



AEFYT



LA REVISTA OFICIAL DE LA INDUSTRIA DE REFRIGERACIÓN CON AMONÍACO ■ MARZO 2023

CONDENSER

Selects

UNA SELECCIÓN DE ARTÍCULOS DE CONDENSER TRADUCIDOS AL ESPAÑOL

¿REFRIGERACIÓN SIN AGUA?

Manejando un recurso mundial limitado



CTI ESPECIALISTAS EN DETECCIÓN DE GASES



Nuestros sensores prevalecen
donde otros fallan.

CONSTRUIDOS PARA CONDICIONES EXTREMAS
INVENTARIO EN STOCK DISPONIBLE

- Más Gases -

Aunque nos especializamos en la detección del amoníaco, ofrecemos también sensores excelentes para detectar CO2, sintéticas y muchos otros gases.


- Temperaturas Extremas -

Nuestros sensores están diseñados para prevalecer en temperaturas extremas de -45.5C a +65.5C. Las instalaciones de producción de alimentos son nuestra especialidad

- Lavados a Presión -

Nuestros detectores están encapsulados en un compuesto de uretano que los hace impermeables a lavados de alta presión y a la corrosión.



 +52 479 223 3942
miguel.lopez@ctigas.com

Miguel está feliz de ayudar a responder sus preguntas sobre detección de gas.





BY GARY SCHRIFT 

mensaje del

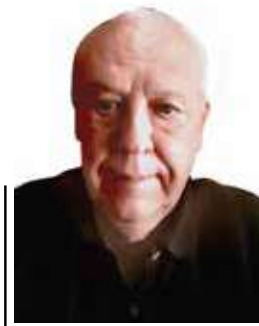
PRESIDENTE

“**E**stamos encantados de compartir con ustedes una selección de nuestros artículos de la revista Condenser del IAR, traducidos al idioma español por nuestra Asociación Aliada en España: AEFYT. La visión del IAR es crear un mundo mejor a través del uso seguro y eficiente de refrigerantes naturales. Pensamos que estas ediciones son una forma efectiva en que podemos lograr

precisamente eso. Con la ayuda de nuestros aliados en España y en todo el mundo, estamos seguros de que los refrigerantes naturales como el amoníaco, el CO₂ y los hidrocarburos proporcionarán un futuro sostenible y próspero para todos. Esta selección de artículos ha sido agrupada por temas principales que reflejan un aspecto importante de la industria de refrigeración con refrigerantes

naturales. En IAR y AEFYT esperamos que este esfuerzo conjunto para comunicar las últimas noticias e información dentro de la industria brinde a nuestros miembros de habla hispana conocimientos nuevos, información útil y recursos para expandir el uso seguro y sostenible de los refrigerantes naturales. Si desea leer el artículo original de la revista Condenser en inglés, visite el sitio web del IAR en: www.iar.org. ¡Esperamos que los disfrute!”

“We are delighted to share with you a selection of our IAR’s Condenser Magazine articles, translated to the Spanish language by our Allied Association in Spain: AEFYT. IAR’s vision is to create a better world through the safe and efficient use of natural refrigerants. We believe this is one way we can achieve just that. With the help of our partners in Spain and around the world, we are confident that natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons will provide a sustainable and prosperous future for all. This selection of articles has been grouped by main themes that reflect an important aspect of the natural refrigeration industry. We at IAR and AEFYT hope that this joint effort in communicating the latest news and information within the industry provides our Spanish speaking members with new insights, useful information and resources to expand the safe and sustainable use of natural refrigerants. If you would like to read the original Condenser Magazine article in English, visit the IAR website at: www.iar.org. Enjoy!”



BY MANUEL LAMÚA 

mensaje del

GERENTE

“**E**n AEFYT siempre se ha valorado positivamente las acciones desarrolladas por el IAR sobre la difusión de conocimiento relacionado con el uso del amoníaco como refrigerante. La revista Condenser del IAR es una publicación muy potente con contenidos teóricos, tecnológicos y promocionales muy interesantes. Al plantear al IAR que

una forma de colaboración podía ser la traducción de artículos agrupados temáticamente para una publicación conjunta, les pareció una idea estupenda ya que aumentaba la difusión del trabajo desarrollado previamente por IAR creando a la vez documentos temáticos en español sobre asuntos importantes en refrigeración industrial. Con la ayuda del IAR, queremos aportar nuestro granito

de arena facilitando la transmisión de conocimiento que permita la instalación segura de los sistemas frigoríficos, para que los refrigerantes naturales como el amoníaco, CO₂ e hidrocarburos, aporten soluciones sostenibles en un mundo donde el frío es cada día más necesario. Esperamos que la lectura de los artículos sea agradable y quede la misma se extraigan conocimientos útiles. Y nada más, visite nuestra web www.aefyt.es. Gracias.”

“At AEFYT, we always have valued IAR’s work on expanding the knowledge for the safe use of ammonia as a refrigerant. The Condenser Magazine published by IAR is a powerful publication with very interesting theoretical, technical concepts, and promotional content. When we proposed collaborating in the translation of these articles for a joint publication to IAR, they agreed this would be a great idea, which will expand on the work previously done, while sharing common themed documents in the Spanish language on important issues in industrial refrigeration. With the help of IAR, AEFYT wants to contribute with a ‘grain of sand’ to facilitate this transmission of knowledge for the safe installation of refrigeration systems. In this way, natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons can provide sustainable solutions in a world where ‘cold’ is every day more necessary. We hope that you will find reading of these articles enjoyable, and that they provide you with useful knowledge. Feel free to visit our website www.aefyt.es. Thank you”

Comparación de costes de operación entre sistemas de recirculación de CO2 transcrito y amoníaco en un almacén frigorífico

Doug Scott Tecnologías VaCom La Verne, California

Traducido por Javier Cano (INTARCON) y Félix Sanz (AEFYT)

RESUMEN

El amoníaco es el refrigerante industrial ideal, con alta eficiencia y un amplio uso en la industria, además de sus atractivas características medioambientales. Sin embargo, los sistemas de amoníaco refrigerados por aire son poco comunes, siendo los condensadores evaporativos los utilizados en la mayoría de los sistemas de amoníaco, basándose en la práctica habitual y en supuestos de eficiencia y prestaciones. El uso eficiente de la condensación por aire permitiría extender los beneficios del amoníaco a un mayor número de aplicaciones. El presente artículo estudia la eficiencia y los costes de operación de un almacén frigorífico en seis localidades de EE.UU. utilizando un sistema de amoníaco y comparando la condensación por aire y la evaporativa.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración de amoníaco utilizan casi exclusivamente condensadores evaporativos. Debido a la gran escala de la mayoría de los sistemas de amoníaco, al contexto histórico, y a las percepciones de la industria respecto de las prestaciones y la eficiencia, rara vez se plantea la condensación por aire para el amoníaco.

Los cada vez mayores costes del agua, así como su falta de disponibilidad en numerosas ubicaciones, hacen que la racionalización del agua sea un componente importante en las políticas de sostenibilidad de muchas empresas. Este artículo compara la condensación evaporativa (evap) y la condensación por aire en un almacén frigorífico en seis localidades de EE UU. El comparativo utiliza una detallada simulación horaria de la planta frigorífica y las tarifas eléctricas y de agua locales. El principal esfuerzo del análisis se centra en el uso de la energía y los costes de electricidad, en la medida en que este es el gran “desconocido” a la hora de considerar los sistemas de amoníaco condensados por aire.

Lo más prometedor de los sistemas de amoníaco condensados por aire es que pueden constituir una alternativa a otros refrigerantes, cambiando el prejuicio de que los sistemas de condensación por aire requieren refrigerantes halogenados, históricamente el HCFC-22 que está actualmente desfasado, y más recientemente los refrigerantes HFC

que se encuentran bajo presión de reducción. Sin embargo, el alcance de este estudio se limita al amoníaco para ofrecer un análisis centrado en el uso de la energía y los costes entre los métodos de condensación por aire y evaporativo.

ANTECEDENTES

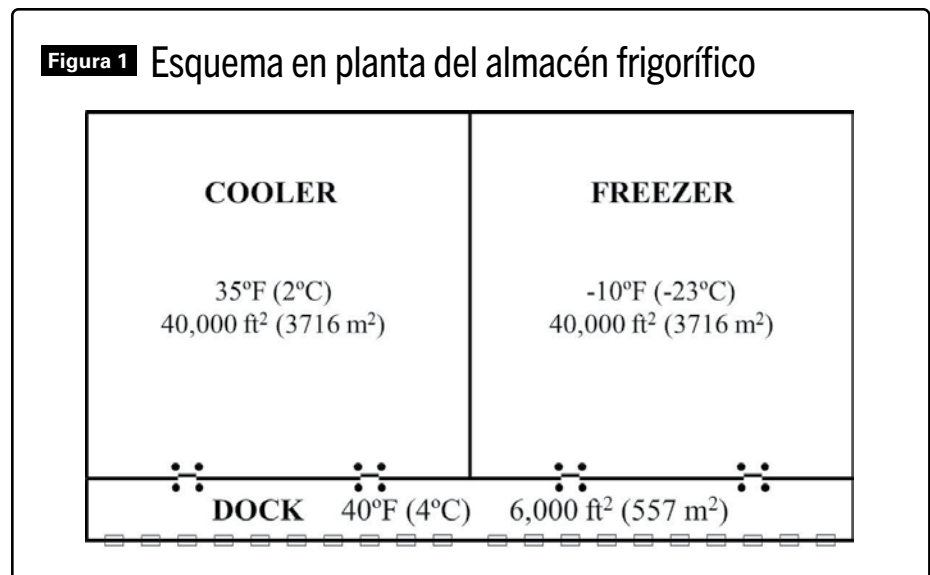
El amoníaco es el refrigerante dominante en los sistemas de refrigeración industrial gracias a su bajo coste y disponibilidad, y a sus atractivas propiedades físicas y termodinámicas, que resultan en una alta eficiencia del sistema. La condensación evaporativa ha sido el estándar en los sistemas de amoníaco, sin apenas utilizar la condensación por aire.

La mayor presión de diseño requerida en la condensación por aire, afectando a compresores, tubería,

válvulas y recipientes, ha limitado la disponibilidad de componentes y constituye un coste significativo a considerar. En la compresión del amoníaco se produce una alta elevación de la temperatura de descarga, que se acentúa con la mayor presión de descarga de la condensación por aire. Si bien esto no es un problema en compresores de tornillo, cuyo proceso de compresión se refrigera con aceite o con inyección de líquido, sí resulta más relevante y difícil de resolver en los compresores alternativos. Esto, junto con las mayores presiones de trabajo, explica por qué históricamente la condensación por aire apenas se ha utilizado en sistemas de amoníaco.

CASO DE ESTUDIO

Para este estudio se ha supuesto un almacén frigorífico según se muestra



en la figura 1, con una cámara de refrigerados, otra de congelados y un muelle de carga. El sistema de refrigeración con amoníaco posee dos niveles de aspiración con dos compresores de tornillo de igual tamaño.

Las hipótesis de diseño y la selección de equipos se detallan en el Apéndice I.

En el presente estudio se han considerado seis localidades para obtener un abanico de condiciones climáticas. Puesto que no existe correlación alguna entre la climatología y las tarifas eléctricas, es más relevante la comparativa del consumo energético anual para entender los efectos del clima sobre ambos sistemas de condensación. Adicionalmente se ha utilizado las tarifas locales de electricidad y agua para proporcionar ejemplos de costes reales de funcionamiento. La tabla 1 muestra las seis ciudades con sus temperaturas de bulbo seco (TS) y bulbo húmedo (TH) en condiciones de diseño según ASHRAE.

Se han tenido en cuenta los costes locales de suministros de electricidad y agua para obtener ejemplos más realísticos, pero solo a título de ejemplo, puesto que las tarifas de agua y electricidad pueden

variar mucho dentro de una misma climatología.

SELECCIÓN DEL CONDENSADOR

La selección del condensador evaporativo para cada ubicación se ha realizado a partir del calor total cedido por el compresor, basado en la potencia del compresor, y el salto de temperatura entre la temperatura saturada de condensación y la temperatura de bulbo húmedo de entrada, según se muestra en la tabla 2. Estos valores de cálculo del condensador son equivalentes a los requisitos mínimos de la norma California Title 24 para nuevos almacenes frigoríficos. Un menor salto de temperatura a una mayor temperatura húmeda de diseño no significa necesariamente que el condensador sea mayor; más bien el menor salto refleja la física del aire húmedo y el hecho de que para un mismo salto de temperatura los condensadores tienen una mayor potencia de intercambio con una mayor temperatura de bulbo húmedo.

