



Análisis de la recuperación de calor para producción de Agua Caliente Sanitaria en una maqueta experimental de refrigeración

Analysis of heat recovery for domestic hot water production in an experimental refrigeration model

Luis Soto¹, Oscar Farias²

¹Universidad de Magallanes
Vicerrectoría de investigación, Innovación y Postgrado
Chile

²Universidad de Concepción
Departamento de Ingeniería Mecánica
Concepción, Chile

(Recibido 21 de julio de 2024, para publicación 6 de octubre de 2024)

Resumen – Se presenta una propuesta de recuperación de calor en sistemas de refrigeración comercial para producción de ACS, la cual permite transversalidad para su aplicación en diversas zonas climáticas, aportando desde el punto de vista de la disminución del consumo de energía para satisfacer múltiples necesidades. Este artículo analiza el desempeño de un prototipo de sistema de refrigeración con recuperación de calor para producir ACS, construido en formato de una maqueta experimental que utiliza un compresor de 177 W. En el análisis, se tomaron las lecturas de parámetros de operación del sistema, se determinó la efectividad del intercambio de calor, y el incremento en la eficiencia del sistema de refrigeración, así como la energía ahorrada por concepto de calentamiento del ACS, en comparación con otras formas de calentamiento. Los resultados obtenidos reportaron que es posible el aprovechamiento del calor residual de un sistema de refrigeración comercial y el uso de este calor para la producción del ACS.

Palabras clave – Recuperación de calor, ACS, sistema de refrigeración, eficiencia energética.

Abstract – A proposal for heat recovery in commercial refrigeration systems for DHW production is presented, which allows transversality for its application in various climatic zones, contributing from the point of view of reducing energy consumption to satisfy multiple needs. This article analyzes the performance of a prototype refrigeration system with heat recovery to produce DHW, built in the format of an experimental model that uses a 177 W compressor. In the analysis, readings of the system's operating parameters were taken, The effectiveness of the heat exchange was determined, and the increase in the efficiency of the refrigeration system, as well as the energy saved by heating the DHW, compared to other forms of heating. The results obtained reported that it is possible to take advantage of the residual heat of a commercial refrigeration system and use this heat for the production of DHW

Keywords – Heat recovery, DHW, Refrigeration System, Energy Efficiency.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente el 51% de la demanda energética a nivel mundial es utilizada en sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, lo que es significativamente mayor que la energía demandada para el uso de transporte y producción eléctrica [1]. En Chile la demanda energética no es diferente, ya que el sector industrial, productivo, comercial y residencial mantienen porcentajes similares. Por ejemplo, en un hogar

promedio en Chile se destina el 53% del uso de la energía en aire acondicionado y calefacción, desde equipos individuales a sistemas centralizados, mientras que el 20% del uso energético promedio se utiliza para la generación de agua caliente sanitaria ACS, 5% para la conservación de alimentos y 5% para la cocción de estos [2]. Por lo tanto, se estima que el 83% de la energía de una casa se destina a satisfacer necesidades térmicas. Un subsector de interés económico y social en Chile es el relacionado con la conservación de alimentos mediante sistemas de refrigeración. En particular, los supermercados presentan un consumo eléctrico asociado a los sistemas de refrigeración del 70%, seguido de la climatización con un 12% y la iluminación con un 9%. Esto ha sido corroborado a través de auditorías energéticas [3].

Una forma de optimizar el consumo energético radica en mejorar la eficiencia de las máquinas y generar correctos planes de mantenimiento, con el fin de obtener el máximo rendimiento. Otra forma de reducir el consumo energético sería reutilizar el calor residual generado por el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En efecto, la integración de un diseño de bomba de calor con un calentador de agua eléctrico podría aumentar significativamente la eficiencia general del calentador de agua dependiendo de la elección de las tecnologías de bomba de calor [5].

Sobre la base de lo indicado anteriormente y experiencias encontradas en la literatura, la recuperación del calor de los sistemas de refrigeración para alimentos posee un potencial energético, mejorando el COP en aproximadamente un 39% [6].

En este proyecto se propone reutilizar gran parte del calor residual de sistemas de refrigeración y enfriamiento para la generación de agua caliente sanitaria ACS, requerida en el propio recinto para prestaciones como duchas, aseo, casino, etc. El ahorro energético y económico estaría dado por el desplazamiento de otras fuentes para generar el ACS, como combustibles fósiles (gas natural o licuado) utilizado en calderas, o electricidad en termos eléctricos. Además del ahorro económico y energético, esto también implica una reducción en las emisiones de gases de efecto invernadero.

La finalidad de esta propuesta es que cualquier sistema de refrigeración por compresor de vapor se pueda reacondicionar para generar ACS para satisfacer sus demandas térmicas, considerando desde una carnicería de barrio, una planta frigorífica o un data center. Para evidenciar este principio, en el contexto del desarrollo del proyecto de tesis de magíster del autor, se construye una maqueta de refrigeración con recuperación de calor a pequeña escala. El objetivo es determinar en forma experimental el ahorro al aprovechar el calor del condensador para calentar agua, sin reducir la capacidad de enfriamiento del sistema.

