

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE BAJA CARGA DE AMONIACO EN EXPANSIÓN SECA APLICADO A UN TÚNEL DE CONGELADOS

Juan Carlos Rodríguez Criado, Manuel Jesús García Jiménez y Ángela Ruiz Ruiz

Departamento Termodinámica y Refrigerantes Naturales, INTARCON. P.I. Los Santos, Bulevar de los Santos, 34 14900 Lucena, Córdoba, España

Manuel Jesús García Jiménez

mgarcia@intarcon.es

.....

Resumen: La utilización de amoníaco como refrigerante para equipos industriales está más que extendida. Hoy día, con el auge de los refrigerantes naturales debido a una normativa cada vez más restrictiva, es necesaria la investigación de nuevas aplicaciones y tecnologías para mejorar los equipos actuales recurriendo a ciclos más eficientes y sistemas con menor peligrosidad. En este artículo, se presenta una tecnología de ultra congelación en expansión seca de amoníaco de baja carga compuesta por una central frigorífica con recuperación de calor del aceite para desescarche por glicol caliente y un evaporador vertical dentro de un túnel de congelados. Se expone, además, un modelo del compresor empleado y se analizan los parámetros básicos de un ciclo de congelación real.

Palabras clave: R717, baja carga, expansión seca, túnel congelados.

1. INTRODUCCIÓN

La pandemia de COVID-19 ha propiciado un aumento de la ya creciente tendencia de consumo de alimentos congelados [1]. Existen multitud de métodos para la congelación de alimentos: por ultrasonidos [2], congelación electromagnética[3], etc. Entre ellos destaca el empleo de túneles de congelación. En estos túneles, la temperatura del producto alcanza valores inferiores a la de congelación del mismo, provocando la cristalización del agua que contiene. En este método, el descenso de la temperatura del producto se consigue haciendo circular aire frío procedente de intercambiar calor con un evaporador de un circuito frigorífico.

Por otra parte, la regulación medioambiental de este tipo de sistemas es cada vez más restrictiva, encaminando a los sistemas a ser cada día más ecológicos, y eficientes. Los refrigerantes naturales cumplen con estos requisitos, pero siempre prestan una contrapartida.

El amoníaco es un candidato idóneo por sus propiedades termodinámicas y su uso extendido en grandes sistemas de refrigeración industriales, pero presenta la problemática de la toxicidad y la elevada carga de refrigerante presente en las instalaciones tradicionales (amoníaco bombeado). El uso de amoníaco como refrigerante en aplicaciones de congelación, es una tecnología extendida. Tradicionalmente se han utilizado condensadores evaporativos, compresores abiertos y evaporadores inundados. Esto conlleva un alto coste de adquisición e instalación, así como cargas de varias toneladas de refrigerante y el uso continuo de agua para las torres de refrigeración con el consecuente riesgo de *Legionella* [4].

Para minimizar estas desventajas, están comenzando a aparecer tecnologías de ultra baja carga de amoníaco, donde a partir de la optimización de ciertos componentes se consigue bajar la carga específica de refrigerante hasta los 65 g/kW [5].

El equipo que se describe en este artículo, presenta las mejoras de los equipos de ultra baja carga de amoniaco, aplicado a un sistema de expansión seca en un túnel de congelados.

2. DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

La innovación que se presenta en este artículo, se centra en el uso de este mismo refrigerante, aprovechando su alta eficiencia y bajo impacto ambiental, marcando una diferencia tecnológica gracias a la implementación de los siguientes puntos:

- Utilización de aceite miscible
- Expansión Seca de NH_3
- Condensador de microcanal
- Compresor semihermético
- Desescarche por glicol caliente

Estos puntos clave se han implementado en un túnel de congelados en el que la central frigorífica se encuentra en la parte superior del mismo e incluye el módulo hidráulico de recuperación de calor para el desescarche por glicol caliente y el evaporador en el interior, que cuenta con un tren de ventilación compuesto por tres ventiladores radiales electrónicos que impulsa el aire que retorna por el producto a congelar. El esquema de la instalación se muestra en la Fig. 1.