Este efecto puede observarse en las tablas de factores de potencia calorífica disipada que proporcionan los fabricantes de condensadores evaporativos a distintas condiciones ambiente. Por tanto, el salto

térmico sería incluso menor a mayor temperatura húmeda para un mismo condensador y misma potencia calorífica. En la práctica habitual se suele especificar la temperatura de condensación en lugar del salto térmico, lo que puede dar lugar al sobredimensionamiento o infradimensionamiento de los condensadores, al menos desde un punto de vista de eficiencia energética. Tendría más sentido especificar el salto térmico en cuanto a la eficiencia energética y a los objetivos del presente estudio.

La selección del condensador de aire se han basado en un salto térmico de 15°F (8.3°K) entre la temperatura de condensación y la temperatura seca del aire de entrada. El salto de diseño del condensador de aire es idéntico para todas las condiciones ambiente.

El salto térmico adoptado determina directamente el tamaño del condensador, y por tanto condiciona los resultados del estudio. Se considera que estos valores dan lugar a un equilibrio razonable entre eficiencia energética y coste que podría aplicarse en las diferentes condiciones climáticas. Téngase en cuenta que este dimensionamiento del condensador no pretende ser una recomendación general de diseño; en el dimensionamiento real de una instalación en particular en un determinado clima y determinados costes de electricidad, el condensador óptimo podría ser menor o mayor.

CÁLCULO DE CARGAS

Se calcularon para cada localidad las cargas térmicas de diseño, incluyendo la envolvente, las infiltraciones de aire y las cargas internas. Las cargas de diseño en BTUh se utilizaron para seleccionar compresores y condensadores. La tabla 3 muestra un resumen de las cargas para una localidad, Dallas, Texas.

Téngase en cuenta que las cargas horarias se calcularon mediante un sistema de simulación y análisis energético basado en datos climáticos e hipótesis de funcionamiento, y no están basadas directamente en la carga de diseño.

SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Para minimizar los efectos de la carga parcial, los compresores de cada localidad se ajustaron a partir

Ciudades del estudio y condiciones climáticas de diseño.

Tabla 1

Ciudad	ASHRAE 1% TS °F (°C)	ASHRAE 1% TH °F (°C)
Dallas, Texas	98 (37)	74 (23)
Chicago, Illinois	88 (31)	73 (23)
Denver, Colorado	90 (32)	59 (15)
Miami, Florida	90 (32)	77 (25)
Salinas, California	78 (26)	62 (17)
Portland, Oregon	86 (30)	66 (19)

Tabla 2 Salto de diseño del condensador evaporativo.

Temperatura húmeda de diseño	Salto térmico
<= 76°F (24°C)	20°F (11.1°K)
Entre 76°F y 78°F (24°C a 26°C)	19°F (10.6°K)
>= 78°F (26°C)	18°F (10.0°K)

Comparación de condensación evaporativa y enfriada por aire para sistemas de amoníaco

de un mismo modelo representativo de compresor, uno para alta y otro para baja temperatura. Dicho de otro modo, el tamaño de compresor se ajustó exactamente a la potencia

suelen utilizar motores más pequeños de accionamiento directo, pero siguen con un rango sustancial de potencia para una misma potencia de intercambio.

por los programas de incentivos de California, donde se utilizó por primera vez este parámetro, así como más recientemente en las Normas del Título 24 de California^{3,4}.

Tabla 3 Cálculo de cargas detallado para Dallas, Texas

		Congelados		Refrigerados		Muelle de carga	
Transmisión		295,722	27%	157,239	16%	59,592	9%
Infiltración de aire		153,135	14%	4,952	1%	398,644	59%
Internas	Personas	38,667	3%	38,667	4%	11,600	2%
	Equipos	304,348	27%	304,348	31%	91,304	14%
	Ventiladores	138,829	12%	124,474	13%	84,823	13%
	Iluminación	95,564	9%	95,564	10%	28,669	4%
	Producto	41,667	4%	226,042	23%	0	0%
	Descongelación	43,219	4%	38,750	4%	0	0%
Carga máxima total		1,111,150	100%	990,035	100%	674,633	100%
Carga c/ factor de seguridad		1,277,822	115%	1,138,540	115%	775,828	115%
SF per Ton		376		160		65	
Carga de dimensionamiento		1,393,988	125%	1,242,044	125%	846,358	125%

necesaria, para evitar los efectos de la parcialización de potencia que habría resultado si nos hubiéramos limitado a la selección de modelos reales de compresor. El funcionamiento a carga parcial está basado en control de válvula corredera utilizando las curvas de rendimiento reales del compresor adoptado como modelo.

EFICIENCIA ESPECÍFICA DEL CONDENSADOR

Tanto el condensador evaporativo como el refrigerado por aire se encuentran disponibles en un amplio rango de potencia de ventiladores para una misma potencia de intercambio. Por ejemplo, en un mismo tamaño de construcción, los condensadores evaporativos están disponibles con motores de ventiladores desde 10CV (7.5 kW) a 40 CV (30kW). Históricamente los condensadores de aire han tenido incluso un rango mayor, yendo desde los 2CV (1.5kW) hasta los 10 HP (7.5kW) para el mismo tamaño de ventilador en ciertos condensadores de accionamiento por correa. Hoy en día, los condensadores de aire

Eficiencia específica es el término utilizado para definir la potencia de ventilación frente a la potencia de intercambio. La eficiencia específica es la relación entre la potencia de intercambio de calor en unas condiciones concretas de cálculo, dividida por la potencia eléctrica de los ventiladores y la bomba de agua, en los condensadores evaporativos. Las condiciones de cálculo de la eficiencia específica no dependen de la aplicación. Las condiciones para condensadores evaporativos y condensadores de aire son necesariamente diferentes, puesto que las primeras están basadas en el bulbo húmedo y las segundas en el bulbo seco. Por la misma razón la comparación numérica de la eficiencia específica solo puede hacerse entre condensadores del mismo tipo, no entre condensadores evaporativos y condensadores refrigerados por aire. La tabla 4 muestra las condiciones de cálculo y las eficiencias específicas adoptadas en este estudio.

Las condiciones específicas de cálculo de eficiencia del condensador se toman de los valores utilizados

Téngase en cuenta que no hay nada particularmente especial en las condiciones de cálculo; en el futuro podrían adoptarse otras condiciones de cálculo, que darían lugar a diferentes valores de eficiencia específica de cada condensador, así como para los estándares mínimos. El valor de 275 BTU/h/W (80 W/W) adoptado para este estudio es menor (por ejemplo, mayor potencia del ventilador) que los valores requeridos por la Norma del Título 24 de California de 2013 de 350 BTU/h/W (102 W/W). Se determinó que el valor de California era económicamente rentable para el clima de California, sus tarifas de suministros y los supuestos del programa de incentivos, y solo para los nuevos almacenes refrigerados. El valor de 275 BTU/h/W (80 W/W) es la eficiencia estimada por el autor que sería económicamente rentable de forma general a nivel nacional para un almacén refrigerado.

También es importante resaltar que las hipótesis de eficiencia específica económicamente rentable están basadas en un diseño de condensador con todos los ventiladores

funcionando en paralelo y utilizando control de variación de velocidad, tal y como se comentará más adelante. Un diseño alternativo podría consistir en condensadores de mayor superficie y ventiladores más pequeños para obviar la necesidad de variación de

de la localidad de Denver, habría que hacer alguna corrección del condensador de aire. Los fabricantes de condensadores de aire publican la corrección de potencia calorífica en función de la altitud, pero no indican ninguna corrección para la

MODELADO POR HORA

El modelado de edificios y sistemas se realizó utilizando el programa de simulación DOE2.2R5. Este programa incluye el cálculo por hora de las cargas, el rendimiento del sistema de refrigeración y los costes de los servicios públicos. Los cálculos de la carga de calor incluyen la transmisión teniendo en cuenta el clima horario y los efectos solares; infiltración que utiliza fórmulas ASHRAE para el intercambio de masa interzonal (entrada) y considera la velocidad del viento; y cargas internas que pueden calcularse automáticamente (p. ej., la velocidad del ventilador del evaporador y, por lo tanto, la potencia y el calor) o programarse como parte de las instrucciones de entrada (p. ej., cargas de producto y descongelación). La parte del sistema de refrigeración del programa se basa en el flujo másico y se calcula a nivel de componente. El flujo másico de refrigerante se determina a partir de las cargas de enfriamiento, con la operación del compresor desarrollada para cumplir con el flujo másico requerido y basado en el equilibrio con la capacidad del condensador disponible y las condiciones ambientales. El rendimiento del compresor se determina a partir de regresiones basadas en la temperatura de succión saturada (SST) y la temperatura de descarga saturada (SDT), con una relación separada para la eficiencia de carga parcial (por ejemplo, válvula de corredera). Las estrategias de control para los ventiladores del evaporador, la secuenciación del compresor de supervisión y el control de carga parcial, y el punto de ajuste del condensador y el control del ventilador se modelan explícitamente (dentro de los límites de un modelo de simulación por hora) de manera consistente con la operación de control real. Se utilizaron archivos meteorológicos TMY3 para la temperatura ambiente por hora, los valores solares y la velocidad del viento.

Los ajustes a las clasificaciones del catálogo, principalmente la reducción de clasificación del equipo, son esenciales para un modelado efectivo y en particular para el modelado de

Tabla 4 Hipótesis de eficiencia específica

		Evap	Air
Base de cálculo de eficiencia específica	TC °F (°C)	100 (38)	105 (41)
	TH °F (°C)	70 (21)	
	TS °F (°C)		95 (35)
Eficiencia específica BTUh/W (W/W)		275	90

Tabla 5 Energía del condensador por ubicación

		Dallas	Chicago	Denver	Miami
Cond. Evap.	Ventilador, kW	26.6	26.4	30.3	27.5
	Bomba, kW	4.2	4.2	4.2	4.2
	Total	30.8	30.6	34.5	31.7
Cond. Aire	Ventilador, kW	46.0	43.1	40.7	45.2

velocidad. Aunque a un coste de inversión inicial mayor. Con este diseño alternativo, los condensadores tendrían una eficiencia específica mucho mayor.

La eficiencia específica de los condensadores de aire está basada en tamaños de motor que están actualmente disponibles en el mercado, bien como estándar o adaptados a productos estándares. Se ha utilizado una eficiencia específica de 90 BTUh/W (26 W/W) para este estudio. La elección de producto es limitada, puesto que no existe un mercado significativo en EE.UU. para condensadores de amoníaco por aire. El producto actualmente disponible tiene un rango amplio de eficiencia específica, con algunos modelos muy por encima de los 90 BTUh/W (26 W/W).

No se ha considerado la altitud para corregir la eficiencia específica, aunque bien es cierto que en el caso

potencia absorbida. La corrección típica de la potencia calorífica para 5.000 pies de altitud (1.500m) es de aproximadamente el 12%; lo cual es más o menos similar a la disminución de la densidad del aire respecto al nivel del mar. Puesto que la potencia del ventilador y la densidad son normalmente proporcionales (p.e. basado en las leyes de afinidad) se ha supuesto que la misma eficiencia específica es razonablemente válida a mayor altitud.

Según se ha indicado, la eficiencia específica de los condensadores de aire y los evaporativos no puede ser comparada directamente. Los condensadores de aire necesitan mucho más volumen de aire que los evaporativos, y por tanto, mayor potencia de ventiladores. La tabla 5 muestra la potencia absorbida para los condensadores de aire y los evaporativos para las seis localidades estudiadas.

Comparación de condensación evaporativa y enfriada por aire para sistemas de amoníaco

refrigeración y este estudio por varias razones, que incluyen:

- Las clasificaciones del catálogo de equipos se basan en un funcionamiento estable, para equipos nuevos y generalmente en condiciones de diseño (pico), mientras que la mayoría de las horas de operación no son en estado estable y el sistema está funcionando en condiciones fuera de diseño (que pueden no estar dentro de los valores nominales del catálogo) y con carga parcial.
- Históricamente, los valores de rendimiento del condensador en los catálogos no han hecho referencia a un estándar de clasificación y las clasificaciones no están certificadas. Esto ha cambiado recientemente con algunos fabricantes de condensadores evaporativos ahora o pronto utilizando estándares CTI6 y/o estándares ASHRAE7 para probar condensadores evaporativos y mover hacia la certificación futura de sus clasificaciones de condensadores evaporativos. Los fabricantes de condensadores de refrigeración enfriados por aire en los EE. UU. no han hecho referencia a los estándares de clasificación en las clasificaciones de su catálogo. El estándar AHRI para condensadores

enfriados por aire, ASNI/ AHRI Standard 4607, utiliza condiciones de clasificación de prueba que son más adecuadas para aplicaciones de aire acondicionado que refrigeración, p. aproximación de 30 °F (17 °K). Más allá de las consideraciones del rendimiento real frente al del catálogo a plena capacidad, los factores para el rendimiento a carga parcial son menos seguros y, en la mayoría de los casos, no se publican y, dadas las muchas variables, sería muy difícil probarlos.

