor, y por otro lado, su alto nivel de corrosión principalmente a temperatura elevada.
- Agua/hidróxidos sódico, potásico y de cesio. Esta mezcla ha generado un reciente interés por su aplicación en el equipo Interotex de doble efecto (Branson et al, 1995). Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al sistema Agua-BrLi debido al desplazamiento en unos 20°C de la curva de cristalización. No obstante, su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.
- NH₃/Agua. Es el par de trabajo ampliamente utilizado en los equipos de absorción que deben operar a temperaturas inferiores a 0 °C. Además, es la mezcla utilizada por la mayor parte de equipos de absorción comercializados para el sector residencial y se prevé una mayor participación de ésta tras la comercialización de los equipos GAX. Su principal desventaja es la necesidad de rectificación, el bajo rendimiento en modo refrigeración y su incompatibilidad con el cobre.
- MeOH/BrLi. Esta mezcla pretendía superar las principales limitaciones de temperaturas de operación del sistema Agua-BrLi, y cautivó cierto interés como se refleja en Baehr (1982), Idemma (1984) y Riffat et al. (1994). Por una parte, el metanol puede operar a temperaturas inferiores a los 0 °C y además, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. No obstante, esta mezcla es inestable a temperatura elevada (Belherazem, 1982), lo que limitaba su aplicación a sistemas de simple efecto.
- HFC e hidrocarburos halogenados. La masiva aplicación de los CFC en los equipos de compresión de vapor, generó un gran interés para su aplicación en los ciclos de absorción (Borde I, 1982 y Hodgett, 1984). Sus principales ventajas era la compatibilidad con los materiales, un nivel de presiones aceptable, y una gran variedad de posibles absorbentes. A pesar de que los resultados obtenidos en los diversos prototipos construidos a finales de los años 70, operando como bomba de calor, eran muy satisfactorios (Allen, 1984), su interés se truncó al ser considerados como los causantes del deterioro de la capa de ozono. Está por ver las posibilidades de los nuevos fluidos HFC sustitutos de los CFC.
- Fluidos orgánicos. Debido a los resultados poco satisfactorios obtenidos hasta el momento con sales hidratadas, ha crecido el interés por las mezclas de fluidos orgánicos. Las principales ventajas de estos fluidos son el gran número de posibles pares de trabajo, junto a la buena tolerancia que presentan con la mayor parte de los materiales constructivos. No obstante, dichos fluidos suelen

tener unas propiedades de transporte bastante deficientes, además de poseer una limitación en la temperatura de operación del generador por motivos de estabilidad.

Ante la gran diversidad de posibles pares de mezclas de fluidos orgánicos, en la literatura destaca la selección de dos alcoholes como refrigerantes: el trifluoroetano (TFE) y el metanol (MeOH). Como posibles absorbentes para el refrigerante TFE Kawada (1991) y Genssle (1998), entre otros proponen el tetraetilenglicol dimetiléter (TEGDME); Bokelmann (1985), Antonopoulos (1992) y Sawada (1993) proponen como absorbente la N-metilpirrolidinona (NMP), mientras que Ishikawa et al (1999) opta por la Dimetilimidazolinona (DMI). Para el caso del MeOH, el absorbente orgánico propuesto por Narodslawsky et al. (1988), Stüven (1989) y Boer (1995) es el TEGDME.

A pesar del mayor interés despertado por el TFE, en el análisis teórico comparativo realizado por Vallés et al (1996) entre las prestaciones de un ciclo de absorción de doble efecto utilizando las mezclas TFE-TEGDME y MeOH-TEGDME, se concluye que este último par de trabajo, puede alcanzar unos rendimientos térmicos ligeramente superiores al TFE-TEGDME. Dicha mejora se obtiene al utilizar una pequeña etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. A pesar de que en dicha etapa de compresión se requiere menos de un 10% de la demanda de energía del generador, su efecto es significativo, ya que permite incrementar el rango de temperatura de operación del absorbedor hasta valores cercanos a los 50°C, y por lo tanto, hace factible la disipación de calor del condensador y del absorbedor mediante aereorefrigeradores. Además, Valles (2000) realizó un estudio experimental del proceso de absorción con fluidos orgánicos utilizando intercambiadores de placas. A la vista de sus resultados, puede concluirse que el sistema MeOH-TEGDME, se adapta mejor al proceso de absorción con intercambiadores de placas, que la mezcla TFE-TEGDME.

Ante esta situación, se considera que la mezcla MeOH-TEGDME puede resultar muy propicia para ser utilizada en los equipos de absorción destinados a la climatización en el sector residencial y pequeño comercio, ya que presenta una mayor eficiencia térmica en el ciclo de doble efecto y permite un mejor uso de los intercambiadores de placas que el par TFE-TEGDME. Asimismo, desde el punto de vista termodinámico presenta las siguientes ventajas:

- Solubilidad: Como puede verse en el Anexo B, la solubilidad de la mezcla es total en todo el rango de concentraciones a las diferentes temperaturas de interés.
- Presiones de trabajo: El diagrama PTX para esta mezcla del Anexo B constata que las presiones de operación del ciclo serán relativamente bajas, y la mayor parte del ciclo operará en condiciones de presión inferiores a la atmosférica.
- Entalpia de vaporización del metanol. Tal y como se indica en el anexo B, la entalpia de vaporización del metanol es elevada, 1248 kJ/kg a 0 °C, similar al amoníaco.

- Punto normal de ebullición. La temperatura normal de ebullición del TEGDME es elevada, 274 °C, resultando una diferencia de temperaturas de ebullición entre el refrigerante y el absorbente superior a 200°C. Por ello, resultará innecesaria la rectificación de los vapores a la salida del generador.

Además de las propiedades de equilibrio de la mezcla consideradas, es necesario examinar aspectos técnico-comerciales como la estabilidad térmica, la compatibilidad de materiales y la seguridad, estudiados con detalle por Lázaro (1999). Sus principales conclusiones fueron:

- Estabilidad térmica: Bajo atmósfera inerte y a una presión de 1 bar, no se observó ningún tipo de degradación del TEGDME por debajo de 180°C.
- Compatibilidad de materiales: En los estudios de compatibilidad de materiales se consideró la inclusión de diversos metales comúnmente utilizados en los equipos de climatización, así como diversos materiales de juntas. Los resultados obtenidos pusieron de manifiesto que el acero no presenta alteración apreciable a la mezcla MeOH-TEGDME, y que para el resto de materiales como el latón, cobre y aluminio los signos de ataque resultan ser muy débiles. Las juntas HOSTAFILON[®] así como las de grafito se mantuvieron en buenas condiciones si bien con un ligero endurecimiento.
- Seguridad y medio ambiente. Se determinó el punto de ignición (Flash Point) y el de inflamación de la solución MeOH-TEGDME. El punto de ignición de una mezcla depende del componente que tiene el Flash Point más bajo, independiente de su concentración. En este caso particular, es el metanol (12°C). Con respecto al punto de inflamación, éste depende del componente mayoritario que es el TEGDME. Por tanto, su punto de inflamación es de 194°C.

Asimismo, también se recopiló información en referencia a:

▪ IDENTIFICACION DEL PRODUCTO	▪ ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD
▪ COMPOSICION E INFORMACION DE LOS COMPONENTES	▪ PROPIEDADES QUIMICAS Y FISICAS
▪ IDENTIFICACION DE LOS PELIGROS	▪ INFORMACION TOXICOLOGICA
▪ PRIMEROS AUXILIOS	▪ INFORMACION ECOLOGICA
▪ MEDIDAS CONTRA INCENDIOS	▪ INDICACIONES PARA LA ELIMINACION
▪ MEDIDAS EN CASO DE DISPERSION ACCIDENTAL	▪ INFORMACIONES REGLAMENTARIAS
▪ MANIPULACION Y ALMACENAMIENTO	▪ INFORMACIONES RELATIVAS AL TRANSPORTE
▪ CONTROL DE EXPLOSION/PROTECCION INDIVIDUAL	

Tabla 2. 1 Información recopilada por Lázaro (1999) sobre aspectos de seguridad y medio ambiente de la mezcla MeOH-TEGDME.

2.2 - Propiedades de la mezcla

Las propiedades termodinámicas de los fluidos puros y las mezclas se han obtenido de la base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte, de fluidos utilizados en

la tecnología de absorción elaborada por Medrano (1998) y completada por Herraiz (2001). Esta base de datos desarrollada en FORTRAN 90 está concebida como un módulo externo que puede compilarse separadamente y facilitar la información a los otros módulos que realizan la simulación del ciclo. La estructura de esta base de datos se presenta en el Anexo B.

2.3 - Operación en modo calefacción.

2.3.1 - Consideraciones preliminares

En primer lugar se establecen los límites de operación a que puede estar sometido el equipo en un ciclo de absorción operando en modo calefacción. Por este motivo, se ha considerado oportuno indicar a continuación las temperaturas límites máximas o mínimas previstas para cada uno de los circuitos de operación del ciclo de absorción.

- Evaporador. A diferencia del agua, el metanol no se halla limitado a operar a temperaturas superiores a los 0°C. Por ello, se puede ampliar el rango de operación del equipo de absorción al operar como bomba de calor. En este caso se ha limitado la temperatura mínima de operación a -5°C.
- Absorbedor/Condensador. La temperatura de operación de este circuito viene determinada por la temperatura de operación del sistema de distribución de calor, situándose ésta alrededor de 55°C.
- Generador. La temperatura máxima de operación del generador se halla limitada por la estabilidad térmica de la mezcla MeOH-TEGDME, y por este motivo dicha temperatura se ha limitado a 160°C.

En la Fig 2.2 se muestra en el diagrama PTX del MeOH-TEGDME, las condiciones de operación de un ciclo de absorción de simple efecto tal como el de la figura 1.6, operando con una temperatura de evaporación T_E de 0°C, una temperatura en el absorbedor/condensador $T_A=T_C$ de 55°C y una temperatura en el generador T_G de 150°C. De la representación del ciclo se pueden realizar las siguientes observaciones:

- a) Debido a que el salto térmico entre el evaporador y absorbedor/condensador es elevado, la solución a la salida del absorbedor presenta una concentración en refrigerante inferior al 10% molar. Esta baja concentración dificulta la aplicación de un ciclo doble efecto, ya que para ello se requieren temperaturas superiores 200°C en el generador.
- b) Como consecuencia de la escasa diferencia de concentraciones entre la solución de entrada y de salida en el generador, será necesario poner en juego grandes cantidades de solución por kilogramo de refrigerante absorbido.
- c) A pesar de que la diferencia entre los puntos de ebullición del MeOH y el TEGDME es superior a los 200°C (Tabla B.1), al operar con soluciones extremadamente pobres, las trazas de absorbente en la fase vapor a la salida del generador pueden ser significativas.

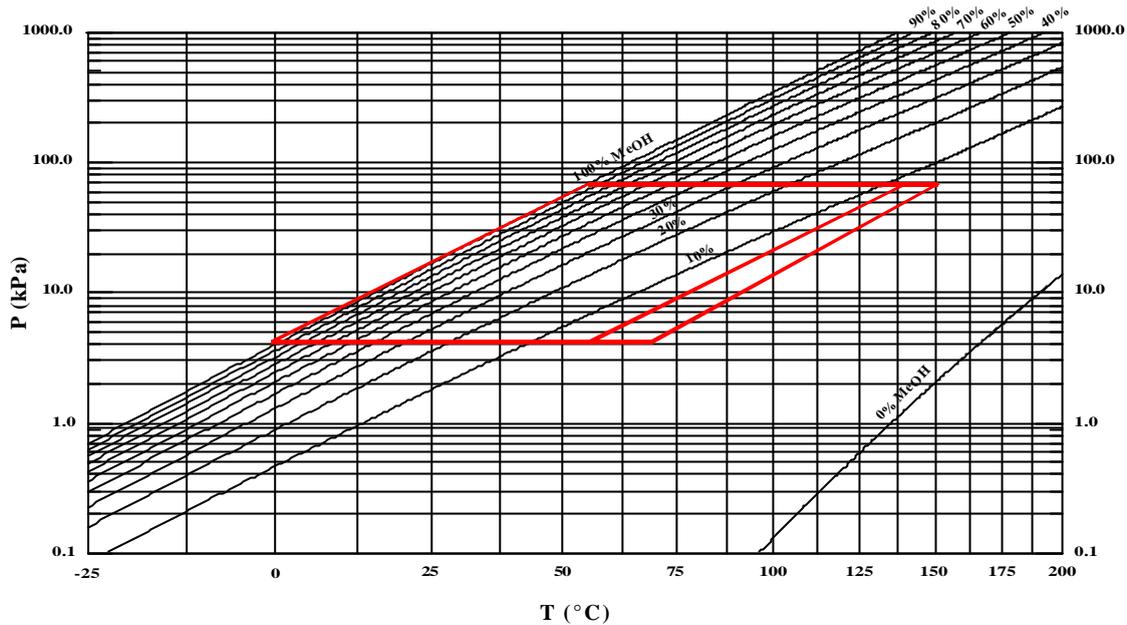


Fig. 2. 2 Representación del ciclo de simple efecto para el MeOH-TEGDME, al considerar unas condiciones estándares en la operación en modo calefacción.

