

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 650 382**

51 Int. Cl.:

**F25B 49/02** (2006.01)

**F25B 49/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **28.02.2007 PCT/US2007/005162**

87 Fecha y número de publicación internacional: **04.09.2008 WO08105763**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.02.2007 E 07751893 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **22.11.2017 EP 2126485**

54 Título: **Sistema de refrigerante y método de control**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**18.01.2018**

73 Titular/es:

**CARRIER CORPORATION (100.0%)  
ONE CARRIER PLACE P.O. BOX 4015  
FARMINGTON, CT 06034-4015, US**

72 Inventor/es:

**LIFSON, ALEXANDER**

74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

ES 2 650 382 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Sistema de refrigerante y método de control

Antecedentes de la invención

5 La invención está relacionada con enfriamiento y calentamiento. Más particularmente, la invención está relacionada con sistemas economizados de acondicionamiento de aire, de bomba de calor o de refrigeración.

10 La patente de EE. UU. n.º 6.955.059 describe un sistema economizado de compresión de vapor con diferentes modos de descarga. Adicionalmente, la patente de EE. UU. n.º 4.938.666 comúnmente cedida describe la descarga de un cilindro de un banco mediante baipás de gas y la descarga de un banco entero mediante corte de succión. La patente de EE. UU. n.º 4.938.029 comúnmente cedida describe la descarga de una fase entera de un compresor y el uso de un economizador. La patente de EE. UU. n.º 4.878.818 comúnmente cedida describe el uso de una lumbrera de succión común con válvula para proporcionar comunicación con succión para descarga o con descarga para control de índice de volumen ( $V_i$ ), donde  $V_i$  es igual a la relación del volumen de gas atrapado en la succión ( $V_s$ ) con la volumen de gas atrapado que queda en el hueco de compresión antes de liberar para descargar. Al emplear estos diversos métodos, la estructura de válvula normalmente está totalmente abierta, totalmente cerrada o el grado de apertura de válvula es modulado para que permanezca en una cierta posición fija. La patente de EE. UU. n.º 6.047.556 comúnmente cedida (la patente '556, cuya descripción se incorpora por referencia en esta memoria en su totalidad presentada completamente) describe el uso de electroválvula(s) que hacen un ciclo rápidamente entre posiciones totalmente abierta y totalmente cerrada para proporcionar control de capacidad. La electroválvula(s) de ciclo se puede ubicar en la línea de succión de compresor, la línea de economizador de compresor y/o la línea de baipás de compresor que conecta la línea de economizador a la línea de succión. El porcentaje de tiempo que una válvula está abierta determina el grado de modulación que se logra. La patente de EE. UU. n.º 6.619.062 describe control de mecanismos de descarga de compresor de espiral basados solamente en funcionamiento de relación de presión de compresor de espiral. El documento WO 2006/118573 A1 describe un sistema de refrigeración según el preámbulo de la reivindicación 1 con control selectivo pero no especifica, describe ni implica los criterios para elegir un modo particular.

25 No obstante queda espacio para mejora adicional en la técnica.

Compendio de la invención

30 Un aspecto de la descripción, como se describe en la reivindicación 1 y la reivindicación 10, implica un sistema de refrigerante configurado para funcionamiento alterno en un modo economizado y un modo estándar. Un sistema de control cambia el sistema de refrigerante entre el modo economizado y el modo estándar en respuesta a un rendimiento determinado que refleja una combinación de al menos dos de: rendimiento isentrópico de compresor; rendimiento de condensador; rendimiento de evaporador; rendimiento de equipo físico que alimenta mecánicamente el compresor; y un rendimiento cíclico asociado al modo. En un modo de baipás, un flujo de baipás de refrigerante desde una lumbrera intermedia puede retornar a la lumbrera de succión. El cambio al modo de baipás puede ser controlado de manera similar sobre la base del rendimiento determinado.

35 En los dibujos adjuntos y en la descripción que viene a continuación se presentan los detalles de una o más realizaciones de la invención. Otras características, objetos y ventajas de la invención serán evidentes a partir de la descripción y de los dibujos, y a partir de las reivindicaciones.

Breve descripción de los dibujos

40 La figura 1 es una representación esquemática de un sistema economizado de refrigeración o de acondicionamiento de aire que emplea la presente invención.

La figura 2 es una serie de trazados de rendimiento isentrópico de compresor frente a la relación de densidades para el sistema de la figura 1.

La figura 3 es una serie de trazados de EER ideal frente a la relación de densidades.

La figura 4 es una serie de trazados de diferencial de temperatura de condensador frente al caudal másico.

45 La figura 5 es una serie de trazados de diferencial de temperatura de evaporador frente al caudal másico.

La figura 6 es una serie de trazados de rendimiento de condensador frente al caudal másico.

La figura 7 es una serie de trazados de rendimiento de evaporador frente al caudal másico.

La figura 8 es un trazado de rendimiento motor frente a carga.

La figura 9 es un trazado de rendimiento de accionamiento de frecuencia variable frente a carga.

50 En los diversos dibujos, los números de referencia y denominaciones semejantes indican elementos semejantes.

Descripción detallada

La figura 1 muestra un sistema cerrado ejemplar de refrigeración o acondicionador de aire 20. El sistema tiene un compresor 22 que tiene lumbreras de succión (entrada) y descarga (salida) 24 y 26 que definen un camino de compresión entre las mismas. El compresor incluye además una lumbrera intermedia 28 en una ubicación intermedia a lo largo del camino de compresión. Un compresor ejemplar incluye un motor 29. Un motor ejemplar es un motor eléctrico. Motores alternativos pueden comprender motores de combustión interna. Las otras variaciones incluyen motores eléctricos alimentados por generadores de motor de combustión interna. Una configuración de compresor ejemplar es un compresor tipo tornillo (aunque se pueden usar otros compresores, incluidos compresores de espiral, compresores centrífugos y compresores en vaivén). El compresor puede ser hermético, semihermético, o de accionamiento abierto (donde EL motor no está dentro del alojamiento de compresor).