- Funcionamiento transitorio, por ejemplo, el ciclo del ventilador y las variaciones cíclicas de la presión pueden tener un gran efecto en el funcionamiento del condensador.
- Los efectos de campo que incluyen múltiples condensadores adyacentes, la configuración del edificio y el efecto del viento predominante, dan como resultado la recirculación del aire desde la salida del condensador y una capacidad reducida del condensador. La caída de presión de las tuberías y el desequilibrio del flujo serían parte de este factor.
- Las incrustaciones, la corrosión y la bioincrustación en los condensadores evaporativos suelen ser un factor importante que reduce

la capacidad del condensador y, en ocasiones, su longevidad.

Para abordar todos estos factores, es necesario reducir los valores de capacidad del catálogo para simular el rendimiento real del condensador en condiciones promedio por hora. Los factores individuales, en gran parte basados en el juicio y la opinión del autor, se estimaron y resumieron en la Tabla 6.

Estos factores de reducción sin duda parecen altos a primera vista; lo que indica que la capacidad promedio realizada es aproximadamente un tercio menos que las clasificaciones del catálogo. Con base en la experiencia del autor en la evaluación del rendimiento por hora esperado frente al real en un número limitado de instalaciones, esta no es una conclusión irrazonable, particularmente teniendo en cuenta que el propósito de estos factores es desarrollar una simulación horaria precisa a lo largo del año, incluido el tiempo libre, efectos de diseño y de carga parcial, y no solo en condiciones máximas de diseño. Los componentes de calidad específicos pueden ser más o menos manejables mediante el diseño del sistema y el mantenimiento continuo del sistema; por ejemplo, una cantidad relativamente pequeña de

Tabla 6 Factores de reducción de potencia del condensador para análisis por hora

	Evap.	Aire	
Catálogo Capacidad	100%	100%	Notas
Aplicado vs. Ajuste de catálogo	0%	10%	Opinión de los autores. Hay menos certeza con enfriado por aire
Escala, suciedad y suciedad	20%	10%	La suciedad del evaporador es más alta en promedio debido a la escala omnipresente
Factores de estado no estacionario	5%	5%	Factor pequeño, considerando un sistema grande con velocidad variable
Efectos de la instalación en campo	5%	10%	Es más probable que el enfriamiento por aire se vea más comprometido por la recirculación
Efectos de carga parcial	5%	5%	Suposición igual
Reducción de tasa neta vs. Catálogo	69%	66%	

incrustaciones en los condensadores evaporativos puede tener un efecto muy grande en la capacidad. Cada componente de reducción podría estar sujeto a una consideración y estudio más detallados. En términos de este documento, la cuestión importante es si los distintos componentes que degradan la calidad en la clasificación para condensadores evaporativos y condensadores enfriados por aire es probable que causen una diferencia en el rendimiento de uno frente al otro. Hay poca diferencia en los factores de reducción de calificación netos que se muestran arriba, por lo tanto, no hay un gran efecto comparativo en los supuestos del modelo.

El uso de agua se estimó utilizando el calor a disipar real por hora del modelo de simulación y asumiendo la pauta de la industria para la evaporación de 2 GPM por 1.000 MBTUh (293 kW). Es útil ver cómo esto simplemente equivale a la evaporación del agua:

2 galones por minuto x 8,34 libras por galón x 60 minutos/hora x 1000 BTU por libra de agua equivale a 1 000 800 BTUh o 1000 MBTUh (293 kW). Además, se estimaron la tasa de purga y la de arrastre y fueron aproximadamente igual a la tasa de evaporación por hora. El coste del tratamiento de agua se incluyó en \$ 750 por mes

CONTROL DE PRESIÓN DE DESCARGA

El control de la presión de descarga o la temperatura de condensación, que son términos esencialmente intercambiables en este contexto, es la consideración esencial al comparar los condensadores evaporativos y enfriados por aire. Sin una suposición equilibrada y consistente, los resultados serían sesgados. Los elementos de control de la presión de descarga incluyen cómo se controlan los ventiladores del condensador (ciclado o modulación de velocidad), las estrategias de control utilizadas para controlar los ventiladores y cómo se permite que caiga la presión de descarga baja, según lo permita el clima más fresco.

PRESIÓN DE DESCARGA FLOTANTE

Aparte de las relativamente pocas horas (si las hay) en un año en que

los compresores y condensadores funcionan cerca de su capacidad máxima, existe una oportunidad constante de emplear controles para optimizar la potencia total utilizada por los compresores y los ventiladores del condensador. A falta de una mejor descripción, esto se denomina presión de descarga flotante. La presión de descarga flotante es algo vaga y puede tener varios significados, pero aquí se usa para el esfuerzo general de controlar el uso de energía total más bajo de los compresores y condensadores durante todo el año. Hay tres elementos:

- ¿Cuánto se puede reducir la presión de descarga (o la temperatura de condensación), si el clima lo permite?
- ¿Cómo se controlan los ventiladores del condensador?
- ¿Cómo se determina el punto de ajuste del control del ventilador del condensador?

TEMPERATURA MÍNIMA DE CONDENSACIÓN

La temperatura de condensación estable más baja posible es función del tamaño del separador de aceite del compresor y otras limitaciones del compresor, y del diseño del sistema relacionado al suministro de líquido a los evaporadores. En general, todos los sistemas modernos pueden operar a 70 °F (21 °C) SCT o menos, es decir, 114 psig (7,9 bar) para amoníaco. Algunos sistemas existentes necesitan una presión más alta durante los períodos de desescarche; sin embargo, los sistemas más nuevos generalmente no necesitan más de 6,6 bar (95 psig) para descongelar y están equipados con reguladores para limitar la presión de descongelación, lo que permite una reducción de la presión de descarga cerca de 6,6 bar (95 psig) presión sin efecto en el desescarche.

El valor de una temperatura de condensación mínima inferior a 70 °F (21 °C) puede ser pequeño en un clima cálido, pero podría generar grandes ahorros incrementales en un clima más frío. Esto también se convierte en una diferencia importante entre los sistemas de evaporativos y los enfriados por aire en muchos climas. Como

se ha señalado anteriormente, los condensadores evaporativos "pierden" capacidad a medida que baja la temperatura de bulbo húmedo, en términos del acercamiento que el condensador puede lograr para un rechazo de calor determinado, mientras que un condensador enfriado por aire mantiene el mismo acercamiento de la temperatura a temperaturas de bulbo seco más bajas. Junto con este hecho, la diferencia entre DBT y WBT varía a lo largo del día y del año de una manera que prefiere los condensadores evaporativos en los períodos de clima más cálido, pero prefiere los condensadores enfriados por aire durante las temperaturas moderadas y frías que normalmente comprenden la mayor parte del año.

La Figura 2 muestra las temperaturas diarias para un día caluroso y un día promedio para Dallas, Texas.

Nótese la diferencia mucho mayor entre DBT y WBT en un día caluroso que en un día promedio; aquí una diferencia de 33°F (18°K) en un día caluroso y una diferencia de 10°F (6°K) en un día frío.

La relación entre las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo también se puede ver al comparar las temperaturas máxima, promedio y mínima de bulbo seco y bulbo húmedo y la diferencia, que indica la ventaja nominal de la condensación evaporativa. La Tabla 7 muestra las estadísticas meteorológicas de Dallas, Texas, tomadas del archivo meteorológico TMY3. Tenga en cuenta que la WBT máxima no coincide con la DBT máxima, que es típica para la mayoría de los climas. El WBT que coincide con el pico DBT da como resultado una diferencia de 27 °F (15 °K), en comparación con la diferencia promedio entre DBT y WBT que es de aproximadamente 8 °F (4 °K).

La Figura 5 muestra la temperatura de bulbo seco para cada hora del año, ordenada de más caliente a más fría, con las temperaturas de bulbo húmedo coincidentes, mostrando la mayor diferencia entre DBT y WBT durante las temperaturas máximas y una diferencia decreciente en clima moderado y frío.

Variación diaria de DBT y WBT caliente y promedio para Dallas Texas

Figura 2

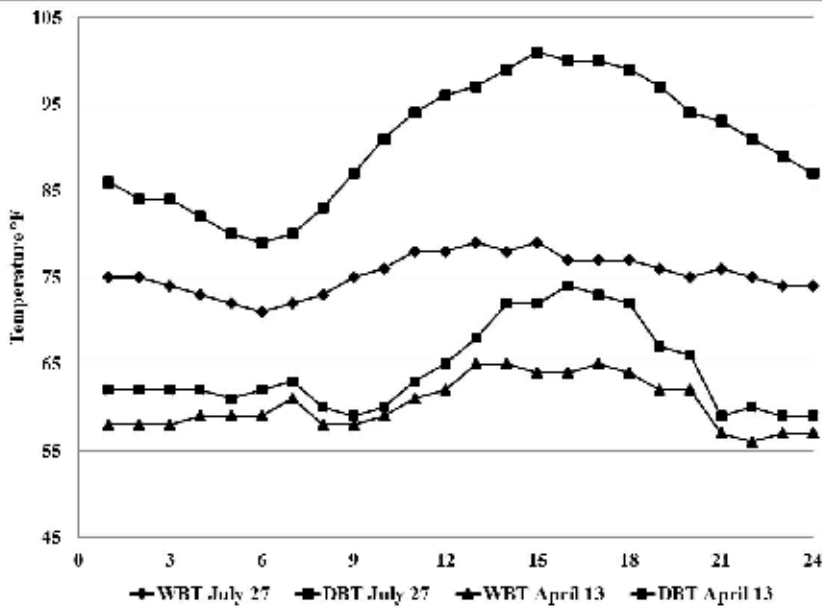
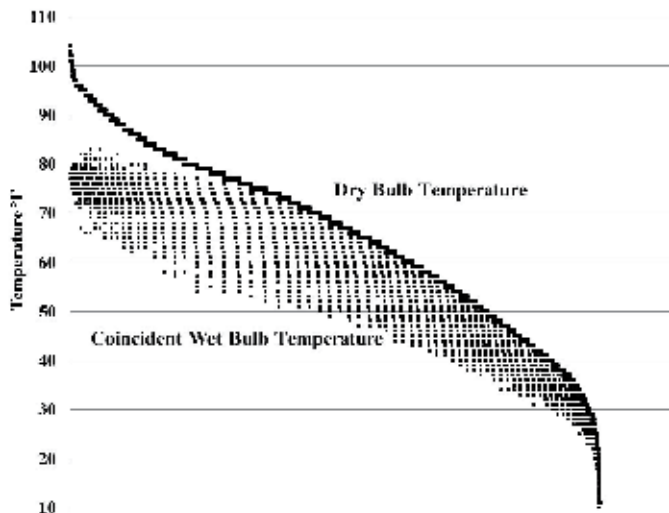


Tabla 7 Estadísticas meteorológicas de Dallas Texas

	DBT	WBT	Difference
Maximum	104°F (40°C)	83°F (28°C)	
Coincident	104°F (40°C)	77°F (25°C)	27°F (15°C)
Average	66°F (19°C)	58°F (14°C)	8°F (4°C)
Minimum	11°F (-12°C)	9°F (-13°C)	

Figura 5 DBT de Dallas Texas y WBT coincidente



Además de estos "hechos del clima", también es útil considerar el aumento característico en la aproximación a WBT más bajos observados con condensadores evaporativos en comparación con la aproximación fija con condensadores enfriados por aire. Si la temperatura de condensación se reduce junto con la temperatura ambiente, la diferencia entre DBT y WBT se vuelve más pequeña y, al mismo tiempo, la diferencia entre el acercamiento del condensador enfriado por aire y el evaporativo se vuelve más grande. Por lo tanto, la condensación enfriada por aire debería tener una mayor ventaja, ya que se permite que la presión de descarga flote más baja.

La Figura 6 muestra la DBT, la WBT coincidente (utilizando una regresión para suavizar los valores horarios) y las respectivas temperaturas de condensación, suponiendo que el sistema funcione a plena carga para los fines de esta figura.

La temperatura de condensación mínima utilizada en este estudio para las seis ubicaciones fue 60 °F (15,6 °C).

