

CAPÍTULO 6

EXPERIMENTACIÓN CON EL PROTOTIPO

6.1 – INTRODUCCIÓN

6.2 – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

6.3 – ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPONENTES

- 6.3.1 – ABSORBEDOR
- 6.3.2 – CONDENSADOR
- 6.3.3 – EVAPORADOR
- 6.3.4 – GENERADOR DE ALTA Y GENERADOR DE BAJA
- 6.3.5 – INTERCAMBIADORES DE SOLUCIÓN-SOLUCIÓN
- 6.3.6 – COMPRESOR
- 6.3.7 – BOMBAS DE RECIRCULACIÓN

6.4 – RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN

6.5 – RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN

- 6.5.1 – OPERACIÓN EN CONDICIONES DE DISEÑO.
- 6.5.2 – EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE TRABAJO DEL ABSORBEDOR
- 6.5.3 – PROTOTIPO A PLENA CARGA

6.1 – INTRODUCCIÓN

En la parte inicial de este capítulo se describe brevemente el proceso de montaje así como la puesta en marcha del prototipo. Posteriormente se expone el análisis del comportamiento real de cada uno de los componentes que lo forman, con el fin de mostrar las coincidencias y divergencias entre las hipótesis de cálculo y los resultados obtenidos durante su funcionamiento en el banco de ensayos. Finalmente se presentan los resultados experimentales tanto en modo calefacción como en modo refrigeración.

En cada uno de los ensayos realizados se ha generado una gran cantidad de información, no únicamente de las lecturas de cada uno de los sensores instalados, sino que además, a partir de cada una de las variables medidas se han realizado en tiempo real, los balances de materia y energía en cada uno de las componentes del ciclo, según el procedimiento indicado en el Anexo C. De esta forma es posible conocer durante el régimen estacionario, los flujos de materia y energía, así como las composiciones de las corrientes involucradas en cada uno de los componentes del prototipo.

Con el fin de mostrar en este capítulo la mayor parte de la información obtenida en dichos ensayos, se ha decidido realizar directamente un volcado de las pantallas del sistema de adquisición de datos del banco de ensayos. Del conjunto de pantallas que se han desarrollado, se ha optado por la inclusión de las tres más representativas del funcionamiento en cada ensayo. Así pues, en la primera pantalla, se muestra un sinóptico del ciclo junto con los valores instantáneos de las variables medidas. En la siguiente pantalla, se indican los resultados obtenidos tras la aplicación de dichas lecturas en la resolución de los balances de materia y energía en cada uno de los componentes. Finalmente, y en la tercera pantalla, se presentan los históricos de los cuatro niveles de presión que se establecen en el interior del prototipo, así como la evolución de las potencias térmicas intercambiadas en el circuito del evaporador y del absorbedor-condensador.

6.2 – MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

A partir de la distribución espacial mostrada en Fig. 3.20, se ha podido determinar que las dimensiones exteriores del prototipo serán: ancho 1600 mm, largo 900 mm y altura 1900. Partiendo de dicha información, se ha construido un soporte de estas dimensiones, junto con un entramado interior para albergar los diferentes componentes del ciclo, a base de perfiles angulares de 35x35 mm y de 4 mm de grosor. El motivo de la utilización de dichos perfiles se debe a su capacidad de fijación en el sentido vertical y horizontal de los intercambiadores de calor utilizados, así como de las bombas.

Una vez ubicados los diferentes intercambiadores de calor, todas las tuberías de conexión entre los diferentes intercambiadores de calor CB76, se han realizado mediante tubo de acero inoxidable 304, con diámetro exterior de 53 mm i 1.5 mm de espesor. En cambio, la conexión entre la impulsión del compresor y la entrada del absorbedor se ha realizado mediante tubería de inoxidable 304 de DN 150. Aunque desde el punto de vista de compatibilidad de materiales se podía haber utilizado tubería de cobre en vez de inoxidable, se ha preferido esta última por motivos estéticos y de ensamblaje, ya que la diferencia de precios entre ambas opciones no era excesiva.

Tras finalizar el ensamblaje del prototipo, el siguiente paso realizado fue la comprobación de la estanqueidad del equipo. Para ello se instaló en el prototipo un manómetro de precisión, con un rango de medida entre 0 i 1 bar absoluto, y con una resolución de 5 mbar. Tras practicar el vacío en la unidad hasta la presión de 5 kPa, y después de transcurrir 36 horas, la presión había ascendido menos de 5 mbar (0.5 kPa), resultando un nivel de fugas alrededor de $1.1 \cdot 10^{-2}$ mbar.l.s⁻¹.

El grado de estanqueidad obtenido resulta suficiente para iniciar la experimentación, y por otra parte, se considera muy poco viable la obtención de un mayor grado de estanqueidad, cuando se tiene en cuenta que en el prototipo se han instalado dos bombas de recirculación y un compresor, en los cuales el fabricante sólo garantiza por cada acoplamiento una estanqueidad del orden de 10^{-3} mbar.l.s⁻¹.

Tras la aceptación del grado de estanqueidad del equipo, éste se encuentra ya disponible para ser acoplado al banco de ensayos y poder iniciar el análisis de su funcionamiento. En la Fig.6.1 se muestra una vista frontal del prototipo una vez finalizadas todas las conexiones tanto hidráulicas como eléctricas.



Fig. 6. 1 Vista frontal del prototipo en donde se pueden localizar los principales componentes que lo forman

Una vez finalizado el trabajo de conexión eléctrica al cuadro principal del prototipo, al igual que de los conductos del agua entre el prototipo y el banco de ensayos, y de los conductos de vapor entre la caldera y el prototipo, es el momento de iniciar la carga del absorbente y del refrigerante en el interior de la unidad.

Después de practicar el vacío en el interior del prototipo y tras dejarlo en configuración de simple efecto, se inicia la carga del absorbente TEGDME suministrado por Clariant Ibérica S.A. con una pureza del 98.4%. Dicha carga se realiza a través de la válvula de purga situada en la parte superior del depósito de acumulación de solución rica que se encuentra entre el absorbedor y la bomba de solución rica. Con la ayuda de las bombas, el absorbente es distribuido por el interior de la unidad hasta rellenar los intercambiadores de solución-solución y los generadores. En el caso del refrigerante, metanol ADITIO con una pureza del 99.98%, éste se introdujo a través de la válvula de purga situada en la parte superior del depósito de acumulación de refrigerante el cual se halla entre el condensador de baja y el evaporador. Como el nivel de líquido en el evaporador es controlado por una boya, primeramente se llena el evaporador y cuando la boya cierra, se llena dicho depósito de acumulación.

Con el fin de homogeneizar la mezcla, se arrancaron las bombas del prototipo en modo de simple efecto, al igual que todo el conjunto del banco de ensayos para facilitar el proceso de absorción en el absorbedor. Se ajustan los niveles hasta los valores deseados, resultado que la carga de absorbente en el prototipo fue de unos 110 kg y unos 23 kg de refrigerante. Finalmente, se pone en marcha la caldera de vapor, para iniciar la experimentación y el ajuste de los parámetros de los reguladores PI de cada uno de los convertidores de frecuencia instalados en el cuadro eléctrico. En las Fig 6.2 y 6.3 se muestran unas vistas del prototipo en el banco de ensayos.



Fig. 6.2 Detalle lateral del prototipo una vez instalado en el banco de ensayos



Fig. 6.3 Vista general del banco de ensayos con el prototipo desarrollado.

6.3 – Análisis del Comportamiento de los Componentes

Durante las primeras pruebas con el prototipo se detectaron un conjunto de limitaciones que reducían significativamente las prestaciones esperadas de alguno de los componentes que forman parte del equipo. Por ello, se procedió a la realización de una serie de ensayos con el fin de determinar la causa que originaba dicha anomalía. A continuación se indican los resultados obtenidos para cada uno de los componentes, haciendo un especial inciso en los que muestran unas prestaciones muy por debajo de las esperadas.

El análisis de los intercambiadores de calor se realiza mediante la comparativa del coeficiente global de transferencia de calor, entre el valor estimado por el programa de cálculo CAS200® y el valor obtenido experimentalmente. De forma genérica, conociendo la potencia térmica intercambiada (q), el coeficiente global de transferencia de calor para un intercambiador con área de intercambio A, se calcula según la ecuación:

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{LN}} \quad (6.1)$$

en donde, la media logarítmica de la diferencia de temperaturas para un intercambiador de calor operando en contracorriente, se obtiene a partir de la ecuación 6.2.

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_2}{T_3 - T_4} \right)} \quad (6.2)$$

siendo:

- T₁ = Temperatura de entrada de la corriente caliente.
- T₂ = Temperatura de salida de la corriente fría.
- T₃ = Temperatura de salida de la corriente caliente.
- T₄ = Temperatura de entrada de la corriente fría.

6.3.1 – Absorbedor

El absorbedor ha mostrado un comportamiento muy satisfactorio en todo momento, y como prueba de ello es que en ningún ensayo se ha podido alcanzar la presión de operación prevista en su etapa de diseño, es decir de 15 kPa en modo refrigeración.

Desde el punto de vista de transferencia de materia, no es posible realizar un análisis cuantitativo de su funcionamiento debido a la ausencia en el prototipo de la instrumentación requerida para este fin. Los únicos valores de que se dispone son los caudales y concentraciones obtenidos a partir del algoritmo detallado en el Anexo C. Dichos resultados muestran valores muy cercanos a los de saturación. Otro indicio del buen comportamiento del absorbedor, ha sido la baja presión de operación del absorbedor en modo refrigeración, tal y como puede observarse en los valores que se indican en la tabla 6.1. De esta forma se puede decir que la solución pobre era capaz de absorber el vapor procedente de la etapa de compresión en unas condiciones mucho más adversas que las previstas en el diseño.

Qa (kW)	Pa (kPa)	T _a ^{IN} (°C)	T _a ^{OUT} (°C)	T _{sol} ^{IN} (°C)	T _{sol} ^{OUT} (°C)	ΔT _{LN} (°C)	U (W/m ² K)
12.38	9.6	29.8	32.3	34.0	32.3	2.1	352
13.14	13.2	34.9	37.2	38.8	38.3	2.4	326
21.06	12.7	31.3	35.1	36.4	35.2	2.4	530
22.90	13.7	30.6	34.9	36.7	34.8	2.8	484

Tabla 6. 1 Análisis del comportamiento del absorbedor

Desde el punto de vista de transferencia de calor, los resultados obtenidos en la tabla 6.1 ponen de manifiesto el pequeño salto térmico entre la corriente del agua de refrigeración y la solución. Como es lógico, al incrementar la potencia térmica transferida en dicho componente, la diferencia de temperatura media logarítmica también aumenta, pero es importante resaltar que al doblar la potencia térmica, el incremento de la temperatura media logarítmica es inferior a 1°C.

Por otra parte, los coeficientes globales de transferencia de calor hallados en el absorbedor, son considerablemente elevados, siendo muy cercanos a los de diseño. Al comparar los resultados indicados en la tabla 6.1, con los valores obtenidos en un intercambiador de calor CB76 por Vallès (2000) utilizando la misma mezcla orgánica y el mismo corrugado de placa, se observa como dichos valores son prácticamente el doble. Esta mejora del comportamiento del CB300, se atribuye a una mejor distribución de la solución entre las placas.

6.3.2 – Condensador

Como ya se ha indicado en el capítulo de diseño, este intercambiador está ampliamente sobredimensionado desde el punto de vista térmico. Por este motivo, el salto térmico obtenido experimentalmente entre sus corrientes resulta extremadamente pequeño, inferior a 1°C, lo que dificulta la realización de cálculos térmicos a partir de la instrumentación instalada en el prototipo. Además, la sonda de temperatura del refrigerante líquido se halla ubicada después del depósito de acumulación instalado a la salida del condensador. Como el caudal de refrigerante es francamente reducido, cualquier disipación térmica hacia el exterior, se obtienen unos valores de temperatura ligeramente inferiores a la de saturación. Por este conjunto de motivos, en este punto no se incluyen resultados cuantitativos.

6.3.3 – Evaporador

A pesar de los resultados obtenidos durante la simulación del ciclo indicaban la necesidad de la instalación de una pequeña bomba de purga del evaporador hacia el absorbedor, durante la fase de diseño no se consideró la inclusión de dicho componente, motivado por la ausencia de dicha unidad de bombeo durante la fase de experimentación previa que se había realizado en una planta piloto, Vallès (2000).

No obstante, y ya desde los inicios, se observó que la presión de operación en el evaporador era sensiblemente inferior a la correspondiente presión de saturación del metanol a la temperatura de trabajo en dicha unidad, y que dicho valor descendía con el paso del tiempo. En la Fig 6.4 se presenta la evolución de la presión y la temperatura de operación en el evaporador a lo largo de más de 2 horas de experimentación.

