

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 537 702**

51 Int. Cl.:

F02D 9/06 (2006.01)

F02B 37/24 (2006.01)

F02B 37/22 (2006.01)

F02D 41/14 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.06.2012 E 12171144 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.02.2015 EP 2672091**

54 Título: **Control de un freno de liberación de compresión**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
11.06.2015

73 Titular/es:

**DAF TRUCKS N.V. (100.0%)
Hugo van der Goeslaan 1
5643 TW Eindhoven, NL**

72 Inventor/es:

**LINGENS, ANDREAS y
PETERS, ROEL**

74 Agente/Representante:

LAZCANO GAINZA, Jesús

ES 2 537 702 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

Control de un freno de liberación de compresión

5 Campo de la invención

La invención se relaciona con el control de un freno de liberación de compresión en un motor, y en particular, aunque no exclusivamente, con un método y sistema para controlar un freno de liberación de compresión en un motor de combustión interna que comprende un turbocargador con una geometría de turbina variable, un controlador de freno de liberación de compresión para uso en tal sistema y un producto de programa de ordenador que utiliza tal método.

10

Antecedentes de la invención

15

En un motor de combustión interna (IC) que tiene un turbocargador del tipo de geometría de turbina variable (VTG), la resistencia de la turbina y energía suministrada por la turbina al compresor se puede controlar al ajustar el área de flujo de la admisión de la turbina. Cuando se utiliza tal VTG, se puede lograr el ajuste del área de flujo al rotar las aspas de la turbina en una cierta posición o transferir una pared deslizante dentro de la turbina a una cierta posición. El ajuste de la VTG tiene un efecto directo sobre la presión en los múltiples de admisión y escape. La potencia de frenado del freno de compresión en un motor IC depende de la presión del gas en los múltiples de admisión y escape de tal forma que el control del área de flujo de la VTG le da la posibilidad de controlar la potencia de frenado. En particular, variando el área de flujo de la VTG se controla la potencia de frenado. Tal método se describe en el documento de patente US 6155049.

20

25

Sin embargo, durante el tiempo en que esta activo un freno de liberación de compresión, la relación entre, por ejemplo, la posición del aspa de la turbina VTG y la presión del gas en los múltiples de admisión y escape no es constante. Esto se puede deber al hecho de que la temperatura del gas en el motor no permanece constante y las partes del equipo se expanden o encogen como una función de la temperatura, lo cual puede dar como resultado alteraciones en el flujo de escape y el funcionamiento de ese equipo (por ejemplo cambio en la presente posición VTG debido a los cambios en la relación de expansión de los brazos de enlace). Adicionalmente, la variación pieza a pieza del turbocargador da como resultado una propagación en el flujo de masa y la posición real de la VTG, que finalmente dará como resultado una propagación de las presiones del gas en los múltiples de admisión y escape.

30

35

Las variaciones en la posición de la VTG pueden ser particularmente un problema cuando es pequeña el área de flujo de la admisión de la turbina. En estas situaciones la presión del gas en el múltiple de escape es muy sensible para la posición de la VTG. Un ligero error en la posición de la VTG puede dar como resultado una gran desviación de la presión del gas en el múltiple de escape.

40

Este comportamiento del sistema hace imposible o, por lo menos, muy difícil obtener una respuesta rápida con la salida de potencia de frenado estable y confiable sobre la base de las posiciones VTG preseleccionadas. Este efecto tiene un impacto profundo sobre el uso del freno de liberación de compresión. En un aspecto de confiabilidad, puede ser un riesgo que los varios componentes del motor se puedan averiar en caso de que se genere demasiada presión del gas en el múltiple de escape y/o demasiado torque de frenado del motor. Para un frenado manual del motor, pero también para el frenado del motor requerido por las funciones del vehículo tal como el control de cruceo, la variación en la potencia de frenado del motor puede originar problemas de comodidad o aún temas de seguridad.

45

Por lo tanto, cuando se utiliza un turbocargador equipado con VTG, es esencial controlar la posición VTG con base en el control de bucle cerrado sobre la presión del gas en los múltiples de admisión y/o escape para suministrar una potencia de frenado constante y confiable con una respuesta rápida. El control de bucle cerrado ajusta el aspa o la posición de la pared deslizante de la turbina de tal manera que para un conjunto particular de parámetros de motor, se puede lograr la potencia de frenado máxima.

50

55

Ciertos parámetros de turbina, sin embargo, tales como la velocidad de la turbina, no pueden exceder un máximo predeterminado. Por lo tanto, a mayores velocidades de motor, controlar el área de flujo VTG con valores pequeños incrementaría de manera sustancial el riesgo de que la velocidad de la turbina exceda una velocidad de turbina máxima tolerable. Este efecto puede reducir de manera sustancial el rango de operación del freno de motor. De esta manera, para los sistemas de control de freno de motor no es posible o es, por lo menos, muy difícil mantener una potencia de frenado máxima a velocidades de motor alta y/o a grandes altitudes.