CONTROL DEL VENTILADOR

Tanto para los condensadores enfriados por aire como evaporativos, el estudio asume que todos los ventiladores se controlan al unísono con velocidad variable, en lugar de ciclos de ventiladores. El uso de toda la superficie, todo el tiempo, es generalmente el medio más eficiente de utilización de la capacidad del condensador. Las leyes de afinidad definen los principios físicos de flujo, caída de presión y potencia y específicamente la relación de "tercera potencia" entre el flujo de aire y la potencia del ventilador. Esta relación se muestra como la curva en la Figura 7 y se aplica para comparar un condensador con ciclo de ventilador con el mismo condensador con control de ventilador de velocidad variable, con ambos condensadores al 50 % de su capacidad. La capacidad del condensador es nominalmente proporcional al flujo de aire y la velocidad del ventilador, mientras que la potencia varía con el cubo de la velocidad del ventilador, lo que

aumenta la eficiencia del condensador a carga parcial al 50 % de capacidad de 90 a 360 BTUh/W (26 a 105 W/W)

La relación no lineal de la potencia del ventilador con el flujo de aire y, por lo tanto, con la temperatura de condensación y la potencia del compresor es importante e inherentemente apunta a un aspecto importante de la optimización del control, como se describe a continuación.

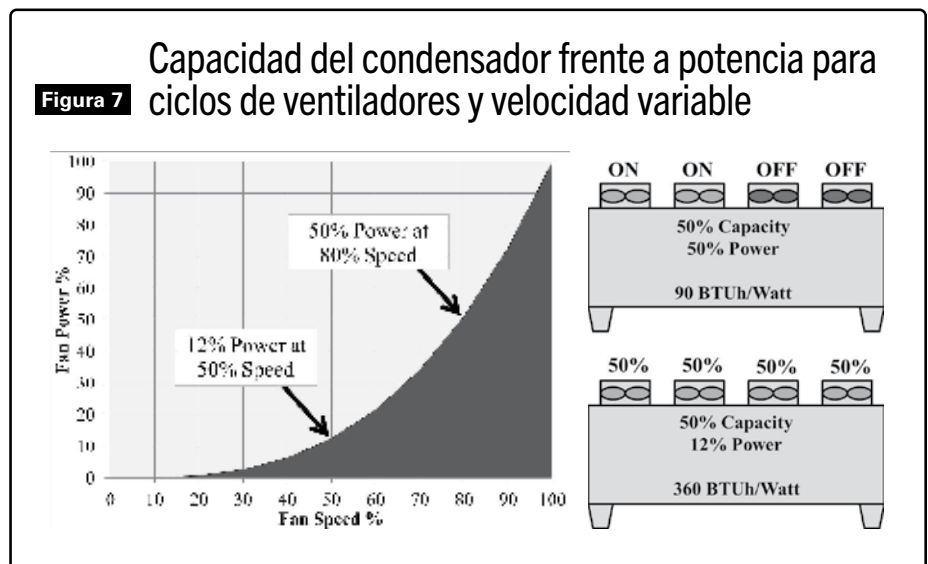
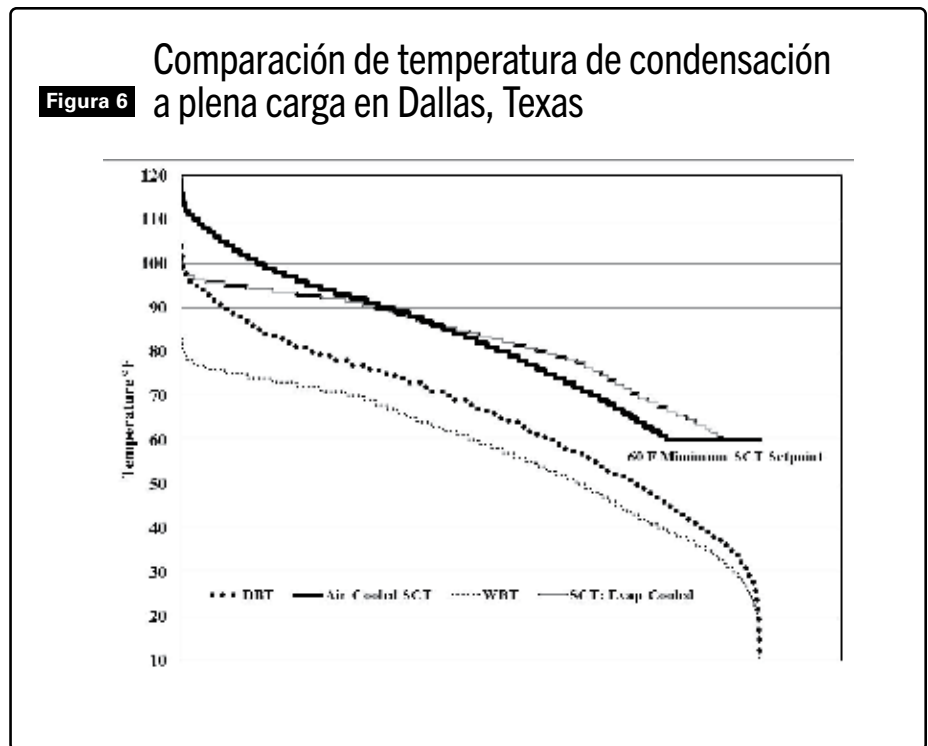
DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE CONSIGNA

El aspecto final del control del condensador y la optimización de la energía del sistema es la determinación del punto de ajuste. El objetivo esencial es equilibrar la potencia del compresor y del condensador para obtener la menor potencia total. Solo desde la perspectiva de reducir la potencia del compresor, el condensador simplemente funcionaría al 100 % de su capacidad para equilibrarse a la presión de descarga más baja posible a la temperatura ambiente. Por supuesto, el condensador también consume energía, lo que crea el equilibrio entre la potencia del compresor y la potencia del condensador. Como se mostró anteriormente, la potencia del ventilador frente a la capacidad del condensador es no lineal, siguiendo una relación de tercera potencia. Además, como todos los intercambiadores de calor, la mayor capacidad de condensación tiene un rendimiento decreciente en términos del acercamiento del intercambiador de calor. Por ejemplo, si duplicar la capacidad (y la potencia) del condensador reduce el acercamiento (TD) de 20 °F a 10 °F (11,1 °K a 5,6 °K), una reducción de 10 °F (5,6 °C) en la temperatura de condensación, una duplicación adicional solo reduciría el acercamiento y la temperatura de condensación en 5°F (2,8°C), produciendo solo la mitad del beneficio en el compresor. Ambas relaciones no lineales complican el objetivo de equilibrar el control del ventilador del condensador frente a la potencia del compresor. En pocas palabras, el objetivo es utilizar la mayor capacidad posible del

condensador, sin aumentar la potencia del condensador más que la ganancia lograda en la potencia del compresor.

La estrategia de control más común utilizada para controlar la presión de carga flotante para un uso óptimo de la energía es la lógica de seguimiento del ambiente, donde el punto de ajuste de control del condensador se determina agregando un valor de "compensación" a la temperatura ambiente actual para determinar el punto de ajuste de temperatura de condensación saturada objetivo. Este desplazamiento normalmente

se denomina TD de control. Para condensadores evaporativos, se usa WBT y para condensadores enfriados por aire se usa DBT. En la Figura 8 se muestra un ejemplo simplificado de control de seguimiento ambiental. El punto de ajuste de la temperatura de condensación sigue la temperatura ambiente, delimitado por un límite de punto de ajuste mínimo definido por la capacidad de presión mínima del diseño del sistema (por ejemplo, de 70 °F (21,1 °C) en esta figura de ejemplo) y, por lo general, también un límite de punto de ajuste máximo (p. ej., de



Comparación de costes de operación entre sistemas de recirculación de CO2 transcrito y amoníaco en un almacén frigorífico

95 °F (35,0 °C)) en el que es deseable que los ventiladores funcionen al 100 % para limitar las presiones máximas del sistema, independientemente de la optimización de la energía.

Cuando se utilizan simulaciones de energía, como se empleó para este estudio, el valor óptimo de TD de control se determina iterando el valor de TD de control de simulación para obtener la potencia combinada total más baja. Para permitir variaciones de control del mundo real, el TD de control se eleva ligeramente. En las operaciones reales de la planta, que por lo general carecen de una guía detallada del análisis de energía, el punto de ajuste de TD de control se suele optimizar utilizando un "punto

óptimo" de velocidad del ventilador del condensador del 60-80 % del objetivo, cuando no está en la SCT mínima.

Una velocidad media del 60-80 % suele estar cerca del punto de funcionamiento ideal; utilizando una gran fracción de la capacidad del condensador y aún proporcionando una reducción considerable en la potencia del ventilador del condensador.

Son factibles otros métodos de control y optimización, pero el seguimiento ambiental es el método más común y, para los fines de este estudio, crea una comparación relativamente equilibrada y consistente entre la condensación enfriada por aire y la evaporativa.

COSTES DE AGUA

Los costes de agua, alcantarillado y tratamiento de agua son generalmente las penalizaciones para considerar la condensación enfriada por aire, además de la preocupación sobre la futura disponibilidad de agua. Para cada ciudad en este estudio se investigaron las tarifas de agua y alcantarillado, con los resultados que se muestran en la Tabla 8.

Para las ciudades que ajustan la tarifa del alcantarillado con base en el flujo medido o los créditos de submedición para contabilizar el agua que se evapora, el coste del alcantarillado se factorizó al 40 % del coste del suministro de agua, y los dos se sumaron para obtener el coste efectivo tanto del suministro como del suministro. Los costes de agua y alcantarillado se expresan en \$/CCF (cien pies cúbicos (2,83 m³)) de consumo de agua de suministro.

RESULTADOS

Los resultados de la simulación para las seis ciudades se muestran en la Tabla 9 y la Tabla 10.

Uso de energía

La Tabla 9 muestra el uso de energía para compresores y condensadores, así como la energía total de simulación para la instalación que incluye el balance de las cargas en la simulación, específicamente los ventiladores del serpentín del evaporador y la iluminación en los espacios refrigerados.

En todas las ubicaciones, la condensación enfriada por aire usa más energía total (kWh) que la condensación evaporativa, que va desde casi ninguna diferencia hasta un aumento del 8 % en Denver, que es un clima muy seco obviamente atractivo para la refrigeración evaporativa. La ventaja de la condensación evaporativa en Miami, que tiene una humedad muy alta y, por lo tanto, una diferencia relativamente pequeña entre DBT y WBT es interesante y señala el acercamiento más próximo logrado por los condensadores evaporativos a temperaturas de bulbo húmedo más altas.

COSTES DE OPERACIÓN

La Tabla 10 muestra el coste de los servicios públicos de electricidad y

Figura 8 Ambiente después del punto de ajuste de temperatura de condensación

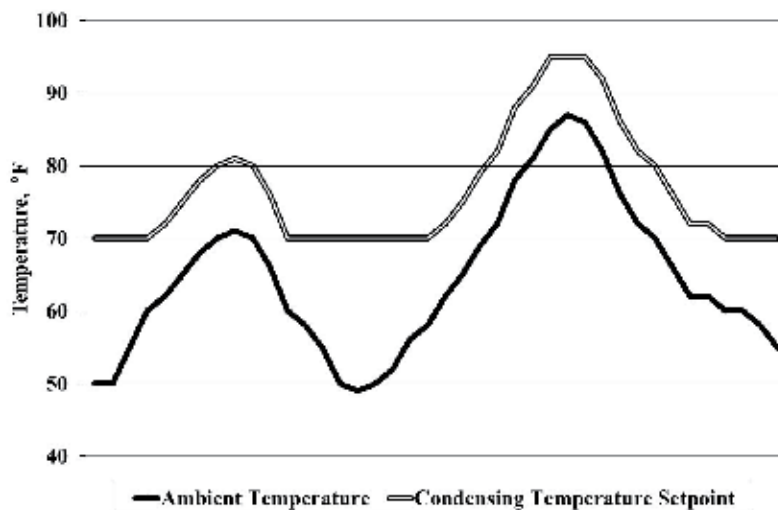


Tabla 8 Costes de agua y alcantarillado

	Dallas	Chicago	Denver	Miami	Salinas	Portland
Coste del suministro de agua, \$/CCF	\$ 2.50	\$2.40	\$2.50	\$1.80	\$2.00	\$3.40
Coste de alcantarillado, \$/CCF	\$2.60	2.30	\$2.70	\$5.00	\$1.60	\$8.70
Fracción de alcantarillado del uso de agua	40%	100%	40%	40%	40%	40%
Coste efectivo, \$ CCF Uso de agua	\$3.54	\$4.70	\$3.58	\$3.80	\$2.64	\$6.88

agua para cada ubicación. Los costes de agua se basan en la Tabla 8 más los costes de tratamiento de agua que se estimaron en \$750 por mes para todas las ubicaciones. Los costes de electricidad se separan entre coste de energía (uso de kWh) y cargos por demanda.

El efecto de los cargos de alta demanda para la condensación enfriada por aire es evidente y se debe a la respuesta del condensador enfriado por aire a la DBT y al hecho de que las altas temperaturas de la DBT coinciden con el verano de servicios públicos en los cargos de

demanda máxima.