Una línea de descarga 30 de compresor se extiende aguas abajo desde la lumbrera de descarga 26 a un intercambiador de calor de rechazo de calor (p. ej., condensador o enfriador de gas) 32. Un tronco 34 de una línea intermedia se extiende aguas abajo desde el condensador. Un ramal principal 36 se extiende desde el tronco 34 a una primera pata 38 de un intercambiador de calor economizador (economizador) 40. Desde el economizador 40, el ramal 36 se extiende a un primer dispositivo de expansión 42. Desde el dispositivo de expansión 42, el ramal 36 se extiende a un intercambiador de calor de absorción de calor (p. ej., evaporador) 44. Desde el evaporador 44, el ramal 36 se extiende aguas abajo a la lumbrera de succión 24. Un segundo ramal 50 se extiende aguas abajo desde el tronco 34 a una primera válvula 52. Desde el mismo, el ramal 50 se extiende a un segundo dispositivo de expansión 54. Desde el mismo, el ramal se extiende a una segunda pata 56 del economizador 40 en proximidad de intercambio de calor con la primera pata 38. El ramal 50 se extiende aguas abajo desde el economizador 40 a la lumbrera intermedia 28. Un conducto de baipás 60, en el que se ubica una válvula de baipás 62, se extiende entre los ramales (p. ej., entre una primera ubicación en el ramal principal 36 entre el evaporador y la lumbrera de succión y una segunda ubicación en el segundo ramal 50 entre el economizador y la lumbrera intermedia). Opcionalmente, se puede ubicar una válvula de modulación de succión (SMV) 64 aguas abajo del evaporador (p. ej., entre el evaporador y el empalme del conducto de baipás 60 con la línea de succión).

Dispositivos de expansión ejemplares 42 y 54 son dispositivos de expansión electrónicos (EEV) y se ilustran acoplados a un sistema de control/monitorización 70 (p. ej., un controlador basado en microprocesador) para recibir entradas de control por medio de líneas de control 72 y 74, respectivamente. Como alternativa, uno o ambos dispositivos de expansión pueden ser válvulas de termoexpansión (TXV). De manera similar, válvulas ejemplares 52 y 62 son electroválvulas y se ilustran acopladas al sistema de control por medio de líneas de control 76 y 78, respectivamente. Como alternativa, si el dispositivo de expansión 54 es un EEV, también puede servir como válvula 52 (p. ej., para cortar el flujo a través del ramal 50). El sistema de control también puede controlar la SMV 64 por medio de una línea de control 79.

El motor 29 de compresor se puede acoplar al sistema de control 70 por medio de una línea de control 80. El sistema de control 70 puede controlar la velocidad de motor por medio de un mecanismo apropiado. Por ejemplo, el motor puede ser un motor de varias velocidades. Como alternativa, el motor puede ser un motor de velocidad variable accionado por un accionamiento de frecuencia variable (VFD). Como alternativa, un compresor de accionamiento abierto puede ser accionado directamente por un motor térmico (motor) que tiene velocidad de motor variable. El sistema de control ejemplar puede recibir entradas como entradas de temperatura de uno o más sensores de temperatura 82 y 84. Otros sensores de temperatura pueden estar en el ambiente controlado por temperatura o se pueden posicionar para medir condiciones de los intercambiadores de calor (p. ej., sensores 86 y 88 en los intercambiadores de calor 32 y 44, respectivamente). Sensores adicionales o alternativos pueden incluir sensores indicativos de la presión en ubicaciones de succión y descarga de compresor y/o sensores que son indicativos de presión en las entradas o salidas de evaporador y/o de condensador. El sistema de control puede recibir entradas de control externas de uno o más dispositivos de entrada (p. ej., termostatos 90). Incluso se pueden incluir otros sensores (p. ej., que miden tensión de accionamiento o frecuencia o carga de compresor).

Cuando se usa para enfriar, el evaporador 44 se puede posicionar dentro de un espacio a enfriar o dentro de un camino de flujo de un flujo de aire a ese espacio. El condensador se puede posicionar externamente (p. ej., en el exterior) o a lo largo de un camino de flujo a la ubicación externa. En una configuración de calentamiento, la situación puede ser invertida. En un sistema de bomba de calor que puede proporcionar ambas configuraciones, una o más válvulas (p. ej., una válvula inversa de cuatro vías - no se muestra) pueden dirigir selectivamente el refrigerante para permitir que cada estructura de intercambiador de calor sea utilizada alternativamente como condensador y evaporador.

El sistema ejemplar tiene varios modos de funcionamiento. Para facilitar la referencia, un primer modo es un modo estándar no economizado (estándar). Esencialmente, en este modo, ambas válvulas 52 y 62 están cerradas de manera que: el flujo de refrigerante a través del segundo ramal 50 y así la segunda pata 56 de economizador está restringido (p. ej., bloqueado); y el flujo de refrigerante a través del conducto de baipás 60 también está restringido (p. ej., bloqueado). Así, el flujo de refrigerante a través de la lumbrera intermedia 28 es mínimo o inexistente. La mayor parte, si no todo, del refrigerante fluye: desde la lumbrera de descarga 26 al condensador 32; a través del condensador 32; a través de la primera pata 38 de economizador (sin efecto de intercambio de calor ya que no hay flujo a través de la segunda pata); a través del primer dispositivo de expansión 42; a través del evaporador 44; y de nuevo a la lumbrera

de succión 24 para entonces ser recomprimido a lo largo del camino de compresión. Compresores ejemplares usados para aplicaciones de calentamiento o enfriamiento normalmente tienen un pico de rendimiento en un punto de funcionamiento de sistema correspondiente a la relación de volúmenes incorporada de compresor. Cerca de este punto, la presión en el hueco de compresión en el extremo de compresión es igual o casi igual a la presión de cámara de descarga. Cuando estas presiones son iguales, no hay pérdidas por sobrecompresión o infracompresión. Este punto ocurre cuando la relación de densidades de sistema (la densidad  $\rho_s$  de refrigerante en el lado alto de sistema dividida por la densidad  $\rho_b$  de refrigerante en el lado bajo de sistema) es igual a la relación de volúmenes incorporada de compresor (volumen de succión de compresor dividido por volumen de descarga). El uso de la relación de densidades de sistema puede ser más eficaz para determinar el funcionamiento óptimo de compresor que el uso de una relación de presiones de sistema (presión en el lado alto dividida por la presión en el lado bajo). La relación de presiones de sistema puede estar menos relacionada con la relación de volúmenes de compresor. Para un modo de funcionamiento dado de compresor, puede haber múltiples relaciones de presiones que, dependiendo de la temperatura de succión y/o de descarga, corresponderían a la relación de volúmenes incorporada mientras que hay una única relación de densidades correspondiente a la relación de volúmenes incorporada.

La relación de volúmenes óptima de compresor puede variar dependiendo del modo de funcionamiento del compresor. Si el compresor funciona en un modo descargado en donde parte del refrigerante desde una ubicación intermedia a lo largo del camino de compresión es derivada de nuevo para condiciones de succión, una relación de volúmenes óptima puede reducirse respecto a un modo de funcionamiento estándar. De manera similar, si se retorna refrigerante adicional al compresor en la ubicación intermedia, el valor óptimo de la relación de volúmenes generalmente sería mayor respecto al modo estándar. La figura 2 muestra un trazado 200 de rendimiento isentrópico de compresor  $\eta_{\text{ISENTRÓPICO\_COMPRESOR}}$  (%) frente a relación de densidades para modo de funcionamiento estándar.

