

SISTEMA VRC DE REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD DE COMPRESORES ALTERNATIVOS Y SU APLICACIÓN A LA CONSTRUCCIÓN DE MINICENTRALES DE REFRIGERACIÓN.

Por Javier Cano Cavanillas, ingeniero industrial.

Resumen

El presente artículo describe el desarrollo de un nuevo sistema de control de capacidad en compresores alternativos, sistema VRC (*Variable Refrigerant Capacity*), aplicado en las minicentrales de refrigeración de un compresor fabricadas por INTARCON, para dar servicio a pequeñas instalaciones de refrigeración comercial.

El sistema VRC se caracteriza por la combinación de tres válvulas de control que regulan el flujo del refrigerante ante una demanda parcial, para mantener constante la presión de evaporación, a la vez que se reduce el consumo energético del compresor.

En el estudio se ha abordado el desarrollo de un modelo matemático para simular el comportamiento del sistema así como su contrastación con ensayos de laboratorio, prestando especial atención a la característica de rendimiento a carga parcial.

Respecto de otros sistemas existentes en el mercado, el sistema VRC destaca por su simplicidad y reducido coste, al estar constituido por componentes estándares de mercado, y por un buen nivel de prestaciones. Las minicentrales *Sigilus-multi* con el sistema VRC prometen por tanto convertirse en una primera opción a la hora de diseñar una pequeña instalación de refrigeración comercial de múltiples servicios.

Antecedentes

En pequeñas instalaciones de refrigeración en el sector del frío comercial, a menudo es deseable centralizar la producción frigorífica de una serie de servicios, tales como expositores refrigerados o pequeñas cámaras frigoríficas. En estos casos es necesario suministrar una potencia frigorífica adaptada a la carga en cada instante. Las centrales de producción han de estar pues dotadas de un control de potencia variable, preferiblemente de forma continua.

Las centrales de refrigeración basadas en un rack de compresores, utilizadas habitualmente en instalaciones de mediana y gran potencia, son en el rango de pequeñas potencias una solución relativamente costosa, que requiere de la dedicación de una sala de máquinas o cuarto técnico. Como alternativa, recientemente han surgido las minicentrales basadas en un solo compresor de potencia variable que no precisan de sala de máquinas. La integración de un compresor hermético dotado de un dispositivo de control de capacidad junto con un aerocondensador ventilado ha dado lugar a la aparición de minicentrales compactas prefabricadas en serie a un coste muy asequible y en una muy conveniente gama de potencias para cubrir las necesidades de las pequeñas instalaciones de refrigeración multiservicio.

Coexisten actualmente en el mercado diversas tecnologías para la regulación de forma continua de la capacidad de un compresor de refrigeración. La tecnología conocida como “inverter” consiste en regular la capacidad de bombeo del compresor a través de la alimentación del motor a frecuencia variable mediante un convertidor de frecuencia. Esta tecnología goza de gran popularidad gracias al éxito comercial de la tecnología *inverter* utilizada en equipos domésticos de aire acondicionado.

Los sistemas *inverter* desarrollados para compresores de refrigeración suelen trabajar en un rango de frecuencia desde los 25 ó 30Hz hasta un máximo de unos 70 a 80Hz, lo que en la práctica proporciona una variación continua de potencia desde el 100% hasta el 35% ó 40% de la potencia máxima del compresor. A frecuencias de alimentación superiores al máximo los esfuerzos mecánicos son excesivos, mientras que a frecuencias de alimentación inferiores al mínimo, la velocidad de giro del compresor no es suficiente para garantizar la lubricación hidrodinámica de los elementos mecánicos. Este límite de funcionamiento a carga parcial mínima del 35 ó 40%, supone una limitación importante a la hora de seleccionar un compresor *inverter* para cubrir la producción frigorífica de una instalación

multiservicio. Habrá de seleccionarse un compresor para cubrir a plena potencia la carga máxima de la instalación y asumir que la demanda parcial inferior al 35% implicará ciclos de paro/marcha del compresor.

En tales circunstancias, el ahorro energético de los compresores *inverter* reside esencialmente en su funcionamiento a carga parcial cercana a su límite mínimo operativo, pues a plena potencia el consumo energético del compresor *inverter* es hasta un 40% superior al de un compresor convencional debido a la energía consumida por la electrónica de potencia del convertidor de frecuencia y a la menor eficiencia de compresión.