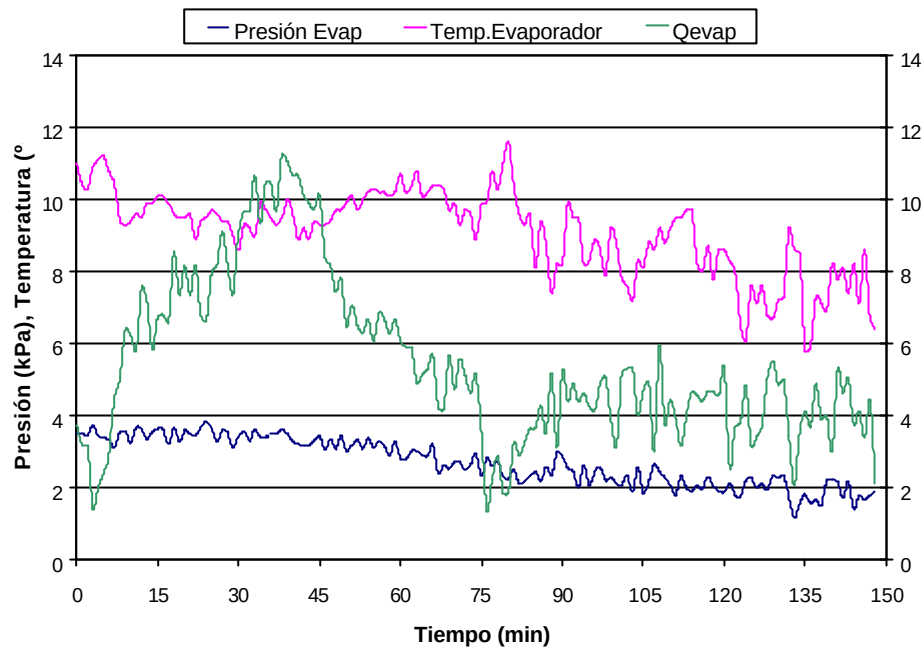


Fig. 6.4 Disminución de la presión y temperatura del evaporador cuando no se realiza ningún tipo de purgado.

La causa del decrecimiento continuo de la presión de operación del evaporador puede ser debido a:

- a) Control deficiente del nivel de líquido en los generadores. Un rebosamiento en alguno de los niveles, podría explicar la aparición de absorbente en el circuito de refrigerante, y su acumulación en el evaporador. No obstante, la minuciosa revisión de la evolución de los niveles a lo largo del ensayo, no indicaba rebosamiento alguno de líquido, ni tampoco se podía interpretar de esta forma su progresiva acumulación. Así pues, se descartó esta hipótesis.
- b) Diseño deficiente de los separadores de gotas. Ante la constatación de una acumulación continua de absorbente, la siguiente consideración se basó en la idea de un diseño deficiente de los separadores de gotas a la salida de los generadores. Sin embargo, como en dicha experimentación se operó a una carga térmica en el evaporador entre el 50% y 20% de la nominal, hacía poco probable un arrastre significativo de líquido por parte de la fase vapor en dichas condiciones.
- c) Equilibrio líquido-vapor. Aparece como la causa más probable de la acumulación de TEGDME en el evaporador, ya que en la experimentación realizada en la anterior planta piloto carecía de separador de gotas a la salida del evaporador, y por lo tanto se podían producir arrastres de líquido que fueran suficientes para evitar la unidad de purgado. Los primeros resultados experimentales con el prototipo pusieron de manifiesto los valores indicados en la simulación, y al mismo tiempo la necesidad de la instalación de un equipo de purga en continuo en el evaporador.

Por todo ello, se procedió a la instalación de una pequeña bomba en la parte inferior del termosifón del evaporador, la cual bombea una parte de la solución que iba a entrar al evaporador hacia el depósito de acumulación de solución rica a la salida del absorbedor. Además, en el conducto de unión entre dicha bomba y el depósito de acumulación, se interpusieron una válvula de cierre y un flotámetro. La válvula de cierre se utiliza para evitar posibles retornos de solución cuando el equipo no estuviese en operación, mientras que en el flotámetro se obtenía una lectura aproximada del caudal de purga.

El principal inconveniente de la instalación de la bomba fue su ubicación en el equipo, ya que la toma de purga del evaporador se encuentra en la parte inferior del equipo, y el nivel de columna de líquido en dicho punto es inferior a 50 cm. Por consiguiente, y según las condiciones de operación en el evaporador, aparecía un problema de cavitación de ésta, que quedaba reflejado en las oscilaciones del flotador del rotámetro.

Desde el punto de vista térmico, el evaporador ha mostrado un comportamiento un tanto irregular principalmente al operar a presiones inferiores a 4 kPa. En la tabla 6.2, se observa como la diferencia de la temperatura media logarítmica es muy sensible a las variaciones de la potencia frigorífica, lo que repercute muy negativamente en la presión de operación del evaporador. Por otra parte, el coeficiente global de transferencia de calor ha resultado ser un 30% inferior al esperado, motivado principalmente por la acumulación de absorbente en su interior y al descenso del grado de recirculación del refrigerante, provocando de esta manera un funcionamiento bastante deficiente de dicho componente.

Q_E (kW)	P_E (kPa)	T_{ref}^{IN} (°C)	T_a^{IN} (°C)	T_a^{OUT} (°C)	ΔT_{LN} (°C)	U (W/m ² K)
11.15	3.6	6.8	9.8	7.9	1.9	712
12.01	4.51	8.3	11.43	9.92	2.3	624
14.68	5.09	8.5	12.5	10.06	2.6	674

Tabla 6. 2 Análisis del comportamiento del evaporador

6.3.4 – Generador de Alta y Generador de Baja

Al igual que en el condensador de baja, los dos generadores han mostrado experimentalmente un comportamiento excepcional, a causa del escaso salto térmico entre las corrientes involucradas, generalmente inferior a 1°C. Por este motivo, no resulta prudente realizar cálculos cuantitativos a partir de las lecturas de los termopares instalados en la superficie de los conductos del prototipo.

6.3.5 – Intercambiadores de solución-solución

Los intercambiadores de calor solución-solución han demostrado experimentalmente las exigencias establecidas en la etapa de diseño, obteniendo unas eficiencias térmicas superiores en todos los casos al 95%.

El cálculo de la eficiencia térmica en dichos intercambiadores se obtiene a partir de la ecuación:

$$E_f = \frac{T_{sol-p}^{IN} - T_{sol-p}^{OUT}}{T_{sol-p}^{IN} - T_{sol-r}^{IN}} \quad (6.3)$$

siendo:

$$T_{\text{Sol-p}}^{\text{IN}} = \text{Temperatura de entrada de la solución pobre.}$$

$$T_{\text{Sol-p}}^{\text{OUT}} = \text{Temperatura de salida de la solución pobre.}$$

$$T_{\text{Sol-r}}^{\text{IN}} = \text{Temperatura de entrada de la solución rica.}$$

En la tabla 6.3, se muestran los resultados obtenidos en los diferentes ensayos realizados en el caso del intercambiador de calor IC1 en donde Q_1 y Q_2 son los flujos térmicos obtenidos a partir de la aplicación del procedimiento indicado en el Anexo C, para cada una de las corrientes. Es de destacar el buen ajuste entre ambas potencias térmicas en las diferentes condiciones de operación.

Q_1 (kW)	Q_2 (kW)	$T_{\text{Sol-r}}^{\text{IN}}$ (°C)	$T_{\text{Sol-r}}^{\text{OUT}}$ (°C)	$T_{\text{Sol-p}}^{\text{OUT}}$ (°C)	$T_{\text{Sol-p}}^{\text{IN}}$ (°C)	ΔT_{LN} (°C)	U (W/m ² K)	E_f
8.81	9.7	35.2	70.0	36.4	73.6	2.2	293	0.97
15.90	16.8	32.3	65.7	34.0	70.8	3.1	364	0.96
17.33	17.3	40.6	77.4	42.3	79.0	1.6	724	0.96
30.37	31.28	34.8	84.1	36.7	94.9	5.1	415	0.97

Tabla 6.3 Análisis del comportamiento del intercambiador de calor IC1

Ante los diversos valores indicados en la tabla 6.3, es necesario resaltar el comportamiento estable de la eficiencia térmica de dicho intercambiador al incrementar la potencia térmica intercambiada. Las fluctuaciones del coeficiente global de transferencia de calor se deben principalmente a las variaciones de los caudales de solución así como al cambio de las propiedades de transporte originadas por los cambios de composición.

A nivel cualitativo, el intercambiador de calor IC2 muestra un comportamiento muy similar al IC1. No obstante, ha sido imposible obtener una lectura fiable de la temperatura de entrada al generador de baja de solución empobrecida, a pesar de confirmarse que el termopar instalado funcionaba correctamente. Por este motivo, no se incluyen resultados específicos de este intercambiador, y se remite a los resultados aportados por el intercambiador IC1, ya que ambos intercambiadores son completamente idénticos.

6.3.6 – Compresor

Una vez la unidad de purgado del evaporador estuvo operativa, se llevaron a cabo una serie de ensayos con el fin de comprobar experimentalmente las prestaciones del prototipo a plena carga.

Tras la incorporación de la bomba, de purga en el evaporador, se constató una mayor estabilidad en el calor extraído en el evaporador al poder operar con soluciones mucho más ricas en metanol, lo que se traducía en una presión de operación de éste alrededor de los 5 kPa. No obstante, el equipo era incapaz de alcanzar la potencia frigorífica de diseño, a pesar que la presión del absorbedor era considerablemente baja, alrededor de 12 kPa. Esta baja presión en el absorbedor era una indicación que la limitación de potencia no estaba determinada por el proceso de absorción, sino más bien que el compresor era incapaz de proporcionar el caudal necesario, aún operando al régimen máximo de revoluciones del motor.

Al ser el compresor volumétrico y debido a la operación a un nivel de presiones considerablemente bajo, se creyó que el problema podía ser debido a una excesiva pérdida de carga entre el evaporador y la aspiración del compresor. Aunque esta caída de presión a la entrada del compresor podía ser relativamente pequeña, su influencia respecto a la presión absoluta podía ser suficiente para provocar un incremento del caudal volumétrico para el compresor y por consiguiente una disminución de la cantidad de metanol evaporado respecto a las condiciones de diseño.

Asimismo, la baja presión de operación registrada en el absorbedor, también podía ser causada por una excesiva pérdida de carga entre la descarga del compresor y la salida del absorbedor.

Ante tal situación, se consideró conveniente la instalación de dos transmisores de presión más, uno lo más cerca posible de la brida de aspiración del compresor y otro inmediatamente después de la brida de descarga. De esta forma, se pretendía conocer con la mayor precisión posible, las presiones reales de aspiración y descarga del compresor, al igual que el caudal volumétrico trasvasado.

Una vez los nuevos transmisores fueron calibrados e instalados, se realizó con el prototipo completamente parado una lectura de los 4 transmisores involucrados en la medición: el del evaporador, el de aspiración, el de descarga y el del absorbedor, para averiguar si las lecturas eran fiables. En la Tabla 6.4, se presentan las lecturas obtenidas en el sistema de adquisición de datos cuando el equipo se halla completamente en reposo.

	Lectura (kPa)
Presión evaporador	17.40
Presión aspiración	17.46
Presión descarga	17.36
Presión absorbedor	17.40

Tabla 6.4 Verificación de la lectura de los transmisores.

Los valores indicados en la Tabla 6.4 muestran una buena coherencia de las lecturas de los transmisores de presión y por otra parte, la discrepancia de dichas lecturas se halla dentro del rango de precisión indicado por el fabricante. Con los cuatro transmisores de presión operativos, se realizaron un conjunto de ensayos para averiguar la pérdida de carga que se producía entre el evaporador y la aspiración, al igual que entre la descarga y el absorbedor. En ellos, el motor del compresor giraba al máximo de su capacidad con el fin de trasvasar el máximo de caudal volumétrico y por consiguiente la obtención de la mayor pérdida de carga posible en cada uno de los tramos.

En la Fig 6.5, se presentan los valores de dichas presiones a lo largo de una hora de experimentación. En dicha gráfica se observa que las mediciones de la presión en el evaporador y en la aspiración son semejantes, y por lo tanto es preciso rechazar la hipótesis de una excesiva pérdida de carga en dicho tramo. En relación con las lecturas de la presión en la impulsión y en el depósito de acumulación de solución rica, a priori, estas son significativamente diferentes. Sin embargo, la diferencia entre ambos valores proporciona una pérdida de carga negativa. Esta incoherencia de las mediciones puede ser debida al incremento de temperatura del vapor a la salida del compresor, la cual afecta negativamente a la precisión del transmisor. No obstante y a pesar que dicha

medición no es totalmente concluyente, todo parece indicar que la pérdida de carga en este tramo tampoco es extremadamente elevada. Así pues, la causa de las bajas prestaciones del compresor no es debida a las pérdidas de carga en los conductos de ensamble.