60

De esta manera, subsiste la necesidad en la técnica de un método mejorado y de sistemas para controlar el frenado de motor de un motor que comprende un turbocargador con geometría de turbina variable.

El documento US 2002/0092300 describe un método para controlar un freno de liberación de compresión en un motor que comprende un múltiple de escape conectado a un turbocargador provisto con una turbina de geometría de turbina variable.

5 Un método similar también está incluido en la divulgación del documento US 2002/0174849 en donde la turbina se conecta, además, a una válvula de retropresión para controlar la caída de presión sobre dicha turbina.

Resumen de la invención

10 Es un objetivo de la invención reducir o eliminar, por lo menos, uno de los inconvenientes conocidos en la técnica anterior. En un primer aspecto la invención se puede relacionar con un método para controlar un freno de liberación de compresión en un motor que comprende un múltiple de escape conectado a un turbocargador provisto con una turbina de geometría de turbina variable en donde dicha turbina se conecta además a una válvula de retropresión para controlar la caída de presión sobre dicha turbina, en donde el método puede comprender: controlar dicha válvula de retropresión sobre la base de una velocidad de motor medida y una potencia de frenado; determinar una presión de gas del múltiple de escape deseada sobre la base de, por lo menos, dicha velocidad de motor medida y dicha potencia de frenado deseada; y, controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera que se minimice la diferencia medida entre la presión del gas del múltiple de escape y dicha presión de gas del múltiple de escape deseada determinada. El método permite el control de la presión del gas del múltiple de escape con base en el control combinado de la VTG y la BPV. Tal control combinado suministra mejora significativa sobre la potencia de frenado producida, en particular, a mayores velocidades de motor y/o grande altitudes.

20 En una realización, dicha presión de gas del múltiple de escape deseada se puede determinar sobre la base de una función de presión del gas del múltiple de escape $P_{esc} = f(n, P_s)$, que puede ser dependiente de la velocidad medida del motor n y de la potencia de frenado deseada P_s . En otra realización, dicha función de presión del gas del múltiple de escape predeterminada se puede efectuar como una tabla de búsqueda en una memoria que comprende, por lo menos, los valores de presión de gas del múltiple de escape almacenados como una función de, por lo menos, la velocidad del motor y la potencia de frenado deseada. En aún otra realización, dicha función de presión de gas del múltiple de escape deseada puede ser dependiente de la velocidad del motor, la presión del aire ambiente y la potencia de frenado deseada $P_{esc} = f(n, p_a, P_s)$, o dependiente de la velocidad del motor, la presión del aire del múltiple de admisión y la potencia de frenado deseada $P_{esc} = f(n, p_i, P_s)$. En una realización, dicha función de retropresión $P_{esc} = f(n, p_i, P_s)$. En una realización, dicha función de retropresión puede ser dependiente de la velocidad del motor, la presión del aire ambiente y la potencia de frenado deseado: $Y_{BPV} = f(n, P_a, P_s)$; o, puede ser dependiente de la velocidad del motor, la presión del múltiple de admisión de aire y la potencia de frenado deseada: $Y_{BPV} = f(n, P_i, P_s)$. De esta manera, en estas realizaciones, se puede utilizar una o más funciones preconfiguradas para controlar la posición VTG y BPV como una función de los varios parámetros del motor. Preferiblemente, la posición VTG y BPV se controla en un bucle de control cerrado en donde se minimiza la diferencia entre la presión del gas del múltiple de escape medida y la deseada y en donde la velocidad del motor, la potencia de frenado deseada y la presión del aire ambiente o la presión del gas del múltiple de admisión de aire se pueden utilizar como parámetros del motor para determinar una presión de gas del múltiple de escape deseada. La posición BPV se controla en un control abierto como una función de la velocidad del motor, la potencia de frenado deseada y, opcionalmente, la presión del aire ambiente o la presión del gas del múltiple de admisión de aire. El uso combinado de un bucle de control cerrado y abierto suministra un sistema de control estable para controlar la VTG y la BPV de tal manera que se puede suministrar una potencia de frenado máxima a altas velocidades de motor y presiones de aire ambiente bajas (por ejemplo a grandes altitudes).

45 En aún otra realización, el control de dicha geometría de turbina variable puede comprender: recibir una presión de gas del múltiple de escape deseada; determinar una geometría de turbina variable deseada utilizando dicha presión del gas de múltiple de escape deseada y dicha presión del gas de múltiple medida; enviar una señal de control asociada con dicha geometría de turbina variable deseada a uno o más accionadores para configurar dicha turbina en dicha geometría de turbina variable deseada.

50 En una realización, controlar dicha válvula de retropresión puede comprender: determinar una posición de la válvula de retropresión; enviar una señal de control asociada con dicha posición de válvula de retropresión a, por lo menos, un accionador para configurar dicha válvula de retropresión en dicha posición de válvula de retropresión.