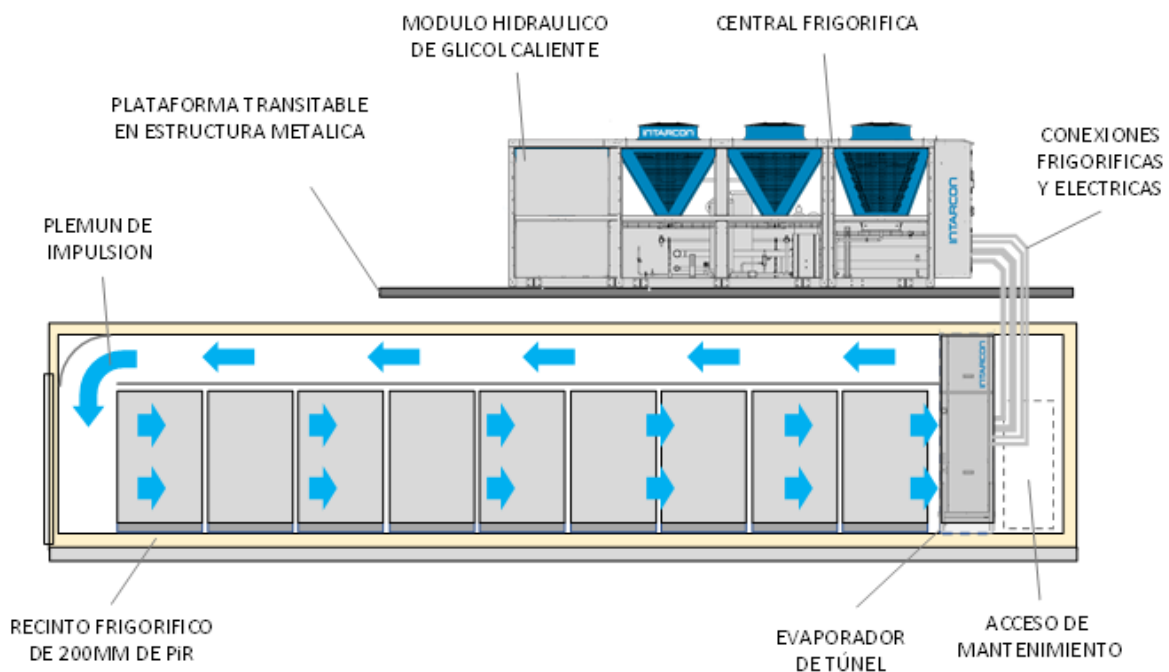


Figura 1. Esquema de la instalación.

Los principales componentes frigoríficos de esta tecnología se detallan a continuación:

El compresor semihermético de tornillo con motor de imanes permanentes, comprime el gas que a alta temperatura y presión, llega al separador de aceite. La temperatura de descarga se encuentra limitada a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ por motivos de fiabilidad. A pesar de que el aceite empleado es miscible en el amoniaco, en este punto se separa de la corriente de refrigerante para devolverlo al compresor y que no circule por el resto de circuito frigorífico. Posteriormente, el cambio a fase líquida se produce en unas baterías de microcanal que disminuyen enormemente la carga de refrigerante y por tanto la peligrosidad en caso de fuga. Los ventiladores electrónicos del condensador permiten establecer una consigna de condensación flotante que optimiza el

rendimiento del equipo. El líquido extraído del condensador se almacena en un recipiente de líquido para a continuación, pasar por un filtro y visor de líquido. En este punto del circuito, el líquido puede tomar tres caminos. La corriente principal (la que se dirige al evaporador), pasa por un economizador para subenfriarse y así mejorar el rendimiento del ciclo, intercambiando calor con una porción del líquido total a la que se disminuye su presión mediante una válvula de expansión termostática y es evaporado en dicho economizador. Posteriormente, este vapor se inyecta en el compresor, consiguiendo disminuir la temperatura de descarga la cual es crítica para el correcto funcionamiento del equipo. El último camino que puede tomar el líquido después del filtro y visor es el de la inyección en el compresor, previo paso por una válvula de expansión electrónica para adecuar la presión. Esta inyección se activa para refrigerar el motor cuando a bajas revoluciones, con poco caudal de refrigerante, se dan condiciones exteriores adversas lo que puede producir problemas en la refrigeración del motor.