Ante tal situación, se considera conveniente incorporar, de forma análoga a la indicada por Vallés (1996), una etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. De esta forma, al incrementar la presión de operación del absorbedor se obtendrán a su salida unas soluciones con un mayor contenido de refrigerante, y por otra parte, se reducirá notablemente el caudal de solución requerido para absorber la unidad de refrigerante. No obstante, este aumento de concentración no es suficiente para el funcionamiento de un ciclo de doble efecto.

Así pues, a través de la simulación termodinámica se pretende a continuación analizar en modo calefacción, los siguientes puntos:

- Influencia de un sistema de rectificación a la salida del generador.
- Influencia de la etapa de compresión en la relación de caudales.
- Optimización de la relación de compresión.
- Obtención de las prestaciones del equipo.

2.3.2 - Descripción del ciclo absorción/compresión propuesto

La figura 2.3 representa de manera esquemática el ciclo de absorción/compresión de simple efecto propuesto para el funcionamiento en modo calefacción.

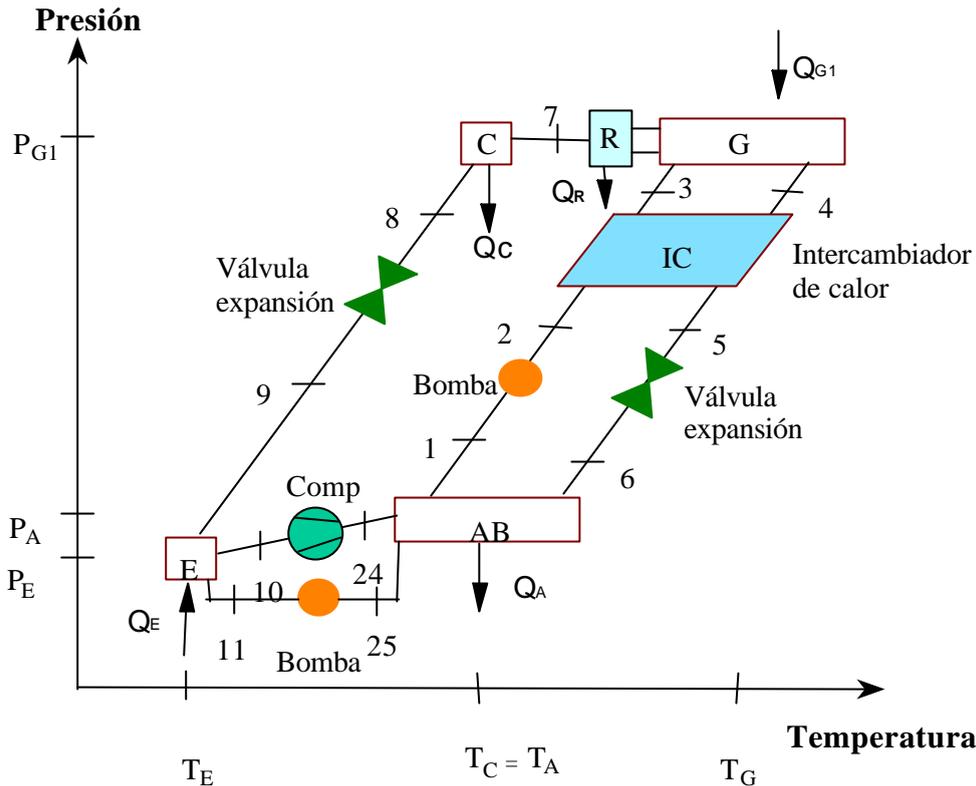


Fig. 2.3 Ciclo de absorción-compresión de simple efecto, para el funcionamiento como bomba de calor

En la etapa de compresión, los vapores procedentes del evaporador E a la presión P_E son comprimidos a la presión P_A del absorbedor. A continuación, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G y el calor liberado en el proceso de absorción se disipa en una corriente de agua de refrigeración. A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante que se encuentra a la temperatura T_A es bombeada hacia el generador G que opera a la presión de alta P_G . Antes de acceder a este generador la solución rica es precalentada en el intercambiador de calor solución/solución, IC por la solución pobre procedente del generador.

La separación del refrigerante de la solución rica procedente del absorbedor se consigue en el generador G gracias al aporte de energía térmica Q_G suministrada a la temperatura T_G . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución pobre y un vapor, a una temperatura elevada y a la presión P_G . El vapor se dirige hacia el rectificador R, en el cual se extrae una cierta cantidad de calor hasta obtener la composición deseada del vapor. Dicho vapor es condensado a la temperatura T_C disipando el calor en una corriente de agua, mientras que la solución pobre fluye hacia el absorbedor tras pasar por el intercambiador IC.

A la vista de la Fig. 2.3, el ciclo propuesto presenta dos grandes diferencias respecto al ciclo convencional de simple efecto de la Fig.1.6 . La primera gran diferencia, es la presencia de un compresor entre el evaporador y el absorbedor, el cual proporciona un grado más de libertad al ciclo. Además, se incorpora una pequeña etapa de bombeo, para realizar la purga de las trazas de absorbente del evaporador hacia el absorbedor. En los equipos como el amoníaco-agua, donde este tipo de purga es habitual, es factible

realizar dicha purga por simple gravedad, ya que tanto el absorbedor como el evaporador operan a la misma presión.

La simulación del ciclo termodinámico se realizará mediante un módulo de cálculo en lenguaje FORTRAN 90, que partiendo de los datos de entrada y de ciertas hipótesis, permite obtener las variables de cada una de las corrientes del ciclo (temperatura, presión, composición y entalpía) mediante la resolución de balances de materia y energía en cada uno de los componentes. Las ecuaciones que aparecen en el módulo de cálculo son los balances de materia totales y parciales y los balances de energía planteados en cada uno de los equipos del ciclo. Como resultado se obtienen los caudales y potencias intercambiadas en cada uno de dichos equipos.

Los datos de entrada corresponden a las variables independientes del ciclo, que fijan las condiciones de operación del equipo, así como a las especificaciones de diseño (potencia del evaporador, eficacia térmica de los intercambiadores y rendimientos del compresor y de la bomba o bombas). Una vez fijada las condiciones de operación y las especificaciones de diseño, el ciclo aún requiere dos parámetros adicionales para su resolución, los cuales son la presión de operación en evaporador y, la relación de presiones o de compresión entre el absorbedor y el evaporador. Mediante estas dos variables se puede optimizar alguno de los siguientes parámetros:

- El coeficiente de funcionamiento (COP_h) en modo calefacción que relaciona la energía térmica producida en el absorbedor y en el condensador, y la energía consumida

$$COP_h = \frac{Q_A + Q_C}{Q_{G1} + W_B + W_C} \quad (2-1)$$

- El otro parámetro de interés es el PER, que se define como la demanda de energía por parte del usuario por unidad energía primaria consumida. Este parámetro tiene en cuenta la eficiencia de la conversión de energía primaria en energía eléctrica (η_{el}) y la eficiencia de la caldera o generador de vapor η_G que suministra la energía térmica Q_{G1} . Estos valores se han fijado en $\eta_{el} = 0.4$ para el rendimiento de una moderna central eléctrica y $\eta_G = 0.9$ para la caldera. La inclusión de este parámetro permite comparar ciclos que utilizan diferentes tipos de energía, ofreciendo así una información más clara sobre la eficacia del ciclo. Los ciclos más eficientes, obviamente, son aquellos cuyo PER es más alto. En modo calefacción el PER_h es

$$PER_h = \frac{Q_A + Q_C}{\frac{Q_{G1}}{h_G} + \frac{W_B + W_C}{h_{el}}} \quad (2-2)$$

2.3.3 - Hipótesis de cálculo y Variables independientes

En la simulación del ciclo se han considerado las siguientes hipótesis de cálculo:

- El ciclo opera en régimen estacionario.
- La solución se encuentra en condiciones de saturación a la salida del generador, así como del absorbedor.

- La corriente de vapor a la salida del generador está en equilibrio con la solución de salida.
- A la salida del condensador la corriente líquida está saturada.
- La expansión en las válvulas se considera isoentálpica.
- No se consideran pérdidas de carga ni de calor en los componentes ni en las tuberías.
- Las temperatura de entrada del agua de refrigeración del absorbedor y del condensador son iguales.
- La evaporación en el evaporador es parcial, dando lugar a una corriente líquida de purga que se mezcla con la solución rica que sale del absorbedor
- El vapor que sale del evaporador se encuentra en equilibrio con la corriente de purga del evaporador.

Las variables independientes del ciclo de absorción/compresión propuesto de simple efecto, junto con las especificaciones previstas de los componentes del ciclo necesarias en la simulación son las siguientes:

- Temperatura del generador (T_G): 130-160 °C
- Temperatura de salida del absorbedor (T_A): 45-60 °C
- Temperatura del evaporador (T_E): -5 - +5 °C
- Intervalo de la relación de compresión del compresor (PR): 1.0-4.0
- Caudal másico de refrigerante que entra al evaporador : 0.005 kg/s
- Rendimiento de la bomba (E_{f_B}): 0.50
- Rendimiento isentrópico del compresor (E_{f_C}): 0.85
- Eficiencia térmica del intercambiador solución/solución ($E_{f_{int}}$): 0.92

2.3.4 - Descripción del modelo matemático para el simple efecto

El algoritmo de cálculo de los flujos térmicos y másicos que intervienen en el ciclo de simple efecto propuesto es relativamente sencillo y bastante directo. La numeración de las corrientes y componentes que aparecen en este modelo hacen referencia a la configuración del ciclo de simple efecto con compresor que se presenta en la Fig. 2.3.

Los cálculos que se realizan en cada uno de los pasos son:

- Lectura del valor de las variables independientes, las especificaciones de los equipos del ciclo, junto con la presión de operación del evaporador y la relación de compresión entre el absorbedor y el evaporador.
- A partir de la presión del evaporador, P_E , y de la relación de compresión, PR , se calcula la presión del absorbedor P_A y la concentración de la solución rica a la salida del absorbedor. Esta concentración es la concentración en equilibrio a la temperatura del absorbedor T_A y la presión del absorbedor P_A .

$$P_A = P_E PR \quad (2-3)$$

$$T_A = T_C \quad (2-4)$$

$$x_1 = x(P_A, T_A) \quad (2-5)$$

- Se asume una composición molar del líquido a la salida del condensador x_8 de 0.99, ya que los vapores suelen contener pequeñas trazas de TEGDME. A partir de este valor se calcula la presión de operación del generador P_G . Si se considera la incorporación de un sistema de rectificación, la composición molar y_7 viene ya determinada por la especificación del propio rectificador y no es necesario realizar ninguna suposición. En caso de descartar el uso de dicho rectificador, es preciso realizar un bucle iterativo hasta ajustar la composición molar del vapor a la salida del generador, y_7 , con la del líquido saturado del condensador x_8 .

$$y_7 = x_8 \quad (2-6)$$

$$P_G = P(T_C, x_8) \quad (2-7)$$

$$x_4 = x(P_G, T_G) \quad (2-8)$$

$$y_7 = y(x_4, T_G) \quad (2-9)$$

- Se calcula la fracción molar de la fase vapor, y_{10} , y de la purga líquida, x_{11} , a la salida del evaporador.

$$x_{11} = x(P_E, T_E) \quad (2-10)$$

$$y_{10} = y(x_{11}, T_E) \quad (2-11)$$

- Conocidas las concentraciones y temperaturas en los diversos puntos del ciclo, se evalúan las entalpías en cada una de las corrientes.
- Se realiza un balance de materia en cada uno de los componentes del sistema y se calculan los flujos térmicos o eléctricos de los componentes, incluido el calor de rectificación Q_R .
- Finalmente se obtienen los valores de COP y PER.