Un segundo modo de funcionamiento es un modo economizado. Generalmente, en el modo economizado, la primera válvula 52 está abierta y la segunda válvula 62 está cerrada. El flujo desde el compresor es repartido, con una parte principal que fluye a través del ramal principal 36 como en el modo estándar. Una parte de economizador, sin embargo, fluye a través del segundo ramal 50, que pasa a través de la válvula 52 y la segunda pata 56 de economizador en donde intercambia calor con el refrigerante en la primera pata 38. En este modo, el economizador 40 proporciona subenfriamiento adicional al refrigerante a lo largo de la primera pata 38. El subenfriamiento adicional aumenta la capacidad del sistema y así proporciona más enfriamiento de sistema (p. ej., del espacio que está siendo enfriado) en el modo de enfriamiento y calentamiento en el modo de calentamiento. Desde el mismo, el flujo de economizador retorna a la lumbrera intermedia 28 para ser inyectado (como vapor) en la parte, y recomprimido a lo largo de esta, aguas abajo del camino de compresión. La figura 2 muestra además un trazado 202 de rendimiento isentrópico de compresor en modo economizado frente a la relación de densidades. Por encima de una relación de densidades aproximada 504, el modo economizado ofrece mayor rendimiento de compresor que el modo estándar.

Un tercer modo es un modo de baipás. Generalmente, en el modo de baipás, la válvula 52 está cerrada y la válvula 62 está abierta. Adicionalmente, un flujo de baipás intermedio de alivio de presión, en la realización ilustrada, saldrá por la lumbrera intermedia 28 y atravesará el conducto de baipás 60 para retornar a la lumbrera de succión 24. La figura 2 muestra además un trazado 204 de rendimiento isentrópico de compresor frente a la relación de densidades para el modo de baipás. Por debajo de la relación 506, el modo de baipás ofrece mayor rendimiento isentrópico de compresor que los modos estándar y economizado. En la realización ejemplar, 506 es inferior a 504 y, por lo tanto, entremedio de estas proporciones de densidad el modo estándar ofrece mayor rendimiento de compresor que los modos de bypass y economizado.

Para determinar el modo de funcionamiento más eficiente para un estado de funcionamiento dado del sistema, se tiene en cuenta otro factor o factores más allá del rendimiento isentrópico de compresor. La figura 3 muestra el rendimiento de ciclo ideal (p. ej., sin pérdidas en el compresor, motor, u otros componentes asociados, y con espiras infinitamente grandes de intercambiador de calor) como función de la relación de densidades a una presión de descarga constante. Los trazados 210, 211, y 212 respectivamente identifican modos estándar, economizado y de baipás. El rendimiento ideal de sistema se expresa en términos de EER (capacidad ideal de sistema dividida por potencia de compresor para un compresor que funciona al 100 % de rendimiento). El modo economizado tiene el mayor rendimiento de ciclo en un dominio alto de relación de densidades por encima de una relación 510. El modo de baipás tiene el rendimiento más alto en un dominio inferior de relación de densidades (p. ej., por debajo de la relación 510). En el ejemplo, el rendimiento de modo estándar nunca está por encima del mayor de los rendimientos en modo baipás y economizado. Sin embargo, otras variaciones pueden diferir.

Adicionalmente, se puede considerar el caudal másico  $\dot{m}$  de refrigerante a través de los intercambiadores de calor para determinar el modo más eficiente. Las figuras 4 y 5 respectivamente están relacionadas con el diferencial de temperatura  $\Delta T$  a través del condensador y el evaporador para una temperatura ambiente fija y temperatura fija del ambiente acondicionado.

Donde  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura absoluta entre la temperatura saturada del refrigerante en un intercambiador de calor y la temperatura de aire aguas abajo del intercambiador de calor. La figura 4 muestra el diferencial de temperatura como función del caudal másico de refrigerante  $\dot{m}$  a través del condensador. Un trazado 220 muestra  $\Delta T$  para el modo estándar, un trazado 221 muestra el modo economizado, y un trazado 222 muestra el modo de baipás. El caudal másico  $\dot{m}$  se puede variar, por ejemplo, accionando el compresor a diversas velocidades de funcionamiento.

La figura 5 muestra el diferencial de temperatura como función del caudal másico a través del evaporador. Un trazado 225 muestra  $\Delta T$  de evaporador para el modo estándar, un trazado 226 muestra el modo economizado, y un trazado 227 muestra el modo de baipás. El diferencial de temperatura se ilustra para una velocidad específica de funcionamiento de compresor. Como se muestra, por ejemplo, figura 4, para la velocidad de funcionamiento elegida el caudal másico a través del condensador en modo de baipás es ~60 % del modo estándar, y el caudal másico en el modo economizado es ~140 % del modo estándar (la diferencia entre los caudales másicos en diferentes modos se muestra por motivos de ilustración, únicamente, ya que los porcentajes exactos variarían con un tipo específico de compresor y estado de funcionamiento de sistema). De manera similar, para la figura 5, el caudal másico para la misma velocidad de funcionamiento a través del evaporador en el modo de baipás es ~60 % del modo economizado, y el caudal másico en el modo estándar es ~105 % del modo economizado.

Mayor diferencial de temperatura se asocia con un intercambiador de calor menos eficiente o funcionamiento menos eficiente. Por ejemplo, un intercambiador de calor ideal sería el 100 % eficiente y tendría superficies de intercambio de calor infinitamente grandes, cero diferencial de temperatura y cero pérdidas por caída de presión. Las figuras 6 y 7 muestran rendimiento de intercambiador de calor para el condensador y el evaporador, respectivamente para una temperatura ambiente fija y temperatura fija del ambiente acondicionado donde el rendimiento está trazado frente al flujo másico de refrigerante. En la figura 6, los trazados 230, 231 y 232 se asocian respectivamente con los modos estándar, economizado y de baipás. De manera similar, en la figura 7, los trazados 235, 236, y 237 identifican rendimientos de evaporador en los modos estándar, economizado y de baipás. El rendimiento de cada modo también se ilustra para una velocidad de funcionamiento específica elegida de compresor. Cada combinación de temperatura ambiental y temperatura del ambiente acondicionado tendrá gráficas únicas similares a las ilustradas en las figuras 4-7. Al configurar la programación de controlador (p. ej., uno o más de equipo físico, software o configuración introducida), el diseñador de sistema puede analizar estas gráficas para cada temperatura ambiental y temperatura del ambiente acondicionado para seleccionar el modo de funcionamiento más eficiente, considerando las restricciones de capacidad requerida de sistema. El controlador puede ser programado o configurado para hacer funcionar el sistema para cambiar el sistema entre los modos en respuesta a un rendimiento determinado que refleja una combinación de componentes de rendimiento, incluidos los tratados anteriormente y más adelante.