55 En una realización, dicha geometría de turbina variable y dicha válvula de retropresión se pueden controlar de tal manera que se logre la presión máxima del gas del múltiple escape mientras se mantiene la velocidad de la turbina por debajo de un valor máximo predeterminado. En una realización por encima de un valor umbral de la velocidad de motor predeterminado n_T , la BPV puede ser cerrada como una función de la velocidad del motor con el fin de mantener la velocidad de la turbina por debajo de una velocidad permisible máxima, mientras que al mismo tiempo se permite una potencia de motor máxima. En otra realización, por encima del valor umbral de la velocidad de motor predeterminada n_T , la posición BPV se puede controlar entre un 100% de posición abierta y un 40% de posición abierta, mientras que la posición VTG se puede controlar entre el 10% de posición abierta y un 30% de posición abierta con el fin de mantener la velocidad de turbina por debajo de

una velocidad permisible máxima, mientras que al mismo tiempo se permite una potencia de frenado máxima. De esta manera, al cerrar (parcialmente) el BTV, la velocidad de la turbina se puede mantener por debajo de un cierto máximo de tal manera que se pueden evitar los efectos negativos asociados con velocidades de turbina demasiado altas y se puede lograr potencia de frenado máxima a velocidades de motor altas y/o presiones de gas ambiente predeterminadas y/o presiones de gas de múltiple de admisión de aire.

En una realización, controlar dicha geometría de turbina variable puede comprender: accionar una o más aspas rotables de una turbina de geometría variable; y/o, una pared deslizante dentro de la turbina.

En otra realización, dicho método puede, además, comprender: recibir una solicitud de una potencia de frenado deseada.

En otro aspecto, la invención se puede relacionar con un controlador de freno de liberación de compresión en un motor que comprende un múltiple de escape conectado a una turbina provista con una geometría de turbina variable en donde dicha turbina está conectada, además, a una válvula de retropresión para controlar la caída de presión sobre dicha turbina, en donde dicho controlador se puede configurar para: controlar dicha válvula de retropresión sobre la base de una velocidad de motor medida y una potencia de frenado deseada; determinar una presión de gas de múltiple de escape deseada sobre la base de, por lo menos, dicha velocidad de motor medida y potencia de frenado deseada; y, controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera que se minimice la diferencia entre la presión del gas del múltiple de escape medida y dicha presión del gas del múltiple de escape deseada calculada.

En aun otro aspecto, la invención se puede relacionar con un sistema para controlar un freno de liberación de compresión en un motor que comprende un múltiple de escape conectado a una turbina provista con una geometría de turbina variable, en donde dicho sistema puede comprender: un sensor de velocidad de motor; un sensor de presión de gas de múltiple de escape; una válvula de retropresión conectada a la salida de dicha turbina para controlar la caída de presión sobre dicha turbina; y, un controlador de freno de motor configurado para recibir una solicitud para una potencia de frenado deseada; para controlar dicha válvula de retro presión sobre la base de una velocidad de motor medida mediante dicho sensor de velocidad de motor y dicha potencia de frenado deseada; para calcular una presión de gas del múltiple de escape deseada sobre la base de dicha velocidad de motor medida y dicha potencia de frenado deseada; y, para controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera de que se minimice la diferencia entre la presión del gas del múltiple de escape medida y dicha presión del gas del múltiple de escape deseada calculada.

La invención puede además relacionarse con un producto de programa de ordenador, efectuado sobre un medio de almacenamiento legible por ordenador, no transitorio, en donde el producto de programa de ordenador se puede configurar para, cuando corre sobre un ordenador, ejecutar cualquiera de las etapas del método como se describió anteriormente.

La invención se ilustrará adicionalmente con referencia a los dibujos anexos, que sistemáticamente mostrarán las realizaciones de acuerdo con la invención. Se entenderá que la invención no está de ninguna manera restringida a estas realizaciones específicas.

Breve Descripción de los dibujos.

La Fig. 1 describe esquemáticamente al menos parte de un motor de combustión interna de acuerdo con una realización de la invención.

La Fig. 2 describe la salida de potencia de frenado como una función de la presión de gas del múltiple de escape para varios valores de la velocidad del motor.

La Fig. 3 describe un esquema de un sistema de frenado de liberación de compresión de acuerdo con una realización de la invención.

La Fig. 4 describe la potencia de frenado disponible máxima como una función del motor con y sin el uso de un control BPV de acuerdo con una realización de la invención.

Descripción detallada

La Fig. 1 describe esquemáticamente al menos parte de un motor de combustión interna que comprende un sistema de freno de liberación de compresión de acuerdo con una realización de la invención. En particular, la Fig. 1 describe, al menos parte de un motor 102 de combustión interna de un vehículo, que comprende los cilindros 104, por ejemplo seis cilindros, provistos con pistones, que se suministran con un múltiple 106 de admisión y un múltiple 108 de escape. El motor está provisto, además, con un turbocargador 112 que comprende un compresor 113 para generar aire comprimido, el cual es

alimentado a través de un enfriador 110 de aire de carga de tal manera que éste se enfría antes de que el aire comprimido sea guiado al múltiple de admisión.