Finalmente, en el diagrama de flujo de la Fig. 2.4, se muestra el proceso seguido para realizar la simulación

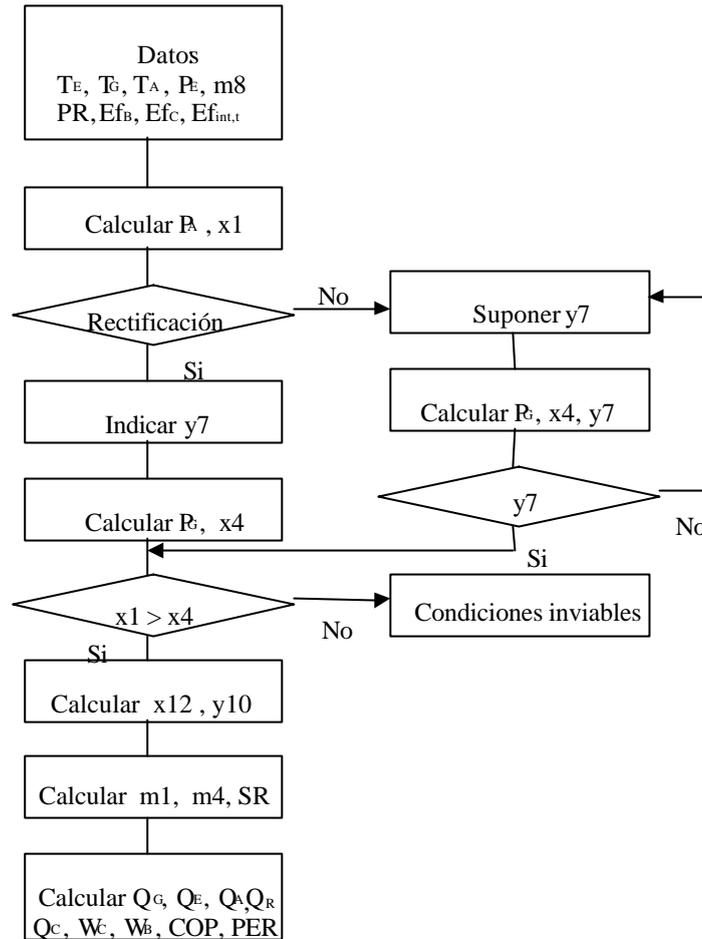


Fig. 2.4 Diagrama de cálculo para la configuración de simple efecto

2.3.5 - Resultados de la simulación para la configuración de simple efecto

El ciclo de absorción de simple efecto se caracteriza por tener la configuración más simple de estos sistemas. Ello implica, que la influencia de cada uno de los componentes es fácilmente analizable mediante una simulación termodinámica de dicho ciclo. A continuación se presentan los resultados obtenidos al considerar los cuatro puntos indicados anteriormente, es decir, la influencia del sistema de rectificación, la influencia de la etapa de compresión, la optimización de dicha etapa de compresión, y la obtención de las prestaciones del ciclo.

- Sistema de rectificación** Los aproximadamente 50°C de salto térmico entre el evaporador y el absorbedor en su funcionamiento como bomba de calor, incide negativamente en el contenido de refrigerante en la solución rica. Este hecho, provoca la operación en el generador de soluciones extremadamente pobres, lo que facilita la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor a la salida del generador. Resulta por ello importante analizar la necesidad de rectificar dichos vapores. En la Fig. 2.5, se presentan los resultados obtenidos de la simulación termodinámica al considerar cuatro casos bien diferenciados. En el primero, no se considera rectificación alguna; en el segundo, se lleva a cabo una ligera rectificación de forma que los vapores presentan una fracción molar de metanol del 98%; en el tercero, se realiza una buena rectificación de forma que

dicha fracción molar es del 99.9% y por último se presenta una rectificación casi ideal con una fracción molar del 99.99%. En los cuatro anteriores casos, se ha mantenido las siguientes condiciones externas de operación, $T_E=0^\circ\text{C}$, $T_A=50^\circ\text{C}$, $PR=3$; $T_G=150^\circ\text{C}$

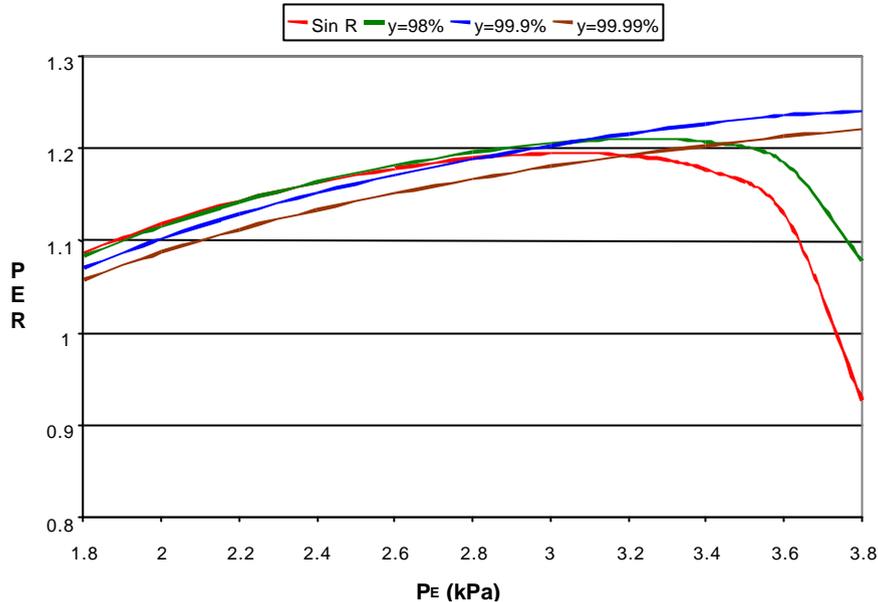


Fig. 2.5 Influencia del sistema de rectificación en el PER ($T_E=0^\circ\text{C}$, $T_A=50^\circ\text{C}$, $PR=3$; $T_G=150^\circ\text{C}$) para un ciclo de absorción-compresión de simple efecto con MeOH-TEGDME operando en modo calefacción

Como se puede observar de la Fig 2.5, a pesar de operar durante la operación en modo calefacción con soluciones con bajo contenido de refrigerante, la incorporación de un sistema de rectificación no implica un ahorro significativo de energía primaria. La aportación más destacable de dicho sistema de rectificación es el ligero incremento de la presión de operación del evaporador, así como la disminución del caudal de purga de éste. Además, es necesario destacar, que la incorporación de un sistema de rectificación no evita la instalación de un sistema de purga del evaporador, ya que siempre queda algún resto de absorbente en la fase vapor a la salida del generador que pueda acumularse en el evaporador. De esta forma, ante la escasa repercusión de dicho componente en el ahorro de energía primaria, junto con el incremento de la complejidad en su sistema de control, se ha descartado la inclusión de un sistema de rectificación en el ciclo propuesto.

Excluida la opción de un sistema de rectificación, otra conclusión destacable de la Fig 2.5, es el efecto de la variación de la demanda de energía primaria con respecto a los cambios de la presión de operación del evaporador. Para el caso particular que se presenta en dicha figura, se observa que la presión óptima de operación es de 3.1 kPa para $T_E=0^\circ\text{C}$. Dicho valor es ligeramente inferior a 3.9 kPa, que correspondería a la presión de saturación del metanol puro a dicha temperatura.

Desde el punto de vista práctico, este punto de operación óptimo del evaporador se establece a partir de la temperatura de operación y de la cantidad de purga bombeada hacia el absorbedor. Un caudal excesivo de purga, incrementa la

presión del evaporador a expensas de un deterioro de las prestaciones del equipo, mientras que una purga deficiente, provoca un descenso considerable de la presión de evaporación y en consecuencia también en el absorbedor.

• **Relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor** : La etapa de compresión permite al ciclo de absorción operar con mayores saltos térmicos entre el evaporador y el absorbedor. Para una temperatura de operación dada en el absorbedor, al incrementar su presión de operación, se aumenta el contenido de refrigerante de la solución rica, y en consecuencia se reduce la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor, el trabajo de bombeo, y el flujo térmico en los intercambiadores solución-solución. En el caso de la mezcla MeOH-TEGDME, al operar con concentraciones muy débiles en refrigerante, la inclusión de una etapa de compresión genera una disminución muy drástica de la relación de caudales máscicos de solución requeridos. En la Fig. 2.6, se muestra la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor (SR) para unas condiciones dadas de operación ($T_E = 0^\circ\text{C}$, $T_A = 50^\circ\text{C}$, $T_{GI} = 150^\circ\text{C}$), y diferentes valores de la presión de trabajo en el evaporador por debajo de la presión de saturación del metanol (3.9 kPa) y para distintos valores de la relación de compresión PR comprendidos entre 2 y 5

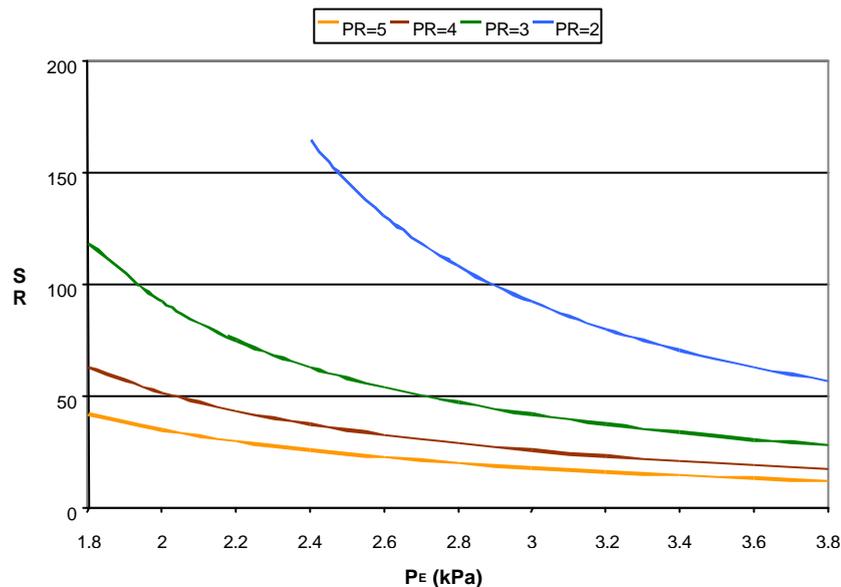


Fig. 2.6 Variación de la relación de caudales de solución pobre y de refrigerante vapor del ciclo de absorción/compresión de simple efecto en modo de calefacción al variar la presión de operación del evaporador y la relación de compresión para la mezcla MeOH-TEGDME ($T_E = 0^\circ\text{C}$, $T_A = 50^\circ\text{C}$, $T_G = 150^\circ\text{C}$)

La relación de caudales máscicos de solución pobre y del vapor de refrigerante, se halla en el intervalo limitado por el valor máximo, correspondiente al caso en que no hay compresor $PR=1$, y el valor nulo, cuando la relación de compresión equivale a la del ciclo de compresión de vapor convencional. Como puede observarse en la Fig. 2.6, la inclusión de una etapa de compresión reduce de forma significativa la relación de caudales a medida que la relación de compresión aumenta.

Desde el punto de vista práctico, las relaciones de caudales superiores a 50 son poco interesantes debido al incremento del trabajo de bombeo así como de las secciones de los conductos y de las potencias térmicas intercambiadas en el intercambiador solución-solución. Así pues, y a la vista de los resultados que se muestran en la Fig 2.6, se precisa de una relación de compresión mínima de 3 para obtener una relación de caudales aceptable. No obstante, falta por determinar el valor óptimo de dicha relación de compresión, la cual se realizará en base a criterios energéticos.