Como se muestra en los ejemplos anteriores, los intercambiadores de calor funcionan menos eficientemente conforme se aumenta el caudal másico a través de los intercambiadores de calor (los intercambiadores de calor también se "cargan" más conforme se introduce pérdida adicional por caída de presión conforme se aumenta el caudal másico de refrigerante).

Otros factores pueden incluir pérdidas asociadas con el motor (p. ej., con un motor eléctrico y su accionamiento de frecuencia variable). La figura 8 muestra un trazado 250 de rendimiento de motor  $\eta_{\text{MOTOR}}$  como función de la carga (% de la carga nominal). Cada uno de los tres modos ejemplares: estándar, economizado y baipás cargarán el motor de manera diferente. Los puntos 251, 252, y 253 identifican respectivamente las cargas asociadas con los modos estándar, economizado y de baipás.

La figura 9 muestra un trazado 260 de rendimiento de accionamiento de frecuencia variable  $\eta_{\text{VFD}}$  como función de carga de VFD (p. ej., % de carga nominal de VFD). La carga nominal de VFD puede corresponder o no a la carga nominal de motor. La correspondencia dependerá de cómo y lo bien que se hagan coincidir las características de carga de motor y de VFD. Los puntos 261, 262, y 263 identifican respectivamente las cargas asociadas con los modos estándar, economizado y de baipás. Si el compresor es accionado por un motor térmico (ya sea directa o indirectamente) entonces el rendimiento de motor térmico puede ser considerado en lugar o junto con el rendimiento de motor para los diversos modos de funcionamiento. Adicionalmente, también se pueden considerar las pérdidas cíclicas efectivas. Por ejemplo, los modos de funcionamiento identificados puede ser sometidos a diferentes grados de ciclo y el ciclo puede tener diferente efectos sobre cada modo. Por ejemplo, en el modo economizado, se esperaría que el sistema hiciera el ciclo más frecuentemente que en el modo de baipás. Esto es porque en el modo de funcionamiento economizado se genera más capacidad de refrigeración que en el modo estándar o modo de baipás. Por lo tanto, para hacer coincidir la capacidad generada con la capacidad requerida, el sistema necesitaría activar y desactivar el ciclo más frecuentemente en el modo economizado que en el modo de baipás. Por consiguiente, se puede considerar un factor de rendimiento cíclico  $\eta_{\text{CÍCLICO}}$ . Por ejemplo, si el sistema funciona continuamente, el rendimiento cíclico es del 100 %. Por consiguiente, se puede calcular un valor global de EER sobre la base de un valor ideal de EER modificado por los diversos rendimientos tratados anteriormente:

$$EER_{\text{GLOBAL}} = EER_{\text{CICLO\_IDEAL}} \cdot \eta_{\text{ISENTRÓPICO\_COMPRESOR}} \cdot \eta_{\text{EVAPORADOR}} \cdot \eta_{\text{CONDENSADOR}} \cdot \eta_{\text{MOTOR}} \cdot \eta_{\text{VFD}} \cdot \eta_{\text{CÍCLICO}}$$

Algunos de estos factores o sus componentes asociados pueden ser desconocidos para un diseñador de sistema. Por ejemplo, en el momento de diseñar/seleccionar el compresor, puede desconocerse el rendimiento particular de accionamiento de frecuencia variable. Dichos factores desconocidos pueden ser ignorados o meramente ser estimados. En un ejemplo básico, únicamente se considera el rendimiento isentrópico de compresor y se desprecian los otros rendimientos. Este ejemplo básico produce un método de funcionamiento ejemplar que implica hacer funcionar el sistema: en el modo de baipás por debajo de la relación de densidades 506; en el modo estándar entre las relaciones de densidades 506 y 504; y en el modo economizado por encima de la relación de densidades 504. Valores ejemplares aproximados para una implementación implican relaciones de densidades 506 y 504 de aproximadamente 2,9 y aproximadamente 3,25, respectivamente.

Se ha descrito una o más realizaciones de la presente invención. No obstante, se entenderá que se pueden realizar diversas modificaciones sin apartarse del alcance de la invención que se define en las reivindicaciones anexas. Por ejemplo, cuando se implementan como modificación o reingeniería de un sistema existente, detalles del sistema existente pueden influir fuertemente en detalles de la implementación. Por consiguiente, otras realizaciones están dentro del alcance de las siguientes reivindicaciones.

5

**REIVINDICACIONES**

1. Un aparato (20) que comprende:
- un compresor (22) que tiene una lumbrera de succión (24), una lumbrera de descarga (26) y una lumbrera intermedia (28);
- 5 un condensador (32);
- un evaporador (44);
- un intercambiador de calor economizador (40);
- un sistema de conductos:
- que acopla el condensador a la lumbrera de descarga;
- 10 que acoplar el intercambiador de calor economizador al condensador;
- que coopera con el intercambiador de calor economizador y el evaporador para definir un primer camino de flujo entre el intercambiador de calor economizador y la lumbrera de succión;
- que coopera con el intercambiador de calor economizador para definir un segundo camino de flujo entre el intercambiador de calor economizador y la lumbrera intermedia, evitando el evaporador;
- 15 que tiene una o más válvulas para bloquear y desbloquear selectivamente el segundo camino de flujo; y
- un sistema de control (70):
- acoplado a la una o más válvulas y configurado para hacer funcionar alternadamente el aparato en una pluralidad de modos que incluyen:
- 20 un modo estándar esencialmente en donde un flujo de refrigerante desde el condensador pasa a lo largo del primer camino de flujo y no el segundo camino de flujo; y
- un modo economizado esencialmente en donde un flujo de refrigerante se reparte en:
- una primera parte que pasa a lo largo del primer camino de flujo; y
- una segunda parte que se extiende a través de la segunda sección de camino de flujo para que retorne a la lumbrera intermedia; y
- 25 caracterizado por que el sistema de control
- se configura para cambiar el aparato entre los modos en respuesta a un rendimiento determinado que refleja una combinación de al menos dos de:
- rendimiento isentrópico de compresor;
- rendimiento de condensador;
- 30 rendimiento de evaporador;
- rendimiento de equipo físico que alimenta mecánicamente el compresor; y
- un rendimiento cíclico asociado al modo.
2. El aparato de la reivindicación 1, en donde:
- 35 el sistema de control se configura para determinar el rendimiento que refleja una combinación de al menos tres de dicho:
- rendimiento isentrópico de compresor;
- rendimiento de condensador;
- rendimiento de evaporador;
- rendimiento de equipo físico que alimenta mecánicamente el compresor; y
- 40 un rendimiento cíclico asociado al modo.