Los costes de electricidad aumentaron en todas las ciudades, del 3% al 12%, siendo Denver el más alto. El aumento de coste promedio es de aproximadamente 6% y del orden de \$1,000 por mes, por lo que, en el contexto de otras variables de diseño del sistema y las diferencias de costes de operación asociadas, esto no es una gran penalización. Con los ahorros en costes de agua, el coste anual disminuye para todas las ubicaciones. Los ahorros netos considerando los costes de electricidad y agua oscilan entre el 4% y el 20%, con ahorros en

dólares de aproximadamente \$9,000 a \$37,000. Los mayores ahorros para Portland se deben en gran parte a los costes del agua en Portland; casi el doble del promedio de los otros lugares, con la mayor parte de esta diferencia de coste debido a las altas tarifas de alcantarillado.

Debe considerarse que la simulación no incluyó ninguna forma de control de cambio de carga de enfriamiento para sistemas evaporativos o enfriados por aire. El cambio de carga en los sistemas de alta eficiencia debe realizarse con cautela para evitar aumentar el uso total de energía,

Tabla 9 Comparación del uso de energía

	Condensador Evaporativo				Condensador de Aire			Condens. Aire Incremento (Decremento)	
	Compr (kWh)	Vent. Cond (kWh)	Bomba Cond (kWh)	Total (kWh)	Compr (kWh)	Vent. Cond (kWh)	Total (kWh)		
Chicago	1,143,648	24,555	36,525	1,887,091	1,196,414	26,383	1,905,159	18,068	1.0%
Denver	1,024,504	22,755	36,525	1,766,146	1,202,049	23,668	1,908,079	141,933	8.0%
Portland	1,104,550	28,565	36,525	1,852,002	1,162,040	29,761	1,874,164	22,162	1.2%
Dallas	1,349,923	37,149	36,524	2,106,087	1,491,260	39,973	2,213,723	107,636	5.1%
Miami	1,563,839	37,807	36,520	2,320,530	1,707,717	41,321	2,431,402	110,872	4.8%
Salinas	1,119,998	31,183	36,524	1,870,068	1,155,856	36,675	1,874,894	4,826	0.3%
							Promedio:	67,583	3.4%

Tabla 10 Comparación de costes de electricidad y agua

	Condensador Evaporativo					Condensador de Aire		
	Coste Energía (\$)	Coste Demanda (\$)	Coste Total Energía (\$)	Costes de agua	Total Energía y agua	Coste Energía (\$)	Coste Demanda(\$)	Coste Total Energía (\$)
Chicago	\$128,322	\$53,584	\$181,906	\$30,972	\$212,878	\$129,551	\$57,201	\$186,752
Denver	\$103,292	\$26,652	\$129,944	\$25,316	\$155,260	\$113,298	\$32,757	\$146,055
Portland	\$112,064	\$25,284	\$137,348	\$41,303	\$178,651	\$113,509	\$27,896	\$141,405
Dallas	\$169,249	\$61,380	\$230,629	\$27,453	\$258,082	\$177,899	\$68,285	\$246,184
Miami	\$128,074	\$81,167	\$209,241	\$30,467	\$239,708	\$134,344	\$87,270	\$221,614
Salinas	\$158,029	\$95,382	\$253,411	\$21,627	\$275,038	\$158,991	\$106,016	\$265,007

	Incremento condensador Aire (Decremento)			
	Solo Eléctrico (\$)	Solo Eléctrico (%)	Sin agua (\$)	Con agua (%)
Chicago	\$ 4,846	2.7%	\$(26,126)	\$ -12.3%
Denver	\$ 16,111	12.4%	\$(9,205)	\$ -5.9%
Portland	\$ 4,057	3.0%	\$(37,246)	\$ -20.8%
Dallas	\$ 15,555	6.7%	\$(11,898)	\$ -4.6%
Miami	\$ 12,373	5.9%	\$(18,094)	\$ -7.5%
Salinas	\$ 11,596	4.6%	\$(10,031)	\$ -3.6%
Average:	\$ 10,756	5.9%	\$(18,767)	\$ -9.1%

Comparación de costes de operación entre sistemas de recirculación de CO2 transcrito y amoníaco en un almacén frigorífico

pero en la medida en que el cambio de carga sea rentable en todos los demás aspectos, produciría mayores beneficios en los sistemas enfriados por aire que en los sistemas evaporativos, debido al mayor rango de día a noche en las temperaturas de bulbo seco que las temperaturas de bulbo húmedo, particularmente en los períodos pico.

Los supuestos descritos en este documento, naturalmente afectan a los resultados. Las suposiciones tenían por objeto evaluar con precisión ambas opciones de condensación con los métodos de control (relacionados con los condensadores) que se emplearían en una instalación moderna. No se investigó la sensibilidad de varios supuestos. Es probable que la mayoría de los supuestos tengan una pequeña diferencia comparativa, mientras que otros (p. ej., el punto de ajuste mínimo de la temperatura de condensación) se espera que tengan una gran diferencia comparativa.

Además, las suposiciones de reducción de potencia del condensador fueron definitivamente sustanciales y, ya sea por error en estas suposiciones o por acciones tomadas para minimizar los factores en un diseño o aplicación en particular, el resultado comparativo en el uso de energía podría ser materialmente diferente. También existe una curva de aprendizaje que podría esperarse al aplicar grandes condensadores de amoníaco enfriados por aire (por ejemplo, efectos de campo), aunque las plantas de amoníaco en la mayoría de los almacenes refrigerados tienen un tamaño moderado y no superan significativamente la escala experimentada con otras aplicaciones de refrigeración y enfriadores enfriados por aire.

El consumo de agua utilizado en el estudio puede estar algo exagerado para una instalación con excelentes condiciones de agua y/o un tratamiento de agua muy bien administrado. Sin embargo, en opinión del autor, es probable que las suposiciones de consumo de agua subestimen el sistema de almacén refrigerado promedio, ya que el uso de agua para los condensadores a menudo no se mide y rara vez se

administra en comparación con el uso esperado para el rechazo de calor real. Por supuesto, esta es una oportunidad de mejora que se puede abordar aparte de la comparación de la condensación por evaporación y la refrigeración por aire.

COSTE DE CAPITAL Y RECUPERACIÓN

El coste adicional por condensación enfriada por aire incluye:

- Coste superior del condensador enfriado por aire sobre los condensadores evaporativos
- Coste de mayores presiones de diseño para recipientes y tuberías
- Mayor coste del motor del compresor para presiones operativas máximas más altas
- Tubería de condensador adicional
- Soporte estructural para condensadores (potencialmente más livianos, pero de mayor área)

La selección detallada de equipos y los precios de instalación no se incluyeron como parte de este documento, ya que los costes varían mucho según las condiciones de diseño y los factores específicos del sitio. Basado en estimaciones de alto nivel del autor, el coste de capital adicional para la condensación enfriada por aire en la instalación en cuestión se estima entre \$ 200,000 y \$300,000, lo que equivaldría a una recuperación de 10 a 30 años. La recuperación en este rango normalmente no alentaría el uso de sistemas enfriados por aire únicamente sobre la base del ahorro de energía, pero ayudaría a respaldar una opción enfriado por aire si otros factores, como las condiciones del agua y la disponibilidad, presentan desafíos. En algunas áreas, la vida útil del condensador evaporativo se acorta debido a las difíciles condiciones del agua. Para estas instalaciones, un análisis del ciclo de vida reflejaría el valor de los condensadores enfriados por aire que (si se diseñan correctamente) tendrían una vida más larga

El requisito de la alta presión de diseño puede ser un factor de costes significativo determinante. En ciertas áreas con temperaturas de bulbo seco de diseño bajas, los requisitos de presión de diseño pueden estar dentro de la práctica estándar actual para los

sistemas evaporativos, por lo que no causan costes secundarios adicionales aparte de la diferencia de coste estructural y del condensador.

CONCLUSIONES

El uso de condensadores enfriados por aire para sistemas de amoníaco es potencialmente atractivo.

El coste de la energía es mayor en todas las áreas evaluadas, pero cuando se consideran los costes del agua, el coste operativo neto es menor en las seis ubicaciones de los EE. UU. consideradas en este documento, que utilizó una simulación horaria de condensación enfriada por aire y por evaporación en un almacén refrigerado representativo.

El uso de energía para los condensadores enfriados por aire en comparación con los condensadores evaporativos osciló entre casi ningún aumento y un aumento del 8 % en Denver, Colorado. El aumento del coste de la electricidad osciló entre aproximadamente el 3% y el 12%. Con el coste del agua incluido, la reducción de costes osciló entre el 4 % y el 21 %, con los ahorros de mayor a menor en el siguiente orden: Portland, Oregón; Chicago, Illinois; Miami, Florida; Dallas, Texas; Salinas, California; y Denver, Colorado.

Los costes operativos eléctricos más elevados con condensación por aire reflejan las tarifas eléctricas más altas concurrentes con temperaturas de bulbo seco altas, resultando en una ventaja comparativa de la condensación evaporativa. No se incluyó el cambio de carga de refrigeración en el análisis, la cual puede representar una ventaja potencial para la condensación enfriada por aire debido al mayor rango diario de temperatura de bulbo seco en comparación con la temperatura de bulbo húmedo.

El uso de agua se calculó en función del rechazo de calor de la simulación por hora y las tasas típicas de purga de agua. El uso real de agua puede ser menor o sustancialmente mayor si no se controla cuidadosamente. Los resultados del estudio dependen de las suposiciones de control, en particular, el uso de control de velocidad variable de todos los ventiladores al unísono y

control de seguimiento ambiental

Dada la amplia gama de costes de agua, tarifas de servicios públicos (y formas de tarifas en períodos pico), a menudo puede ser necesario un análisis específico del lugar para identificar con precisión los costes operativos de las opciones de condensadores enfriados por aire y los evaporativos. Tanto para los condensadores enfriados por aire como los evaporativos, las clasificaciones de capacidad del catálogo se redujeron en más del 30% para desarrollar las capacidades promedio para la simulación por hora. Esta es una suposición significativa para la cual hay pruebas de campo limitadas. Se requieren más trabajos futuros a fin de lograr un análisis anualizado más preciso, así como establecer expectativas de rendimiento para los condensadores evaporativos y los enfriados por aire

para evaluar el rendimiento promedio instalado.

REFERENCES

- 1 ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007 ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007 Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.
- 2 Baltimore Aircoil Company, Product and Application Handbook Volume IV-2012.
- 3 California Building Standards Code (Title 24, California Code of Regulations) 2008 Building Energy Efficiency Standards for Residential and Nonresidential Buildings.
- 4 California Building Standards Code (Title 24, California Code of Regulations) 2013

Building Energy Efficiency Standards for Residential and Nonresidential Buildings.

- 5 DOE2.2R Building Simulation Program (Refrigeration Version DOE-2.2-R50o), James J. Hirsch, Camarillo, California www.doe2.com.
- 6 Cooling Technology Institute (CTI) 106-ATC (04)–Acceptance Test Code for Mechanical Draft Evaporative Vapor Condensers.
- 7 ANSI/ASHRAE Standard 64-2005 – Methods of Laboratory Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers.
- 8 ASNI/AHRI Standard 460-2005 – Performance Rating of Remote Mechanical-Draft Air cooled Refrigerant Condensers.

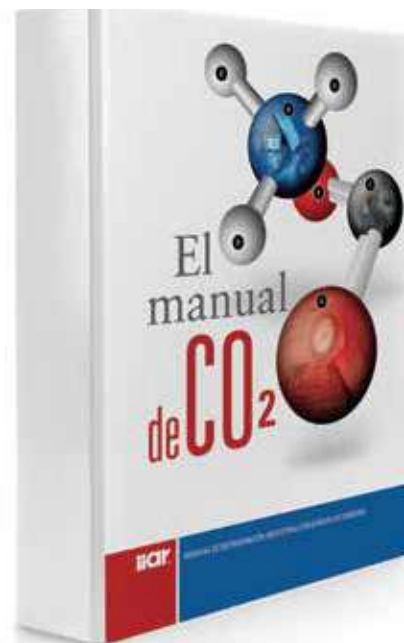
Desde los fundamentos del diseño para aplicaciones industriales, hasta la puesta en marcha y el funcionamiento, el **COMPLETAMENTE NUEVO MANUAL DE CO₂** es una necesidad técnica como recurso para la industria de profesionales de la refrigeración con refrigerantes naturales en todo el mundo.

NEW TO THE IAR CO₂ HANDBOOK:

- Conjunto completo de diagramas NIST de presión/entalpía – unidades SI y LP
- Inclusión de propiedades Termodinámicas y termofílicas - unidades SI y LP
- Amplia sección sobre aplicaciones con salmuera volátil
- Nueva información sobre aplicaciones transcíticas
- Diseño actualizado y técnicas de instalación

PRECIO MIEMBRO IAR: \$550.00 | PRECIO NO SOCIO: \$1100.00

Al obtener el Manual de CO₂ usted tiene acceso directo a los materiales complementarios referenciados en el Capítulo 6 Sección 6.2. Haga clic [aquí](#) para descargar.