• **Optimización de la relación de compresión.** La relación de compresión representa un grado de libertad del equipo, y su determinación se realiza mediante la optimización del parámetro PER. La selección de este término y no del COP, se debe básicamente a la escasa información que aporta este último coeficiente, ya que al incrementar el trabajo de compresión, el COP tiende a aumentar hacia el COP de un ciclo de compresión de vapor. Así pues, en la Fig.2.7, se representa la evolución del parámetro PER en función de la relación de compresión y de la presión de trabajo en el evaporador, para las siguientes condiciones de operación $T_E = 0^\circ\text{C}$, $T_A = T_C = 50^\circ\text{C}$, $T_G = 150^\circ\text{C}$

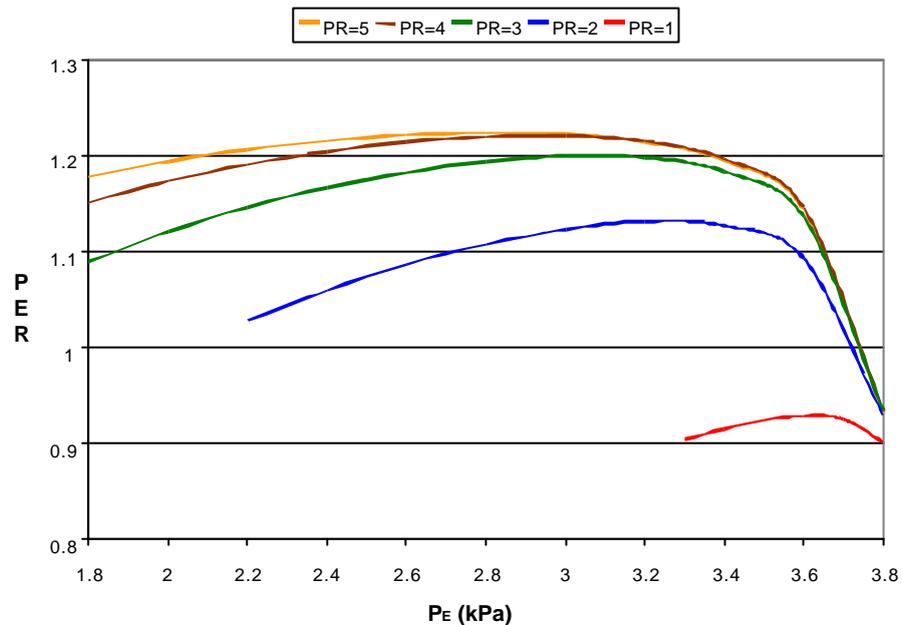


Fig. 2.7 Representación del PER en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto al variar la presión de evaporación, para diversos valores de la relación de compresión para la mezcla MeOH-TEGDME ($T_E = 0^\circ\text{C}$, $T_A = 50^\circ\text{C}$, $T_{G1} = 150^\circ\text{C}$)

Como puede verse en la Fig. 2.7, en el caso de ausencia del compresor, es decir $PR=1$, el valor del PER obtenido del ciclo de absorción propuesto es similar al de una simple caldera, a causa del bajo contenido de refrigerante a la salida del absorbedor, y en definitiva de una elevada relación de caudales. Por ello, su funcionamiento como bomba de calor no es interesante. Asimismo, en la Fig 2.7, se puede constatar como la introducción de una pequeña proporción de trabajo en la etapa de compresión reduce significativamente el consumo de energía primaria, para relaciones de compresión alrededor de 3 y 4. Para relaciones de compresión

superiores, no aportan ningún tipo de ahorro de energía primaria sino más bien todo lo contrario.

• **Prestaciones térmicas del equipo.** En este punto se pretende evaluar las prestaciones térmicas del ciclo en las diferentes condiciones de operación previstas. En la Fig. 2.8 se muestran los resultados obtenidos del COP en modo de calefacción para el ciclo propuesto en el caso en que $T_E=0^\circ\text{C}$, y $PR=3$, y para diferentes temperaturas de operación del absorbedor y del generador, manteniendo constante la presión de operación del evaporador $P_E= 3.1$ kPa.

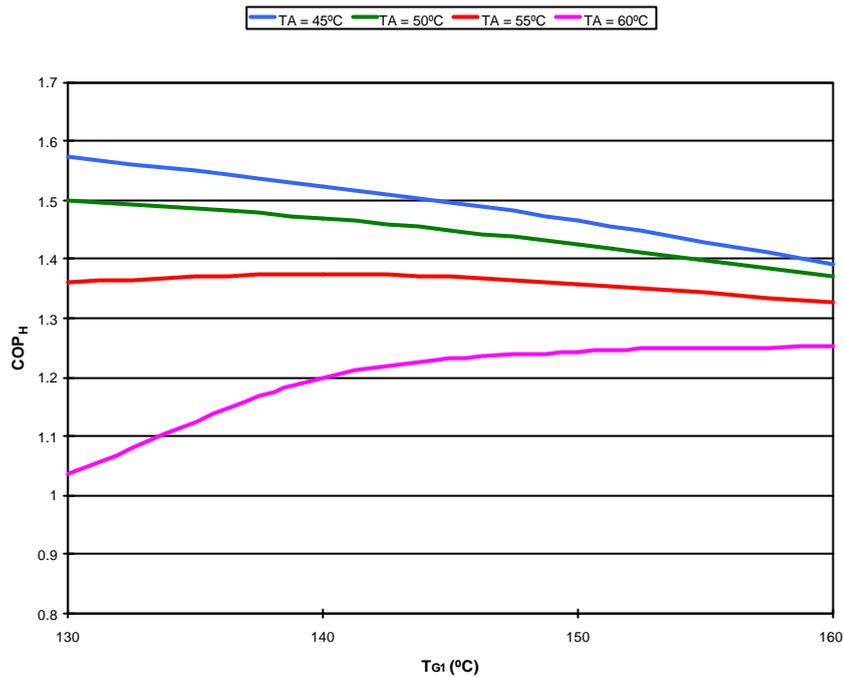


Fig. 2.8 COP en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto para diferentes temperaturas de operación del absorbedor y del generador, manteniendo constante $T_E=0^\circ\text{C}$, $P_E= 3.1$ kPa y $PR=3$ para la mezcla MeOH-TEGDME.

Como se puede observar de la anterior figura, para temperaturas de operación del absorbedor/condensador de 55°C , el COP es prácticamente independiente de la temperatura de operación del generador. En el caso de operar a temperaturas inferiores en el absorbedor, sería aconsejable establecer temperaturas de activación del generador bajas, inferiores a 130°C , con el fin de obtener una mayor eficiencia del ciclo.

No obstante, como la mayor parte de equipos de distribución de calor operan a temperaturas entre 55 y 60°C , los resultados representados en la Fig. 2.8 ponen de manifiesto que no es necesario establecer una regulación de la temperatura de operación del generador en función de las condiciones de operación del absorbedor. Así pues, para la operación en modo calefacción, se puede establecer una temperatura de consigna constante de 150°C en el generador sin provocar disminuciones significativas respecto a los puntos óptimos de operación del ciclo de absorción/compresión propuesto.

En la Fig. 2.8 se ha presentado la influencia de las variaciones de las temperaturas de operación del absorbedor/condensador y del generador en el COP al operar en modo calefacción. Desde el punto de vista operativo, al establecer una temperatura de operación constante en el generador, al igual que la temperatura de operación del absorbedor/condensador por parte del usuario, es importante analizar el comportamiento del ciclo, al variar la temperatura de operación del foco frío, en este caso T_E . En la Fig. 2.9, se presentan las prestaciones del ciclo de absorción/compresión propuesto al variar las condiciones de operación en el evaporador desde -5°C hasta $+5^\circ\text{C}$, manteniendo constante la temperatura del absorbedor/condensador a 55°C y la temperatura del generador a 150°C .

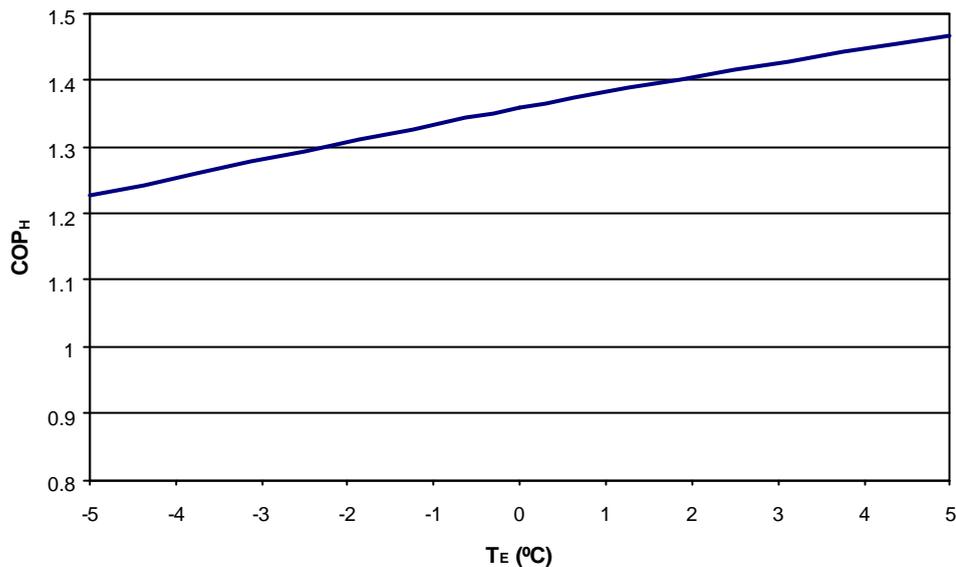


Fig. 2.9 Variación del COP en modo calefacción del ciclo de absorción/compresión de simple efecto al variar la temperatura de operación del evaporador, manteniendo $T_A=T_C=55^\circ\text{C}$, $T_G=150^\circ\text{C}$, y $PR=3$, a la presión óptima del evaporador correspondiente a cada temperatura de evaporación, para el MeOH-TEGDME.

Al variar la temperatura de operación del evaporador, la presión óptima de éste varía consecuentemente. En la tabla 2.2, se presentan los valores óptimos de operación hallados a través de la simulación termodinámica, cuando se mantienen constantes $T_A=T_C=55^\circ\text{C}$ y $T_G=150^\circ\text{C}$

T_E (°C)	P_E (kPa)
-5	2.5
0	3.2
+5	4.4

Tabla 2.2 Presiones de operación óptimas en el evaporador al variar la temperatura de trabajo de dicho componente.

Así pues, para la operación en modo calefacción, se precisa establecer la temperatura de operación del generador constante e igual a 150°C , mientras que la temperatura del evaporador vendrá determinada por las condiciones ambientales. Finalmente la temperatura de operación del absorbedor, vendrá fijada por el punto de consigna del usuario.

2.4 - Operación en modo refrigeración

2.4.1 - Consideraciones preliminares

A causa de la disminución del salto térmico entre el evaporador y el absorbedor, en torno a los 30°C, en la operación en modo refrigeración, es factible la implementación de un ciclo doble efecto, y conseguir de esta forma una mayor eficiencia energética del equipo.

El estudio realizado por Vallès (2000) analizó el funcionamiento en modo refrigeración de un ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la mezcla MeOH-TEGDME. Los resultados obtenidos de dicho estudio ponen de relieve el interés del ciclo en el cual se ha considerado una configuración en serie para la circulación de la solución entre el absorbedor y el generador de alta. Tomando como base dicho estudio, a continuación se realiza una comparativa de las prestaciones térmicas de las tres posibles configuraciones (serie, invertida y paralelo) posibles en el caso de ciclos de doble efecto.