3. El aparato de la reivindicación 1 o 2 en donde:  
la pluralidad de modos incluye además:  
un modo de bajpás esencialmente en donde un flujo de refrigerante desde pasa a lo largo del primer camino de flujo y un flujo de bajpás de refrigerante desde la lumbrera intermedia retorna a la lumbrera de succión.
- 5 4. El aparato de la reivindicación 1, 2 o 3, en donde:  
dicho rendimiento de equipo físico que alimenta mecánicamente el compresor comprende una combinación de rendimiento de motor eléctrico y rendimiento de accionamiento de frecuencia variable.
5. El aparato según cualquier reivindicación anterior, en donde:  
el controlador se configura para determinar una relación de densidades de refrigerante y determinar dicho rendimiento isentrópico de compresor en respuesta a la relación de densidades de refrigerante determinada.
- 10 6. El aparato de la reivindicación 5, en donde:  
el controlador se configura para determinar dicha relación de densidades de refrigerante sobre la base de una combinación de: temperatura de succión de compresor; presión de succión de compresor; temperatura de descarga de compresor; y presión de descarga de compresor.
- 15 7. El aparato de la reivindicación 1, en donde:  
al menos una primera de la una o más válvulas es una electroválvula.
8. El aparato de la reivindicación 1, en donde:  
la una o más válvulas son biestáticas.
9. El aparato de la reivindicación 1, en donde:  
el compresor es un compresor de tornillo.
- 20 10. Un método para hacer funcionar un sistema de enfriamiento, el sistema tiene:  
un compresor que tiene una lumbrera de succión, una lumbrera de descarga y una lumbrera intermedia;  
un condensador que tiene una entrada y una salida, la entrada de condensador acoplada a la lumbrera de descarga;  
un evaporador que tiene una entrada y una salida, el salida de evaporador acoplada a la lumbrera de succión de compresor; y  
secciones primera y segunda de camino de flujo de economizador;  
el método comprende:  
determinar un modo más eficiente de una pluralidad de modos, la determinación incluye determinar factores de rendimiento asociados con al menos dos de:  
rendimiento isentrópico de compresor;  
rendimiento de condensador;  
rendimiento de evaporador;  
rendimiento de equipo físico que alimenta mecánicamente el compresor; y  
un rendimiento cíclico asociado al modo; y  
en respuesta a la determinación, en momentos diferentes:  
manejar el sistema en un modo economizado en donde un flujo de refrigerante desde la lumbrera de descarga continúa esencialmente a través del condensador, repartiéndose en una primera parte que se extiende a través de la primera sección de camino de flujo y el evaporador para retornar a la lumbrera de succión y una segunda parte que se extiende a través de la segunda sección de camino de flujo para retornar a la lumbrera intermedia; y
- 25  
30  
35  
40



manejar el sistema en un modo no economizado en donde un flujo de refrigerante desde la lumbrera de descarga continúa esencialmente a través del condensador, la primera sección de camino de flujo y el evaporador para retornar a la lumbrera de succión.

11. El método de la reivindicación 10, que comprende además:

5 manejar el sistema en un modo de baipás en donde un flujo de refrigerante desde la lumbrera de descarga continúa esencialmente a través del condensador, la primera sección de camino de flujo y el evaporador para retornar a la lumbrera de succión y un flujo de baipás de refrigerante desde la lumbrera intermedia retorna a la lumbrera de succión.

12. El método de la reivindicación 10 en donde:

10 la determinación incluye determinar al menos tres de dichos factores de rendimiento.

13. El método de la reivindicación 10, que comprende además:

sentir al menos un parámetro operacional seleccionado del grupo que consiste en:

temperatura de evaporación saturada;

presión de evaporación saturada;

15 temperatura de aire que entra o deja el evaporador;

temperatura de condensación saturada;

presión de condensación saturada;

temperatura de aire que entra o deja el condensador;

corriente de compresor;

20 tensión de compresor; y

potencia de compresor; y

seleccionar uno de dichos modos en respuesta a al menos un parámetro operacional.