5 El aire comprimido es alimentado hacia los cilindros a través del múltiple de admisión al abrir las válvulas de aire adyacentes. El aire comprimido se alimenta hacia los cilindros a través del múltiple de admisión al abrir las válvulas de aire adyacentes. Al final de la carrera de compresión las válvulas de escape ubicadas en los cilindros se abren de tal manera que el aire comprimido en los cilindros se alimenta por vía del múltiple de escape a la turbina 115 antes de que el pistón en el cilindro haya alcanzado el centro muerto superior. Un eje 114 rígido que conecta la turbina y el compresor se configura para transferir la energía rotatoria de la turbina impulsada por el gas de escape al compresor de tal manera que el flujo constante de aire comprimido que se origina desde una admisión de aire 109 se alimente hacia el múltiple de admisión.

10 La turbina se puede configurar como una turbina de geometría de turbina variable (VTG). En una turbina VTG, se puede ajustar el área de flujo de la admisión de la turbina. En una realización, el área de flujo se puede incrementar o disminuir al mover la pared deslizante alrededor de la rueda de turbina o alejándola de la placa de recubrimiento de la turbina. La pared deslizante en la VTG se puede conectar a un mecanismo, que es impulsado por un accionador 116 controlado por posición. El accionador se conecta a la unidad de control del motor (ECU) 118, que se configura para controlar el accionador VTG y para recibir retroalimentación del accionador VTG.

15 Después de que el gas de escape ha pasado la turbina, este se alimenta a través de una válvula 120, por ejemplo, una válvula de mariposa, ubicada en un punto particular en la corriente abajo del canal de escape. Esta válvula se puede denominar como válvula de retropresión (VPB). El gas de escape se puede conducir a través de un sistema de postratamiento antes de que el gas de escape ingrese a la atmósfera. La BPV se puede impulsar mediante un accionador 122 controlado por posición, que es controlado por el ECU. Cuando se cierra la BPV, la caída de presión a través de la turbina se puede reducir dando como resultado una disminución en la velocidad turbo y (como consecuencia) una disminución en la presión del gas de admisión.

20 El ECU puede comprender un software de control con el fin de establecer el modo de frenado del motor. En particular, el ECU se puede configurar para regular la presión en las varias partes del motor al controlar los valores, en particular la VTG y la BPV, sobre la base de los parámetros del motor de tal manera que se logre un nivel deseado de frenado del motor sin exceder los límites predeterminados del sistema tales como temperatura, presión y/o velocidad de la turbina. Para ese fin, el ECU puede recibir información asociada con varios parámetros de motor. Por ejemplo, el ECU puede recibir la presión del gas del múltiple de escape medida mediante un sensor 124 de presión del múltiple de escape ubicado en el múltiple de escape y la velocidad del motor medida mediante un sensor 126 de velocidad de motor. El ECU puede, además, recibir la presión de gas de admisión de aire mediante un sensor de presión de múltiple 125 de admisión, la presión del aire ambiente medida mediante un sensor 128 de presión que se ubica externo al motor y/o una demanda 130 de potencia de frenado deseada.

25 El ECU puede comprender un procesador para ejecutar un algoritmo de control de frenado de motor para controlar electrónicamente la carga de los cilindros en un bucle de retroalimentación. Los cilindros se cargan con el aire que se origina desde el múltiple de admisión y el gas de escape que se origina desde el múltiple de escape al inicio de la carrera de compresión. De esta manera, la potencia de frenado a nivel del mar P_s puede, por lo tanto, definirse como una función de varios parámetros del motor: $p_s = f(n, P_i, p_{esc})$, en donde n representa la velocidad del motor; p_i representa la presión del gas en el múltiple de admisión y p_{esc} la presión del gas de escape en el múltiple de escape.

30 La Fig. 2 describe la salida de potencia de frenado como una función de la presión del gas del múltiple de escape para varios valores de la velocidad del motor, $p_s = f(n, p_{esc})$. Cuando en operación se puede reducir el área de flujo de la VTG de tal manera que el gas de escape tenga una cantidad creciente de energía cinética, la cual será transferida a la rueda de la turbina incrementando de esta manera la velocidad de la turbina. De esta manera, disminuir el área de flujo de la VTG incrementara así tanto la presión del gas en el múltiple de admisión como en el múltiple de escape lo cual da como resultado una potencia de frenado predeterminada.

35 Los resultados de la prueba en la Fig. 2 indican que se puede definir un rango de operación normal en donde la salida de la potencia del freno muestre una dependencia sustancialmente lineal sobre la presión del gas de escape en el múltiple de escape a una velocidad de motor constante. De esta manera, en este rango de operación, la pared deslizante y/o las aspas rotables en la VTG pueden actuar como un reductor y suministrar la posibilidad de incrementar la presión del gas en el múltiple de escape al disminuir el área de flujo de la admisión de la VTG. Por lo tanto, controlar la VTG al ajustar la posición de una pared deslizante y/o una o más aspas rotables suministra controlabilidad de la salida de potencia del frenado del motor.