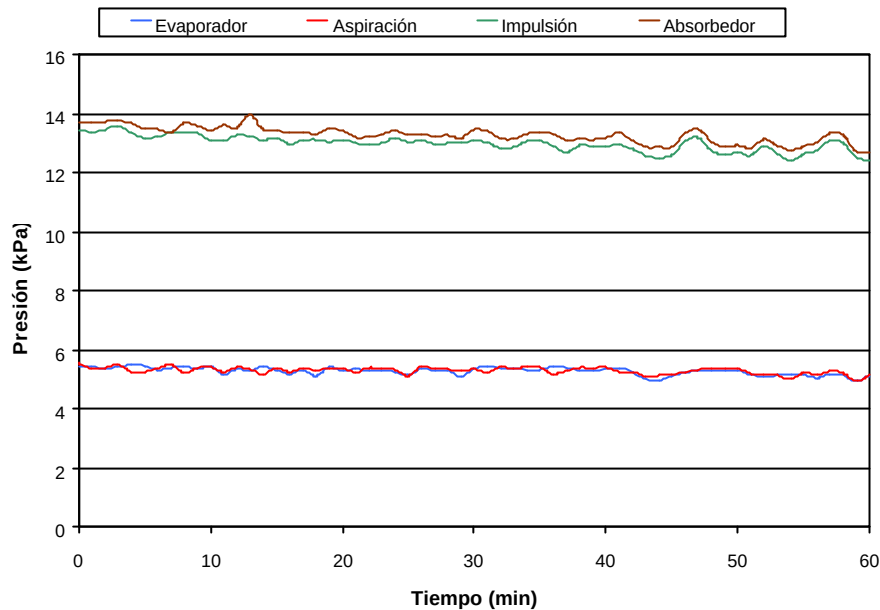


Fig. 6.5 Comparativa entre las presiones del evaporador y en la aspiración del compresor, además de la impulsión con la del absorbedor, al alimentar el motor a 45 Hz.

Al descartar la hipótesis de un exceso de pérdida de carga, la siguiente opción era la comprobación de la velocidad de giro del rotor del motor. Con la ayuda de un tacómetro, se constató que la velocidad angular del motor se acercaba a los 2800 rpm cuando se le alimentaba a 50 Hz, con lo cual, dicha velocidad se halla dentro de un margen de deslizamiento aceptable. Entonces, si el compresor gira a las revoluciones preestablecidas, las bajas prestaciones pueden ser debidas a una excesiva tolerancia entre los lóbulos en movimiento. Ante ello, se realizaron tres ensayos a diferentes revoluciones del motor, con las mismas condiciones de operación del evaporador, absorbedor y generadores, en los cuales se evaluó el caudal volumétrico que trasvasaba el compresor en cada ensayo. Además, también se realizó un ensayo a una presión en el evaporador más elevada, con el fin de obtener mayor potencia frigorífica con el mismo caudal volumétrico aspirado por el compresor. Los resultados obtenidos en dicha experimentación se presentan en la Tabla 6.5

Frecuencia de alimentación (Hz)	40	45	50	50
Potencia frigorífica (kW)	11.8	14.5	13.2	18.5
Potencia absorbedor-condensador (kW)	21.2	26.5	25.0	39.3
Presión de aspiración (kPa)	4.96	5.37	4.62	6.61
Presión de impulsión (kPa)	12.88	14.65	13.72	13.67
Relación de compresión	2.59	2.72	2.96	2.06
Caudal másico de metanol (kg/h)	38.1	46.7	42	59.5
Caudal volumétrico aspirado (m ³ /h)	545	623	641	647

Tabla 6.5 Evaluación del caudal volumétrico aspirado por el compresor a diferentes frecuencias de alimentación

De los valores indicados en la Tabla 6.5, el valor que puede presentar mayor incertidumbre corresponde a la potencia frigorífica, ya que las revoluciones del motor y los transmisores de presión ya han sido anteriormente analizados, y han mostrado una coherencia aceptable.

Debido a que no es factible realizar un balance energético con garantías de todo el conjunto del prototipo, se ha considerado la relación de flujos térmicos entre el conjunto absorbedor-condensador y el evaporador como medio de validación de la medición de la energía trasvasada en dichos circuitos. Los resultados de la simulación termodinámica indican que dicha relación de flujos se sitúa alrededor de 1.7, mientras que los resultados experimentales rondan el valor de 1.8. Dicha similitud de valores hace prever que la medición de las potencias térmicas es correcta, sobretodo si se tiene en cuenta que el caudal de purga en el evaporador era superior al estimado por la simulación.

Según la información técnica facilitada por el fabricante, un compresor del tipo RVB 22.30 acoplado a un motor de 4 kW que gire a 3000 rpm sería capaz de trasvasar un caudal volumétrico de aire de 1433 m³/h. Al considerar una eficiencia volumétrica del 0.8 debido a la relación compresión, el caudal efectivo se reduciría a 1146 m³/h. Dicho caudal difiere considerablemente del caudal evaluado a lo largo de nuestra experimentación, tal y como puede observarse de los resultados mostrados en la Tabla 6.5

Una de las principales causas que puede explicar las bajas prestaciones del compresor, sería la disminución de la viscosidad dinámica de la fase vapor. Los valores proporcionados por el fabricante son siempre referidos al aire, el cual tiene una viscosidad de 1.8 cP, mientras que la viscosidad del metanol en las condiciones de aspiración se sitúa en 1 cP. Esta diferencia de viscosidades entre ambos fluidos, puede provocar una disminución considerable del rendimiento volumétrico como consecuencia de la holgura de los lóbulos del compresor.

Por otra parte, dicho compresor está diseñado para operar con diferencias de presión alrededor de 66 mbar, mientras que los requerimientos de funcionamiento del prototipo requerirían que dicha diferencia de presión fuese de 100 mbar. De todas formas, este incremento de presión requerido puede ser alcanzado con cierta facilidad según las curvas proporcionadas por el fabricante, a partir de la presión de impulsión y relación de compresión establecidos en el prototipo.

6.3.7 – Bombas de Recirculación

Durante todos los ensayos realizados, las bombas de recirculación han mostrado un comportamiento aceptable, así como un buen grado de estanqueidad. No obstante, y tras observar las dificultades en el control de nivel en según que condiciones de operación, Fig.4.5, sería aconsejable la utilización de bombas de engranajes con acoplamiento magnético. De esta forma, se obtendría un mayor grado de estanqueidad, y al mismo tiempo un comportamiento más uniforme en todas las condiciones de operación.

Desde el punto de vista energético, las bombas han mostrado un consumo casi constante en todas las diversas condiciones de operación, aproximándose ambas a unos 500 W.

6.4 – RESULTADOS EN MODO CALEFACCIÓN

La experimentación realizada en modo calefacción resultó ser bastante decepcionante, desde el punto de vista térmico, mientras que el sistema de control operó de forma satisfactoria.

En dicho modo de operación se realizaron simplemente dos ensayos, los cuales fueron totalmente repetitivos y pusieron de manifiesto que la configuración seleccionada para el evaporador era inadecuada debido a la progresiva acumulación de absorbente en el interior del evaporador.

En la operación en modo calefacción, la potencia térmica de diseño en el evaporador es de sólo 9 kW, con una presión de operación de 3.7 kPa. En estas condiciones, el caudal de metanol evaporado no es suficiente para arrastrar las trazas de absorbente que van entrando en el evaporador hacia la parte superior de éste y mantener así un cierto grado de recirculación del líquido en el interior del evaporador. De esta forma, se produce una acumulación de absorbente en el interior del evaporador e impide la entrada de metanol líquido. Como consecuencia se produce una caída continua de la presión de operación a pesar de tener la bomba de purga en operación. Esta caída presión se presenta en la Fig 6.6, a lo largo de más de 2 horas de experimentación, en la cual se alcanzó una presión de aproximadamente 7 mbar, que causó finalmente la desconexión del motor del compresor debido a un problema de sobrecarga.

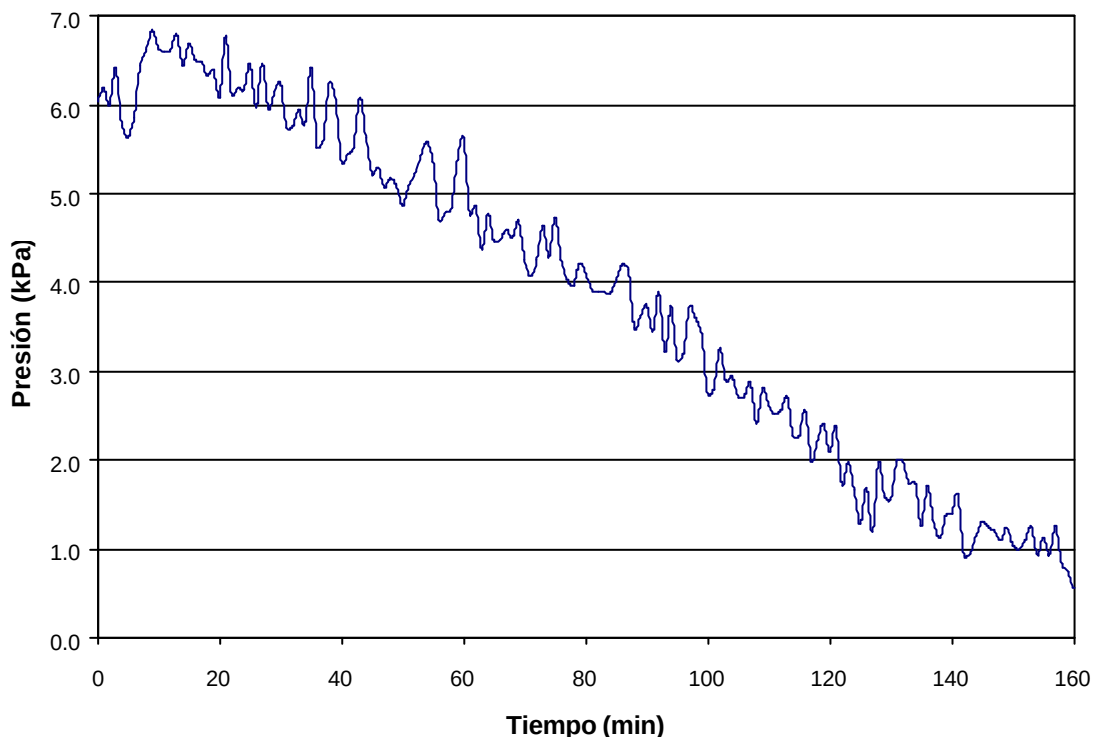


Fig. 6. 6 Disminución de la presión en el interior del evaporador al operar en modo de bomba de calor

En la Fig.6.7, se presenta una fotografía ilustrativa de dicho fenómeno, en la cual se observa perfectamente la formación de hielo en todo el tramo de purga del evaporador, mientras que la escarcha desaparece al sobrepasar el punto de purga de la bomba. Esta formación de hielo en el tramo de purga demuestra un mayor contenido de metanol en este conducto debido a la recirculación del refrigerante hacia el absorbedor. En cambio, una vez se sobrepasa el punto de purga, se observa el decrecimiento de dicha escarcha como consecuencia de un mayor contenido de absorbente en dicha solución. Evidentemente, el absorbente no se evapora, lo que provoca un estancamiento de flujo de entrada en el evaporador y detiene el proceso de evaporación



Fig. 6. 7 Fotografía del prototipo operando en modo calefacción, en donde se visualiza la formación de hielo en el tramo de purga del evaporador, mientras que la escarcha desaparece al aproximarse al evaporador.

Además, a medida que se reduce la presión de operación del evaporador, la presión ejercida por la columna de líquido en el evaporador ejerce una mayor influencia en la temperatura de saturación del refrigerante a la entrada de éste, dificultando de esta manera el proceso de ebullición.

Finalmente, es necesario añadir que en la operación en modo de bomba de calor, los arrastres de absorbente hacia el evaporador son más significativos que la operación en refrigeración, debido a la manipulación de soluciones mucho más pobres en refrigerantes que favorecen la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor. Este hecho implica que la bomba de purga operará a un régimen de vueltas mayor, y por lo tanto se acentúan los problemas de cavitación al requerir la bomba un NSPH mayor.