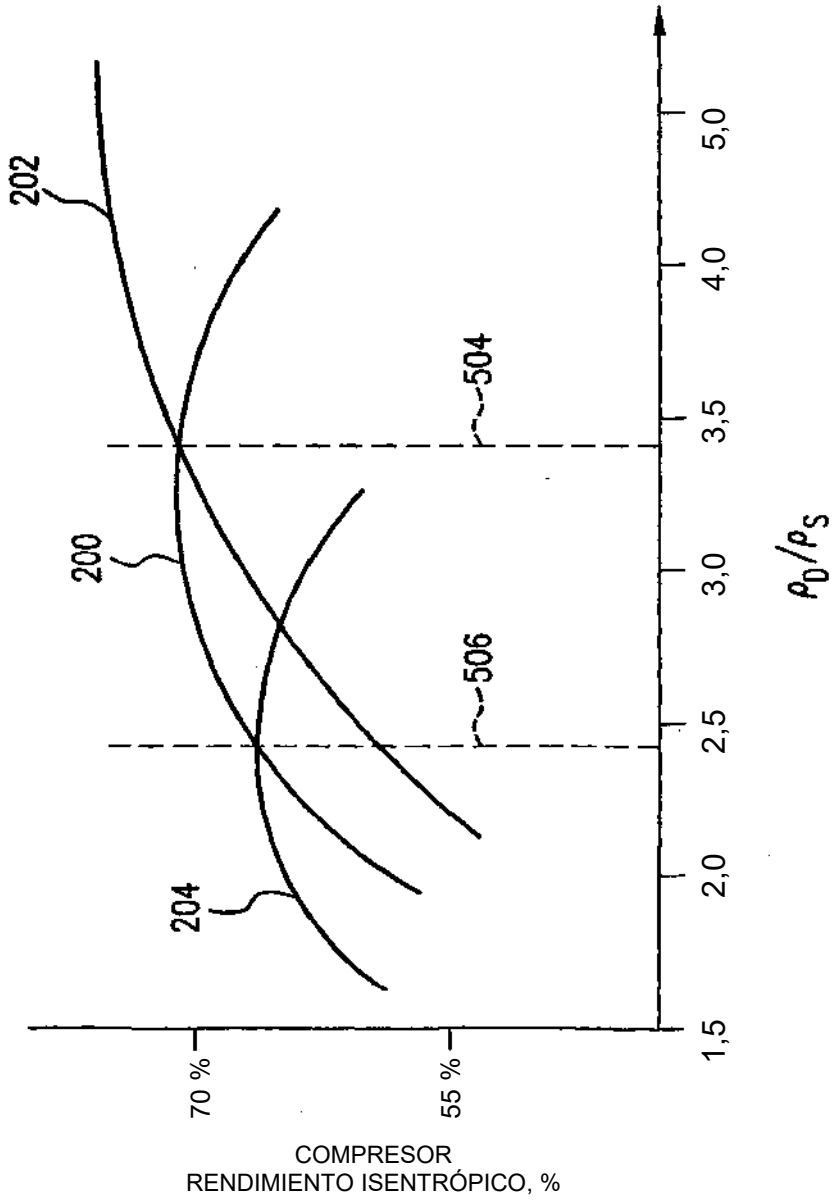


FIG.2

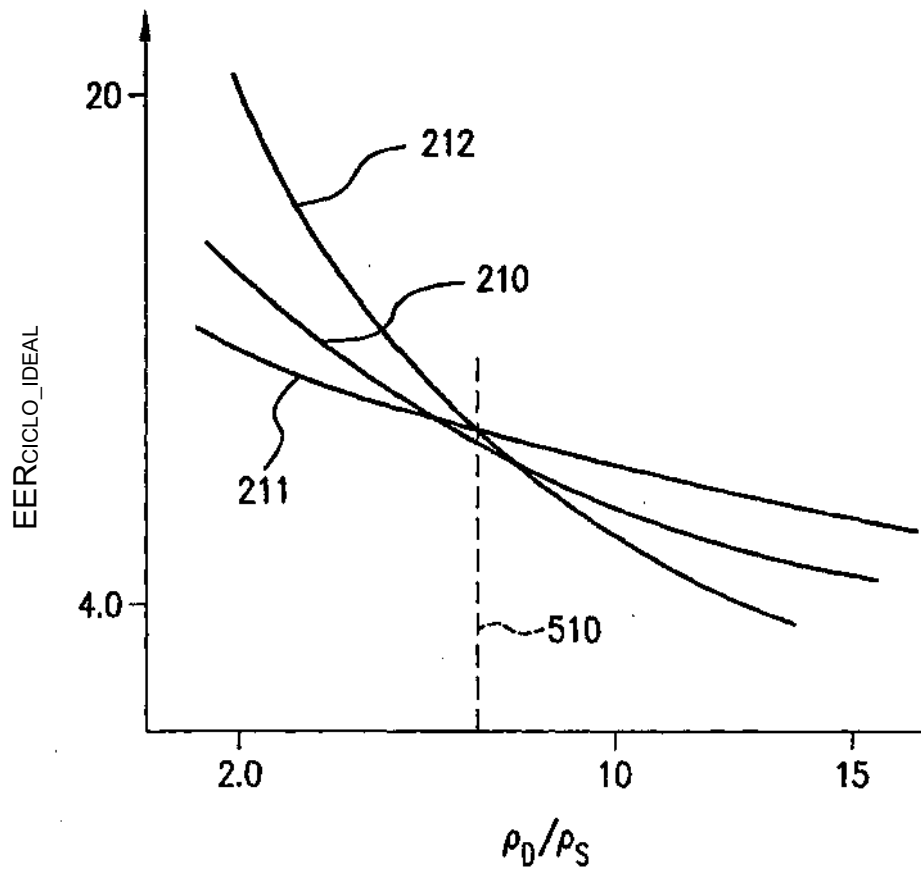


FIG.3

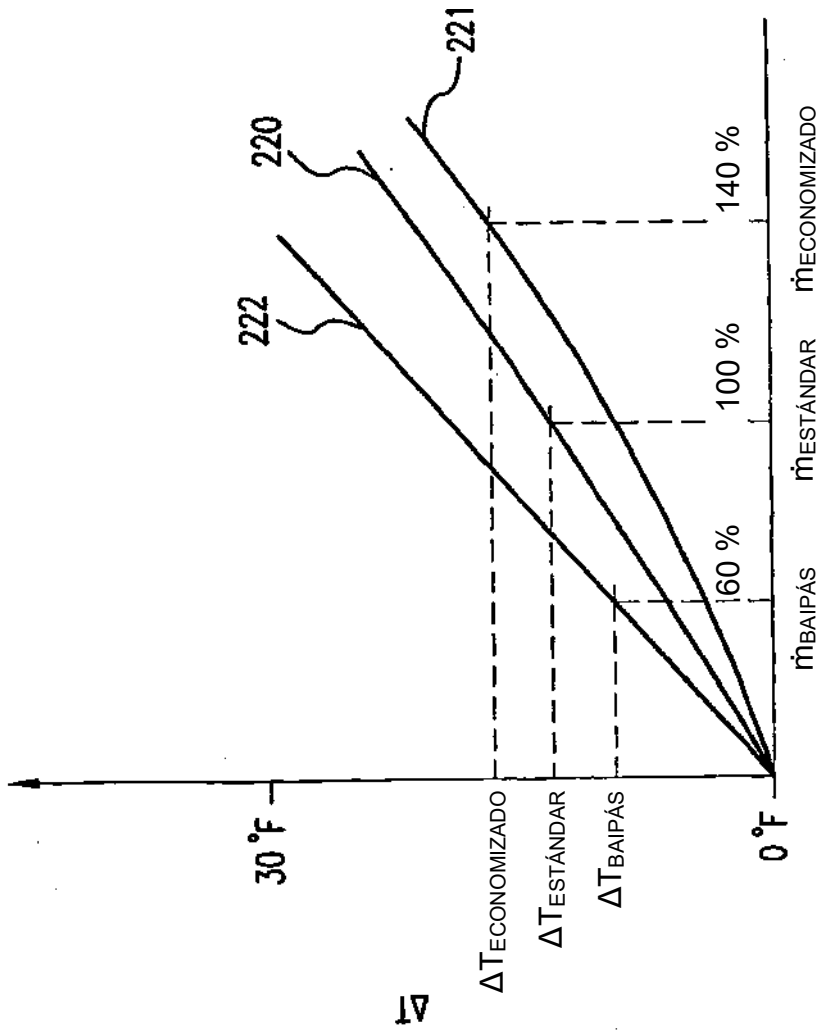


FIG.4