2. ANÁLISIS EXPERIMENTAL

2.1. Maqueta de refrigeración con recuperación de calor para ACS

En la Fig. 1 se presenta el diagrama del ciclo de refrigeración para la maqueta desarrollada, donde se incluyen los distintos componentes y accesorios, y los puntos de medición. El refrigerante utilizado es R290.

La maqueta tiene la característica de producir ACS de forma permanente, para lo cual se incorporan 2 intercambiadores de calor, adicionales a los componentes básicos del sistema. El primero es un intercambiador refrigerante-agua y el segundo un intercambiador de calor atmosférico de apoyo. La idea es que cuando se tenga el requerimiento térmico de ACS, pero el producto ya se encuentre a su temperatura deseada, el flujo de refrigerante cambia de dirección y comienza a evaporarse en el intercambiador exterior para así absorber calor del ambiente y seguir con la producción de ACS, sin influir sobre la temperatura de conservación del producto o su proceso. Adicional a los intercambiadores se montan válvula de 4 vías, a la descarga del compresor, con el fin de cambiar la dirección del refrigerante de descarga, cuando el intercambiador de calor atmosférico por efecto de la excesiva humedad ambiente se comience a escarchar y congelar dando cabida a la pérdida de eficiencia en la absorción de calor. Para evitar la pérdida de eficiencia, el sistema genera un proceso de deshielo en el serpentín.

Cuando el refrigerante abandona el compresor a alta presión y temperatura, pasa a través del intercambiador de calor de tubos concéntricos, cediendo calor al agua que se destina a ACS. Siguiendo el recorrido del circuito, el refrigerante pasa al condensador. Es importante considerar, desde el punto de vista del refrigerante, que al poner en funcionamiento el sistema, las presiones en el condensador son bajas y aún más bajas cuando circula agua fría por el intercambiador. Para controlar la presión, se instala un sistema de

control de condensación que modula la velocidad de giro del ventilador. Cuando la presión es muy alta, el ventilador gira más rápido y cuando la presión es baja el ventilador se detiene. Este componente se denomina *fan-speed*. Lo mismo sucede con el intercambiador de calor refrigerante-agua, ya que cuando el agua ingresa muy fría la presión de baja es muy baja, por lo que se contrala el funcionamiento de las bombas de agua por medio de un presostato de alta y baja de control.

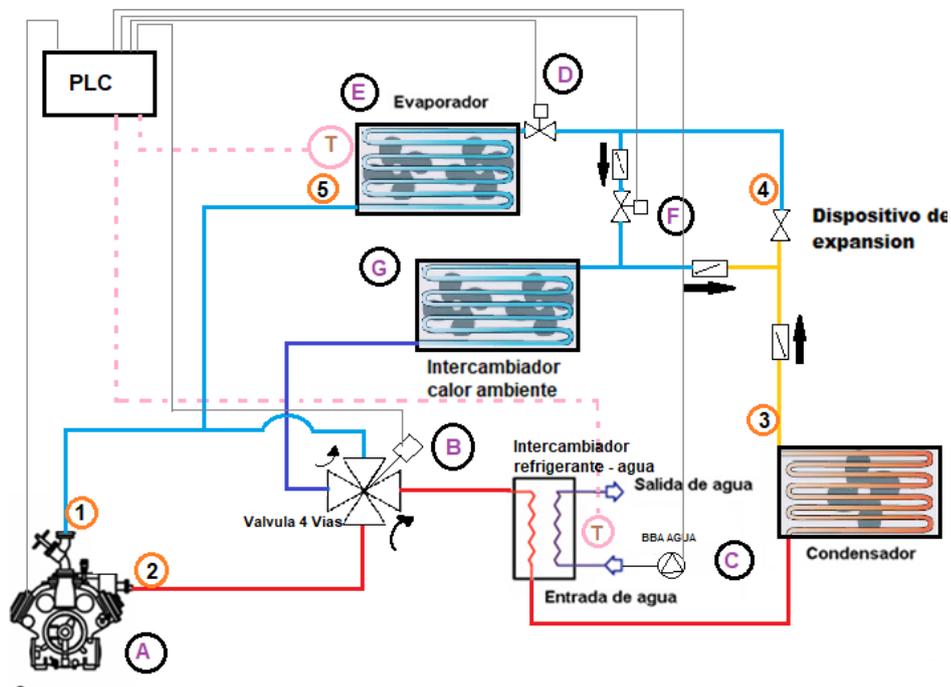


Fig. 1. Representación de sistema de refrigeración con recuperación de calor. Fuente: elaboración propia.