Continuando con flujo de refrigerante principal, la válvula de expansión electrónica alimenta al evaporador de tubos de acero inoxidable y aletas de aluminio controlando el recalentamiento a la salida del mismo. Al utilizar la tecnología de expansión seca, también se reduce la carga de refrigerante del sistema. A la salida del evaporador el compresor aspira los gases, cerrando el ciclo.

Cabe destacar el tipo de desescarche de este equipo. El desescarche del evaporador se realiza mediante glicol caliente y no mediante gas caliente, simplificando así el control de estos desescarches y evitando riesgos de golpes de líquido en el compresor. El glicol caliente se obtiene de la recuperación de calor del aceite. Dicho aceite que es aislado en el separador a la temperatura de descarga, es necesario enfriarlo para volver a introducirlo en el compresor y que realice su función correctamente. Sin la recuperación de calor, el aceite se enfriaría en una batería de tubos de acero inoxidable y aletas de aluminio (oil cooler), intercambiando calor con el ambiente exterior e introduciendo una válvula motorizada para realizar un by-pass cuando el aceite se encuentre frío y que retorne directamente al compresor. Para aprovechar este calor residual, se introduce un intercambiador de calor de placas antes del oil cooler, el cual intercambia calor con un circuito de glicol el cual se acumula en un depósito en el módulo hidráulico del equipo mientras se realiza el ciclo de congelado. Cuando acaba dicho ciclo y se realiza un desescarche, este glicol acumulado es impulsado hacia el evaporador, el cual posee un circuito independiente para glicol. La válvula de tres vías del circuito hidráulico es la que se encarga de cambiar el modo de funcionamiento (recuperando calor o desescarchando). En la Fig. 2 se puede observar el detalle de estos componentes principales en un diagrama simplificado.

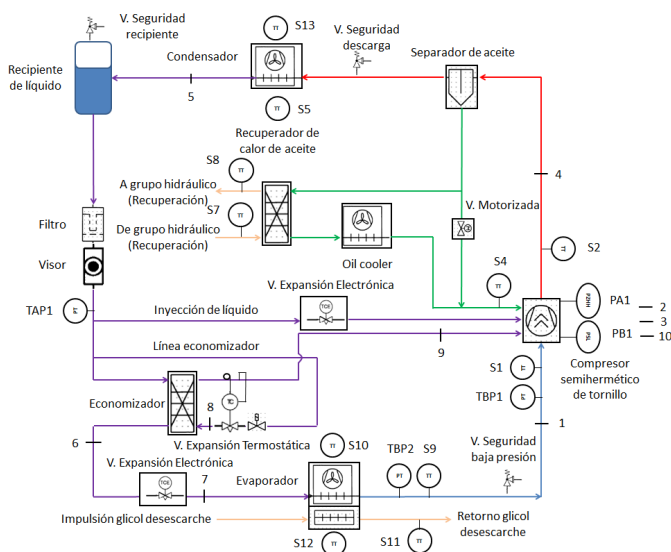


Figura 2a. Diagrama simplificado del circuito frigorífico.

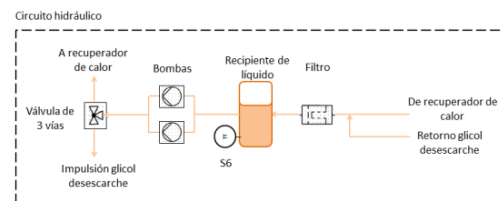


Figura 2b. Diagrama simplificado del circuito hidráulico.

Figura 2. Diagrama simplificado del circuito.

2.1. Instrumentación y control

Los dispositivos que se encargan de controlar el equipo y monitorizar el funcionamiento del equipo se han empleado una serie de sondas de temperatura, transductores de presión y presostatos. La ubicación de cada uno de ellos en el circuito frigorífico se detalla en la Fig. 2. Las sondas S1 a S13 son sondas de temperatura, las sondas TBP1, TBP2 y TAP1 son transductores de presión y los presostatos de seguridad son PA1 y PB1. Como se puede deducir de la serie de sensores expuestos anteriormente, se pueden obtener multitud de parámetros que pueden explicar el correcto funcionamiento del equipo, pero al no disponer del caudal de refrigerante ni de otros datos del interior del túnel (caudal de aire, humedad, temperatura de impulsión del aire, etc.), la potencia frigorífica y absorbida por el compresor debe ser estimada.