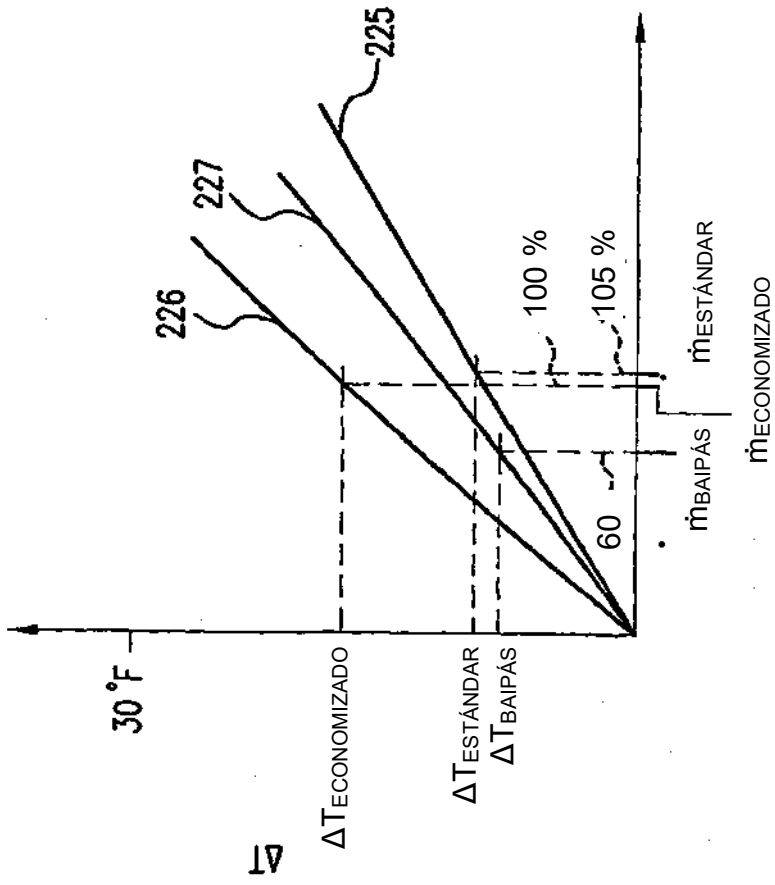


FIG.5

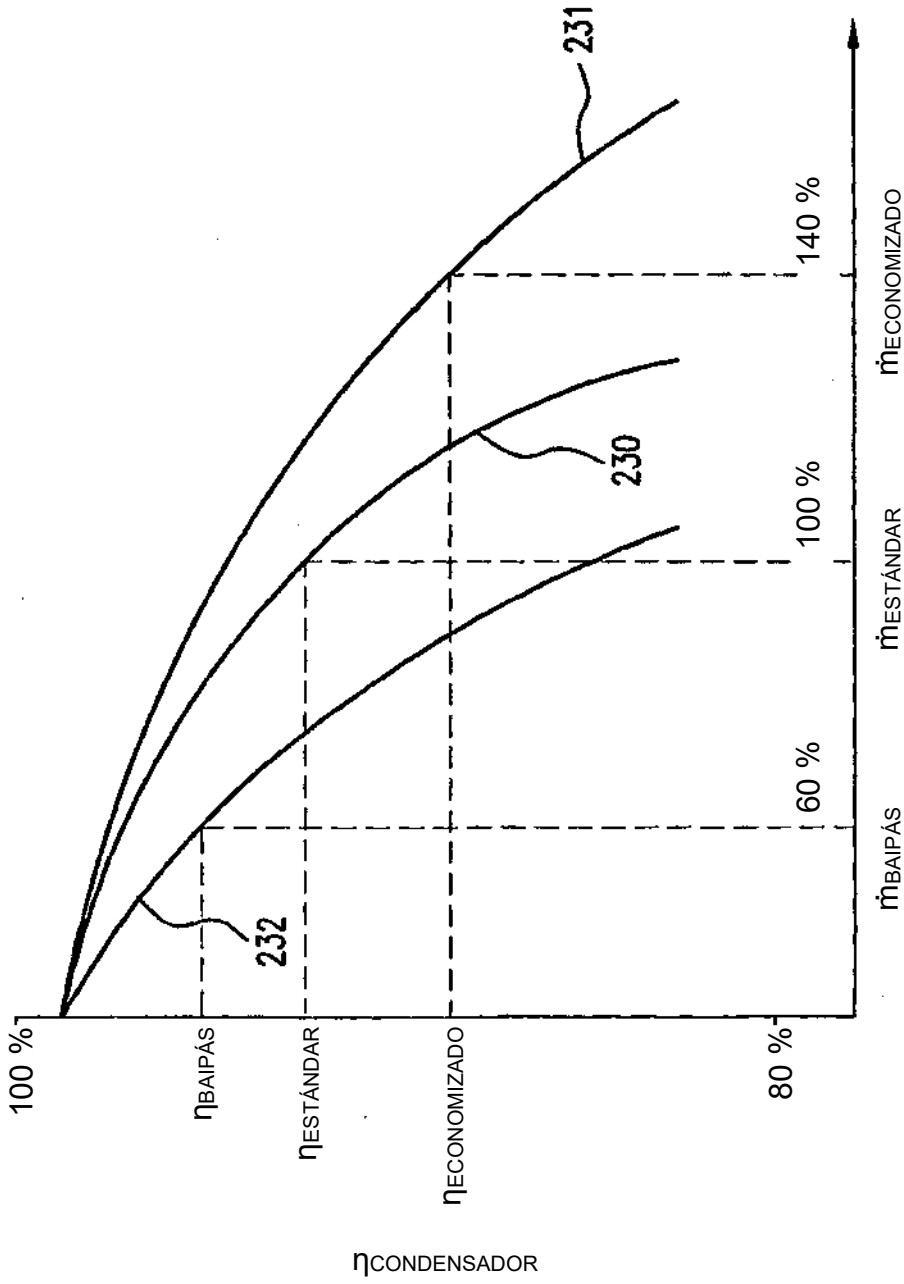
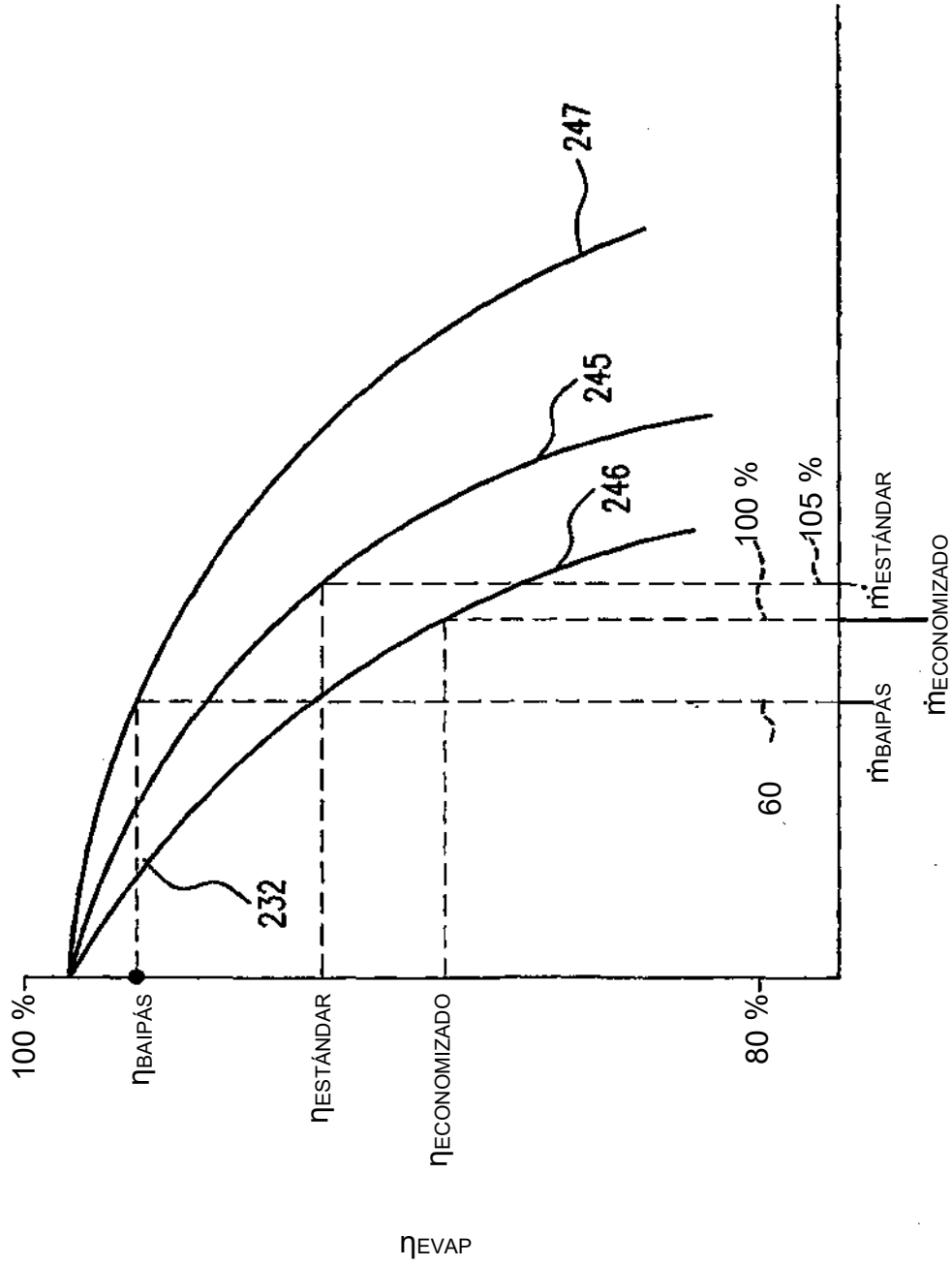
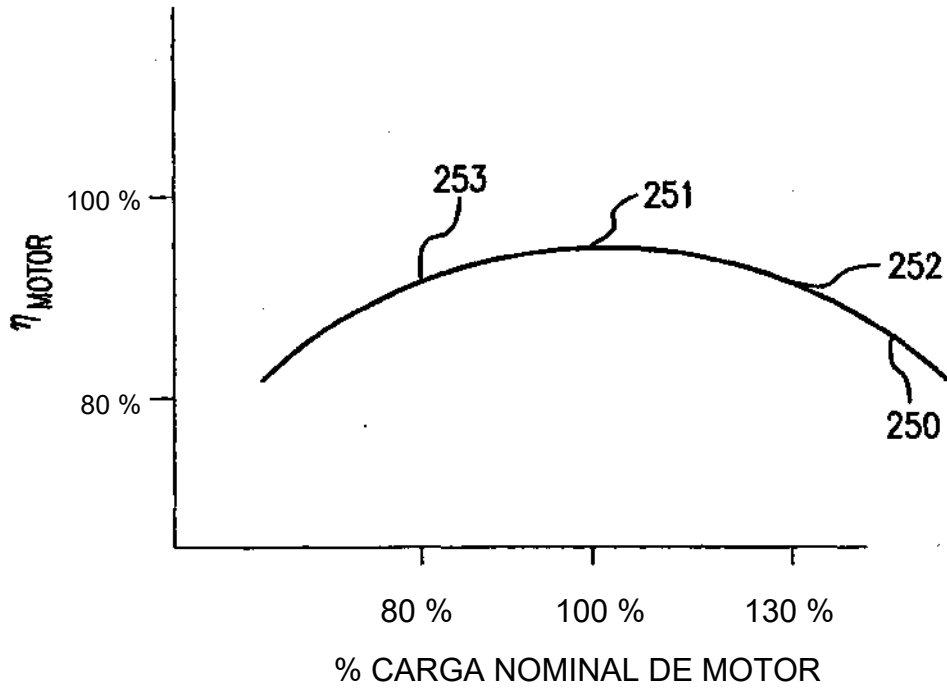