2.4.2 - Configuraciones del circuito solución en ciclos de absorción de doble efecto

Los ciclos de absorción de doble efecto permiten el establecimiento de tres posibles circuitos de solución entre el absorbedor y los generadores. En la Fig 2.10, se muestra de forma esquemática las diferencias de dichos trasvases en las configuraciones serie, invertido y paralelo:

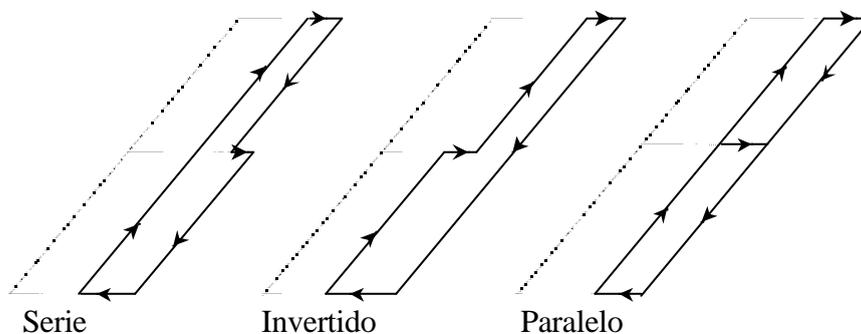


Fig. 2.10 Configuraciones del flujo de solución para un ciclo de doble efecto

Como puede verse en esta figura, en la configuración serie, la solución rica procedente del absorbedor es enviada directamente al generador de alta temperatura en donde tras la separación de una cantidad de refrigerante, fluye al generador de baja temperatura en donde se finaliza el proceso de separación. En el caso de la configuración invertida, la solución procedente del absorbedor accede primeramente al generador de baja temperatura, en donde tiene lugar la primera fase de separación del refrigerante, después es bombeada hacia el generador de alta temperatura con el fin de finalizar el proceso de separación del refrigerante. Finalmente, en la configuración en paralelo se realiza una distribución de la solución procedente del absorbedor entre ambos generadores. La relación entre el caudal que fluye por el generador de alta y el del generador de baja (RCG) es un grado de libertad adicional del cual no disponen las dos

anteriores configuraciones, y que debe ser optimizada para obtener las mejores prestaciones térmicas posibles.

2.4.2.1 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN SERIE

La Fig. 2.11 representa de manera esquemática el ciclo de absorción de doble efecto con una configuración en serie para el circuito de la solución, operando con la mezcla MeOH-TEGDME, en el cual también se ha intercalado una etapa de compresión ente el evaporador y el absorbedor. Los vapores procedentes del evaporador E a la presión P_E son comprimidos a la presión P_A , mediante el compresor Comp. A continuación dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G2. El calor liberado en el proceso de absorción, Q_A , se transfiere a la corriente de agua de refrigeración. A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante es bombeada al generador G1 que opera a la presión alta P_{G1} . Antes de acceder a este generador la solución rica es precalentada en los intercambiadores de calor solución/solución, IC2 con la solución pobre y con la solución intermedia en el IC1.

La separación de una parte del refrigerante de la solución rica procedente del absorbedor se consigue primeramente en el generador de alta presión G1 gracias a la energía térmica Q_{G1} suministrada al ciclo al nivel de temperatura más alto T_{G1} . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución pobre intermedia y unos vapores de refrigerante a alta temperatura y presión. El calor liberado en la condensación de estos vapores procedentes del generador de alta presión se utiliza en el generador de baja temperatura G2 para realizar una separación adicional de la solución intermedia proveniente del generador G1. Como resultado de esta segunda separación obtenemos a la salida del generador G2 una solución pobre en refrigerante y una cantidad de refrigerante en la fase vapor.

El condensado obtenido en G2 en el nivel de alta presión, tras pasar por una válvula de expansión, se une con los vapores de refrigerante generados en el nivel de presión intermedia para entrar en el condensador de presión intermedia P_{G2} . Aquí todo el refrigerante es condensado a la temperatura T_C disipando el calor liberado a una corriente de agua. A continuación el condensado es enviado al evaporador a través de la válvula de expansión.

Un ciclo de absorción de doble efecto convencional con Agua-BrLi trabaja a tres niveles de presión que vienen fijados por la presión de saturación del refrigerante a tres diferentes niveles térmicos; la temperatura del condensador de alta presión, la temperatura del condensador de presión intermedia y la temperatura del evaporador. En este ciclo de absorción-compresión existe un cuarto nivel de presión por el incremento de presión como consecuencia de la etapa de compresión intercalada entre el evaporador y el absorbedor.

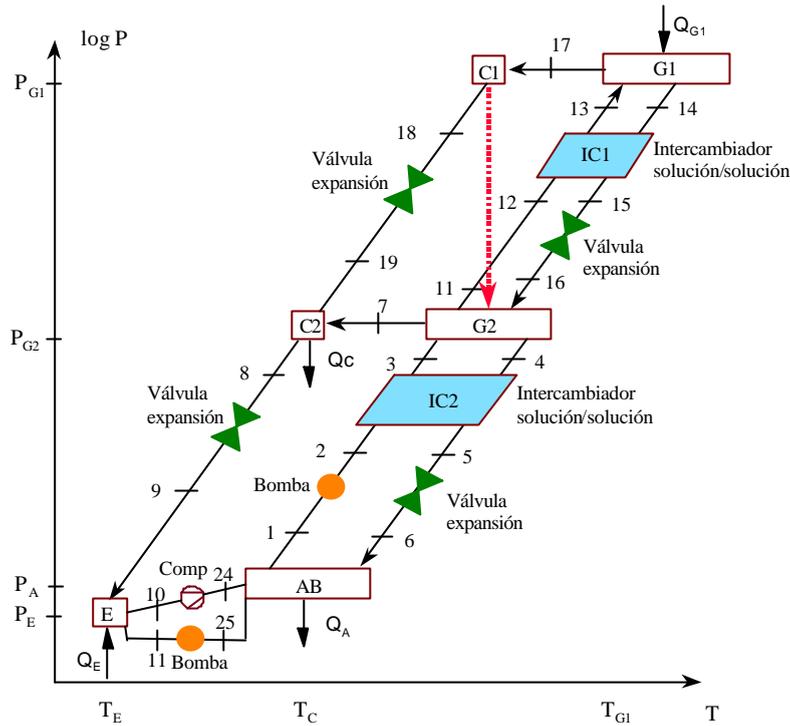


Fig. 2.11 Ciclo de absorción-compresión de doble efecto en configuración serie en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

2.4.2.2 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN INVERTIDA

La Fig. 2.12 muestra de manera esquemática la configuración invertida propuesta para el ciclo de absorción de doble efecto con etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor para la mezcla MeOH-TEGDME. De forma análoga a la configuración serie, los vapores procedentes del evaporador E a la presión P_E son comprimidos a la presión P_A , mediante el compresor Comp. A continuación, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por la solución pobre en refrigerante procedente del generador G1. El calor liberado en el proceso de absorción, Q_A , se transfiere a la corriente de agua de refrigeración.

A la salida del absorbedor la solución rica en refrigerante es bombeada primeramente hacia el generador G2, a través del intercambiador de calor IC2. En dicho generador se produce una primera separación de refrigerante de la solución rica mediante el calor de condensación producido en C1. Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución intermedia y unos vapores de refrigerante a presión y temperatura moderados. Los vapores son condensados en el condensador C2, mientras la solución líquida es bombeada hacia el generador G1, a través del intercambiador de calor IC1. En dicho generador, se produce una segunda separación de refrigerante de la solución mediante el aporte de calor Q_{G1} , a la temperatura T_{G1} . Los vapores generados a la presión P_{G1} y T_{G1} son condensados en C1, mientras que la solución empobrecida fluye a través de los intercambiadores IC1 y IC2 hacia el absorbedor AB.

El condensado obtenido en C1 en el nivel de alta presión, tras pasar por una válvula de expansión, se une con los vapores de refrigerante generados por G2, a la presión P_{G2} . En este punto todo el refrigerante es condensado a la temperatura T_C disipando el calor

liberado a una corriente de agua la temperatura T_A . A continuación el condensado es enviado al evaporador a través de la válvula de expansión.

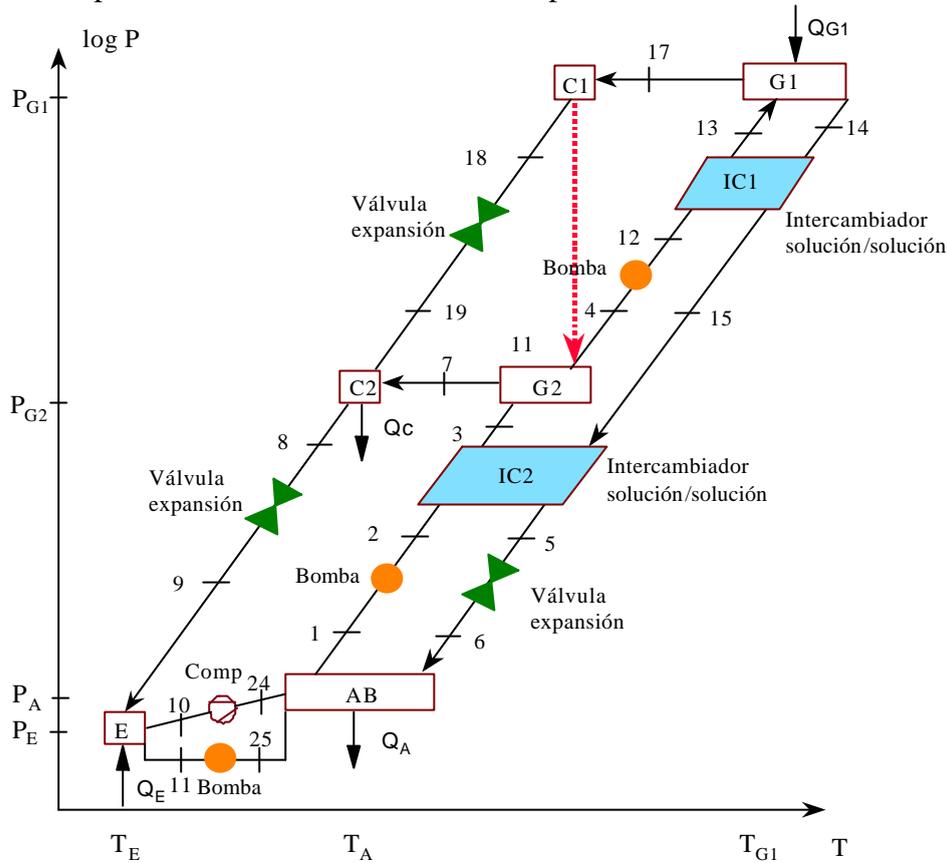


Fig. 2.12 Ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la configuración invertida en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

2.4.2.3 - DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN EN PARALELO

Tal como puede observarse en la Fig. 2.13, en esta configuración se dispone de dos circuitos en paralelo de solución, uno que opera a la temperatura T_{G1} y el otro a la temperatura T_{C1} . Así una parte de la solución rica obtenida a la salida del absorbedor fluye hacia el generador de alta temperatura $G1$, tras su paso por el intercambiador de calor $IC1$. En este punto una parte del refrigerante es extraído de dicha solución mediante el aporte de calor Q_{G1} a la temperatura T_{G1} . Como resultado de esta operación, a la salida de este generador se obtiene una solución empobrecida y unos vapores de refrigerante a presión y temperatura elevada. La solución regresa de nuevo al absorbedor tras fluir por el intercambiador $IC1$, mientras que los vapores se dirigen al condensador $C1$. El calor liberado en dicha condensación se utiliza en el generador de presión intermedia $G2$ para llevar a cabo la separación de refrigerante del resto de solución rica que proviene del absorbedor a través del intercambiador de calor $IC2$. A la salida de éste generador se obtiene una solución empobrecida la cual fluye de nuevo hacia el absorbedor tras su paso por $IC2$, mientras que el vapor obtenido se dirige hacia el condensador $C2$, que opera a la temperatura T_A . En la entrada de dicho condensador se produce una mezcla del vapor procedente del generador $G2$ junto con el refrigerante procedente del condensador $C1$, obteniéndose a su salida una condensación total de todo el refrigerante. A continuación dicho refrigerante se dirige hacia el evaporador.

El vapor generado a la temperatura T_E y a la presión P_E , es comprimido por el compresor hasta la presión del absorbedor P_A . Allí, dichos vapores son absorbidos en el absorbedor AB por las soluciones procedentes de los generadores G1 y G2, obteniéndose a su salida una solución rica que es bombeada de nuevo hacia los generadores.