3. MODELADO DEL COMPRESOR

Para estimar la potencia frigorífica y absorbida por el compresor a partir de parámetros medidos directamente como son la temperatura de condensación y de evaporación en cada momento, se ha modelado el comportamiento del compresor del equipo en estudio a partir del software de selección; obteniéndose varios polinomios de los parámetros necesarios. Partiendo del ciclo de compresión mecánica simple de vapor al que se le incluye un economizador y teniendo en cuenta los efectos nada despreciables del aceite en el consumo, así como en la refrigeración de la descarga de amoníaco, los parámetros que permiten modelar el comportamiento del compresor son los siguientes:

- Rendimiento volumétrico (η_v): Con este parámetro, la velocidad del compresor, y la densidad en la aspiración se puede calcular el caudal másico de amoníaco en circulación por el evaporador.
- Rendimiento isoentrópico (η_s): Al tratarse de un ciclo con economizador, este parámetro se ha modelado por duplicado, es decir, un valor para la primera etapa de compresión (antes del economizador) y otro valor para la etapa de compresión posterior a la inyección del gas.
- Presión en el puerto del economizador (P_{eco}): Para este modelo concreto de compresor, esta presión no se corresponde con la media geométrica de las presiones de evaporación y condensación. Es por lo que se ha obtenido el polinomio.

Estas curvas se han obtenido para los dos variables independientes que son las que influyen en la evolución de estos parámetros, que son la presión de condensación (P_{cond}) y evaporación (P_{evap}). Los polinomios obtenidos presentan la forma expuesta en la ecuación 1:

$$Y = C_0 + C_1 \cdot P_{evap} + C_2 \cdot P_{cond} + C_3 \cdot P_{evap}^2 + C_4 \cdot P_{cond}^2 + C_5 \cdot P_{evap} \cdot P_{cond} + C_6 \cdot P_{evap}^3 + C_7 \cdot P_{cond}^3 + C_8 \cdot P_{evap}^2 \cdot P_{cond} + C_9 \cdot P_{evap} \cdot P_{cond}^2 \quad (1)$$

Donde “Y” son los parámetros descritos del compresor, y de C_0 a C_9 , los coeficientes de los polinomios, diferentes para cada parámetro.

Estos coeficientes son aquellos que minimizan el error entre el valor del polinomio para una pareja de presiones de condensación y evaporación y el resultado del parámetro obtenido mediante cálculo basado en datos del software de selección. De esta manera, se obtiene un error relativo generalmente inferior al 5 %. En la Fig. 3 se muestran 4 gráficos, uno para cada parámetro, donde se exponen los valores puntuales que se han obtenido del software y han servido para calcular los coeficientes de los polinomios, y la representación del propio polinomio. En estas figuras se han representado los valores para distintas temperaturas de evaporación.

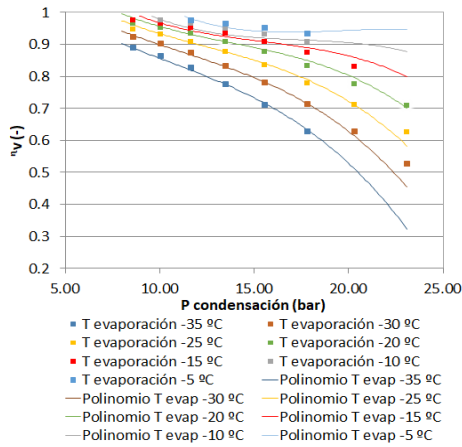


Figura 3a. Rendimiento volumétrico, puntos y polinomio.

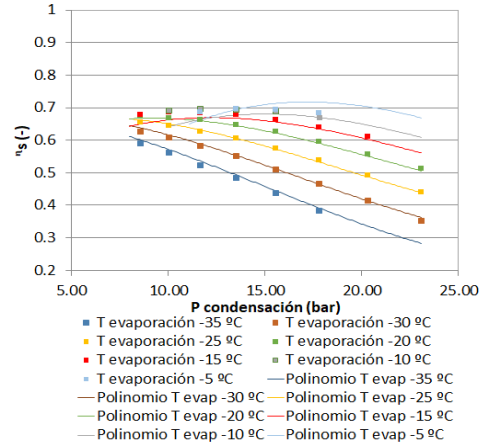


Figura 3b. Rendimiento isoentrópico (1ª compresión), puntos y polinomio.