40 La Fig. 3 describe un esquema de un sistema de frenado de liberación de compresión de acuerdo con una realización de la invención. En particular, la Fig. 3 describe un sistema de liberación de compresión que comprende un ECU 302 configurado

5 para determinar y enviar señales de control al motor 304 y para recibir señales de retroalimentación, en particular señales de retroalimentación asociadas con los parámetros del motor medidos, desde el motor. En una realización, el ECU puede comprender una función 306 de presión del gas del múltiple de escape que se utiliza para controlar una VTG 308 en el motor. El ECU puede comprender, además, una función de posición BPV 310 para controlar la posición de la BPV 312 en el motor. En una realización, la VTG y la BPV se pueden disponer de acuerdo con el sistema descrito con referencia a la Fig. 1.

10 La función 306 de presión del gas del múltiple de escape se define y se ejecuta en el ECU sobre la base de los datos medidos en la Fig. 2. Esto permite la determinación de una presión de gas del múltiple de escape (deseada) como una función de la velocidad del motor y la potencia de frenado: $p_{esc} = f(n, p_s)$. La función se puede ejecutar en el ECU de cualquier manera adecuada. En una realización, los valores de presión del gas del múltiple de escape se pueden almacenar como una tabla de búsqueda (LUT) de la presión del gas del múltiple de escape en la memoria asociada con el ECU (no mostrada).

15 En una realización, la presión de gas del múltiple de admisión p_i se considera como un valor seguidor de la posición VTG y p_{esc} de tal manera que las variaciones en p_i no se tienen en cuenta cuando se construye la función de presión del gas del múltiple de escape. En otra realización, también el p_i puede ser tenido en cuenta construyendo la función de presión del gas de múltiple:

20 $P_{esc} = f(n, p_i, P_s)$. En ese caso, la influencia de, por ejemplo, la resistencia de flujo en el lado de admisión del aire también se tiene en cuenta.

25 De esta manera, el ECU puede determinar una presión de gas del múltiple de escape predeterminada p_{esc} sobre la base de la velocidad del motor medida n y una potencia de frenado deseada P en una tabla de búsqueda de presión de gas del múltiple de escape preconfigurada. De esta manera, el área de flujo efectiva de la VTG se puede establecer en una cierta posición de tal manera que se logre una potencia de frenado deseada.

30 Disminuyendo el área de flujo de la VTG, se incrementa la velocidad del turbo. Sin embargo, como la velocidad de la turbina está limitada a un máximo particular, el área de flujo permisible de la VTG no se puede disminuir ilimitadamente. De esta manera, para ciertas regiones de operación de motor, en particular las regiones de operación asociadas con las altas velocidades de motor, una potencia de frenado deseada máxima puede no lograrse debido a la falta de generación de presión de gas en el múltiple de escape. Con el fin de aliviar este problema, el ECU se configura para controlar la presión del gas del múltiple de escape sobre la base de la VTG en conjunto con la BPV tal como se describió en la Fig. 3. Así, con el fin de evitar que la velocidad de turbina ingrese a una región de unos valores de velocidad de turbina no permisibles, la BPV se puede controlar para disminuir la caída de presión a través de la turbina. De esta manera la presión del gas de escape y así la potencia de frenado se puede mantener alta, aunque manteniendo la velocidad de turbina en su rango de operación.

35 Con el fin de controlar la BPV en conjunto con la VTG, se puede definir la función de posición de la BPV 310 lo que permite determinar las posiciones de la válvula YBPV de la BPV como una función de los parámetros del motor. En una realización, la función de posición de la BPV se puede definir como una función de la velocidad del motor y la potencia de frenado $Y_{BPV} = f(n, P_s)$. Las posiciones de la BPV como una función de otros parámetros se pueden almacenar en la memoria de ECU como una tabla de búsqueda de una posición BPV. El ECU puede utilizar la tabla de búsqueda de presión del gas del múltiple de escape y la tabla de búsqueda de posición de la BPV con el fin de controlar la presión del gas del múltiple de escape como una función de las configuraciones de la VTG y la BPV. De esta manera, se logra un sistema de freno de liberación de compresión que se configura para suministrar una potencia de frenado máxima alta sobre el rango extendido de las velocidades de motor.

40 El proceso ejecutado por el ECU se puede disparar mediante una señal 314 de solicitud de potencia de frenado externa para generar una potencia de frenado de motor deseada P . La señal de solicitud se puede generar mediante un sistema de frenado manual o una función de vehículo predeterminada tal como un sistema de control de crucero. El ECU puede, además, recibir parámetros de motor tal como la velocidad del motor n 316 y la presión del gas del múltiple 324 de escape P_{esc} . El ECU puede utilizar la tabla de búsqueda del gas de escape del múltiple para calcular una presión de gas del múltiple de escape deseada P_{esc} sobre la base de las variables de admisión n y P .