Ordene su copia electrónica hoy

Disponible en [español](#).

Apéndice 4. Diagrama Presión-Entalpía del CO2

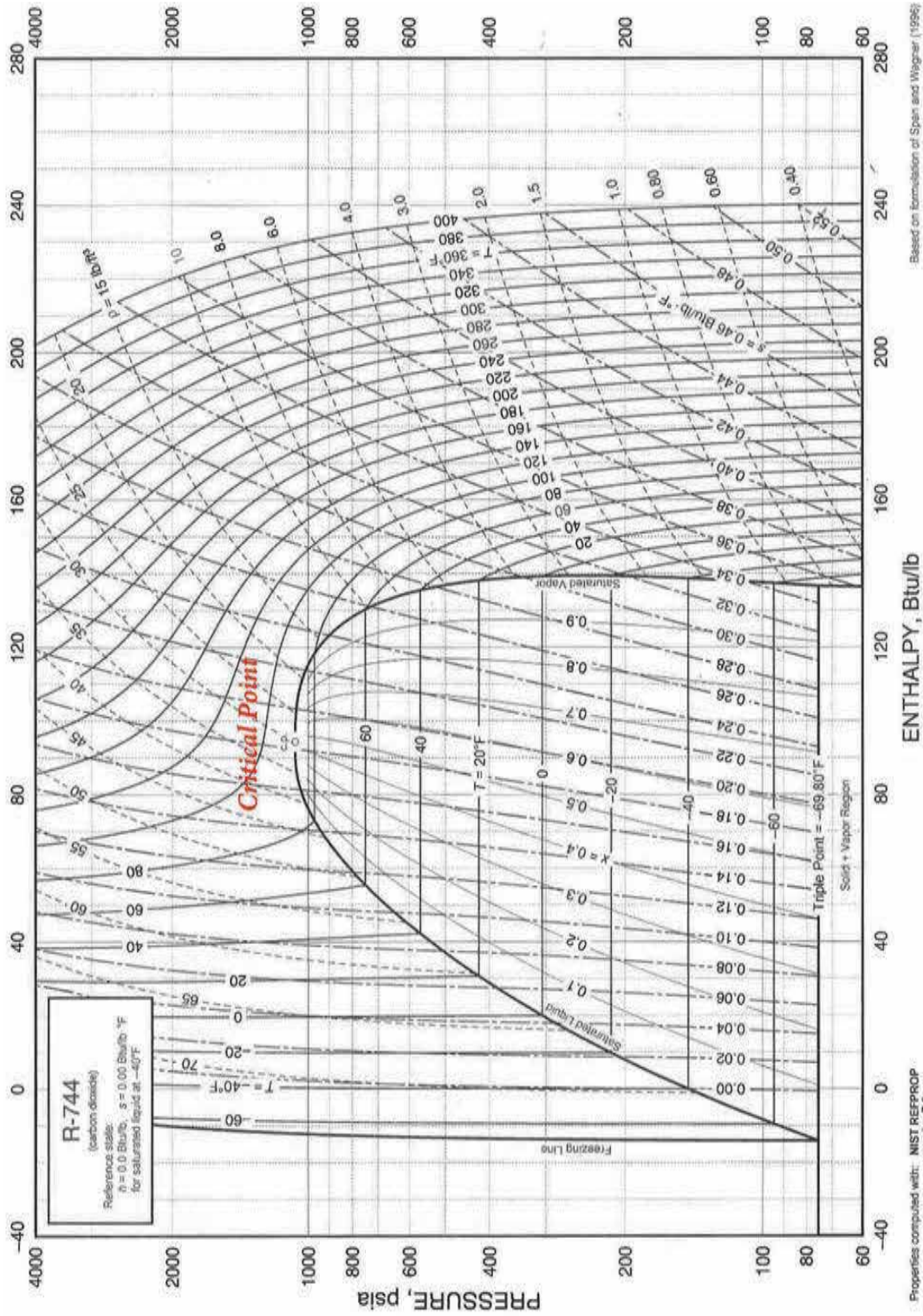
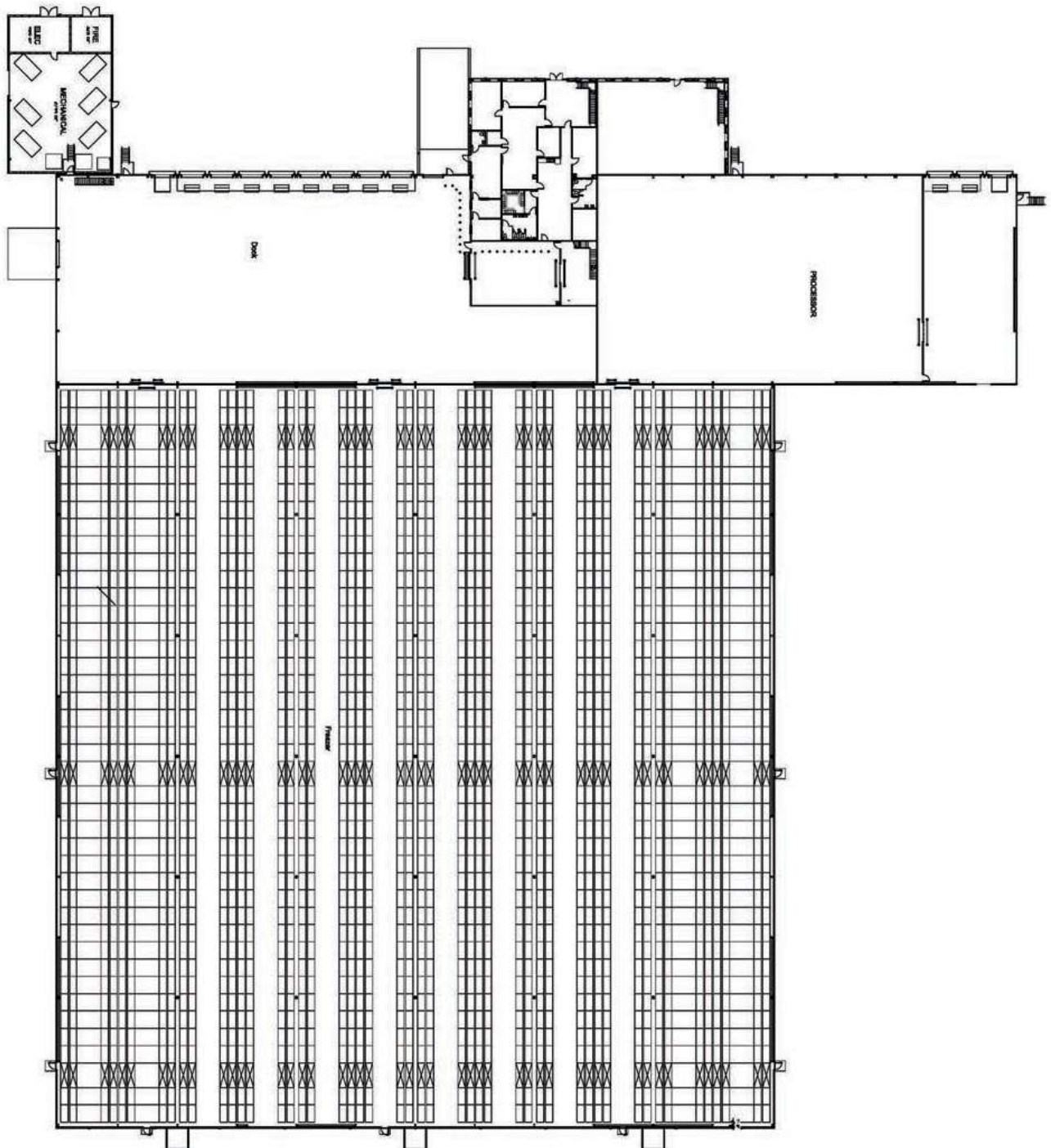


Fig. 18 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 744 (Carbon Dioxide)

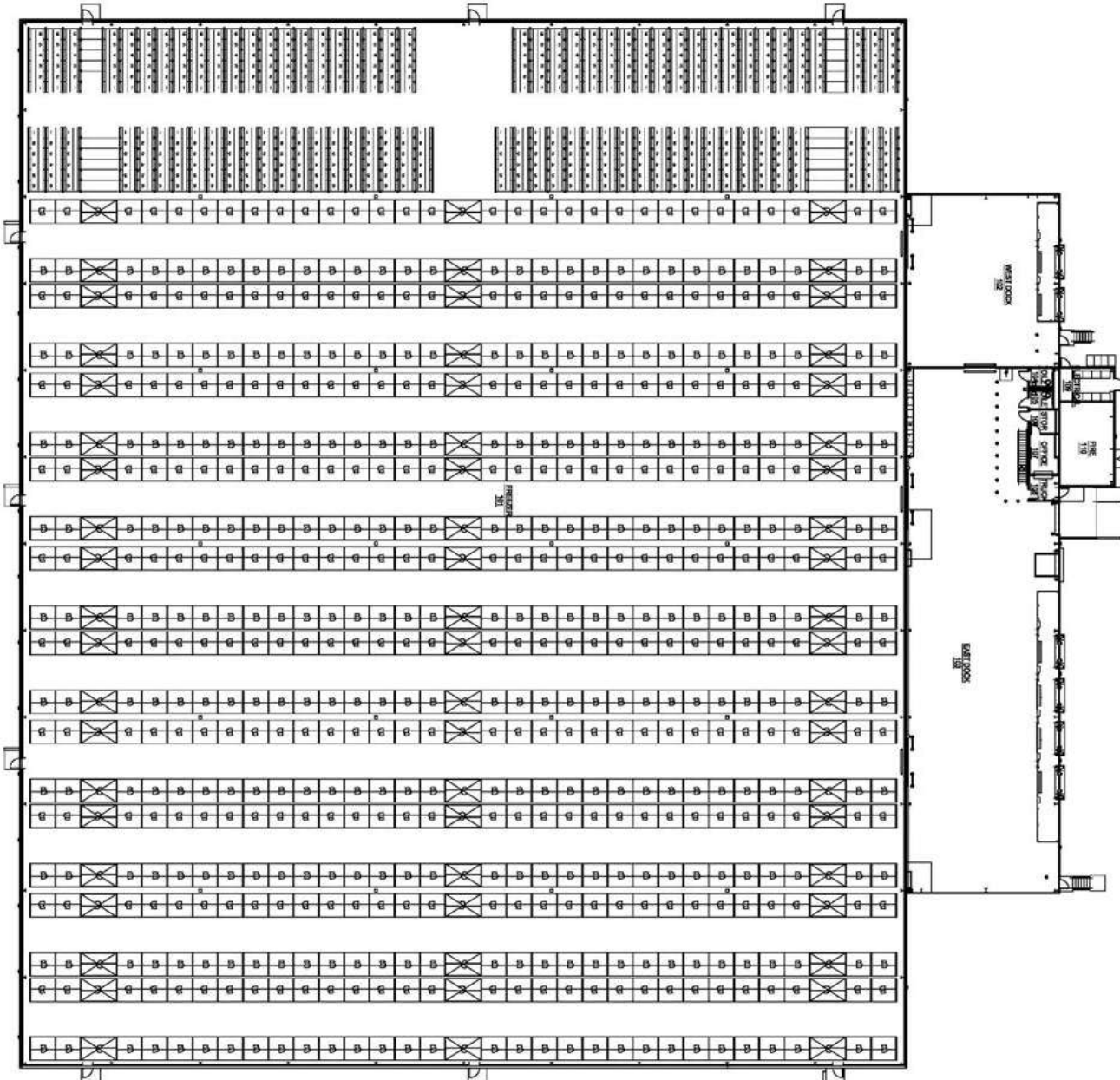
Fuente: ASHRAE (2017)

Apéndice 5. Esquema de las instalaciones Salem II



Comparación de costes de operación entre sistemas de recirculación de CO2 transcrito y amoníaco en un almacén frigorífico

Apéndice 6. Disposición de las instalaciones de Grandview



Apéndice 7. Datos meteorológicos de ASHRAE para Salem

Meaning of acronyms: DB: Dry bulb temperature, °F WB: Wet bulb temperature, °F Lat: Latitude, ° DP: Dew point temperature, °F Long: Longitude, ° Elevation: ft
 DB: Dry bulb temperature, °F WB: Wet bulb temperature, °F Lat: Latitude, ° DP: Dew point temperature, °F Long: Longitude, ° Elevation: ft
 MCBW: Mean coincident wet bulb temperature, °F MCBW: Mean coincident dry bulb temperature, °F HR: Humidity ratio, grains of moisture per lb of dry air HR: Humidity ratio, grains of moisture per lb of dry air
 HDD and CDD 65: Annual heating and cooling degree-days, base 65°F, °F-day HDD and CDD 65: Annual heating and cooling degree-days, base 65°F, °F-day

Licensed for single user, © 2009 ASHRAE, Inc.