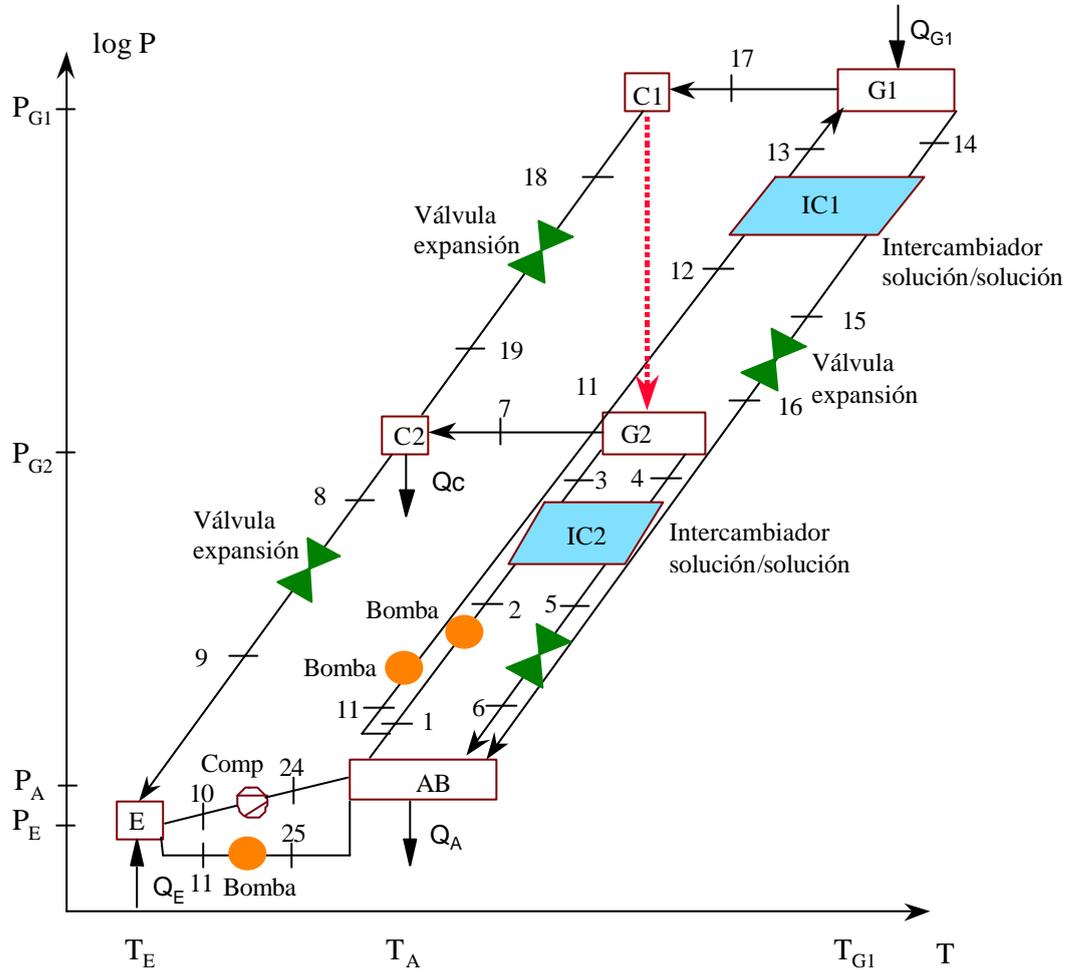


Fig. 2.13 Ciclo de absorción/compresión de doble efecto con la configuración en paralelo en el diagrama PTX de la mezcla de trabajo.

2.4.3 - Hipótesis y variables independientes

Además de las hipótesis indicadas en el apartado 2.3.3, se establecen las siguientes:

- La solución se encuentra en condiciones de saturación a la salida de los generadores.
- La corriente de vapor a la salida de cada uno de los generadores está en equilibrio con la solución de salida.
- A la salida de cada uno de los condensadores la corriente líquida está saturada.

A continuación se indican las variables independientes del ciclo de absorción/compresión de doble efecto propuesto para la operación en modo refrigeración. Además, también se han incluido las especificaciones previstas de los componentes del ciclo, las cuales a pesar de ser coincidentes con las indicadas en la simulación para el simple efecto, se indican de nuevo para mayor claridad.

- Temperatura del generador (T_G): 130-160 °C
- Temperatura de salida del absorbedor (T_A): 35-45 °C
- Temperatura del evaporador (T_E): 5 °C
- ΔT entre el condensador C1 y el generador G2 (ΔT_1): 5 °C
- Intervalo de la relación de compresión del compresor (PR): 1.0-4.0
- Caudal másico de refrigerante que entra al evaporador : 0.005 kg/s
- Relación de caudales másicos de solución (RCG) entre el generador G1 y el generador G2 (configuración en paralelo): 0.6-1.2
- Rendimiento de la bomba (E_{f_B}): 0.50
- Rendimiento isentrópico del compresor (E_{f_C}): 0.85
- Eficiencia térmica del intercambiador solución/solución ($E_{f_{int}}$): 0.92

Las variables independientes, que no han sido fijadas todavía, y que permiten la optimización de las prestaciones del equipo son la presión de operación del evaporador, la relación de compresión, junto a la selección del tipo de configuración para el doble efecto.

Los parámetros COP y PER en modo refrigeración se definen de forma análoga a los establecidos para el ciclo simple, como

$$COP_c = \frac{Q_E}{Q_{G1} + W_B + W_C} \quad (2-12)$$

y

$$PER_c = \frac{Q_E}{\frac{Q_{G1}}{h_G} + \frac{W_B + W_C}{h_{el}}} \quad (2-13)$$

2.4.4 - Descripción del modelo matemático para el doble efecto

El procedimiento de cálculo establecido para el ciclo doble efecto es muy similar para las tres configuraciones. Sus diferencias se centran en las modificaciones del cálculo de los balances global y parcial de materia, así como el de energía en los dos generadores. Además hay que destacar es la introducción en la configuración en paralelo de la variable (RCG), la cual se ha optimizado para cada una de las condiciones de operación.

Los cálculos realizados en cada uno de los casos son los siguientes:

- Lectura del valor de las variables independientes y especificaciones de los equipos del ciclo.

- A partir de la presión del evaporador, P_E , y de la relación de compresión, PR , se calcula la presión del absorbedor P_A y la concentración de la solución rica, x_1 , a la salida del absorbedor. Esta concentración corresponde al equilibrio a la temperatura del absorbedor T_A y la presión del absorbedor P_A .

$$P_A = P_E PR \quad (2-14)$$

$$x_1 = x(P_A, T_A) \quad (2-15)$$

- Se supone una temperatura del condensador de alta, T_{C1} , y se calcula la temperatura del generador de media, T_{G2} .

$$T_{G2} = T_{C1} - \Delta T \quad (2-16)$$

- Se considera un valor de la fracción molar del vapor a la salida del generador de alta, y_{17} , ya que estos vapores contienen una pequeña cantidad de TEGDME. Con este valor inicial de y_{17} se calcula la presión del generador de alta P_{G1} considerando que el líquido que sale del condensador C_1 está saturado a la temperatura T_{C1} . Con la presión del generador de alta fijada, se calcula la fracción molar de la solución intermedia, x_{14} , y la fracción de vapor y_{17} a partir de la temperatura del generador.

$$x_{18} = y_{17} \quad (2-17)$$

$$P_{G1} = P(T_{C1}, x_{18}) \quad (2-18)$$

$$x_{14} = x(P_{G1}, T_{G1}) \quad (2-19)$$

$$y_{17} = y(x_{14}, T_{G1}) \quad (2-20)$$

- Se ajusta y_{17} mediante el sistema de ajuste Newton-Raphson.
- Si con el valor supuesto de T_{C1} , la fracción molar de la solución rica no es mayor que la de la intermedia, se ajusta el valor inicial de T_{C1} .
- Se supone un valor para la fracción molar de refrigerante a la salida del condensador de presión media, x_8 , y se calcula la presión intermedia, P_{G2} .

$$P_{G2} = P(T_{G2}, x_8) \quad (2-21)$$

- Se calcula la fracción molar de la solución pobre, x_4 , y la fracción molar del vapor a la salida del generador de media, y_7 .

$$x_4 = x(P_{G2}, T_{G2}) \quad (2-22)$$

$$y_7 = y(x_4, T_{G2}) \quad (2-23)$$

- Se evalúa la fracción molar de la fase vapor, y_{10} , y de la purga líquida, x_{11} , a la salida del evaporador.

$$x_{11} = x(P_E, T_E) \quad (2-24)$$

$$y_{10} = y(x_{11}, T_E) \quad (2-25)$$

- Se realiza el balance de materia para todo el sistema, volviendo a calcular la fracción molar a la salida del condensador de media, x_8 . El valor de x_8 se ajusta mediante un sistema de ajuste Newton-Raphson.
- Se calculan las entalpías de las corrientes de entrada y salida del condensador de alta y del generador de baja. A partir de estas entalpías y de los caudales de las corrientes se obtiene el calor intercambiado en el condensador de alta, Q_{C1} , y en el generador de baja, Q_{G2} . Se ajusta T_{C1} mediante un sistema Newton-Raphson para que $Q_{C1} = Q_{G2}$.
- Se realiza el balance de energía en el resto de equipos, Q_{G1} , Q_E , W_C , W_b y finalmente se obtienen los valores de COP y PER.

En la Fig. 2.14, se muestra el diagrama de flujo para el caso particular de la configuración serie. Es necesario resaltar que dicho diagrama sería idéntico para la configuración invertida, a excepción de los condicionales que se realizan en las concentraciones de la solución x_1 , x_4 , x_{14} .

En el caso de la configuración en paralelo, además de los datos de entrada indicado en la Fig. 2.14, hay que añadir al relación de caudales entre el generador G1 y el generador G2. En referencia a los condicionales que se realizan en las concentraciones de la solución, es necesario advertir que son para cada generador independientes, y por lo tanto, simplemente es necesario que se cumpla $x_1 > x_4$ y $x_1 > x_{14}$, ya que las concentraciones de x_4 y x_{14} se determinarán a partir de las condiciones de operación y en cierta manera de la relación de caudales entre los dos generadores.

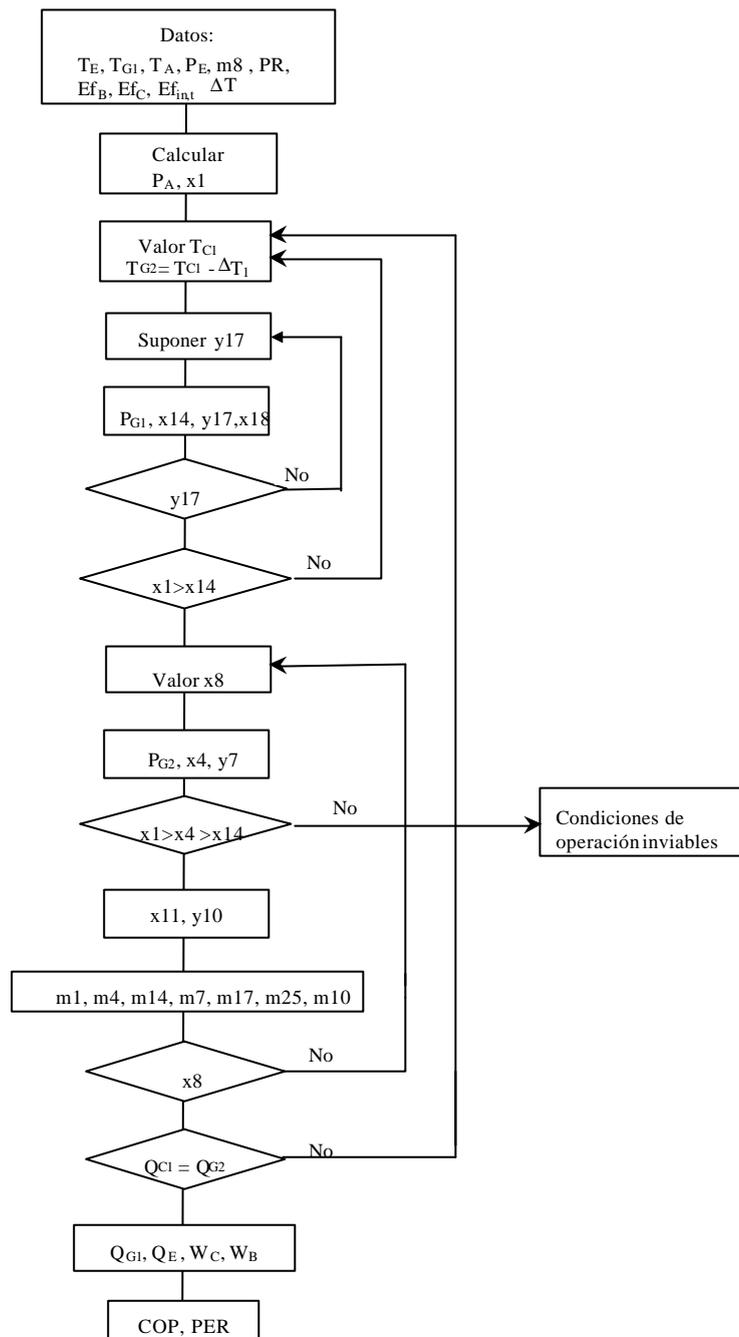


Fig. 2.14 Diagrama de flujo del módulo de cálculo para la configuración serie.