El refrigerante al salir del condensador, en estado líquido a alta presión, fluye a través del tubo capilar. A la salida del expansor, el fluido se encuentra en estado bifásico y, dependiendo de la temperatura de ajuste del sistema, se enviará al evaporador de la cámara frigorífica o al intercambiador de calor atmosférico. Una vez absorbido el calor del producto y el refrigerante ya convertido en vapor sobrecalentado, este sale del evaporador y se dirige al compresor para ser nuevamente comprimido y continuar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Cuando la temperatura del ACS alcance su temperatura seleccionada, las bombas de agua se detendrán, y si el producto a refrigerar también llega a la temperatura seleccionada, sólo en ese momento se detendrá el compresor. La idea del proyecto es producir ACS de forma gratuita aprovechando el recurso energético o a un bajo costo de producción. En efecto, comparado con otras fuentes de energía, la forma más económica de producir el ACS es por intermedio de un sistema de refrigeración debido a sus altos índices de eficiencia energética.

El equipamiento consiste en:

- 1 compresor del tipo hermético.
- 1 intercambiador de calor Refrigerante Agua del tipo tubular concéntrico.
- 1 intercambiador de calor de cobre con aletas de aluminio.
- 1 ventilador del condensador.
- 1 intercambiador de calor ambiente del tipo tubo de cobre con aletas de aluminio.
- 1 ventilador para el intercambiador ambiente.
- 1 dispositivo de expansión del tipo tubo capilar.
- 1 intercambiador de calor el tipo tubo de cobre con aletas de aluminio para el evaporador.
- 2 ventiladores para evaporador.
- 1 válvula de 4 vías para hacer deshielo por gas caliente

- 3 válvulas unidireccionales.
- 2 válvulas electrónicas para el cierre o apertura del refrigerante.
- Refrigerante R-290 (propano).
- 1 fan Speed para el ventilador del condensador.
- 3 bombas de agua para el circuito del ACS.

Los instrumentos utilizados para realizar las mediciones en esta experiencia son:

- Manómetro digital testo 557s
- Termómetro digital Sonda de -50°C a 110°C ,
- Medidor Voltaje, Corriente, Energía, Potencia Ac, Pzem-022
- Amperímetro digital

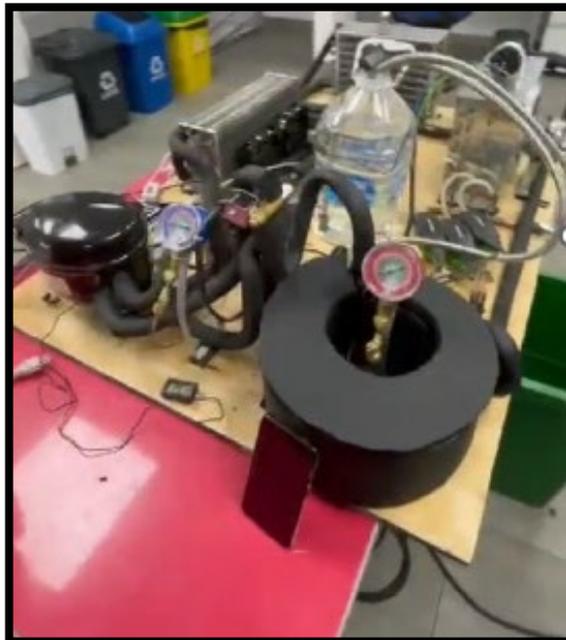


Fig. 2. Maqueta en fase de construcción.
Fuente: Elaboración Propia

2.2. Ciclo de refrigeración con recuperación de calor

El sistema de refrigeración con la opción de recuperación de calor desarrollado fue concebido bajo la consideración de proteger la integridad del producto a refrigerar o ambiente a climatizar. En este sentido, el aprovechamiento de calor puede ser ocasional o permanente en función de lo que desee el usuario. Luego, se entiende que este calor recuperado sólo es un subproducto del proceso principal y éste no debe afectar el producto o proceso.

En caso de recuperación de calor ocasional, el sistema sólo podrá generar ACS, siempre y cuando el sistema frigorífico esté en funcionamiento, debido a la demanda de energía por parte del proceso. Es decir, el producto se tiene que enfriar. Una vez que el producto llegue a la temperatura seleccionada, el compresor se detendrá hasta que las temperaturas del interior de la cámara aumenten y pongan en marcha el equipamiento. En este caso se deja de recuperar calor y, por lo tanto, se deja de producir ACS.

En caso de recuperación de calor en forma permanente, al contrario del otro método, el sistema siempre está recuperando calor, siempre y cuando se necesite, es decir si la temperatura del ACS llegó a la temperatura seleccionada, el sistema no seguirá recuperando calor y esta se rechazará al ambiente. Pero como se mencionó en la recuperación de calor permanente, aunque el producto o proceso ya no requiera seguir enfriándose el sistema seguirá produciendo ACS. Esto gracias a la incorporación de un intercambiador de

calor atmosférico, por donde fluye el refrigerante por un *by pass*, saltándose el paso por el evaporador interno y comienza a absorber calor del ambiente.