Station	Lat	Long	Elev	Heating DB		Cooling DB/ACWB		Evaporation WB/MCDB		Dehumidification DP/HR/MCDB		Extreme Annual WS		Heating/Cool. Degree-Days HDD / CDD 65												
				99.6%	99%	0.4%	1%	0.4%	1%	0.4%	1%	1%	2.5%		5%											
North Dakota																										
BISMARCK MUNICIPAL ARPT	46.77N	100.75W	1660	-20.0	-13.9	93.9	69.4	90.3	68.6	67.4	74.3	85.8	71.9	84.5	70.7	120.4	81.4	68.0	109.3	78.3	27.3	24.4	20.8	8471	539	
FARGO HECTOR INTERNATIONAL AP	46.93N	96.81W	899	-20.4	-15.2	91.0	72.1	87.7	70.3	68.8	75.4	85.4	73.4	83.6	72.4	123.9	81.8	70.0	113.9	80.1	28.3	25.4	23.1	8793	553	
GRAND FORKS AFB	47.97N	97.40W	906	-20.4	-15.8	90.8	71.3	87.7	70.1	68.3	75.0	84.7	73.6	82.5	71.8	121.0	81.0	71.4	119.9	78.8	28.3	25.3	22.9	9167	477	
GRAND FORKS INTERNATIONAL AP	47.95N	97.18W	833	-20.2	-17.2	90.0	71.0	86.6	69.4	68.0	75.0	84.7	73.6	82.5	71.8	121.0	81.0	71.4	119.9	78.8	26.9	24.2	20.9	9310	434	
MINOT AFB	48.42N	101.35W	1631	-22.2	-17.3	93.2	68.6	89.3	67.8	66.5	73.1	86.3	70.8	83.5	69.4	114.9	79.9	66.4	103.2	77.1	28.9	25.9	22.6	9097	433	
MINOT FAA AP	48.26N	101.28W	1713	-19.9	-15.0	91.4	68.9	88.0	68.1	66.2	73.6	84.4	71.2	82.1	70.3	118.8	79.8	67.7	108.6	77.5	27.5	24.7	21.4	8763	450	
Ohio																										
AKRON AKRON-CANTON REG AP	40.92N	81.44W	1237	1.8	7.1	88.7	72.9	85.9	71.7	83.3	70.2	75.4	84.6	73.9	82.3	72.7	126.9	80.3	71.3	120.8	78.3	23.4	19.8	18.1	6044	676
CINCINNATI MUNICIPAL AP LUNKI	39.10N	84.42W	499	6.3	12.4	92.8	74.9	90.2	74.4	87.9	73.2	77.9	88.0	76.7	86.2	75.1	134.1	82.5	73.8	128.2	81.1	20.2	18.3	16.6	4754	1151
CLEVELAND HOPKINS INTL AP	41.41N	81.85W	804	2.3	8.5	89.4	73.9	86.7	72.5	84.1	71.1	76.3	85.6	74.7	83.1	73.3	127.4	81.4	71.9	121.6	79.6	24.7	21.0	19.0	5904	743
COLUMBUS PORT COLUMBUS INTL A	39.99N	82.88W	817	3.2	9.1	91.1	73.8	88.7	72.8	86.3	71.6	76.7	86.8	75.2	84.5	73.6	129.0	81.2	72.3	123.4	80.2	21.9	18.9	16.9	5322	971
DAYTON INTERNATIONAL AIRPORT	39.91N	84.22W	1004	0.6	6.9	90.3	73.6	87.9	72.8	85.4	71.3	76.5	86.2	75.1	84.0	73.4	128.8	81.8	72.2	123.6	80.4	24.4	20.7	18.7	5549	924
FINDLAY AIRPORT	41.01N	83.67W	814	-0.4	5.6	90.4	73.5	87.8	72.6	84.8	70.8	76.8	86.2	75.0	83.3	73.7	129.5	82.1	72.3	123.1	80.1	24.4	20.7	18.8	5994	777
LANCASTERFAIRHIEL	39.75N	82.65W	866	3.1	9.9	90.5	74.0	88.3	73.5	85.6	71.9	76.8	86.6	75.4	84.0	73.3	127.8	80.9	72.5	124.6	80.1	20.2	17.9	16.1	5474	776
MANFIELD LAHM MUNICIPAL ARPT	40.82N	82.52W	1312	0.1	5.7	88.0	73.0	85.5	71.7	83.1	70.4	75.8	84.6	74.3	82.5	73.1	129.0	80.8	71.7	122.8	79.3	24.6	21.1	19.1	6150	659
OHIO STATE UNIVERSITY	40.07N	83.07W	928	6.9	11.7	90.4	73.7	88.2	73.1	85.3	71.9	76.4	86.1	75.1	83.8	73.0	126.9	81.1	72.3	123.9	80.1	21.6	19.0	17.2	5343	899
RICKENBACKER ANGB	39.82N	82.93W	755	4.3	10.3	92.5	75.7	90.1	74.9	87.7	73.9	79.8	86.7	77.7	86.1	78.5	152.4	84.2	75.1	135.6	81.3	22.1	18.9	16.8	5172	1028
TOLEDO EXPRESS AIRPORT	41.59N	83.80W	692	-0.3	5.3	91.2	74.2	88.4	72.7	85.7	71.4	77.2	86.9	75.4	84.2	74.2	131.0	82.9	72.7	124.2	80.7	24.3	20.6	18.6	6156	773
WRIGHT-PATERSON AFB	39.83N	84.05W	820	1.4	8.5	91.3	74.5	89.2	73.6	86.4	72.2	77.5	87.1	75.9	85.0	74.8	134.3	82.5	73.0	126.4	80.8	21.5	18.8	16.8	5381	974
YOUNGSTOWN REGIONAL AIRPORT	41.25N	80.67W	1188	1.8	7.1	88.5	72.7	85.8	71.1	83.4	69.7	75.1	84.7	73.5	82.1	72.1	124.3	79.6	70.7	118.1	77.7	21.9	19.0	17.4	6218	577
Oklahoma																										
FORT SILL	34.65N	98.40W	1211	12.6	18.9	100.5	72.8	98.2	73.0	95.5	73.2	77.4	90.6	76.4	89.6	74.1	133.1	82.6	72.8	127.3	81.7	24.8	21.2	19.2	3268	2111
LAWTON MUNICIPAL	34.57N	98.42W	1109	17.9	20.8	102.4	73.4	100.2	73.7	98.9	73.8	78.1	92.9	77.2	91.6	73.4	129.4	83.9	72.9	127.2	83.3	26.0	23.1	20.1	3163	2248
OKLAHOMA CITY WILL ROGERS WOR	35.39N	97.60W	1306	11.4	17.4	99.5	74.1	96.8	74.1	94.0	73.8	77.7	90.8	76.7	89.9	74.1	133.6	83.7	73.0	128.7	82.4	27.2	24.7	22.2	3516	1926
OKLAHOMA CITY/WILEY	35.53N	97.65W	1299	12.1	17.9	99.5	73.8	97.2	73.9	94.2	73.7	77.4	91.1	76.4	89.9	73.4	130.2	83.4	72.6	126.7	82.5	26.4	24.1	21.3	3493	2045
STILLWATER RGNL	36.15N	97.08W	1010	13.6	18.2	101.8	75.0	99.2	75.3	96.6	75.2	79.0	93.4	77.9	92.2	75.1	136.8	85.7	73.4	128.8	83.8	24.6	21.5	19.5	3571	1982
TINKER AFB	35.42N	97.38W	1260	10.1	17.9	99.3	73.6	96.7	74.0	93.6	73.9	78.2	90.8	77.1	89.8	74.3	136.8	84.8	73.3	129.8	82.9	25.5	22.7	20.0	3407	1971
TULSA INTERNATIONAL AIRPORT	36.20N	95.89W	676	10.9	16.8	99.4	75.8	96.8	76.0	94.2	75.6	79.2	92.3	78.1	91.2	75.5	136.9	84.5	74.4	131.9	84.5	24.5	21.0	19.2	3494	2060
TULSA/LLOYD JONES	36.03N	95.98W	633	15.8	18.8	100.1	76.3	98.8	76.8	95.4	76.7	79.6	94.3	78.5	92.7	75.4	136.1	85.5	74.8	133.5	85.1	19.8	17.8	16.1	3481	2004
VANCE AFB	36.33N	97.92W	1339	6.5	13.1	100.6	73.5	98.6	73.5	95.5	73.7	77.4	91.8	76.4	90.9	73.4	130.7	83.2	72.4	126.2	82.6	26.7	23.9	20.7	3996	1903
Oregon																										
AURORA STATE	45.25N	122.77W	197	27.5	29.7	91.2	67.2	88.2	67.1	83.9	65.8	70.2	85.6	68.4	83.8	64.0	90.0	76.5	63.1	87.2	74.1	18.2	15.9	12.9	4333	385
CORVALLIS MUNI	44.48N	123.28W	253	25.0	27.7	92.9	66.7	89.8	65.7	85.7	64.1	68.4	89.5	66.8	86.9	60.6	79.9	77.8	67.4	71.0	74.6	19.7	17.7	15.9	4204	412
EUGENE MAHLON SWEET ARPT	44.13N	123.21W	374	22.4	26.3	91.4	66.6	87.6	65.5	83.9	64.4	68.7	87.2	67.0	84.5	62.0	84.3	74.5	60.2	79.0	72.1	19.6	17.5	15.9	4676	259
MC MINNVILLE MUNI	45.18N	123.13W	167	27.6	29.8	91.4	65.8	89.5	66.1	84.1	64.6	68.5	87.4	66.9	85.5	61.5	82.0	72.2	60.7	79.7	71.7	20.9	18.0	15.8	4559	300
MEDFORD ROGUE VALLEY INTL AP	42.39N	122.87W	1329	22.9	25.7	98.9	67.2	95.3	65.9	91.9	64.7	69.0	94.0	67.5	91.4	60.4	82.4	74.5	58.6	77.1	73.9	18.4	15.5	12.5	4323	790
PORTLAND INTERNATIONAL AP	45.59N	122.60W	108	23.9	28.6	91.2	67.5	87.1	66.5	83.4	65.3	69.4	87.0	67.8	84.5	62.9	86.1	75.2	61.4	81.6	73.1	23.8	19.8	17.6	4222	423
PORTLAND/HILLSBORO	45.53N	122.95W	203	21.8	26.6	91.8	68.1	88.1	67.1	83.9	65.6	70.5	87.9	68.3	85.1	63.8	89.2	77.3	61.8	83.0	74.1	18.9	17.1	14.6	4750	280
REDMOND ROBERTS FIELD	44.25N	121.15W	3084	5.4	11.9	92.8	61.9	89.9	61.0	86.5	59.7	63.8	88.4	62.2	85.9	54.8	71.7	67.4	53.0	66.9	67.0	20.6	18.5	16.7	6540	229
SALEM McNARY FIELD	44.91N	123.00W	200	21.9	26.2	92.0	67.0	87.9	65.8	84.1	64.6	68.7	88.2	67.1	85.0	61.4	82.0	73.9	59.8	77.4	72.6	20.8	18.3	16.3	4576	292
Pennsylvania																										
ALLENTOWN LEHIGH VALLEY INTL	40.65N	75.45W	384	7.0	11.5	91.0	73.8	88.2	72.5	85.6	71.3	76.7	86.3	75.2	83.8	73.8	127.8	81.1	72.5	122.0	79.7	24.2	20.3	18.1	5564	828
ALTOONA BLAIR CO ARPT	40.30N	78.32W	1470	4.7	9.6	88.5	72.0	85.7	70.7	83.0	69.6	74.6	83.9	73.2	82.0	72.0	125.0	79.6	70.3	118.0	77.7	21.9	18.8	17.2	5959	617
BUTLER CO. (AWOS)	40.78N	79.95W	1247	3.1	8.9	88.0	72.4	84.4	70.6	82.1	69.1	74.7	83.5	72.6	80.8	72.1	124.6	79.8	70.4	117.1	77.3	17.8	15.3	12.9	6098	535
ERIE INTERNATIONAL AP	42.08N	80.18W	738	5.2	9.7	86.4	72.9	84.0	71.6	81.7	70.7	75.3	82.6	73.8	81.0	72.8	125.2	80.5	71.3	118.7	78.6	24.7	21.7	19.5	6092	643
HARRISBURG CAPITAL CITY ARPT	40.22N	76.85W	348	8.7	13.3	92.4	73.8																			