Afortunadamente, esta primera condición de carga parcial se satisface gran parte del tiempo de funcionamiento de una instalación de refrigeración típica, por lo que el rendimiento energético estacional del compresor *inverter* arroja resultados positivos. En contraposición está la consideración de la discriminación horaria de la tarifa eléctrica, que penaliza el consumo eléctrico precisamente en las horas de mayor demanda frigorífica, y cuando el rendimiento del sistema *inverter* es reducido. En todo caso, el principal inconveniente del sistema *inverter*, sigue siendo la limitación de la capacidad mínima del sistema a un 35 ó 40% de la potencia máxima, además de su alto coste.

Otra tecnología de regulación de capacidad de reciente éxito comercial aplicada a compresores herméticos de refrigeración es la desarrollada por Copeland en sus compresores *Digital Scroll*. Mediante la descarga intermitente de las espiras del compresor, se consigue regular la capacidad del sistema manteniendo constante el régimen de giro del motor. Virtualmente la capacidad del compresor puede reducirse a cero dejando al compresor trabajar sin carga, con una potencia consumida entorno al 25 ó 30% del consumo nominal. En la práctica, para asegurar la refrigeración del motor, la capacidad mínima está limitada a un aceptable 10% de la potencia nominal.

Esta tecnología consigue por tanto salvar la limitación de la capacidad mínima del compresor *inverter*. No obstante, el accionamiento del mecanismo de descarga del compresor requiere de una válvula piloto accionada mediante pulsos y de una sofisticada regulación electrónica, si bien con un coste global inferior al convertidor de frecuencia del compresor *inverter*.

Las mencionadas tecnologías han sido lideradas por los propios fabricantes de compresores, y de ahí su notable popularidad en el mercado y reconocida fiabilidad frente a métodos tradicionales de regulación de potencia en compresores como las tradicionales válvulas de capacidad por bypass de gas caliente. El principal escollo en su utilización residía en la nula reducción del consumo eléctrico a carga parcial, pero sobre todo, en el riesgo de sobrecalentar el motor.

La evolución de los últimos años en la cadena de valor del sector de la refrigeración ha propiciado el desarrollo de sistemas frigoríficos avanzados, a través del diseño, ensayo y construcción en serie, e incorporando nuevas tecnologías de forma fiable. El sistema VRC de regulación de capacidad tiene su origen en el estudio de un sistema frigorífico avanzado combinando componentes frigoríficos estándares de mercado, como las válvulas de regulación de presión y las válvulas de inyección de líquido, para la regulación de potencia de un compresor hermético, y en particular de tipo alternativo..

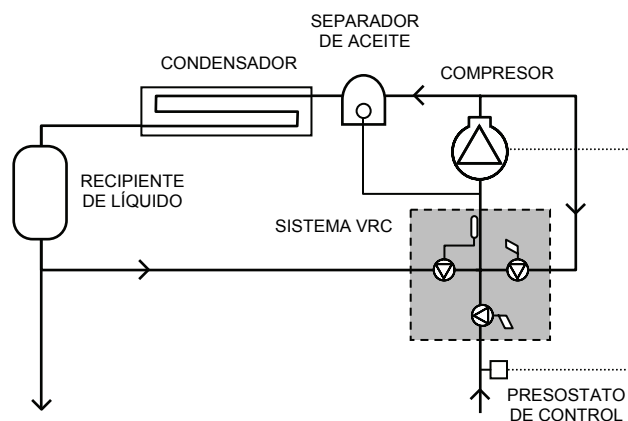


Figura 1.- Esquema de minicentral con sistema VRC de regulación de capacidad

Descripción del sistema VRC de regulación de capacidad

El sistema VRC consiste en un sistema de control de potencia aplicable a la construcción de centrales frigoríficas y equipos frigoríficos compactos de potencia variable. Éste comprende una novedosa combinación de válvulas de recirculación y válvulas de regulación de presión del refrigerante para adaptar el flujo de refrigerante del compresor a la carga instantánea, al tiempo que se reduce razonablemente el consumo energético.

La figura 1 representa esquemáticamente un circuito frigorífico de una minicentral motocondensadora de refrigeración que

incorpora el sistema VRC. En dicha construcción se ha utilizado una válvula presostática de restricción del flujo de refrigerante, una válvula presostática de recirculación del exceso de refrigerante y una válvula termostática de inyección de líquido para garantizar la refrigeración del compresor.