Tabla 1. Lógica de control On-Off de sus componentes.

Tabla lógica de control							
	A	B	C	D	E	F	G
Solo Refrigeración	O			O	O		
Refrigeración +ACS	O		O	O	O		
Sólo ACS	O		O		O	O	O
Deshielo	O	O		O	O		
Estado de latencia					O		

Activado	O
Desactivado	

Fuente: elaboración propia.

2.3. Lógica de control y modo de operación

En la tabla 1 se presenta un resumen de la lógica de control del sistema, concebido en base a las distintas circunstancias y variables con las que trabajara el sistema, desde las condiciones del producto a refrigerar como las condiciones medioambientales y climáticas. A continuación, se explica el sistema de control para recuperación de calor, comenzando con el sistema de refrigeración detenido (estado OFF).

2.3.1 Caso 1: Sólo refrigeración

Al momento de encender el sistema, para conservar productos, tenemos la opción de requerir ACS o no. En caso de que no haya requerimiento de ACS, ya sea porque el agua ya está caliente o porque no existe necesidad de agua caliente, sólo funciona el sistema en modo refrigeración. Por lo tanto, se activarían los componentes A (compresor), D (válvula solenoide, esta abre el paso de refrigerante al evaporador, E (ventilador del evaporador). Una vez haya alcanzado su temperatura requerida, se detiene el compresor y válvula, pero el ventilador interior de la cámara sigue recirculando aire para mantener un control adecuado de la temperatura. Respecto al ventilador del condensador, este se activa de manera automática siempre y cuando exista presión en el condensador y, por lo tanto, queda fuera de la lógica de control.

2.3.2 Caso 2: Refrigeración + ACS

Supongamos que mientras la cámara estaba funcionando con las válvulas (A, D, E), el usuario ahora tiene la necesidad de ACS. Entonces, éste ajusta el requerimiento de temperatura y se activa el componente C (bomba de recirculación). En ese instante el sistema comienza a recuperar calor cediéndolo al agua.

2.3.3 Caso 3: Sólo ACS

Asumiendo que el sistema está en modo recuperador de calor y de forma simultánea está enfriando el producto, pero éste alcanza la temperatura establecida. Por lo tanto, no debe seguir enfriando para evitar deterioro en la calidad de los alimentos. En este caso, se activan los componentes (A, C, E, F, G) y se desactiva el componente D, ya que debe seguir produciendo ACS, pero ya no puede seguir recuperando calor del interior de la cámara. En ese caso, entra en funcionamiento el Intercambiador de calor atmosférico con su ventilador y la válvula solenoide que da el paso al refrigerante. Como el refrigerante no debe pasar por el evaporador del interior de la cámara, se desactiva el componente D. En ese instante, se asume que el sistema ya no está recuperando calor de manera gratuita, y sólo está generando ACS a muy bajo costo.

2.3.4 Caso 4: Deshielo

Se plantea el escenario de funcionamiento del sistema en invierno o en caso donde las temperaturas durante la noche sean bajas y con humedad alta. La carga térmica por temperatura exterior desciende al interior de la cámara. Por lo tanto, es más probable que el producto llegue a temperatura y necesitemos seguir produciendo ACS con el intercambiador de calor atmosférico. En este caso, el refrigerante circula por el intercambiador atmosférico, y si el aire exterior se encuentra a baja temperatura y alta humedad, se comenzará a escarchar y juntar hielo en el intercambiador. Esta condición produce una baja en la eficiencia de intercambio de calor, ya que el hielo actúa como aislante térmico entre el refrigerante y el aire. En ese momento se requiere de un deshielo o desescarche automático. Luego, el sistema de control actúa de la siguiente forma: se activa los componentes (A, B, D, E) y se desactiva (C, F, G), siendo el componente B (válvula de 4 vías ó válvula inversora de ciclo) el encargado de desviar el refrigerante de descarga del compresor a alta temperatura, y hacerlo circular por el intercambiador atmosférico para generar un deshielo y mejorar la eficiencia de intercambio de calor. En ese momento, el intercambiador se convierte en un condensador y el refrigerante que sale se dirige al dispositivo de expansión. Por consiguiente, el fluido va al evaporador del interior de la cámara para evaporarse y continuar su camino al compresor. Una vez descongelado el intercambiador de calor atmosférico, el sistema actúa en relación a la configuración previa.

En el caso que los productos del interior de la cámara frigorífica y el ACS lleguen a temperatura, el sistema queda operando en estado de latencia, esperando nuevamente que exista requerimiento térmico de alguno de ellos. En este modo, se desactivan todos los componentes a excepción del E (ventilador del evaporador), ya que necesita seguir monitoreando la temperatura del interior de la cámara para detectar aumento de la carga térmica y poner en funcionamiento nuevamente el sistema. En el caso del estanque de ACS este tiene su sensor que monitorea la temperatura del agua en caso de tener requerimiento térmico.