A título de ejemplo, en la Fig 6.8, se presentan los resultados obtenidos en uno de los ensayos, en el cual se pone en evidencia el colapso del funcionamiento del evaporador, al observar la baja presión de operación de éste, el elevado salto térmico entre el refrigerante y el agua, junto con la escasa potencia frigorífica extraída en dichas condiciones.

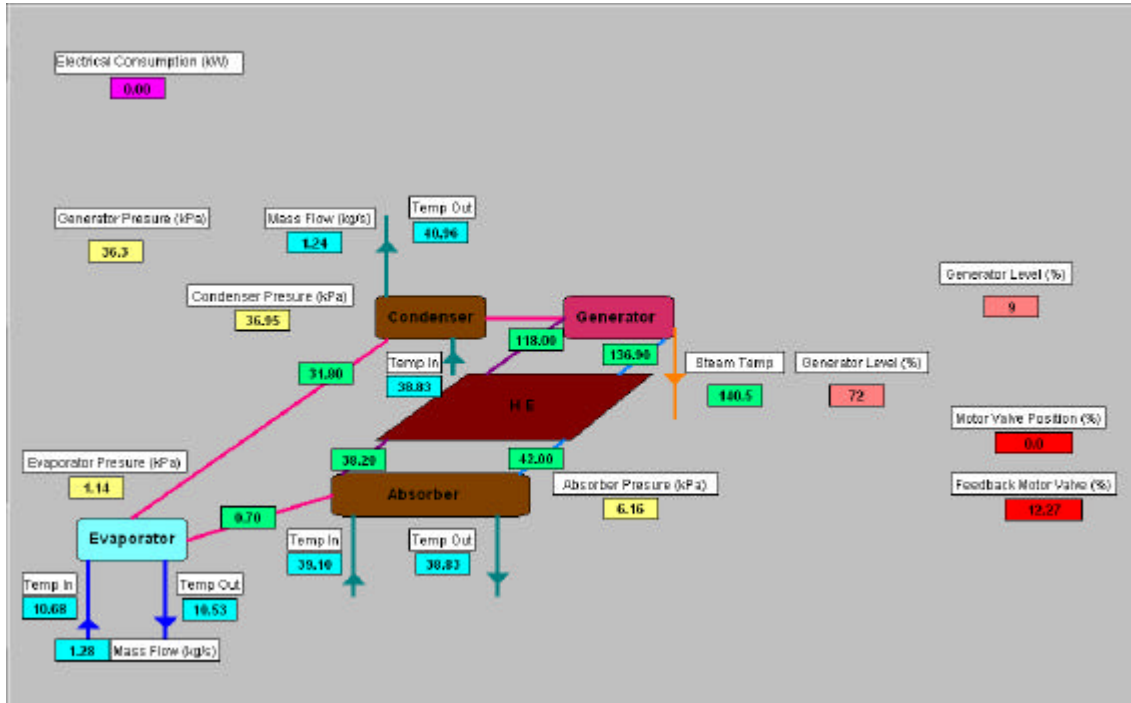


Fig. 6.8 Valores experimentales obtenidos durante la operación en modo calefacción.

Lo más sorprendente de la Fig 6.8 es el buen comportamiento del intercambiador de solución-solución, que muestra una eficiencia del 96%, y por lo tanto se consiguen las prestaciones deseadas con el uso de intercambiadores de placas con 4 pasos.

Por contra, la baja presión de operación en el evaporador de 1.14 kPa resulta ser más de tres veces inferior a la de diseño (3.7 kPa), que junto con el limitado caudal volumétrico del compresor ocasionan que la carga térmica en el evaporador sea muy pequeña, alrededor de 1 kW.

Así pues, la experimentación realizada con el prototipo durante la operación en modo de bomba de calor pone de manifiesto que la configuración del evaporador seleccionada no es adecuada, a causa de la acumulación de absorbente en su interior. Para solventar dicho problema se podría incrementar la columna hidrostática de refrigerante a la entrada del evaporador con el fin de conseguir un mayor grado de recirculación por su interior. No obstante dicho incremento afecta muy negativamente a la transferencia de calor, al provocar un incremento considerable de la temperatura de saturación, impidiendo el proceso de ebullición en la mayor parte de la placa, y resultando poco probable una mejora sustancial de las prestaciones del evaporador. Por este motivo se dieron por finalizados los ensayos del prototipo en operación en modo de bomba de calor hasta realizar un cambio de configuración del evaporador.

6.5 – RESULTADOS EN MODO REFRIGERACIÓN

Ante las limitaciones encontradas en el evaporador y en el compresor durante los anteriores ensayos, la experimentación en modo refrigeración se ha reducido a la comprobación de las prestaciones del equipo al variar la temperatura de operación del absorbedor-condensador mientras se mantiene la temperatura de operación del evaporador constante, la operación del equipo a plena carga, y por último el funcionamiento del prototipo en las condiciones de diseño.

El intervalo de temperaturas previstas en condiciones reales del agua de refrigeración del absorbedor y del condensador durante la operación en modo refrigeración se sitúa entre 30°C y los 45°C. En nuestro caso, los ensayos se han realizado a 31°C, 35°C y 40°C de entrada del agua de refrigeración. La experimentación a la temperatura de 45°C no fue posible debido a la limitación del funcionamiento del conjunto compresor-evaporador. En todos estos casos, la temperatura de salida del agua del evaporador fue mantenida a 10°C, ya que con esta temperatura de operación, la presión en el evaporador se aproximaba a la presión de diseño y a las condiciones previstas de aspiración del compresor.

Con el fin de comprobar el comportamiento del prototipo a plena carga, se optó por incrementar la temperatura del agua a la salida del evaporador, con el fin de aumentar la presión en la boca de aspiración del compresor, y así poder trasvasar un caudal másico de metanol suficiente para alcanzar una potencia frigorífica cercana a la de diseño. Evidentemente, las condiciones de operación en este ensayo no son totalmente representativas, pero permiten evaluar el comportamiento del sistema de control a plena carga.

Finalmente, se ha experimentado el prototipo en unas condiciones cercanas a las de operación, con una temperatura de salida del agua del evaporador de 8°C y una temperatura de entrada del agua de refrigeración del condensador de 30°C. En estas condiciones, la potencia frigorífica alcanzada superaba los 11 kW, con una presión de operación del evaporador de sólo 3.6 kPa. Esta baja presión repercutía en una baja presión en el absorbedor, inferior a 10 kPa, lo que implicaba un grado de recirculación de solución elevada, lo cual repercutía negativamente al rendimiento global del ciclo.

En necesario destacar en este punto, que no se pudieron realizar ensayos de modulación de carga, debido a que el posicionador de la válvula de carga estaba dañado y sólo funcionaba el indicador de posición. Por este motivo, en la pantalla principal del sistema de adquisición de datos, en el recuadro “Motor Valve Position (%)” en donde había que indicar la consigna de la posición de la válvula motorizada siempre se encuentra en cero, ya que no se utilizaba. Los cambios de la posición de válvula se realizaba manualmente, y su abertura exacta se conocía a través del indicador de posición “Feedback Motor Valve (%)”.

Por otra parte, el transmisor trifásico de la potencia eléctrica instalado en el banco de ensayos resultó ser defectuoso y no fueron posibles las mediciones en continuo de la demanda eléctrica y poder evaluar en todo momento el rendimiento real del prototipo. Por este motivo, el consumo eléctrico fue medido manualmente con la ayuda de una pinza amperimétrica.

6.5.1 – Operación en condiciones de diseño.

A continuación se detallan los resultados obtenidos en unas condiciones muy cercanas a las de diseño, teniendo en cuenta las limitaciones propias mencionadas anteriormente.

- Condiciones de operación

Temperatura del agua a la salida evaporador = 8 °C
Caudal de agua que fluye por el evaporador = 1.4 kg/s
Pérdida de carga en el evaporador, con el anterior caudal = 28 kPa
Potencia térmica obtenida = 11 kW

Temperatura del agua a la entrada del absorbedor = 30°C
Caudal del agua que fluye por el absorbedor-condensador = 1.25 kg/s
Pérdida de carga en el absorbedor-condensador, con el anterior flujo = 10.8 kPa
Potencia térmica disipada en el absorbedor-condensador = 20 kW

Temperatura del vapor de agua en el generador = 120 °C

- Consumos

Gas Natural = 1.75 m³/h
Potencia eléctrica = 4.7 kW
Bomba solución rica = 0.56 kW, operando a 30.8 Hz
Bomba solución pobre = 0.69 kW, operando a 44.9 Hz
Bomba de purga = 0.06 kW, operando a 3.5 Hz
Compresor = 3.5 kW, operando a 45 Hz

De los resultados indicados anteriormente, cabe destacar el elevado consumo eléctrico del compresor respecto al valor esperado, a pesar de operar con una relación de compresión inferior a 3. Un excesivo consumo eléctrico por parte del compresor ha sido común en todos los ensayos realizados con el prototipo, mientras que los consumos de las bombas han estado dentro de los valores previsibles.

Por otra parte, la demanda de gas natural también ha sido ligeramente superior a la esperada, debido principalmente a la ausencia de aislamiento térmico en los conductos calientes. Además, como consecuencia del bajo consumo de vapor respecto al valor máximo de la caldera, la modulación de la carga del quemador no era suficiente, provocando el arranque y parada de éste, dentro de una histéresis de la presión de vapor de 0.5 kg/cm². Cada vez que se inicia el proceso de arranque del quemador, el sistema provoca un venteo de los gases del interior de la caldera durante 30 s, que repercute negativamente en el rendimiento de la caldera.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en dicho ensayo, utilizando directamente las pantallas obtenidas del sistema de adquisición de datos. Para este ensayo se presentan 5 pantallas; en la Fig 6.9 se muestran todas las lecturas obtenidas de los transmisores y de las sondas de temperatura. En la segunda pantalla, Fig 6.10, se indican los flujos térmicos evaluados por la hoja de cálculo a partir de los valores medidos y mostrados en la anterior pantalla, y cuyo procedimiento se indica en el

Anexo C. Ya en la tercera y cuarta pantalla, Fig 6.11 y Fig.6.12, se observan los históricos de las temperaturas de entrada y salida del agua en el evaporador y en el absorbedor respectivamente. En la última pantalla se pueden ver tres gráficos de históricos, en donde dos de ellos se muestran la evolución de las presiones del evaporador y absorbedor, y en el otro las presiones de cada uno de los dos generadores. En el tercer gráfico se muestra la potencia tanto frigorífica del evaporador como la potencia disipada en el circuito del absorbedor-condensador.

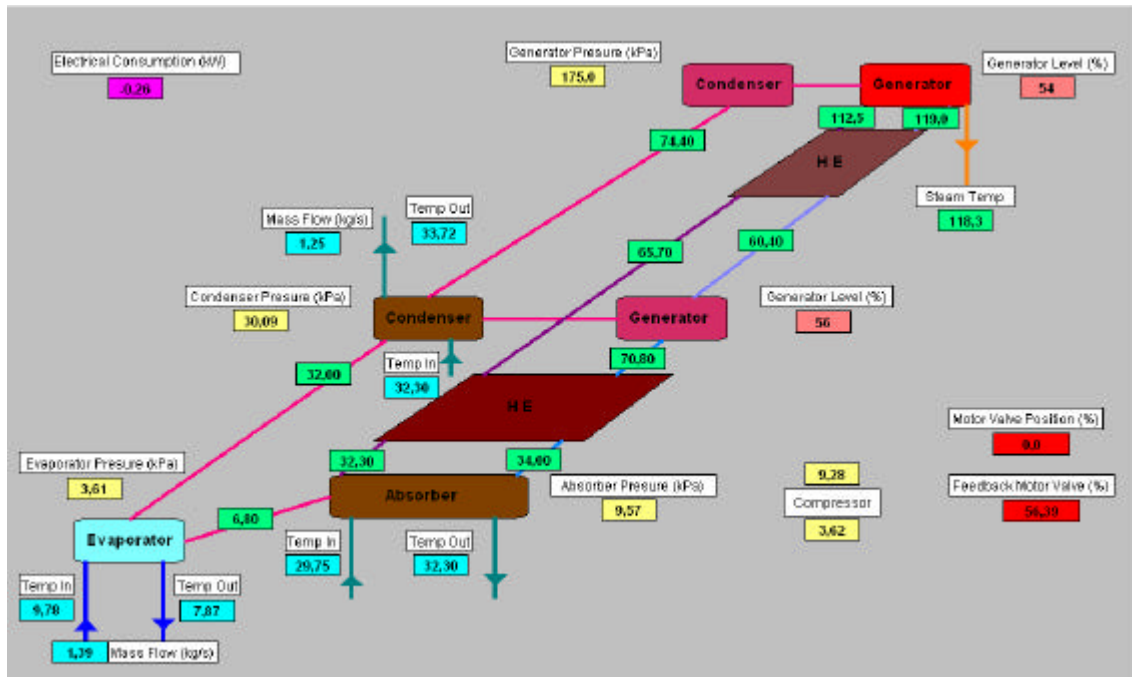


Fig. 6.9 Lecturas procedentes del prototipo durante el ensayo a las condiciones de diseño.