La combinación de estas tres válvulas convenientemente ajustadas proporciona una reducción continua de la capacidad frigorífica del sistema para adaptarse a la demanda instantánea de la instalación desde el 100% hasta 10% de su potencia nominal, manteniendo constante la presión de evaporación, y asegurando el funcionamiento del compresor dentro de los límites operativos de seguridad.

Modelo teórico del sistema y su validación

Para la caracterización del comportamiento del sistema se ha llevado a cabo la simulación del circuito representado en la figura 1 mediante programación en VBasic utilizando la librería de propiedades termodinámicas REFPROP, desarrollada por el NIST (National Institute of Standards and Technology) para la caracterización del refrigerante R404a.

Los distintos elementos frigoríficos han sido dimensionados, y parametrizados conforme a los datos técnicos de los fabricantes de los distintos componentes, inicialmente para un sistema de media temperatura de una potencia nominal de compresor de 4 CV, cuyos resultados se incluyen en este estudio. El mismo ejercicio de simulación se ha desarrollado para toda la gama de potencias de compresor de 2 a 10 CV en media y baja temperatura.

El comportamiento del compresor alternativo se ha caracterizado mediante las ecuaciones del flujo de refrigerante y de la entalpía de los gases de descarga en función de la eficiencia isentrópica, asumiendo que la refrigeración del compresor se realiza en su totalidad mediante el gas refrigerante.

$$G = \eta_v \cdot \rho_e \cdot D_c \quad (1)$$

$$h_s = h_e + \frac{h_{is} - h_e}{\eta_{is}} \quad (2)$$

La eficiencia volumétrica del compresor alternativo ha sido calculada mediante la siguiente ecuación, en función de la relación volumétrica de compresión ρ_s/ρ_e , el factor de huelgo del compresor ϕ , y una eficiencia del proceso de compresión η_d .

$$\eta_v = \eta_d \left[1 - \phi \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_e} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

El intercambiador de calor en el condensador ha sido caracterizado mediante la ecuación de transferencia de calor:

$$Q = UA \cdot (t_{cd} - t_a) \quad (4)$$

Donde t_{cd} es la temperatura de condensación y t_a es la temperatura ambiente, y el coeficiente global de transferencia de calor UA se calcula en cada caso determinado las resistencias térmicas mediante la correlación de Kays y London en la batería aleteada y las correlaciones de Karman y Hausen para la convección en el interior de los tubos. En todo caso la variación de los valores calculados para UA respecto al valor medio no es superior al 10%.

Análogamente se han caracterizado los intercambiadores de calor de los evaporadores. Y finalmente, las válvulas de expansión y las válvulas de regulación del sistema VRC han sido caracterizadas mediante una función lineal en base a los datos técnicos de fabricante.

El sistema se ha simulado numéricamente para responder a distintos casos de carga desde el 100% al 10% de la potencia nominal, y bajo las siguientes condiciones nominales de operación:

- Temperatura del aire ambiente exterior: 35°C
- Temperatura del ambiente refrigerado: 0°C
- Temperatura de evaporación nominal: -10°C
- Temperatura de condensación nominal: 45°C
- Ajuste mínimo de la regulación de la temperatura de evaporación: -12°C
- Sobrecalentamiento del gas de aspiración: 10K
- Sobrecalentamiento útil en el evaporador: 5K
- Ajuste mínimo de la regulación de la temperatura de evaporación: -12°C
- Sobrecalentamiento del gas de aspiración: 10 K
- Sobrecalentamiento útil en el evaporador: 5K

La resolución del sistema se ha realizado mediante iteración numérica hasta la convergencia en régimen permanente.