2.4. Análisis energético de los componentes

En esta evaluación se considera el funcionamiento estable del sistema de refrigeración, ejecutando la toma de datos en los correspondientes periodos. Antes de cada toma de mediciones, se observó un intervalo de tiempo razonable para lograr estabilidad en el sistema.

Para determinar los calores transferidos en el sistema de refrigeración, en primer lugar, se determina el flujo másico de refrigerante que proporciona el compresor. En este estudio se utiliza un compresor alternativo del tipo hermético, marca Embraco, modelo (FFU130UAX), el cual trabaja con refrigerante R290, cuyos datos técnicos se presentan en la Fig. 3.

B - DATOS MECÁNICOS										
1 Referencia Comercial		1/3+			[hp]					
2 Desplazamiento		6.76			[cm ³] (0.413 cu.in)					
2.1 Diametro [mm]		22.500								
2.2 Curso [mm]		17.000								
CONDICIONES DE PRUEBA:		ASHRAE32				(Temp. de condensación 55°C (+131°F))				
@220V50Hz		Forzada								
Temperatura de evaporación	Capacidad de refrigeración			Consumo de potencia	Consumo de corriente	Flujo de masa	RANGO DE EFICIENCIA			
	+/- 5%			+/- 5%	+/- 5%	+/- 5%	+/- 7%			
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
-35 (-31)	620	156	182	169	1.55	1.83	3.72	0.94	1.09	
-30 (-22)	766	193	224	188	1.59	2.27	4.12	1.04	1.21	
-25 (-13)	977	246	286	209	1.64	2.90	4.67	1.18	1.37	
-20 (- 4)	1250	315	366	233	1.71	3.73	5.35	1.35	1.57	
-15 (+ 5)	1582	399	463	256	1.78	4.74	6.14	1.55	1.80	
-10 (+14)	1970	496	577	280	1.85	5.93	7.03	1.77	2.06	
-5 (+23)	2411	608	707	301	1.93	7.29	8.01	2.02	2.35	

Fig. 3. Características técnicas del compresor. Fuente: [7].

Para efectos del análisis se utiliza el flujo másico proporcionado por el fabricante del compresor:

$$\dot{m}_{Comp} = 5,93 \frac{kg}{h}$$

En la tabla 2 se resumen los datos obtenidos de las mediciones realizadas en la maqueta desarrollada. A partir de esa información, se obtienen del diagrama $P-h$ (Fig. 4), las variables termodinámicas requeridas para el cálculo de las energías transferidas en los diferentes componentes del sistema (tabla 3).

A continuación, se determinan las energías transferidas en los diferentes componentes del ciclo. La ecuación (1) corresponde a la potencia frigorífica del evaporador, utilizada para el dimensionamiento del sistema, representado por el tramo 4-1 (ver Fig. 4).

Calor absorbido por el evaporador

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{Real} \times (h_1 - h_4) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 0,415 \text{ kW}$$

Tabla 2. Datos Obtenidos en medición.

Datos obtenidos en funcionamiento	Valor
T° Evaporacion	-10°C
Presion evaporacion	35,3 Psig
T° succion del compresor	-0,7°C
T° salida disp. Expansion	-8,2°C
Sobrecalentamiento del sistema (dT _{oh})	9,4 K
Temperatura interior camara	3,8°C
T° Condensacion	53,9°C
Presion condensacion	255,3 Psig
T° salida condensacion	47,3°C
T° descarga compresor	79,6°C
T° ingreso al intercambiador de calor	76,1°C
T° salida intercambiador de calor	53,4°C
T° agua ingreso al intercambiador de calor	49,9 °C
T° agua salida del intercambiador de calor	56,4°C
T° del agua en el estanque de almacenamiento	55,3°C
Caudal volumetrico de la bomba de agua m ³ /hr	0,033752
Caudal másico bba kg/hr	33,752109

Fuente: elaboración propia.

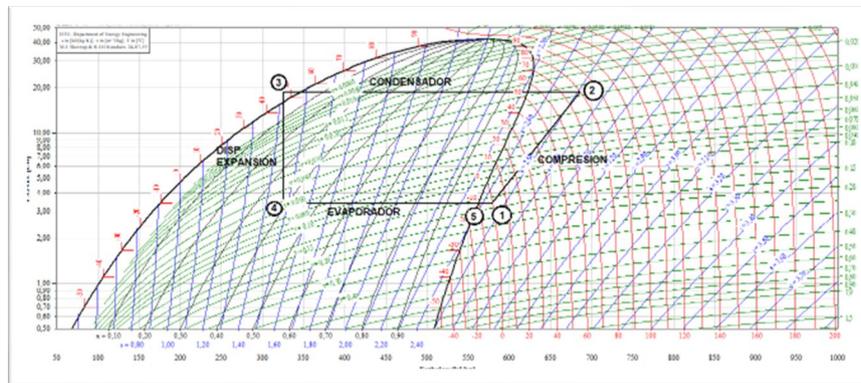


Fig. 4. Ciclo básico de refrigeración por compresor de vapor. Fuente: elaboración propia.