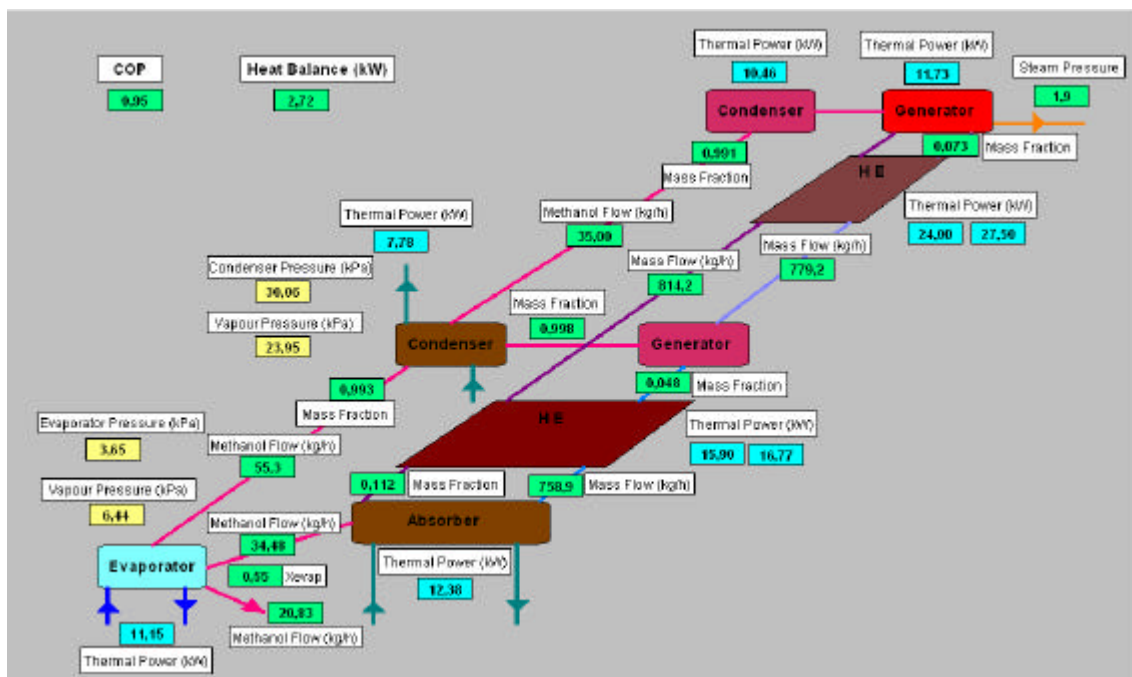


Fig. 6.10 Evaluación de los flujos térmicos y másicos a partir del procedimiento indicado en el Anexo C.

Como puede verse, el bajo rendimiento térmico se debe principalmente a un caudal de purga de metanol en el evaporador muy elevado y por otra parte, a una presión de operación en el absorbedor extremadamente baja, lo que implica una relación de caudales de recirculación elevada. No obstante, y a pesar de tener un grado de recirculación elevado, se observa como la presión en el evaporador es muy inferior a la prevista, y además, el evaporador presenta ciertas inestabilizaciones en su funcionamiento, tal y como se puede constatar a partir de la Fig.6.11, en la evolución de la temperatura de salida del evaporador.

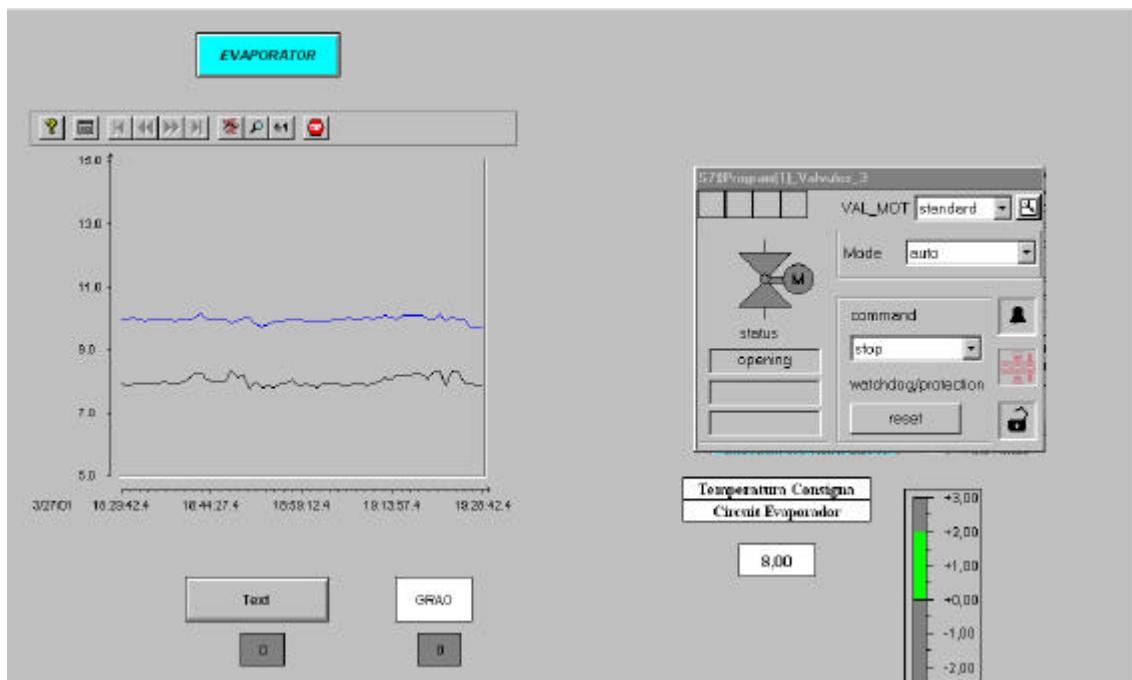


Fig. 6. 11 Temperaturas de entrada (color azul) y salida del agua del evaporador (color negro).

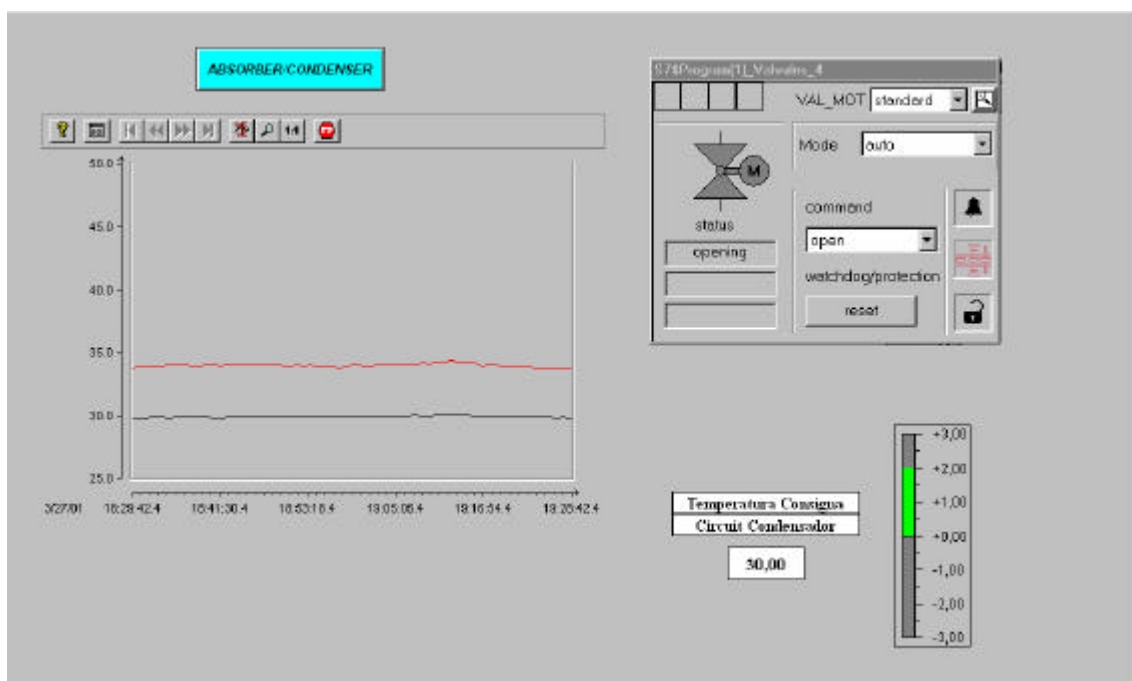


Fig. 6. 12 Evolución de las temperaturas de entrada del agua en el absorbedor (color negro) y temperatura de salida del condensador (color rojo)

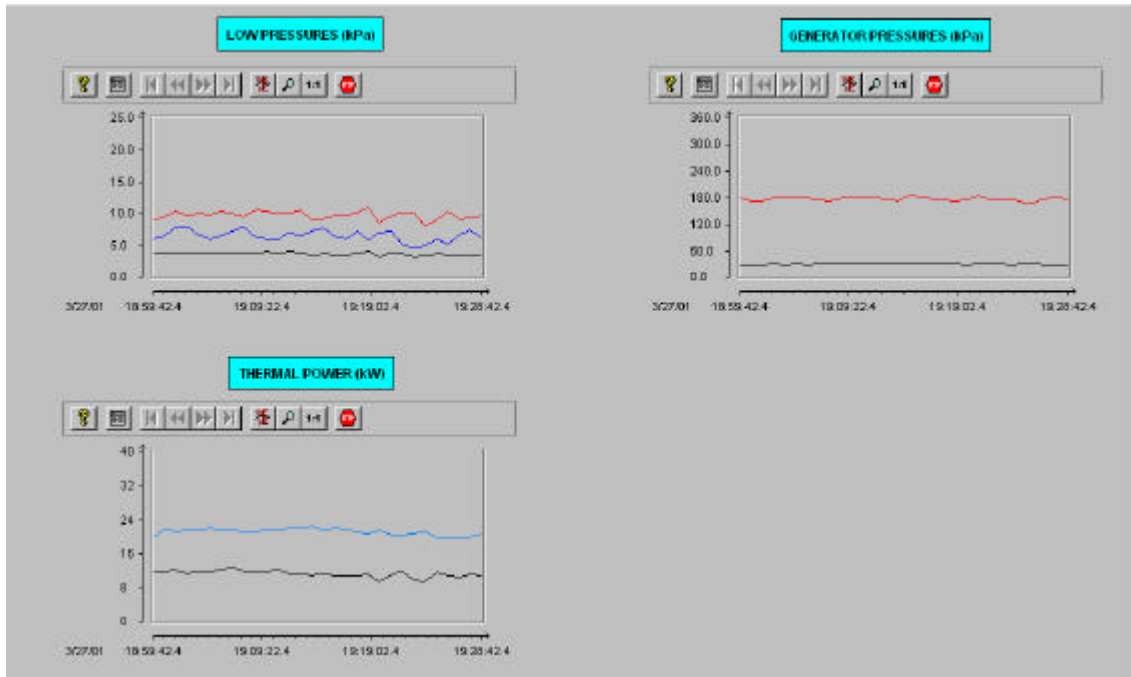


Fig. 6.13 Evolución de las presiones del evaporador (color negro) y absorbedor (color rojo) en el gráfico “LOW PREASURE”, junto con la temperatura del metanol en el evaporador (color azul). Las presiones del generador de alta (color rojo) y la del generador de baja (color negro) en el gráfico “GENERATOR PRESSURE” y finalmente las potencias térmicas en el evaporador (color negro) y del circuito absorbedor-condensador (color azul) en el gráfico “THERMAL POWER”.

El comportamiento del prototipo en las condiciones cercanas a las de diseño ha mostrado ser muy aceptable, tras observar la estabilidad de las temperaturas del agua tanto en el evaporador como en el absorbedor-condensador, al igual que los flujos térmicos intercambiados en dichos circuitos.

En referencia a las presiones, los dos generadores muestran un comportamiento muy estable, y las pequeñas oscilaciones del generador de alta se deben principalmente a las variaciones de la presión del vapor procedente de caldera, debido a su funcionamiento todo/nada.