45 El ECU puede además comprender una función 320 de corrección de presión ambiente VTG para $C_{VTG} = f(n, p_a)$ para calcular los valores de proyección de la VTG C_{VTG} . Se puede requerir una corrección de la VTG como la relación entre la posición VTG, p_{esc} y el p_i pueden variar con respecto a las variaciones en la presión del aire ambiente (nótese que la admisión del aire del compresor está conectada al aire ambiente). De esta manera, el ECU se puede configurar para recibir el valor de presión del aire ambiente p_a desde el sensor 322 de presión del aire ambiente y calcular el valor de corrección VTG que es sustancialmente utilizado para calcular la presión del gas del múltiple de escape deseado p_{esc} (que se corrigió para la presión ambiente, utilizando una relación predeterminada entre el valor de corrección VTG y la presión de escape a

nivel del mar): $p_{esc, d} = f(p_{esc}, C_{VTG})$. En otra realización, en lugar de una función de corrección de presión ambiente VTG separada, se puede determinar la función de presión del gas del múltiple de escape deseado $p_{esc} = f(n, p_a, p_s)$.

Un comparador 326, que se puede configurar para recibir los valores de presión del gas del múltiple escape medidos $p_{esc, m}$, puede determinar, posteriormente, la diferencia entre la presión del gas del múltiple 324 de escape medida presente o medida real $p_{esc, m}$, y la presión de gas del múltiple de escape deseada $p_{esc, d}$, y determinar una nueva posición VTG deseada $Y_{VTG} = f(p_{esc, m}, p_{esc, d})$ de tal manera que se minimice la diferencia entre la presión de gas del múltiple de escape deseada y medida. La posición calculada Y_{VTG} asociada con la VTG se transmite posteriormente en una señal al accionador 328 VTG, que colocan la VTG de acuerdo con esa señal.

En otra realización, además de valores de corrección de la VTG, el ECU puede, además, comprender una función 330 de corrección de presión ambiente BPV $C_{BPV} = f(n, p_a)$ para calcular los valores de corrección de posición de la BPV CBPV. Este valor de corrección se puede requerir como una relación entre la posición BPV, p_{esc} y el p_i también puede variar con respecto a las variaciones en la presión del aire ambiente, de esta manera, sobre la base de una presión ambiente y una velocidad de motor medida se puede determinar un valor de corrección de posición BPV que sea posteriormente utilizada para calcular el valor de posición BPV corregido Y'_{PBV} que es posteriormente enviado al accionador 332 de la BPV, que ubica la BPV de acuerdo con esa señal. En otra realización, en lugar de una función de corrección de presión ambiente BPV separada, se puede determinar una función de posición BPV corregida $Y'_{PBV} = f(n, p_a, P_s)$. En lugar de la presión ambiente, en alguna realización, la presión 325 del gas del múltiple de admisión de aire medido p_i se puede utilizar para determinar una función de presión del gas del múltiple de escape deseada $p_{esc, d} = f(n, p_i, p_s)$ y/o una función de la posición BPV corregida $Y'_{PBV} = f(n, p_i, P_s)$. En ese caso, también se pueden tener en cuenta los efectos asociados de la resistencia de flujo de admisión de aire sobre la potencia de frenado generada.

La Fig. 4 describe la potencia de frenado disponible máxima como una función de la velocidad del motor con y sin el uso de un control de BPV de acuerdo con una realización de la invención. La Fig. 4 comprende además el control de las posiciones VTG y BPV como una función de la velocidad del motor con el fin de lograr el control de potencia de frenado mejorado deseado. Como se puede derivar de manera clara de las gráficas, para velocidades de motor de hasta un cierto valor (en esta configuración particular alrededor de 1600 – 1700 rpm), la potencia del freno se incrementa, aproximadamente, de manera lineal con las velocidades del motor. En esta región, la posición BPV está completamente abierta y la presión del escape se puede controlar solamente al abrir el área de admisión de la VTG cuando la velocidad del motor se incrementa. Para velocidades de motor mayores que el valor umbral predeterminado n_T , en este ejemplo aproximadamente 1700 rpm, los efectos asociados con las limitaciones físicas del turbocargador, en particular las limitaciones asociadas con la velocidad de la turbina, comienzan a aparecer. La curva de potencia del freno medida sin un control de BPV muestra que a velocidades de motor mayores que el valor umbral de la velocidad de motor n_T , las limitaciones asociadas con la velocidad de turbina pueden originar una degradación considerable en la potencia del motor producida cuando no se utiliza un control de BPV. De manera obvia, el valor umbral de la velocidad de motor n_T depende de la implementación particular del motor y, en particular, el turbocargador.