Tabla 3. Valores obtenidos en diagrama *P-h*.

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	-0,6	3,425	0,137718	578,488	2,4399
2	79,6	18,623	0,028388	685,715	2,5083
3	47,3	18,623	N/A	325,97	N/A
4	-10	3,425	N/A	325,97	N/A
5	-10	3,425	0,13136	562,38	2,38

Fuente: elaboración propia.

Potencia del compresor

$$N_{Compresor} = \dot{m}_{Comp} \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$N_{Compresor} = 0,177 \text{ kW}$$

Calor Rechazado por el condensador

$$\dot{Q}_{Condensador} = \dot{m}_{Comp} \times (h_2 - h_3) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{Condensador} = 0,592 \text{ kW}$$

Calor aportado al agua en el intercambiador

$$\dot{Q}_{Inter.ref-agua} = \dot{m}_{Agua} \cdot C_{p-agua} \cdot \Delta t \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{Inter.ref-agua} = 0,255 \text{ kW}$$

Una vez obtenidos los flujos de calor transferidos en el sistema, se analiza el potencial de producción de ACS, mediante el cálculo del COP. Este indicador se define como la relación entre la potencia térmica que se extrae como refrigeración o se disipa en forma de calor en el condensador, y la potencia eléctrica que se suministra sistema completo.

Para efectos del cálculo del COP en este análisis se asumirá la potencia eléctrica registrada del sistema completo. Esto incluye los motores ventiladores, válvulas electrónicas, bombas de agua, sistema de control (PLC). Por esta razón los valores obtenidos son inferiores a los de un sistema tradicional.

$$COP = \frac{\Sigma Q}{W_{Sistema}} \quad (5)$$

$$COP_{Refrigeracion} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{Sistema}} \quad (6)$$

Respecto al calor útil para el sistema con recuperador, se adiciona al aportado en el evaporador, el que se aprovecha desde el condensador para el intercambiador refrigerante-agua, en serie al intercambiador de calor habitual que es el intercambiador refrigerante-aire. Lo interesante de este análisis es el porcentaje de ese calor residual y como se compara con el absorbido por el evaporador. En la ecuación (3) se aprecia el calor rechazado por todo el condensador, versus el calor realmente aportado al agua el cual se demuestra en la ecuación (4) correspondiendo a un 43%. Si ahora comparamos el potencial de recuperación respecto al calor absorbido por el evaporador este bordea al 63%.

$$COP_{Recuperacion\ de\ calor} = \frac{\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{(int.ref-agua)}}{W_{Sistema}} \quad (7)$$

En la Fig. 5 se evidencia el aumento del coeficiente operacional (COP), como el indicador de la eficiencia más usado para evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración. La gráfica refleja cómo, para las mismas condiciones analizadas, se logra una mejora de un 61% en la eficiencia del sistema. En términos

prácticos, se ahorra parte de la energía que antes se utilizaba para calentamiento de agua. Este sistema es escalable a aplicaciones comerciales, donde los beneficios pudiesen ser más interesantes en función de las potencias suministradas y de los requerimientos de ACS.

En esta experiencia, para calentar 5,8 kg de agua en 1 hora, desde una temperatura inicial de 12,5°C a 51,4°C, se utilizó sólo calor residual, generado por la absorción de calor de un producto que se necesita enfriar, siendo la refrigeración el proceso principal para la industria de conservación de alimentos. En forma análoga, si el calentamiento de agua se hubiese realizado con un calentador eléctrico, además del gasto energético adicional de 0,262 kWh, se suman las emisiones de CO₂ equivalentes. En base a los reportes del SEN [4], el promedio anual de emisiones de CO₂ para el sistema eléctrico chileno del año 2023 corresponde a 0,2421 kgCO₂eq/kWh.



Fig. 5. Comparación COP Refrigeración V/S COP Recuperación de calor. Fuente: Elaboración Propia.

2.5. Comportamiento dinámico del sistema

Con el propósito de analizar el comportamiento dinámico del sistema, se evalúa la evolución de presión y temperatura desde su puesta en marcha. Para esto, el sistema de refrigeración se pone en funcionamiento después de un periodo de reposo de 1 día, donde prácticamente todas las temperaturas están equilibradas con la temperatura ambiente, y se procede a la lectura de datos en intervalos de 3 minutos.

Se pone especial atención en la temperatura del sistema frigorífico, por su relevancia a la hora de adecuar algún proceso, y ésta corresponde a la medida interior de cámara, siendo la principal variable de control. En efecto, es importante comprender que en este análisis se está aprovechando el calor residual generado por un circuito de refrigeración, y que el principal producto a tener en consideración es el producto para refrigerar. Por lo tanto, la atención se focaliza en el control de la temperatura al interior de la cámara frigorífica a fin de evitar que el producto sufra daños en su estructura y/o propiedades organolépticas. De esta forma, se puede abordar el análisis de las variables, como la presión y temperaturas del refrigerante al interior del circuito, y su interacción con las temperaturas externas en el evaporador y el condensador. En el caso particular de este prototipo, el fluido del medio condensante del intercambiador de calor del lado de alta presión es el agua que se utiliza para producción de ACS.