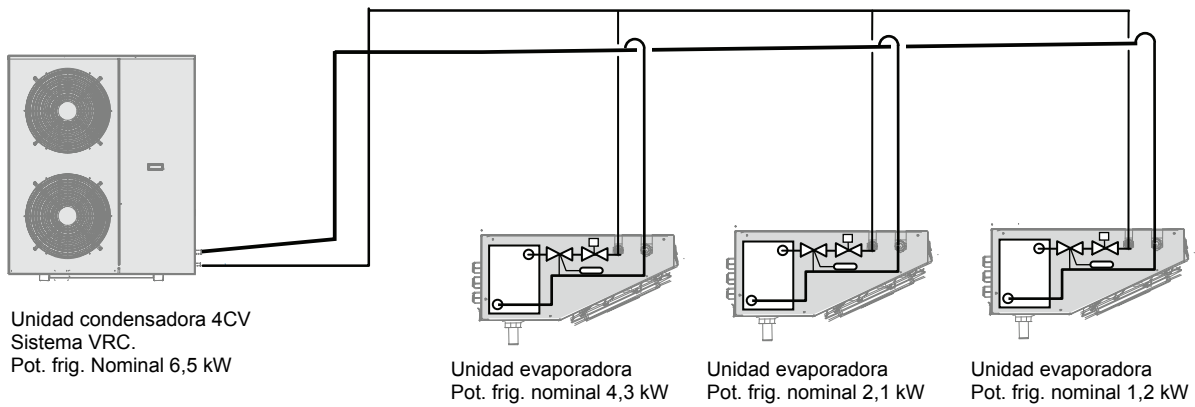


Figura 2.- Instalación multiservicio utilizada para los ensayos de laboratorio.

Para la validación del modelo se ha llevado a cabo una serie de ensayos de laboratorio sobre una instalación piloto de tres unidades evaporadoras independientes de aproximadamente el 60%, el 30% y el 15% de la carga, que mediante su combinación han permitido simular diversas situaciones de carga parcial. El esquema de la instalación se muestra en la figura 2.

Análisis e interpretación de los resultados

Una interpretación de los resultados de gran interés es la representación gráfica de la curva de consumo del compresor en función de la carga, y su comparación con otros sistemas de regulación de capacidad.

En efecto, en la figura 3 se muestra la curva de consumo del compresor con sistema VCR donde destaca una variación aproximadamente lineal, siendo la reducción de la potencia absorbida a carga parcial ligeramente inferior a la proporcional, hasta una carga parcial de aproximadamente un tercio de la potencia nominal, por debajo de la cual no se reduce la potencia absorbida.

Se representa además en la fig 4. la característica de un compresor inverter de mercado de similar potencia frigorífica a plena carga, y donde destaca el mayor consumo energético al 100% de potencia, acompañado de una reducción del consumo proporcional a la carga parcial. Respecto al sistema VRC, el ahorro energético del sistema *inverter* reside en su funcionamiento a carga parcial cerca de su límite mínimo, que en el caso del compresor estudiado está en torno al 40% de la potencia a plena carga.

La característica proporcional de las válvulas de regulación confiere al sistema una gran estabilidad de funcionamiento, sin acusar variaciones cíclicas de las presiones y temperaturas de operación. Asimismo, la respuesta del sistema consigue mantener aproximadamente constante la presión de evaporación en los evaporadores independientemente de la carga frigorífica, según muestra la figura 5.

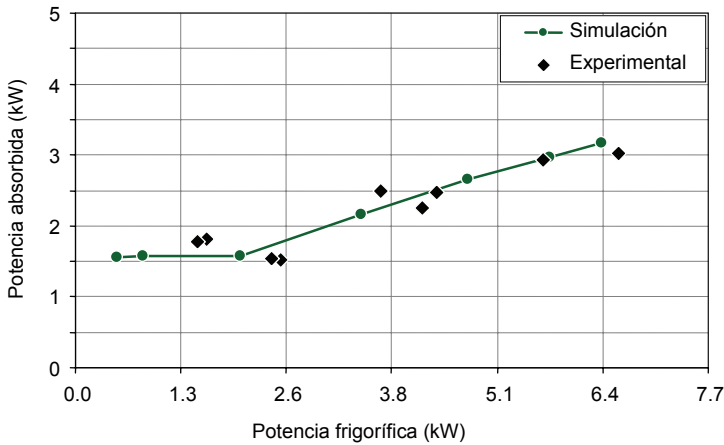


Figura 3.- Validación experimental del modelo

La principal dificultad de los ensayos reside en obtener las condiciones de temperatura precisas del aire ambiente y del aire de cada una de las cámaras frigoríficas para asemejar las condiciones de ensayo a las de la simulación. Dentro de la dispersión de las mediciones, la concordancia de la simulación con los resultados experimentales es satisfactoria, según se muestra en la figura 3.