De esta manera, para velocidades mayores que el valor umbral de la velocidad del motor n_T , el ECU iniciará cerrando la BPV como una función de la velocidad del motor con el fin de mantener la velocidad de turbina por debajo de su velocidad permisible máxima, mientras que permite al mismo tiempo una potencia de frenado máxima. Como se puede ver en la Fig. 4, la posición PVB es una función no lineal de la velocidad del motor. En un intervalo relativamente corto el valor umbral, en este caso, entre aproximadamente 1700 y 1900 rpm, el ECU controla la posición de BPV a una posición abierta de aproximadamente 60 – 50%. Posteriormente, en el intervalo entre 1900 y 2300 rpm, la posición de BPV está controlada a una posición abierta de aproximadamente 45 – 40%. Durante el cierre de la BPV, la VTG es abierta lentamente para incrementar las velocidades. Sin embargo, la tasa en la cual la VTG se abre es mucho más lenta cuando se compara con el caso de no tener control de BPV. Esto se debe al hecho de que la VTG tiene que ser mantenida más cerrada con el fin de compensar la disminución en el flujo de masa debido a la disminución en la caída de presión a través de la turbina.

De esta manera, de lo anterior, se sigue que después de que el motor alcanza un valor umbral predeterminado, el ECU iniciara el control de la posición VTG en conjunto con la posición PBV. En particular, el ECU controlará la posición de BPV entre una posición abierta, posición parcialmente abierta o completamente abierta (hasta alrededor del 30 – 40% a altas velocidades de motor, es decir, velocidades mayores de aproximadamente 2200 rpm) como una función de la velocidad del motor. Al mismo tiempo, el ECU controlará la posición VTG entre 10 – 30% de abertura como una función de la velocidad del motor. Un control de presión de gas del múltiple de escape basado en el control combinado de la VTG y la BPV mejora significativamente la potencia del freno producida, en particular a mayores velocidades de motor y/o grandes altitudes.

Una realización de la divulgación se puede ejecutar como un producto de programa para uso con un sistema de ordenador. El o los programas del producto de programa definen funciones de las realizaciones (que incluyen los métodos descritos aquí) y pueden estar contenidos en una variedad de medios de almacenamiento legibles por ordenador. Los medios de almacenamiento legibles por ordenador puede ser un medio de almacenamiento no transitorio. Los medios de

5 almacenamiento legibles por ordenador ilustrativos incluyen, pero no están limitados a: (i) un medio de almacenamiento no escribible (por ejemplo, unos dispositivos de memoria de solo lectura dentro de un ordenador tal como los discos CD-ROM legibles en una unidad CD-ROM, chips ROM o un tipo de memoria semiconductora no volátil de estado sólido) en la cual se almacena permanentemente información; (ii) medios de almacenamiento escribibles (por ejemplo floppy disks dentro de una unidad de diskette o una unidad de disco duro o cualquier tipo de memoria semiconductora de acceso aleatorio de estado sólido, memoria flash) sobre la cual se almacena información alterable.

10 Se debe entender que la invención no está limitada a las realizaciones descritas anteriormente, que pueden variar dentro del alcance de las reivindicaciones que la acompañan.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Método para controlar un freno de liberación de compresión en un motor (102; 304) que comprende un múltiple (108; 324) de escape conectado a un turbocargador (112) provisto con una turbina de geometría de turbina variable (VTG) (115; 308) en donde dicha turbina se conecta, además, a una válvula (120; 312) de retropresión para controlar la caída de presión sobre dicha turbina, el método comprende
- 10 controlar dicha válvula (120; 312) de retro presión sobre la base de la velocidad del motor medida y una potencia de frenado deseada; el método caracterizado por:
- 15 determinar una presión de gas del múltiple de escape deseada sobre la base de al menos dicha velocidad del motor medida y dicha potencia de frenado deseada; y
- controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera que se minimice la diferencia entre una presión de gas del múltiple de escape medida y dicha presión de gas del múltiple de escape deseada determinada.
- 20 2. El método de acuerdo a la reivindicación 1 en donde dicha presión del gas del múltiple de escape deseada se determina sobre la base de una función de presión de gas del múltiple de escape $p_{esc} = f(n, p_s)$; preferiblemente dicha función de presión de gas del múltiple de escape predeterminada se ejecuta como una tabla de búsqueda en una memoria que comprende unos valores de presión de gas del múltiple de escape almacenados como una función de al menos la velocidad del motor y la potencia de frenado.
- 25 3. Método de acuerdo a las reivindicaciones 1 o 2 en donde dicha presión de gas del múltiple de escape deseada es una función dependiente de la presión del aire ambiente $p_{esc} = f(n, p_a, P_s)$ o una presión del múltiple de admisión de aire $p_{esc} = f(n, p_i, p_s)$.
- 30 4. El método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 3 en donde dicha válvula (120; 312) de retropresión se controla utilizando una función de válvula de retropresión predeterminada para determinar la información de posición de dicha válvula de retropresión como una función de al menos dicha velocidad de motor y dicha potencia de frenado deseada $Y_{BPV} = f(n, P_s)$; preferiblemente dicha función de válvula de retropresión predeterminada se ejecuta como una tabla de búsqueda en una memoria que comprende unos valores de posición de válvula de retropresión almacenados como una función de al menos la velocidad del motor y la potencia de frenado.
- 35 5. Método de acuerdo a la reivindicación 4 en donde dicha función de retropresión es además dependiente de la presión del aire ambiente $Y_{BPV} = f(n, p_a, P_s)$ o la presión del múltiple de entrada de aire $Y_{BPV} = f(n, p_i, P_s)$
- 40 6. El método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 - 5 en donde controlar dicha geometría de turbina variable comprende:
- recibir una presión de gas del múltiple de escape deseada;
- determinar una geometría de turbina variable deseada utilizando dicha presión de gas del múltiple de escape deseada y dicha presión de gas de múltiple de escape medida;
- 45 enviar una señal de control asociada con dicha geometría de turbina variable deseada a uno o más accionadores (116; 328) para configurar dicha turbina (115, 308) en dicha geometría de turbina variable deseada.
- 50 7. El método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 6 en donde controlar dicha válvula (120; 312) de retropresión comprende:
- determinar la posición de la válvula de retropresión;
- enviar una señal de control asociada con dicha posición de válvula de retropresión a al menos un accionador (122; 332) para configurar dicha válvula de retropresión en dicha posición de válvula de retropresión.
- 55 8. El método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 7 en donde dicha geometría de turbina variable y dicha válvula (120; 312) de retropresión se controlan de tal manera que se logra una presión de gas del múltiple de escape máxima mientras que se mantiene la velocidad de la turbina por debajo de un valor máximo predeterminado
- 60 9. Método de acuerdo a las reivindicaciones 1 – 8, en donde por encima del valor umbral de la velocidad de motor predeterminada n_r , el valor de retropresión se cierra como una función de la velocidad del motor con el fin de mantener la