En la gráfica de la Fig. 6 se aprecia la evolución temporal de la temperatura del agua en el estanque de almacenamiento (curva de color verde), junto con la temperatura de la variable de control (en color rojo) y la presión de evaporación. Se identifican 3 etapas, las cuales se analizarán a continuación.

Etapa inicial: correspondiente al momento cuando se pone en marcha el sistema, donde el interior de la cámara se encuentra a una temperatura de 40°C y el estanque de agua se encuentra a la temperatura de la red (12.5°C), en tanto la presión en el lado del evaporador se encuentra a 79,6 Psi. En cuanto comienza a funcionar el sistema, disminuye la presión del refrigerante y por consiguiente su temperatura de saturación, influenciado de esta manera la temperatura interior cámara. En ese instante comienza a circular agua por el intercambiador de calor, donde el refrigerante le cede calor al agua, y comienza a aumentar su temperatura. Desde el minuto 0 hasta el minuto 7, el sistema está normalizando sus presiones y temperaturas, disminuyendo la temperatura interior de cámara y cediendo calor al agua, donde se aprecia un leve aumento de la temperatura en el estanque de almacenamiento. Respecto al comportamiento de la presión, esta sufre un

brusco descenso al inicio para luego ir aumentando. Este aumento depende de la temperatura del medio condensante, en este caso del agua que se está acumulado en el estanque de almacenamiento, debido a un efecto que se denomina arrastre de presión, que a su vez depende de del control de presión del condensador [9].

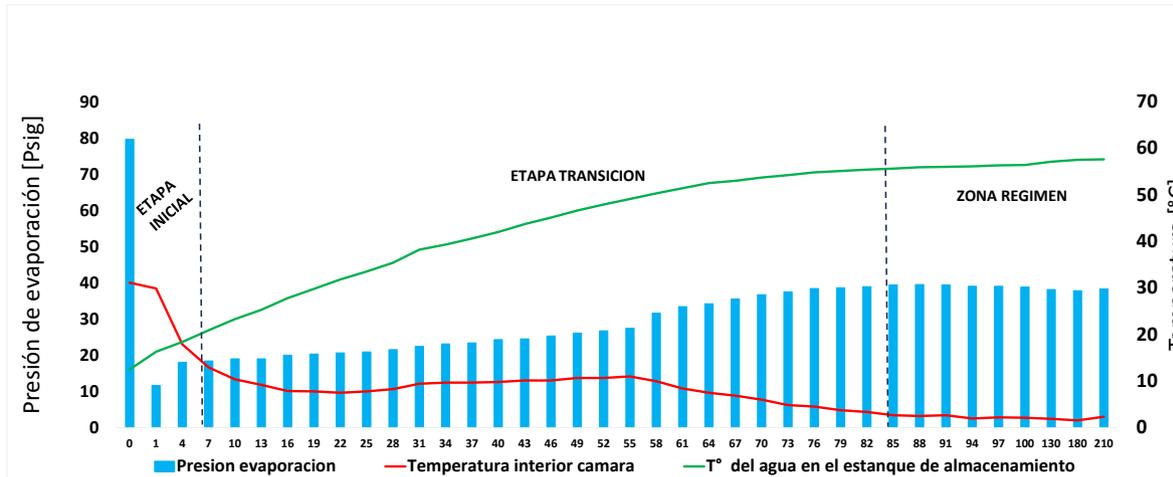


Fig. 6. Temperatura v/s presión en función de variable de control (temperatura interior cámara).

El arrastre de presión es un fenómeno deseable en un sistema de refrigeración, ya que permite que el refrigerante fluya adecuadamente a través del sistema y absorba calor del interior de la cámara de manera eficiente. Sin embargo, si la disminución de la presión es demasiado grande, puede reducir la eficiencia del sistema. Es importante controlar y monitorear la presión en el sistema de refrigeración para asegurarse de que el arrastre de presión sea adecuado y no cause problemas en el sistema.

La importancia de controlar la temperatura del medio condensante radica en que cuando el agua que ingresa al intercambiador de calor a baja temperatura, la presión del refrigerante a la salida del compresor se mantiene baja y por el fenómeno de arrastre también desciende la presión de baja en el evaporador. La consecuencia de esto es que el COP disminuye debido a que la potencia frigorífica del sistema es menor. Por lo tanto, existe una menor cantidad de refrigerante que ingresa al evaporador y no logra disminuir la temperatura del interior de la cámara, siendo esta nuestra variable más importante ya que de ella depende la integridad del producto.