La presión en el evaporador también se muestra bastante estable a lo largo de su operación tal y como se observa Fig 6.13. No obstante, tanto la temperatura del metanol en el evaporador como la presión en el absorbedor presentan unas fluctuaciones considerables, debido a un funcionamiento oscilatorio del evaporador, acentuado al operar por debajo de la presión de 4 kPa. En estas condiciones, el flujo de metanol que entra en el evaporador no es constante, sino que funciona más bien a ráfagas, causando variaciones de la temperatura del metanol a la entrada y las consecuentes variaciones de la temperatura del agua a la salida del evaporador, así como, de la presión de operación en el absorbedor.

Por este motivo, y con el fin de obtener una mayor estabilidad en el comportamiento del prototipo, se ha considerado oportuno operar en el evaporador a una presión de 5 kPa, que es la presión de diseño. Con el fin de obtener dicha presión, ha sido conveniente incrementar en un par de grados la temperatura de salida del agua del evaporador, para poder analizar de esta forma la influencia en el comportamiento del equipo al variar la temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor.

6.5.2 – Efecto de la variación de la temperatura de trabajo del absorbedor

Para analizar las prestaciones térmicas del prototipo durante un funcionamiento real, simplemente se ha llevado a cabo el estudio a diferentes temperaturas de entrada del agua de refrigeración en el circuito del absorbedor-condensador, ya que la temperatura de salida del agua fría se halla fijada por el punto de consigna, generalmente 8 °C, y la temperatura de operación del generador es otra variable controlable por el equipo.

No obstante, y tras las limitaciones encontradas en el evaporador y en el caudal volumétrico del compresor, se ha fijado la temperatura de salida del agua del evaporador a una temperatura de 10 °C, con el fin de alcanzar una presión de operación alrededor de 5 kPa. En referencia a la temperatura de operación del generador, esta se ha variado en cada caso con el fin de operar cerca de las condiciones óptimas

A continuación se presentan los resultados obtenidos en tres ensayos diferentes, a 31 °C, 35°C y a 40°C de temperatura de entrada del agua de refrigeración en el absorbedor. El ensayo previsto a 45°C no pudo ser realizado debido a la baja presión de operación en el absorbedor que junto con la elevada temperatura de operación de éste, se obtienen unas soluciones extremadamente pobres que dificultan enormemente la operación en tales condiciones. Los resultados de cada ensayo se presentan a través de las 3 pantallas más representativas, en las que se indican los valores puntuales de temperaturas, presiones y caudales másicos de agua en la primera pantalla, los flujos térmicos, balances calculados a partir de los valores de campo según el procedimiento indicado en el Anexo C en la segunda pantalla, y finalmente en la tercera pantalla, la evolución de las presiones y las cargas térmicas en los circuitos de refrigeración y agua fría.

6.5.2.1 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 31 °C

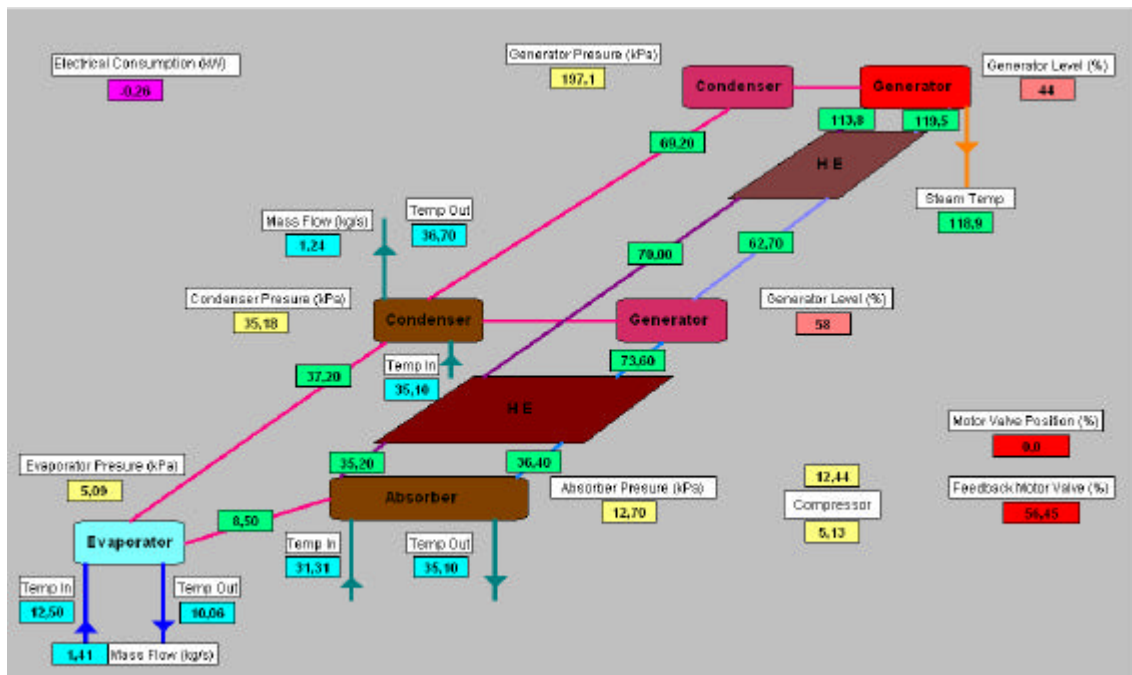


Fig. 6.14 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 31°C.

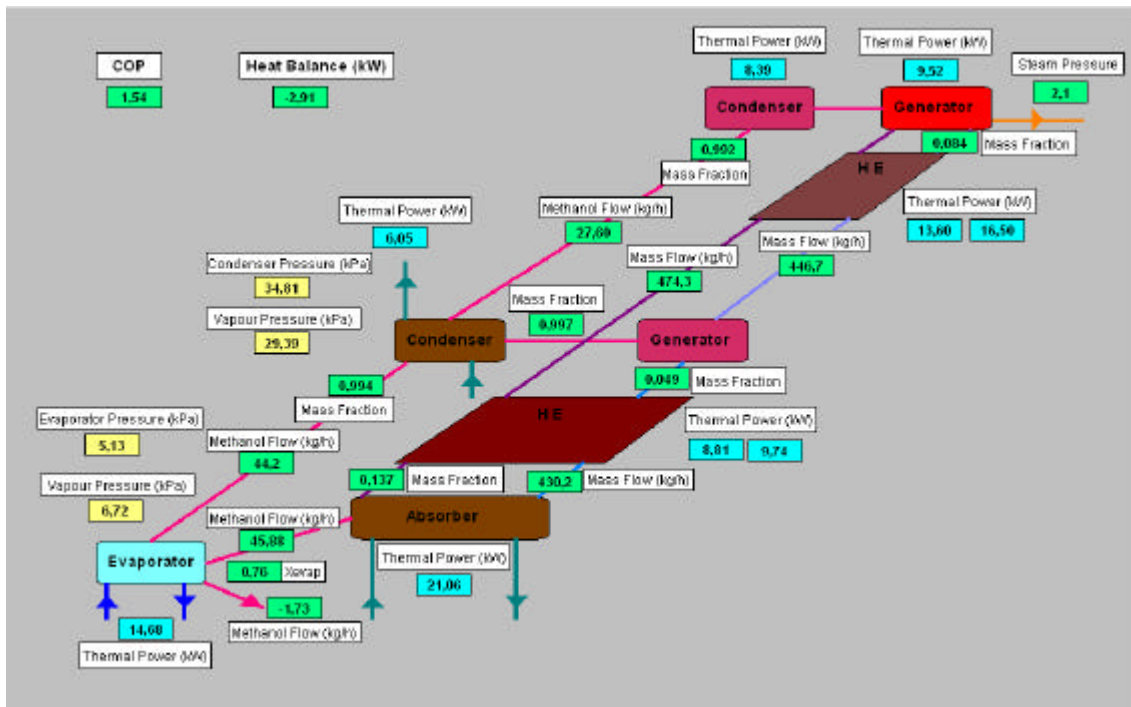


Fig. 6.15 Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 31°C



Fig. 6.16 Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos de agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 31°C.

En las Fig. 6.14, Fig. 6.15 y Fig. 6.16 se observa las buenas prestaciones de cada uno de los intercambiadores y en general de todo el conjunto del prototipo, resultado una operación muy estable a lo largo de toda la experimentación, tal y como se constata en los históricos de las presiones y potencias térmicas. Es necesario resaltar que el valor evaluado del COP es solamente orientativo ya que en su cálculo no se han incluido los consumos eléctricos de las bombas ni del compresor.

6.5.2.2 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 35 °C

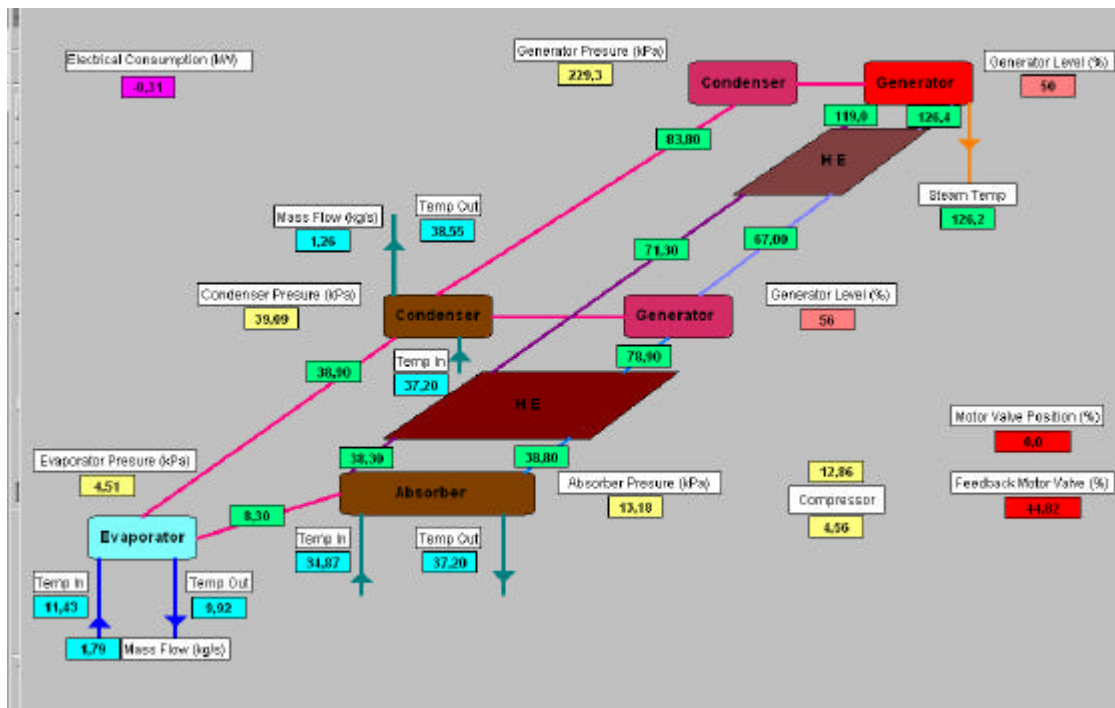


Fig. 6.17 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 35 °C

Como puede verse en la Fig 6.17, en este ensayo la temperatura del vapor procedente de la caldera se ha incrementado hasta unos 130°C, ya que a dicha temperatura de operación del generador se obtiene las mejores prestaciones térmicas del equipo según los resultados proporcionados por la simulación.