FIG.6

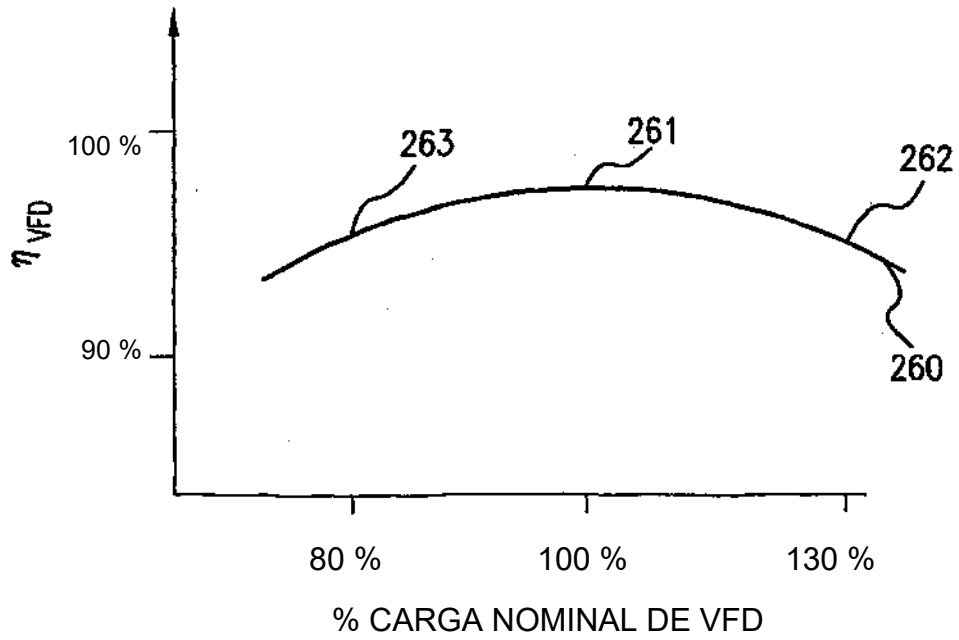


$\dot{m}$   
FIG.7





**FIG.8**



**FIG.9**