2.6.5 - Resultados de la simulación para las diferentes configuraciones

La selección de la configuración del circuito solución, se realizará principalmente teniendo en cuenta aspectos energéticos y económicos. Por este motivo, se han comparado los resultados obtenidos de la simulación para cada una de las tres posibles configuraciones indicadas anteriormente, con el fin de analizar las prestaciones en términos energéticos de COP y PER.

De acuerdo con los resultados obtenidos por Vallès (2000), se ha adoptado la relación de compresión óptima igual a 3. En las Fig 2.15, 16 y 17 se presentan los resultados obtenidos en términos del COP al variar la temperatura de operación del generador

(T_{G1}) y la presión en el evaporador para cada configuración. En los tres casos analizados, las temperaturas de operación del absorbedor y del condensador y la relación de compresión se han mantenido constantes ($T_A = T_C = 40^\circ\text{C}$. y $RP = 3$).

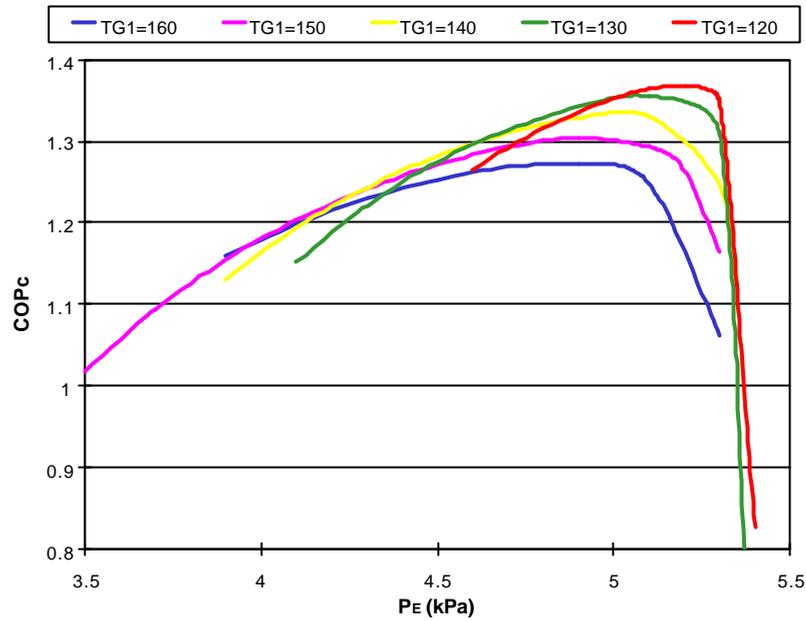


Fig. 2.15 Variación del COP en la configuración serie al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

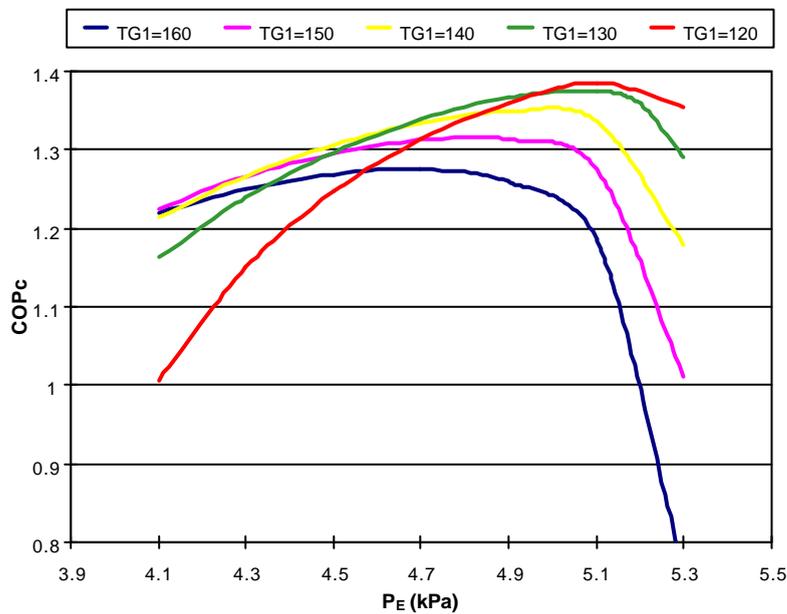


Fig. 2.16 Variación del COP en la configuración invertida al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

Al comparar los resultados proporcionados por las Fig. 2.15 y 16 se observa que ambas configuraciones muestran un comportamiento muy similar no sólo en términos de COP sino también para los valores de la presión y temperatura óptimas de operación tanto en el evaporador como en el generador. Así, en ambos casos la temperatura y presión óptimas de operación del generador y del evaporador son de 120°C y 5.1 kPa respectivamente, siempre y cuando la temperatura del absorbedor sea de 40°C y la relación de compresión de 3. Por otra parte, si se disminuye la temperatura de operación del generador por debajo de los 120°C, ambos ciclos dejan de ser operativos.

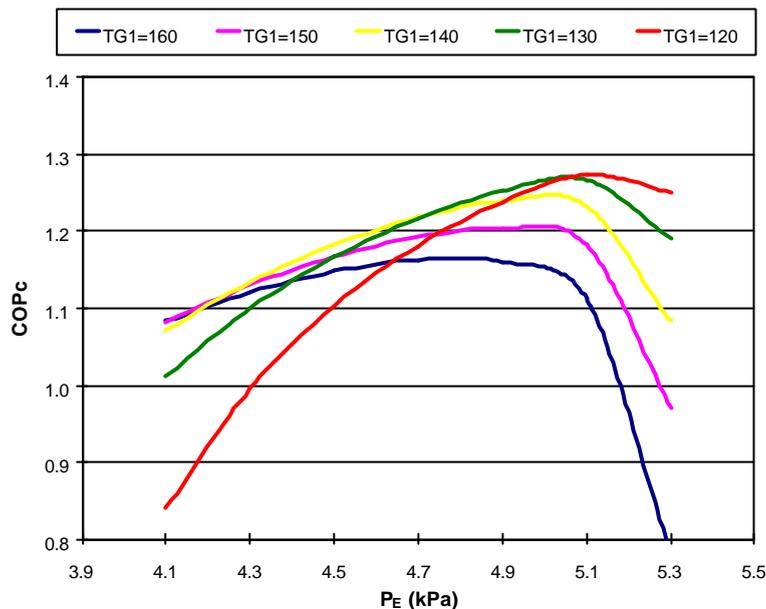


Fig. 2.17 Variación del COP en la configuración en paralelo al variar la temperatura de operación del generador y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

Como ya se ha indicado anteriormente, en la configuración en paralelo existe un grado de libertad adicional, la relación de caudales RCG. Para ello, ha sido necesario realizar un conjunto de gráficos adicionales como el mostrado en Fig. 2.18, para obtener a cada temperatura de operación del generador que aparece en la Fig.2.17, la relación de caudales óptima entre ellos.

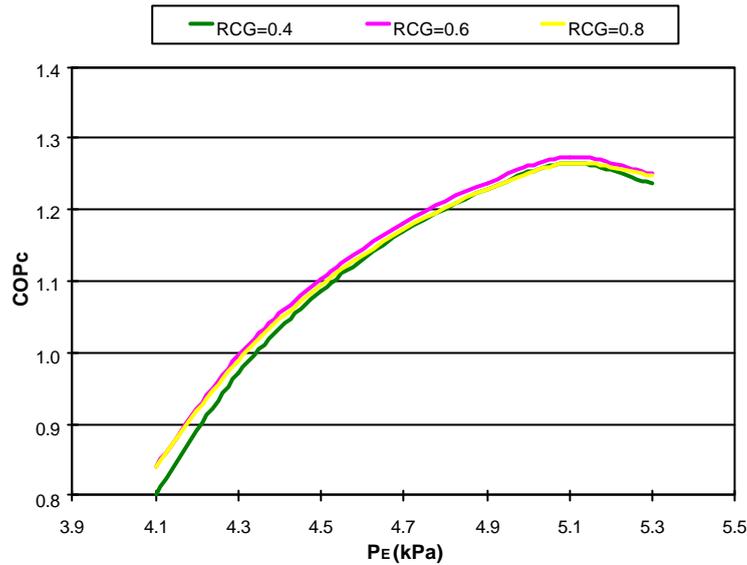


Fig. 2.18 Variación del COP en la configuración en paralelo al variar la relación de caudales RCG y la presión del evaporador para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C, una relación de compresión de 3, y una temperatura del generador de 120°C.

Si se comparan los valores obtenidos en cada una de las configuraciones, se observa que las prestaciones térmicas para la configuración invertida y serie presentan valores muy similares; mientras que para la configuración en paralelo es considerablemente inferior, en las mismas condiciones de operación externas. A pesar que esta última configuración posee un grado de libertad adicional (RCG), los resultados obtenidos muestran que las condiciones óptimas se encuentran con relaciones de caudales pequeñas, alrededor de 0.6. Si dicha relación se incrementa, se reduce considerablemente la diferencia de concentraciones entre la entrada y la salida del generador de baja. Si la relación disminuye a niveles inferiores a los indicados anteriormente, se produce un incremento sustancial de la presión de operación del generador de alta. Esto implica una reducción considerable en la diferencia de concentraciones entre las soluciones de entrada y la de salida de este componente, lo que conlleva a un incremento de caudales de recirculación. De todas formas una vez optimizada la variable RCG, la relación de caudales en la configuración en paralelo es alrededor de un 50% superior a la de la configuración serie e invertida (Nogués et al. 2000).

Otra conclusión importante que se observa de las Fig. 2.15, Fig. 2.16 y Fig. 2.17 es que en ninguna configuración por el hecho de aumentar la temperatura de operación del generador se consigue mejorar el COP. Esto se debe a la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor al incrementar la temperatura del generador, lo que implica tener que realizar una mayor purga en el evaporador y por tanto una disminución de la capacidad frigorífica y del COP. Por ese motivo, si se desea maximizar la eficiencia energética es necesario evaluar, para cada temperatura de operación del absorbedor, la temperatura óptima del generador. A título de ejemplo, en la Fig. 2.19 se observa como al incrementar la temperatura de operación del generador, cuando se mantiene constante la temperatura de operación del absorbedor y la relación de compresión, el parámetro PER disminuye.