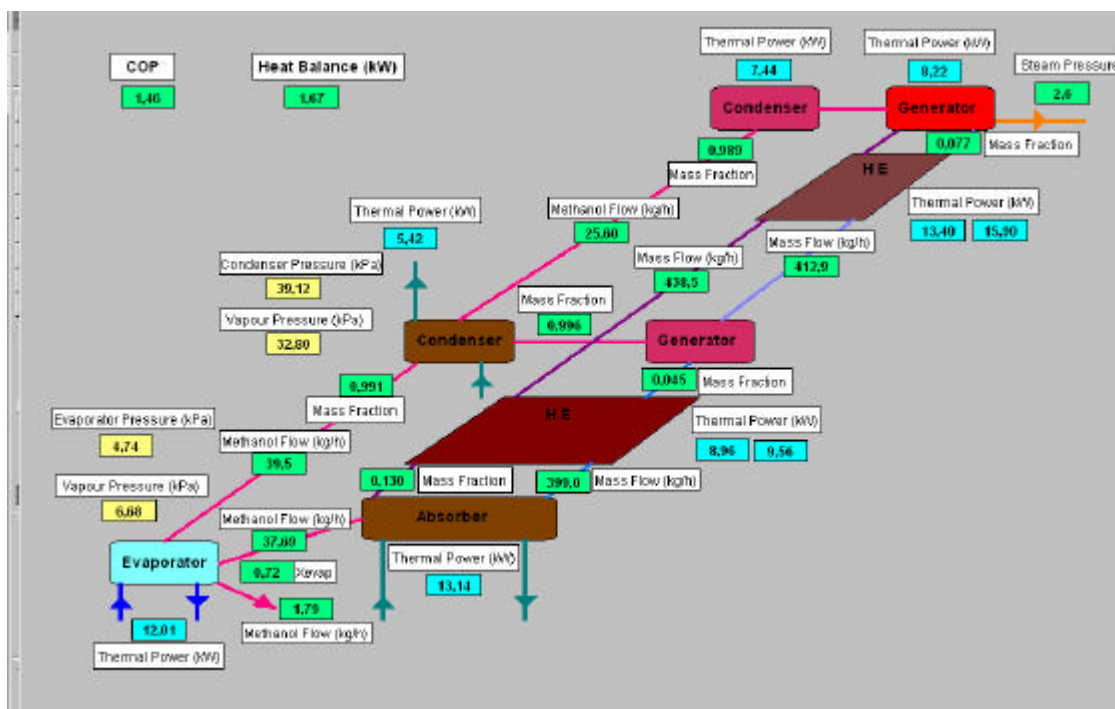


Fig. 6.18 Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 35 °C

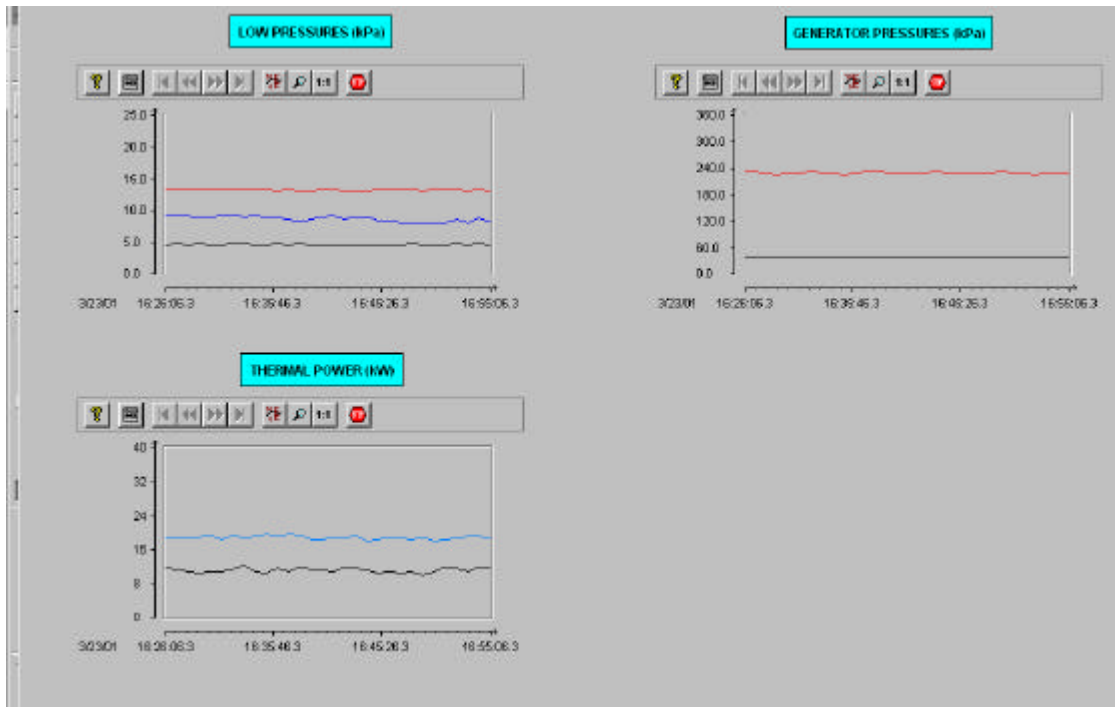


Fig. 6.19 Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos del agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 35 °C

En la Fig.6.19 puede contemplarse la perfecta estabilidad del prototipo durante su funcionamiento a la temperatura de operación de 35°C, tanto a nivel de presiones en el interior de la unidad como a nivel de potencias térmicas intercambiadas en los circuitos de agua.

Al comparar los valores de la Fig.6.15 y Fig.6.18 se observa como la fracción másica de la solución rica a la salida del absorbedor es del mismo orden de magnitud en ambos casos. Esta posible contradicción, se puede esclarecer a causa del incremento de la presión de operación del absorbedor respecto al ensayo predecesor, que contrarresta el efecto del aumento de la temperatura del agua de refrigeración del absorbedor.

Otro punto importante de resaltar que también aparece al comparar la Fig.6.15 y Fig.6.18 es el crecimiento del contenido de absorbente en el líquido a la salida del condensador. La causa de dicho incremento se debe al aumento de la temperatura de operación de los dos generadores, que facilita la aparición de un mayor contenido de absorbente en la fase vapor a la salida de estos componentes.

Por este motivo, y junto con la dificultad de un sistema eficaz de purga del evaporador, la presión de operación en el evaporador ha descendido ligeramente, pasando de 5.09 kPa cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 31 °C hasta 4.74 kPa al tener el agua de entrada al absorbedor 35 °C. Además, este hecho explica el descenso de la potencia frigorífica del evaporador, ya que al tener el caudal volumétrico limitado por el compresor, al disminuir la presión de operación del evaporador se reduce el caudal másico transvasado por el compresor y por tanto una reducción de la potencia frigorífica.

6.5.2.3 – Ensayo a temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 40 °C

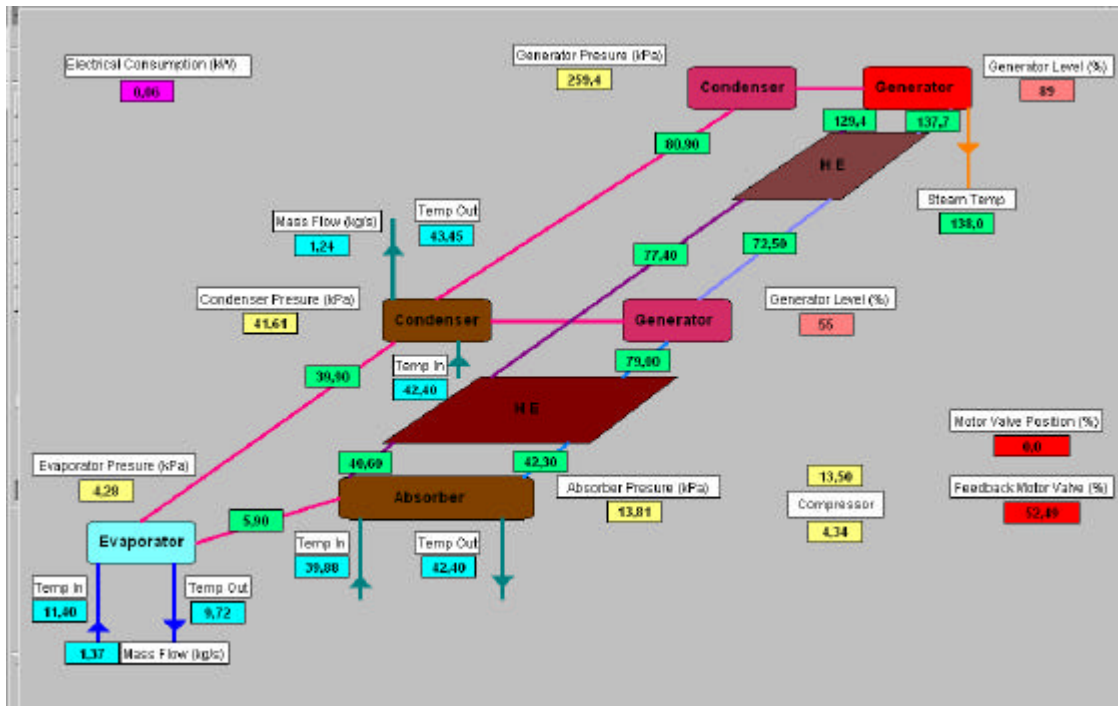


Fig. 6.20 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 40°C

Al igual que en el caso anterior, se ha aumentado la presión de operación de la caldera con el fin de alcanzar la temperatura óptima de operación del generador predecida por la simulación del ciclo. En este caso, la temperatura de operación ronda los 140°C.

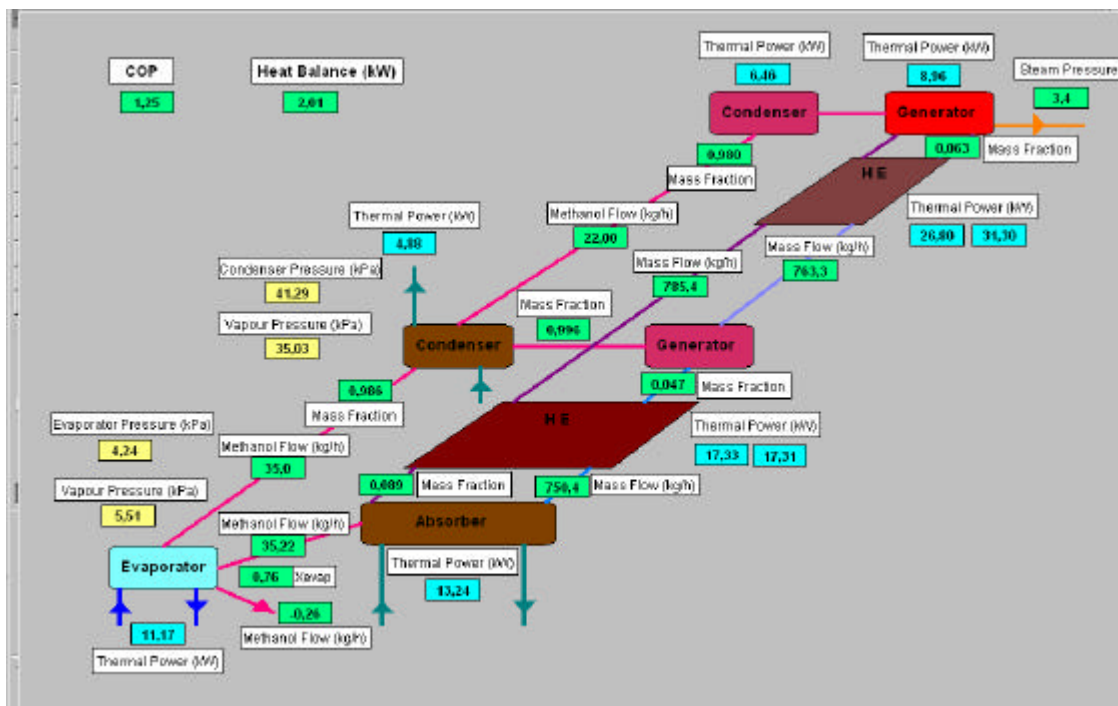


Fig. 6.21 Flujos evaluados cuando la temperatura de entrada del agua en el absorbedor es de 40 °C

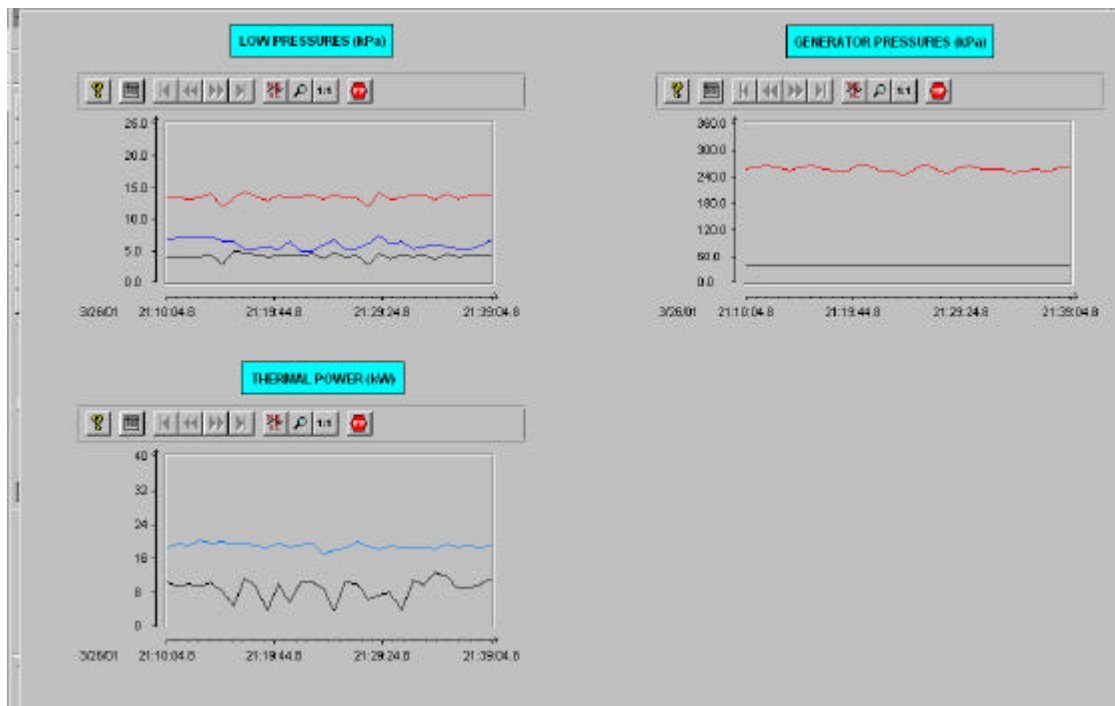


Fig. 6.22 Evolución de las presiones en el interior del prototipo y potencias térmicas en los circuitos de agua al operar a una temperatura de entrada de ésta en el absorbedor de 40°C

Al realizar una comparativa similar al ensayo a 35°C, se comprueba el descenso de la fracción másica de metanol a la salida del absorbedor así como un aumento significativo del caudal de solución. Por otra parte, la fracción másica a la salida del condensador sigue disminuyendo, causando un mayor descenso de la presión de operación en el evaporador y por consiguiente de la potencia frigorífica.