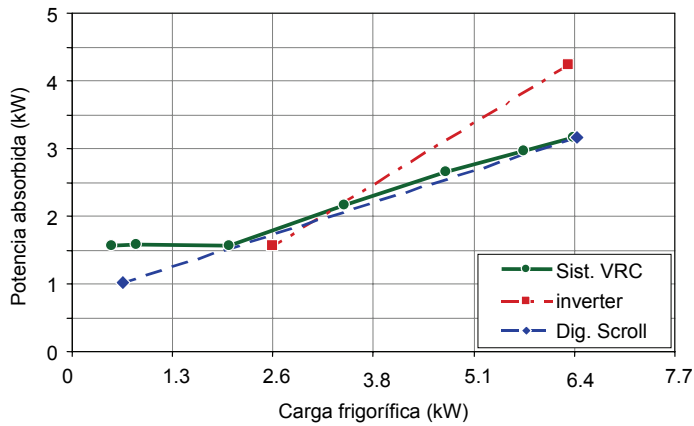


Figura 4.- Relación entre la potencia absorbida y la carga

A carga parcial inferior al 10%, por criterio de diseño, la presión de evaporación tiende a caer bruscamente desactivando de este modo el presostato de control de marcha del compresor.

Los ensayos de campo muestran que el tiempo de respuesta de paro del sistema ante el cese de demanda en los evaporadores es de unos pocos segundos, durante el cual se produce la recogida del gas refrigerante. Por su parte, la reactivación del funcionamiento del sistema, ante el restablecimiento de la demanda, es igualmente rápida.

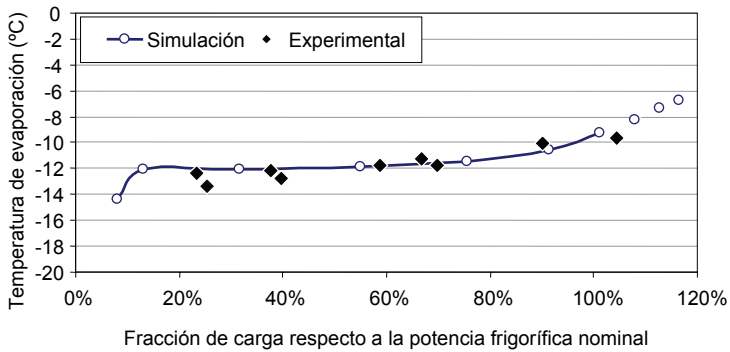


Figura 5.- Variación de la presión de evaporación con la carga

Conclusiones

El sistema VRC descrito ha sido aplicado con éxito por INTARCON a la construcción de minicentrales motocondensadoras silenciosas de un único compresor, en un rango de potencias de compresor de 2 a 10 CV para aplicaciones de media y baja temperatura.

Las prestaciones del sistema muestran ser comparables a las otras soluciones existentes en el mercado: la temperatura de evaporación se mantiene constante en los evaporadores en un amplio rango de funcionamiento a carga parcial del 100% a 10% de la potencia nominal, y el consumo del sistema se reduce sensiblemente a carga parcial partiendo de un rendimiento óptimo a plena carga.

El ensayo de los distintos modelos comercializados ha servido además para verificar otros parámetros de funcionamiento adicionales a los aquí estudiados. En concreto, se comprueba que el nivel de ruido emitido, una de las principales incertidumbres sobre su evolución a carga parcial, no experimenta variaciones apreciables y se mantiene dentro de los reducidos valores obtenidos para la construcción silenciosa de la unidad motocondensadora.

Finalmente, el sistema VRC presenta la ventaja de ser una opción notablemente más competitiva en términos de coste que el resto de tecnologías de mercado, por lo que promete ser la mejor opción en pequeñas instalaciones de refrigeración multiservicio.

Nomenclatura

- D_c : Desplazamiento volumétrico del compresor
- φ : Fracción de volumen muerto respecto del volumen útil de compresión,
- η_d : Eficiencia de compresión,
- η_{is} : Rendimiento isentrópico del proceso de compresión,
- η_v : Rendimiento volumétrico del compresor,
- ρ_s : Densidad del gas a la salida del compresor
- ρ_e : Densidad del gas a la entrada del compresor
- G : Flujo másico trasegado por el compresor
- h_e : Entalpía del gas a la entrada del compresor
- h_{is} : Entalpía del gas tras la compresión isentrópica
- h_s : Entalpía real del gas a la salida del compresor
- t_{cd} : Temperatura de condensación
- t_a : Temperatura ambiente
- UA : Coeficiente global de transferencia de calor
- Q : Flujo térmico en el intercambiador