Comparación de costes de operación entre sistemas de recirculación de CO2 transcrito y amoniaco en un almacén frigorífico

Apéndice 8. Datos meteorológicos de ASHRAE para Grandview

Station	Lat	Long	Elev	Heating DB		Cooling DB/MCWB		Evaporation WB/MCDB		Dehumidification DP/HR/MCDB		Extreme Annual WS		Heat/Cool. Degree-Days												
				99.8%	99%	DB/MCWB	DB/MCWB	WB/MCDB	WB/MCDB	DP/HR/MCDB	DP/HR/MCDB	1%	2.5%	5%	HDD/CDD/65	HDD/CDD/65										
SHELTON/SANDERSON	47.24N	123.15W	269	24.7	27.0	87.6	64.8	82.8	64.5	79.3	63.0	67.2	83.9	65.4	80.5	61.1	81.3	70.3	59.4	76.3	68.5	20.4	18.3	16.4	5337	108
SNOHOMISH CO	47.90N	122.28W	620	27.7	30.1	79.4	62.7	75.3	62.0	72.8	61.0	65.2	75.9	63.4	73.4	61.1	82.4	68.2	59.2	76.8	67.0	24.2	20.0	17.4	5151	68
SPOKANE INTERNATIONAL AP	47.62N	117.53W	2365	29.5	9.6	92.8	63.0	89.4	61.9	85.9	60.7	65.2	87.0	63.6	84.7	58.1	78.6	68.0	56.0	67.9	67.9	25.6	21.9	19.1	6687	423
TACOMA NARROWS	47.27N	122.57W	299	29.5	32.6	83.7	64.1	80.7	63.9	77.0	61.8	65.9	80.7	64.3	77.3	60.9	80.8	68.5	59.1	75.7	67.1	19.6	17.6	15.7	4631	154
WALLA WALLA CITY COUNTY AP	46.10N	118.29W	1204	8.1	16.2	98.9	66.8	94.9	65.5	91.1	64.2	68.8	93.2	67.0	91.0	60.9	83.4	74.0	58.3	76.0	73.2	23.7	17.8	15.7	4866	912
WEST POINT (LS)	47.67N	122.43W	30	29.0	33.2	70.6	60.8	68.2	60.0	66.2	59.3	62.1	67.5	61.0	65.6	59.9	77.0	63.9	59.0	74.6	62.9	38.0	31.3	26.1	4884	9
YAKIMA AIR TERMINAL	46.56N	120.53W	1066	6.3	12.1	95.7	66.5	92.4	65.3	89.0	63.8	68.4	90.7	66.6	88.5	60.3	81.3	76.4	58.0	74.8	74.9	23.5	19.3	16.7	5946	488
<i>West Virginia</i>																										
CHARLESTON YEAAGER ARPT	38.38N	81.59W	981	8.5	14.7	91.3	73.4	88.8	73.0	86.5	72.1	76.7	86.3	75.3	84.3	74.0	131.4	80.8	72.7	125.7	79.4	17.3	15.0	12.5	4443	1066
HUNTINGTON TRI-STATE ARPT	38.38N	82.56W	837	8.4	14.6	91.9	73.8	89.4	73.5	87.0	72.6	77.3	86.7	76.0	84.9	74.5	133.2	81.5	73.3	127.6	80.1	17.1	15.2	12.9	4429	1139
PARKERSBURG WOOD COUNTY AP	39.35N	81.44W	863	5.4	11.8	90.8	73.7	88.3	72.8	85.9	71.9	76.8	86.3	75.3	84.0	73.9	130.4	81.3	72.6	124.6	79.7	18.2	16.0	14.0	4906	964
<i>Wisconsin</i>																										
APPLETON/OUTAGAMIE	44.25N	88.52W	919	-5.8	-0.1	88.5	74.8	85.5	73.1	82.3	70.7	77.6	85.6	75.3	82.5	75.1	136.1	81.5	72.9	126.4	79.6	24.7	21.3	19.0	7184	603
EAU CLAIRE COUNTY AP	44.87N	91.49W	896	-15.6	-9.6	90.8	73.4	87.3	71.4	84.3	69.5	76.0	86.1	74.2	83.7	72.9	126.2	82.0	71.0	118.1	79.8	19.8	17.9	16.3	7859	615
FOND DU LAC CO	43.77N	88.49W	807	-3.9	0.4	88.5	74.3	85.6	72.7	82.3	70.1	76.6	85.3	74.7	82.4	73.3	127.4	82.3	72.3	123.1	80.6	23.7	20.2	18.3	6992	591
GREEN BAY AUSTIN STRAUDEL INT	44.51N	88.12W	702	-9.9	-4.3	88.4	73.8	85.2	72.0	82.4	70.3	76.4	85.0	74.4	82.3	73.7	128.8	81.6	71.7	120.3	79.4	23.9	20.2	18.3	7684	470
KENOSHA RGNL	42.58N	87.92W	761	0.5	5.1	90.3	75.0	87.8	73.8	83.9	71.9	77.4	87.3	75.4	83.9	73.4	128.0	81.9	72.5	124.0	80.7	24.9	21.8	19.4	6554	630
LA CROSSE MUNICIPAL ARPT	43.75N	91.26W	656	-12.3	-5.8	92.1	75.1	89.0	73.5	85.9	71.7	78.0	87.9	75.9	85.0	75.0	134.7	83.9	73.0	125.5	81.5	23.0	19.5	18.1	7076	813
MADISON DANE CO REGIONAL ARPT	43.14N	89.35W	866	-9.1	-2.9	89.8	74.4	86.8	72.8	84.0	71.1	77.1	86.4	75.0	83.5	74.0	131.0	83.5	72.2	123.0	80.7	23.6	20.2	18.3	7197	608
MANITOWAC MUNI AWOS	44.13N	87.68W	650	-4.2	0.5	84.5	71.3	81.7	69.9	79.3	68.1	74.6	82.5	72.2	79.3	72.2	122.0	80.3	70.1	113.3	77.7	24.2	20.8	18.8	7558	338
MILWAUKEE MITCHELL INTL AP	42.95N	87.90W	692	-4.0	1.8	90.3	74.6	86.8	72.6	83.6	70.0	77.0	86.9	75.0	83.5	73.9	129.8	82.6	72.2	122.2	80.6	25.7	23.0	20.0	6774	684
MOSINEE/CENTRAL WI	44.78N	89.67W	1276	-10.7	-6.4	87.6	72.6	83.8	70.7	81.4	68.3	74.4	83.5	72.3	80.9	73.0	125.1	80.9	69.8	114.8	80.7	22.9	19.6	17.6	8227	374
SHEBOYGAN	43.78N	87.85W	748	-1.9	1.1	88.2	74.0	84.0	71.4	81.3	69.3	76.2	85.3	74.1	82.3	73.0	125.9	82.1	71.9	121.3	80.0	24.6	21.1	18.9	7309	432
SHEBOYGAN	43.75N	87.68W	620	-2.2	2.5	83.2	72.2	79.3	70.6	76.5	70.1	76.7	80.2	74.4	77.6	75.6	137.1	78.1	73.5	127.5	76.7	24.8	21.1	18.9	7284	321
WAUSAU MUNICIPAL ARPT	44.93N	89.63W	1198	-13.6	-7.9	88.1	71.7	84.8	70.0	82.0	67.9	74.5	83.4	72.7	81.3	71.8	123.0	79.1	69.9	114.8	77.6	19.3	17.4	15.6	8013	472
WITTMAN RGNL	43.98N	88.55W	830	-5.6	-0.2	88.4	74.0	84.4	72.4	82.1	70.2	76.6	85.0	74.5	82.2	73.3	127.6	81.3	72.3	123.1	80.0	23.3	20.1	18.2	7258	550
<i>Wyoming</i>																										
CASPER NATRONA CO INTL AP	42.90N	106.47W	5289	-10.3	-2.1	93.8	60.0	91.1	59.2	88.2	58.6	63.6	83.3	62.1	82.0	58.0	127.5	66.6	55.9	81.2	66.6	32.2	28.2	25.7	7346	469
CHEYENNE MUNICIPAL ARPT	41.16N	104.81W	6142	-6.4	1.7	89.2	58.6	86.3	58.0	83.5	57.5	63.0	77.6	61.8	76.8	59.0	94.0	65.9	57.2	87.9	65.3	33.7	28.9	25.9	7148	324
<i>Canada</i>																										
<i>Alberta</i>																										
CALGARY INTL A	51.11N	114.02W	3556	-20.4	-14.2	83.5	60.3	80.0	59.2	76.6	58.1	63.1	77.7	61.2	75.3	57.7	81.1	68.3	55.8	75.6	66.1	27.3	23.4	20.6	9154	67
COP UPPER	51.08N	114.22W	4052	-18.3	-12.4	82.7	58.3	78.8	57.2	75.2	56.6	62.9	74.1	60.7	72.4	59.0	86.7	67.1	56.6	79.3	64.5	23.4	20.4	17.9	9070	75
EDMONTON CITY CENTRE A	53.57N	113.52W	2201	-21.5	-16.4	82.5	64.1	79.1	62.1	76.2	60.5	66.0	78.6	64.1	76.1	61.4	88.1	72.2	59.4	81.9	69.5	21.7	18.6	16.4	9495	114
EDMONTON INTL A	53.32N	113.58W	2372	-26.5	-20.9	81.5	63.6	78.1	61.8	75.3	60.5	66.2	77.6	64.2	75.2	61.7	89.7	72.7	59.7	83.6	70.1	23.0	19.9	17.3	10359	41
EDMONTON NAMAO A	53.67N	113.47W	2257	-23.1	-18.0	80.9	63.2	77.9	61.6	74.9	59.9	65.5	76.8	63.7	74.6	61.3	88.0	71.0	59.2	81.8	68.6	23.2	20.2	17.6	9889	63
FORT MCMURRAY A	56.65N	111.22W	1211	-34.2	-29.3	84.1	63.8	80.4	61.8	77.0	60.3	65.9	79.8	64.0	76.8	61.0	83.8	70.5	59.1	78.2	68.4	18.5	16.3	14.2	11492	85
GRANDE PRAIRIE A	55.18N	118.88W	2195	-33.5	-25.6	81.4	61.8	77.9	60.0	74.8	58.5	64.3	77.1	62.1	74.1	59.5	82.4	68.9	57.4	76.3	66.1	25.0	21.5	18.7	10595	44
LACOMBE CDA 2	52.45N	113.76W	2822	-27.2	-20.0	82.9	64.2	79.1	62.6	76.0	60.7	66.3	78.8	64.4	76.4	61.5	90.8	73.0	59.4	84.1	70.5	21.1	18.2	15.6	10323	38
LETHBRIDGE A	49.63N	112.80W	3048	-21.6	-15.5	88.5	61.8	84.8	61.0	81.2	60.1	65.4	80.9	63.5	79.3	60.0	86.4	71.5	57.8	79.8	68.8	36.2	31.4	27.9	8380	164
LETHBRIDGE CDA	49.70N	112.78W	3022	-19.0	-13.1	89.5	62.1	85.7	61.1	82.0	60.5	65.7	81.5	63.9	79.4	60.2	87.2	71.6	58.1	80.8	69.4	29.7	26.4	23.3	8115	210
MEDICINE HAT A	50.02N	110.72W	2352	-24.1	-17.9	90.4	63.6	87.1	62.6	83.6	61.3	66.0	84.4	64.3	82.1	60.0	84.4	71.3	57.9	78.3	69.7	24.9	21.5	18.8	8447	303
RED DEER A	52.18N	113.89W	2969	-26.8	-20.0	82.3	62.6	78.8	61.1	75.7	59.7	65.1	78.1	63.2	75.3	60.2	87.0	71.1	58.2	80.9	68.8	20.6	18.4	16.7	10289	40
SPRINGBANK A	51.10N	114.37W	3940	-25.0	-18.3	80.3	60.0	76.7	58.3	73.6	57.3	62.3	75.5	60.4	73.2	57.1	80.6	68.0	55.2	75.1	65.3	24.8	21.2	18.6	10293	8
<i>British Columbia</i>																										
ABBOTSFORD A	49.03N	122.36W	194	16.5	21.8	85.4	67.1	81.7	65.7	78.2	64.1	68.5	83.1	66.5	79.7	62.3	84.5	76.5	60.7	79.8	73.0	19.0	16.6	14.2	5333	121
BALDWIN A	49.25N	121.77W	49	18.6	23.4	86.2	68.1	82.9	67.1	79.7	66.2	70.7	82.8	68.8	80.2	66.0	96.0	78.3	64.1	89.7	75.3	23.2	18.2	14.4	5082	199
BALLENAS ISLAND	49.35N	124.16W	43	30.7	33.6	75.1	67.1	72.8	66.0	70.9	64.8															

Apéndice 5. Esquema de las instalaciones Salem II