Como ya se ha comentado anteriormente, al operar a una presión cercana a los 4 kPa en el evaporador, se constata un cierto grado de fluctuaciones en el funcionamiento de este componente tal y como puede observarse en el gráfico de “LOW PRESSURE” de la Fig 6.22. Estas oscilaciones de la presión, así como de la temperatura del metanol en el evaporador causan considerables variaciones en la temperatura de salida del agua de refrigeración y por tanto, en la potencia frigorífica extraída, tal y como se constata en la línea negra del gráfico de “THERMAL POWER” de la Fig.6.22

Por otra parte, si se compara la composición de la solución a la entrada del evaporador, en los tres ensayos realizados a diferentes temperaturas de operación de entrada del agua en el absorbedor, se observa como dicha composición es prácticamente igual en los tres casos, y por tanto estas fluctuaciones no pueden ser atribuidas a las variaciones de la composición en el evaporador, sino a las limitaciones propias de la configuración del evaporador seleccionado.

Finalmente, y a pesar que el valor que se indica en el recuadro de COP solo es orientativo, ya que no contiene el consumo eléctrico, desde un punto de vista térmico se verifica el buen comportamiento de todo el prototipo, alcanzando unos rendimientos cercanos a los predecidos por la simulación termodinámica.

6.5.3 – Prototipo a plena carga

Las limitaciones encontradas en el evaporador y en el compresor han provocado que el prototipo no pudiera operar en ningún momento cerca de la carga frigorífica de diseño del evaporador. Por este motivo, se ha considerado oportuno realizar un ensayo con una potencia frigorífica próxima a la de diseño, a pesar de la necesidad de operar en unas condiciones poco interesante desde un punto de vista práctico, pero que permite evaluar el comportamiento de todo el conjunto y del sistema de control cuando se opera a plena carga.

La limitación del caudal volumétrico del compresor de 650 m³/h, ha sido superada con el aumento de la presión de operación del evaporador hasta valores cercanos a 7 kPa. De esta forma, al incrementar dicha presión se consigue aumentar el caudal másico de refrigerante aspirado del evaporador, lo que implica un crecimiento de la potencia frigorífica extraída.

De igual forma, y para evitar una sobrecarga térmica en el motor eléctrico del compresor, a causa de su bajo rendimiento volumétrico, se estableció una temperatura de entrada del agua en el absorbedor de 30°C, con el fin de facilitar al máximo el proceso de absorción, y reducir de esta forma la relación de compresión. Además, también se incremento de forma exagerada el caudal de purga del evaporador al igual que el caudal de solución pobre para mantener lo más estable posible las presiones en el evaporador y en el absorbedor.

En la figura 6.23, se presentan los valores puntuales de las diversas sondas de temperatura y presión instaladas en el prototipo al operar a plena carga.

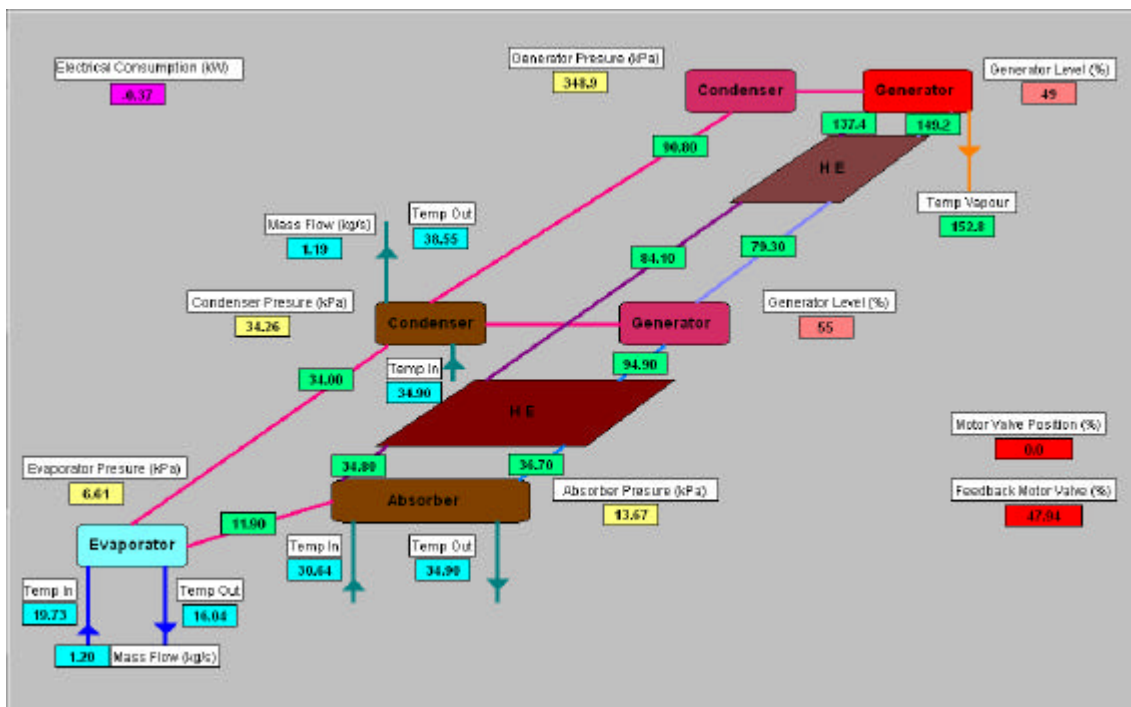


Fig. 6.23 Valores instantáneos del prototipo durante el ensayo a plena carga

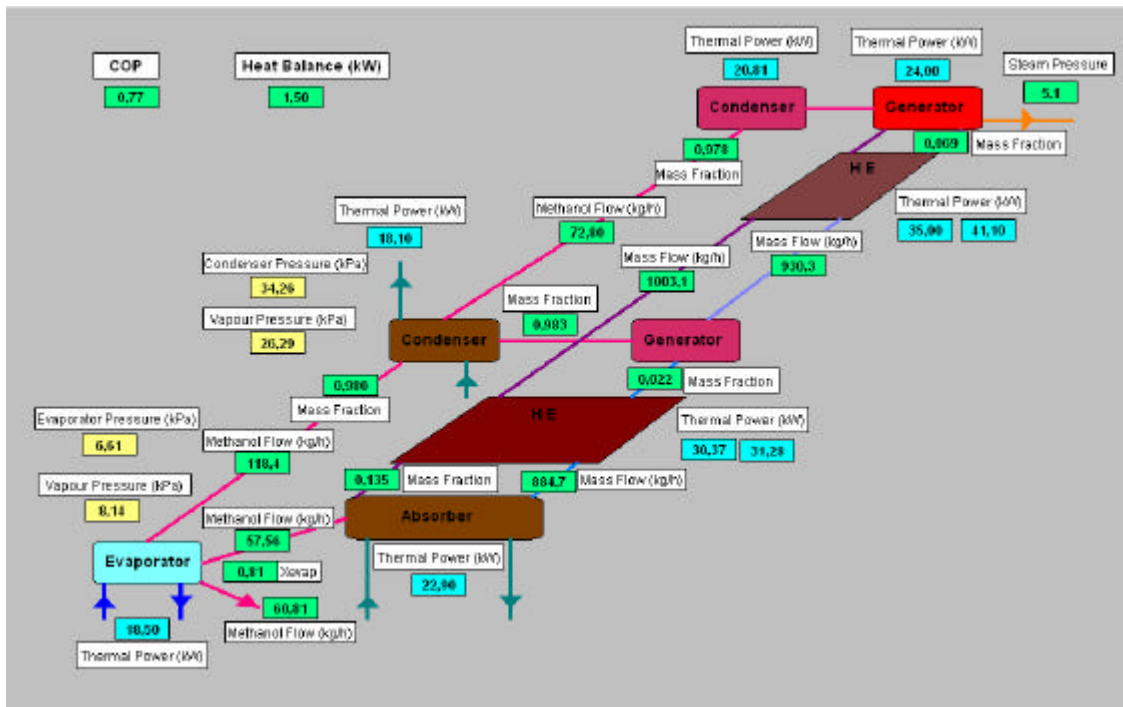


Fig. 6.24 Flujos térmicos y másicos evaluados durante el ensayo plena carga.

Como puede verse en la Fig 6.24, el caudal de purga era muy elevado a causa de la mejora en las condiciones de aspiración de la bomba de purga. Este elevado caudal de purga es corroborado por un elevado valor procedente de la relación entre la energía disipada en el absorbedor/condensador respecto a la potencia frigorífica, lo que repercute negativamente en el rendimiento térmico del equipo. No obstante, en la Fig 6.25, se observa un buen comportamiento del prototipo a plena carga.

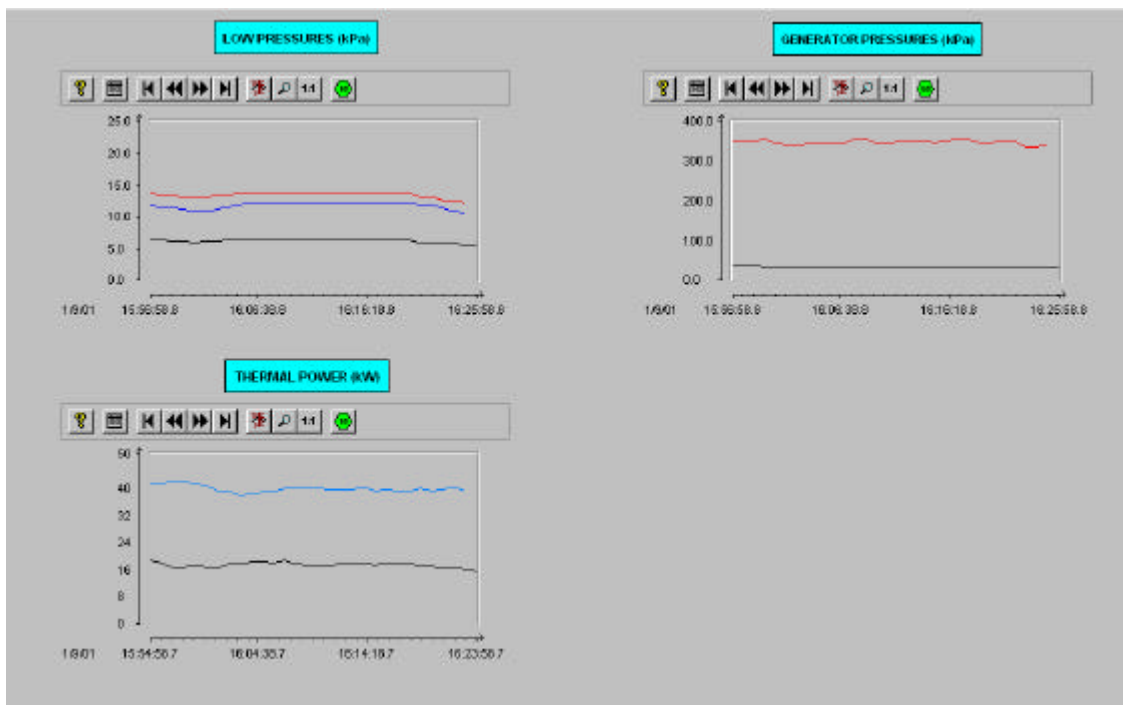


Fig. 6.25 Evolución de las presiones y potencias térmicas intercambiadas con los circuitos de agua, al operar el prototipo cerca de las condiciones de diseño.