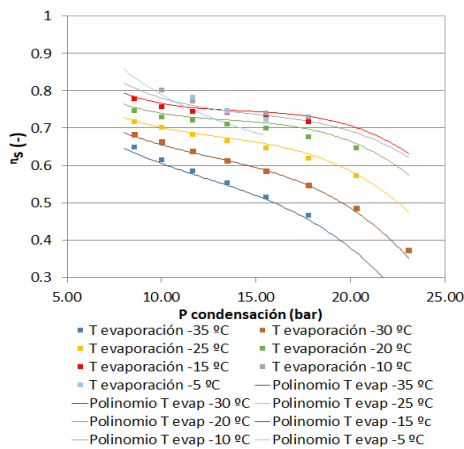


Figura 3c. Rendimiento isoentrópico (2ª compresión), puntos y polinomio.

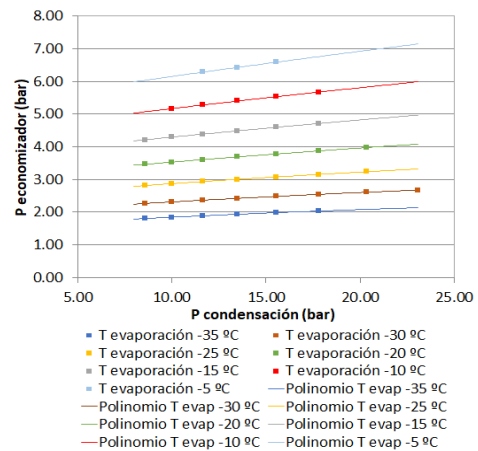


Figura 3d. Presión en el economizador, puntos y polinomio.

Figura 3. Representación de los parámetros del compresor y su ajuste polinómico.

Como se ha comentado con anterioridad, se trata de un ciclo básico al que se le añade un economizador, y tiene la particularidad de que es necesario considerar los efectos del aceite a nivel de refrigeración de la descarga de amoniaco. Por ello, en la Fig. 2 se detalla la numeración del ciclo empleada, donde los puntos 2,3 y 10 son interiores del compresor y corresponden con la primera descarga de amoniaco, punto de mezcla entre la primera descarga y la inyección del economizador y descarga final de amoniaco (sin tener en cuenta el aceite), respectivamente. Por ello, el punto 2 se obtiene con el rendimiento isoentrópico de la primera compresión y el punto 3 se obtiene de la mezcla de este punto con el que proviene del economizador, siguiendo las ecuaciones de balance de energía en el economizador (2) y mezcla de flujos en el compresor (3).

$$\dot{m}_{evap} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{eco} \cdot (h_9 - h_8) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{eco} \cdot h_9 + \dot{m}_{evap} \cdot h_2 = \dot{m}_{total} \cdot h_3 \quad (3)$$

Por otra parte, cabe destacar el efecto de refrigeración del aceite sobre la descarga final de amoniaco (Punto 10). El aceite enfriará a la descarga de amoniaco desde el punto 10, hasta

el 4 que consiste en una mezcla de amoníaco y aceite. Y por otra parte, el aceite se calienta desde la temperatura de suministro (55 °C) hasta la de punto 4. La ecuación que modela este efecto es la número 4:

$$\dot{m}_{oil} \cdot c_{p-oil} \cdot (T_4 - T_{oil-supply}) = \dot{m}_{total} \cdot (h_{10} - h_4) \quad (3)$$

4. CICLO CONGELACIÓN

En este punto se exponen los parámetros funcionales de potencia frigorífica, absorbida y rendimiento de un equipo con la tecnología expuesta para un túnel de congelación en un ciclo en el que el producto alcanza una temperatura de -18 °C en un tiempo de 36 h. Este túnel, de manera nominal, está diseñado para ultracongelar 25000 kg de carne en 18 h con una potencia frigorífica nominal de cálculo de 122 kW. En la Fig. 4 se exponen estos parámetros para el ciclo de congelación descrito.