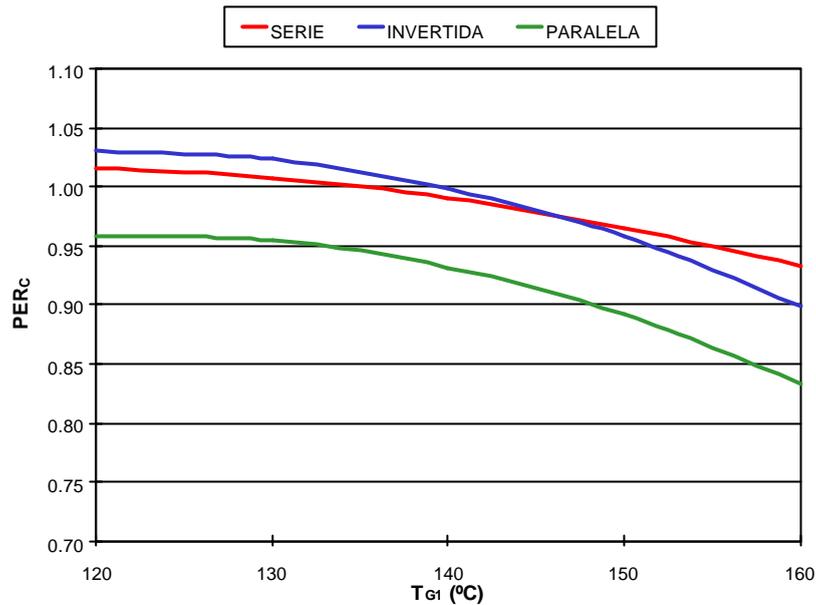


Fig. 2.19 Comparación de la variación del PER en las diferentes configuraciones al variar la temperatura de operación del generador, para una temperatura de operación del absorbedor y condensador de 40°C y una relación de compresión de 3.

A la vista de los resultados, las configuraciones invertida y serie se muestran como las opciones más viables. Desde el punto de vista de funcionamiento, ambas configuraciones también reflejan comportamientos muy semejantes. Así, la presión de alta para la configuración serie es ligeramente superior debido al incremento de temperatura de operación en el generador de baja, ya que éste opera con soluciones más pobres. La presión de operación en la configuración invertida es de 217 kPa cuando el ciclo opera con una temperatura del absorbedor de 45°C, y la temperatura del generador de 150°C, lo que equivale a una temperatura de operación en el condensador de alta de unos 86 °C. Mientras que en la configuración serie operando en los mismos niveles de temperatura, dicha presión asciende a 296 kPa debido a que la temperatura del condensador de alta es de 95°C.

En estas mismas condiciones, las composiciones molares de la fase vapor entre ambos ciclos presentan también la misma tendencia que la presión. En el caso de la configuración invertida, la concentración de metanol en la fase vapor es del 99.95% en el generador de baja, y de 99.18% en el generador de alta. Así mismo, en la configuración serie dichos valores son 99.89% y 99.43% respectivamente. Este hecho se debe a que en la configuración invertida, la temperatura de operación del generador de baja es inferior y por otra parte, dicho componente opera con soluciones más concentradas, lo que conlleva a una menor cantidad de absorbente en la fase vapor. Mientras, el generador de alta, al operar a una presión inferior y con concentraciones más diluidas, favorece la incorporación de trazas de absorbente en dicha fase vapor. En el caso serie, la mayor parte de absorbente proviene del generador de baja debido al incremento de temperatura de operación de éste y a una concentración ligeramente empobrecida por el generador de alta. De todas formas, en ambos casos la concentración de metanol en la fase vapor es suficientemente alta, como para eliminar la necesidad de utilización de sistemas de rectificación.

Ante el comportamiento tan similar de ambas configuraciones, no se ha encontrado un criterio energético para la discriminación de una de ellas. Por este motivo, la selección final de la configuración serie para el ciclo de absorción/compresión para el prototipo, se debe al comportamiento más estable del parámetro PER al variar la temperatura de operación del generador observada en Fig.2.19 así como por la reducción del número de bombas requeridas por dicho ciclo.

Finalmente, en la tabla 2.3 se muestran los valores operativos obtenidos en la simulación termodinámica para la configuración serie, al operar a una temperatura en el evaporador de 5°C y una relación de compresión de 3.

T_A (°C)	P_E (kPa)	T_{GI} (°C)	COP _c	PER _c	SR
35	5.1	100	1.53	1.12	8.6
40	5.1	120	1.37	1.10	16.2
45	5.1	150	1.09	0.83	27.2

Tabla 2.3 Condiciones óptimas de operación para el ciclo de absorción/compresión de doble efecto para diferentes temperaturas de operación en el absorbedor/condensador.

2.5 - Propuesta de la configuración del ciclo

A partir de las propiedades termofísicas del par MeOH-TEGDME y de los resultados obtenidos a través de la simulación termodinámica de los diversos ciclos con dicha mezcla, se puede afirmar que ésta resulta muy prometedora para su aplicación en equipos de absorción destinados a la climatización en el sector residencial.

Los resultados obtenidos a partir de la simulación termodinámica del ciclo de simple efecto propuesto para la operación en modo calefacción, muestran unas prestaciones muy superiores a un sistema convencional de caldera de agua caliente, si se incorpora una pequeña etapa de compresión entre el evaporador y el absorbedor. Así, al observar la Fig 2.7, en donde se ha representado el coeficiente PER obtenido de la simulación, se constata que la aplicación del ciclo propuesto puede generar un ahorro en energía primaria del orden del 30% respecto al caso de una caldera, cuando el circuito del absorbedor/condensador opera a 50°C.

En cuanto a la operación en modo refrigeración, los resultados de la simulación ponen de manifiesto unos rendimientos energéticos muy atractivos, aún operando a temperaturas del absorbedor/condensador considerablemente elevadas, del orden de 40°C y 45°C, siempre y cuando la relación de compresión sea alrededor de 3. Con estas temperaturas de operación, la disipación de calor en verano mediante aerorefrigeradores es factible, y por consiguiente, no se precisa torre de refrigeración para la extracción de calor. Por otra parte, de las posibles configuraciones posibles en doble efecto, la disposición en paralelo es la que presenta unas prestaciones térmicas inferiores y por lo tanto, la opción más fácilmente descartable. Entre las dos configuraciones restantes, ambas presentan unos resultados equivalentes en términos energéticos. La determinación de la configuración serie como la disposición más viable reside en aspectos económicos y de control. Mientras que la configuración invertida, precisa de dos bombas de circulación para su funcionamiento, en el caso serie sólo se requiere de una simple bomba. Ante tales perspectivas de funcionamiento y de prestaciones térmicas teóricas, se considera oportuno evaluar las prestaciones reales

de un equipo basado en el ciclo de absorción/compresión en configuración serie para el funcionamiento como equipo de refrigeración, y en simple efecto para aplicaciones de bomba de calor. El cambio de un modo de operación a otro, se puede realizar a través de la manipulación de las tres válvulas V_1 , V_2 y V_3 , tal y como se ilustra en la Fig. 2.20

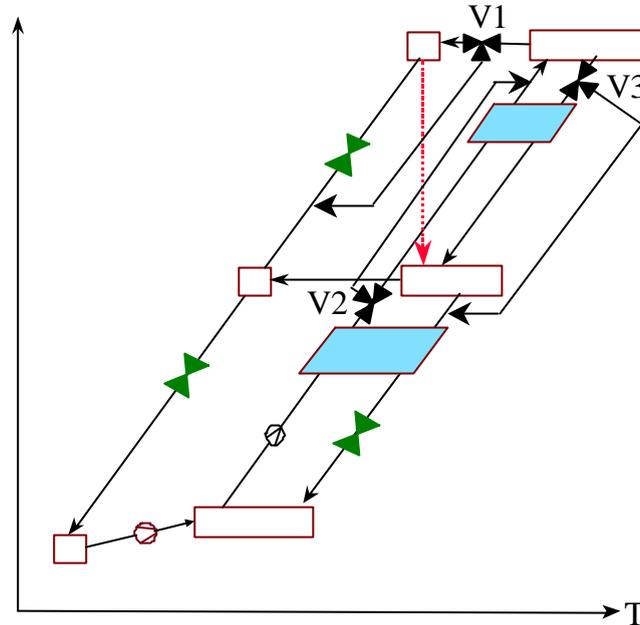


Fig. 2. 20 Ilustración del cambio de operación de un ciclo de simple efecto operando en modo calefacción a un ciclo doble efecto en modo refrigeración mediante las válvulas V_1 , V_2 y V_3 .

2.6 - Características técnicas del prototipo

A continuación se indican las características técnicas de los principales componentes que forman el prototipo que se pretende construir, en donde las cargas térmicas han sido evaluadas a partir de los valores obtenidos en la simulación termodinámica.

El prototipo se diseñará para una capacidad frigorífica de 20 kW y de unos 25 kW para modo calefacción, ya que se pretende que dichos equipos puedan ser competitivos a partir de dicha potencia. Para demandas térmicas inferiores, el incremento de coste de adquisición de las unidades accionadas a gas, difícilmente puede ser suplantado por la reducción de los costes de operación de estos equipos respecto a los eléctricos. Además, y como se ha dicho anteriormente, el segmento de mercado que se pretende abarcar es el sector residencial y el pequeño comercio, y esta potencia térmica puede cubrir las necesidades de una vivienda mediana.

• Modo Refrigeración

Potencia frigorífica 20 kW

Potencia evaporador 20 kW / $T_E = 5^\circ\text{C}$

Potencia absorbedor 23.5 kW / $T_A = 40^\circ\text{C}$

Potencia condensador 11.5 kW / $T_C = 45^\circ\text{C}$

Potencia generador 13 kW / $T_{G1} = 120^\circ\text{C}$

Potencia del compresor 2 kW / $Q=830\text{ m}^3/\text{h}$ / $P_E = 5.1\text{ kPa}$ / $\Delta P = 10.2\text{ kPa}$

Potencia bombas $< 1\text{ kW}$ / $m = 600\text{ kg/h}$ / $\Delta P = 3\text{ bar}$

• Modo Calefacción

Potencia térmica: 24.5 kW

Potencia evaporador 9 kW / $T_E = 0^\circ\text{C}$

Potencia absorbedor 15.5 kW / $T_A = 50^\circ\text{C}$

Potencia condensador 9.5 kW / $T_C = 54^\circ\text{C}$

Potencia generador 15 kW / $T_{G1} = 120^\circ\text{C}$

Potencia del compresor 1 kW / $Q=530\text{ m}^3/\text{h}$ / $P_E = 3.7\text{ kPa}$ / $\Delta P = 7.5\text{ kPa}$

Potencia bombas $< 1\text{ kW}$ / $m = 1.800\text{ kg/h}$ / $\Delta P = 0.6\text{ bar}$

A partir de estos valores preliminares del equipo se puede evaluar la carga medioambiental que generará a lo largo de su vida útil y comparar dichos valores con las diferentes tecnologías de climatización existentes en el mercado. En la Tabla 2.4, se presenta la carga ambiental asociada al prototipo diseñado junto con los valores del resto de tecnologías de refrigeración, indicados por Valle (1997), en la cual se constata su buena posición desde el punto de vista del parámetro TEWI.

Tipo de refrigeración	prototipo	gas doble efecto absorción	motor a gas con compresión de vapor	motor a gas con compresión de vapor	compresión de vapor con motor eléctrico				
COP	1.3	0.9	1.0	1.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Refrigerante	MeOH	H ₂ O	R134a	Hidro-Carburo	R12 (CFC)	R22 (HCFC)	R134a (HFC)	R407c (HFC)	Hydro-Carbon
Global warming potential	0	0	1,300	4	8,500	1,700	1,300	1,609	4
CO₂ (g/kWh) ⁽¹⁾	202	211	190	190	272	272	272	272	272
NO_x (g/kWh)	0.31	0.33	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
SO_x (g/kWh)	1	0	0	0	3	3	3	3	3
Energía utilizada (kWh/kW/yr)	-----	1,667	1,500	1,500	600	600	600	600	600
TEWI (kg CO₂ equiv)/kW ⁽²⁾	4,714	4,750	7,200	4,284	25,245	9,945	9,045	9,740	6,129

Emisiones del gas y electricidad				Notas: (1) Emisiones per kWh de refrigeración (2) Emisiones a lo largo de su vida por kW de refrigeración (3) Emisiones por unidad de energía producida Las emisiones eléctricas están evaluadas a partir de la proporción de los diferentes combustibles utilizados actualmente en Inglaterra.
Combustible	Emisiones (3)			
	g/kWh	g/kWh	g/kWh	
	CO ₂	Nox	SOx	
Gas Natural	190	0.3	0	
Electricidad	680	1	8	

Tabla 2. 4 Tabla comparativa de las emisiones producidas por los diversos equipos de refrigeración.