Etapa de transición: En este sector de la gráfica se observa la mayor tasa de incremento en la temperatura de del agua del acumulador, mientras la presión de evaporación presenta un leve aumento hasta el minuto 55, manteniendo una temperatura interior de cámara sobre el rango necesario para el proceso. Esto es un indicador claro del fenómeno de arrastre de presión, ya que la presión de evaporación a este nivel no alcanza su rango de trabajo y, por ende, tampoco la temperatura de evaporación. En el minuto 55, la temperatura de interior de cámara comienza a disminuir y la presión de evaporación aumenta, produciéndose un quiebre en la tendencia. Por otra parte, dado que el sistema sigue rechazando calor al agua, la temperatura de almacenamiento del ACS sigue su tendencia al alza. Cabe destacar que la presión de alta también sigue al alza y por efecto del arrastre de presión, aumenta la presión de baja. Al aumentar la presión de alta, también aumenta el flujo de refrigerante hacia el evaporador y, por consiguiente, aumenta la potencia frigorífica y mejora su COP.

Etapa de régimen: Una vez el sistema alcanza la estabilización, desde el minuto 85 en adelante, la presión de evaporación y la temperatura de control (temperatura interior cámara) alcanzan sus valores nominales. También se visualiza la estabilización de la temperatura del agua de almacenamiento (temperatura del medio condensante), donde tiende a la horizontalidad, alcanzando su máximo valor cercano a los 60°C. Esta zona se considera de régimen ya que la variable de control está dentro de los límites establecidos para el proceso de enfriamiento particular de este proyecto. Si el producto o proceso tiene otras características, las

temperaturas de control se modifican, como por ejemplo en el caso de mantención de congelados cuya temperatura a considerar es de -18°C .

La zona de régimen se puede alterar modificando la carga térmica al interior de la cámara frigorífica (ingresando más producto), o utilizar el agua caliente del estanque de almacenamiento para algún proceso o requerimiento del recinto, como podría ser el caso de duchas del personal. De esta forma, al existir un consumo de agua caliente, al mismo tiempo se repone de manera automática con la misma razón de flujo el agua fría de la red, generando a si una temperatura de mezcla menor a la temperatura de almacenaje existente. Lo interesante de este análisis radica en determinar hasta qué punto afecta el ingreso de agua más fría una vez llegado a la zona de régimen, y que porcentaje del flujo de agua caliente es recomendable extraer para minimizar perjuicios al sistema y al producto a mantener. También debemos tener en consideración las recomendaciones de algunas normativas que entregan un estimado de caudal diario necesario por persona para los cálculos.[8]

3. CONCLUSIONES

La maqueta desarrollada permite analizar diferentes condiciones para explorar el potencial de recuperación de calor de un sistema de refrigeración y el aseguramiento de los objetivos de calidad mediante el sistema de control implementado.

De acuerdo con los resultados obtenidos bajo la condición de régimen estacionario es posible recuperar hasta un 43% de la energía rechazada por el condensador, y visto desde el evaporador el potencial de recuperación de calor del sistema es de aproximadamente el 61% de la potencia frigorífica.

Adicional al ahorro energético para el calentamiento de agua, se puede llegar a temperaturas superiores a los 50°C . siendo completamente aprovechables para dicho propósito. Otro aspecto positivo lo constituye la reducción de gases de efecto invernadero al desplazar el uso de combustibles fósiles o electricidad para calentar el agua.

También se debe tener en consideración la importancia del producto a conservar o el proceso que requiere de enfriamiento, ya que se debe tener la precaución necesaria para mantener las variables de control lo más cercana posible a las condiciones de régimen y proyectos para no generar perjuicio en los procesos.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mis compañeros de trabajo, colegas, a mi profesor Oscar Farías, quien con mucha paciencia y dedicación me apoyó. Además, quiero agradecer especialmente a mi esposa Marcia y mi hijo Javier quienes me han apoyado incondicionalmente para sacar adelante este proyecto.

Hijo te dedico este artículo para motivarte a que seas mejor que yo. Te amo.

REFERENCIAS

- [1] Renewable Energy in Total Final Energy Consumption, by Final Energy Use, 2018 (P. 36;37)
- [2] In – Data SpA, CDT, diciembre 2019. Usos de energía de los Hogares Chile 2018 (P. 4;5)
- [3] A. Quesada Vázquez, Auditoría energética de una superficie comercial de 1.610m² (P. 22;23;24;25) (2017)
- [4] <http://energiaabierta.cl/visualizaciones/factor-de-emision-sic-sing/>
- [5] H. Willem, Y. Lin, A. Lekov, “Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters”. *Sciencedirect*. 143, 191-201 (2017)
- [6] H. Jiang, Y. Jiang, Y. Wang, Z. Ma, Y. Ya, “An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS)”. *Sciencedirect*. 31, 1789-1803 (2006)
- [7] Embraco, Ficha técnica de compresor. https://www.reld.com.ar/Archivos_productos/410206050.pdf
- [8] Cómo calcular la demanda de ACS para un certificado energético <https://www.certicalia.com/blog/como-hacer-calculo-demanda-ac>