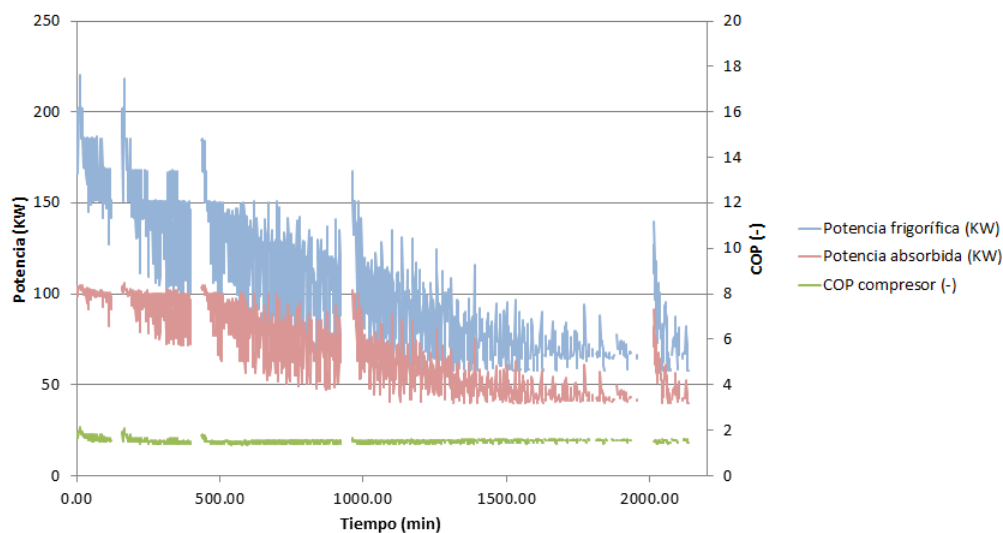


Figura 4. Potencia frigorífica, potencia absorbida y COP en un ciclo de congelación.

La potencia frigorífica en los primeros instantes es mayor, pero a medida que desciende la temperatura de la cámara, ésta disminuye. El promedio de este valor en este ciclo ha sido de 106.3 kW, lo cual es coherente con la potencia frigorífica nominal de 122 kW en 18 horas, ya que tiempos de ultracongelación más largos requieren una menor potencia frigorífica. De hecho, la capacidad promedio del compresor durante este periodo de tiempo es del 40.8 %. Pese a ser un ciclo de congelación, y encontrarse a baja capacidad el COP obtenido se sitúa en el entorno de 1.53 y permanece estable a lo largo de la evolución del ciclo.

5. CONCLUSIONES

En este artículo se ha presentado un equipo de ultracongelación con una tecnología novedosa de expansión seca de amoníaco, detallándose el esquema de principio del mismo. Además, se ha desarrollado un modelo del compresor para estimar, no solo la potencia frigorífica, absorbida y COP del mismo; si no cualquier punto del circuito para el que no se tengan disponibles datos de monitorización.

Finalmente, se ha expuesto el resultado de un ciclo real de congelación desarrollado por este equipo, presentando resultados coherentes, validando el modelo y el funcionamiento del equipo.

REFERENCIAS

- [1] Chenarides, L, Grebitus, C, Lusk, JL, Printezis, I. Food consumption behavior during the COVID-19 pandemic. *Agribusiness*. 2021; 37: 44– 81. <https://doi.org/10.1002/agr.21679>
- [2] Inada, T., Zhang, X., Yabe, A., & Kozawa, Y. (2001). Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 1. Control of freezing temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(23), 4523-4531.
- [3] Woo, N.M., Mujumdar, A.S. (2010). Effects of electric and magnetic field on freezing and possible relevance in freeze drying. *Drying Technology*, 28, 433-443.
- [4] B. Crook, L. Willerton, D. Smith, L. Wilson, V. Poran, J. Helps, P. McDermott, Legionella risk in evaporative cooling systems and underlying causes of associated breaches in health and safety compliance, *Int. J. Hyg. Environ. Health*. (2020), <https://doi.org/10.1016/j.ijheh.2019.113425>.
- [5] Antonio Expósito Carrillo, J., Gomis Payá, I., Peris Pérez, B., José Sánchez de La Flor, F., Manuel Salmerón Lissén, J., 2021. Experimental performance analysis of a novel ultralow charge ammonia air condensed chiller. *Appl. Therm. Eng.* 117117. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117117>