velocidad de la turbina por debajo de una velocidad permisible máxima, mientras que al mismo tiempo se permite una potencia de frenado máxima.

5 10. Método de acuerdo a las reivindicaciones 1 – 8, en donde por encima de un valor umbral de velocidad de motor predeterminada n_T , la posición de la válvula (120; 312) de retropresión se controla entre una posición 100% abierta y una posición 40% abierta, mientras que la posición VTG se controla entre una posición 10% abierta y una posición 30% abierta.

10 11. Método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 10, en donde controlar dicha geometría de turbina variable comprende:

accionar una o más aspas rotables de una turbina (115; 308) de geometría variable; y/o, la pared deslizante dentro de la turbina.

15 12. Método de acuerdo a una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 11, que comprende además:

recibir una solicitud de una potencia de frenado deseada.

20 13. Un controlador de freno de liberación de compresión en un motor (102; 304) que comprende un múltiple (108; 324) de escape conectado a la turbina (115; 308) provista con una geometría de turbina variable en donde dicha turbina se conecta, además, a un válvula (120; 312) de retropresión para controlar la caída de presión sobre dicha turbina, dicho controlador está configurado para controlar dicha válvula (120; 312) de retropresión sobre la base de la velocidad del motor medida y una potencia de frenado deseada; y caracterizada por que dicho controlador se configura para :

25 determinar una presión de gas del múltiple de escape deseada sobre la base de, al menos, dicha velocidad de motor medida y la potencia de frenado deseada; y

controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera que se minimice la diferencia entre la presión del gas del múltiple de escape medida y dicha presión del gas del múltiple de escape deseada.

30 14. Un sistema para controlar un freno de liberación de compresión en un motor (102; 304) que comprende el múltiple (108; 324) de escape conectado a una turbina (115; 308) provista con una geometría de turbina variable, dicho sistema comprende:

35 un sensor de velocidad de motor (126; 316);

un sensor de presión de gas del múltiple escape (124; 324);

40 una válvula de retropresión (120; 312) conectada a la salida de dicha turbina (115; 308) para controlar la caída de presión sobre dicha turbina; y caracterizada por que el controlador es además configurado:

45 un controlador de freno de liberación de compresión configurado para recibir un requerimiento de una potencia de frenado deseada; y para controlar dicha válvula de retropresión (120; 312) sobre la base de una velocidad de motor medida mediante dicho sensor de velocidad de motor y dicha potencia de frenado deseada; para calcular una presión de gas de múltiple de escape sobre la base de dicha velocidad de motor medida y la potencia de frenado deseada; y para controlar dicha geometría de turbina variable de tal manera que se minimice la diferencia entre la presión del gas del múltiple de escape medida y dicha presión del área múltiple de escape deseada calculada.

50 15. Un producto de programa de ordenador, ejecutado como un medio almacenable legible por ordenador no transitorio, el producto de programa de ordenador configurado para, cuando corre en un ordenador, ejecutar las etapas del método de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 – 12.

1/4

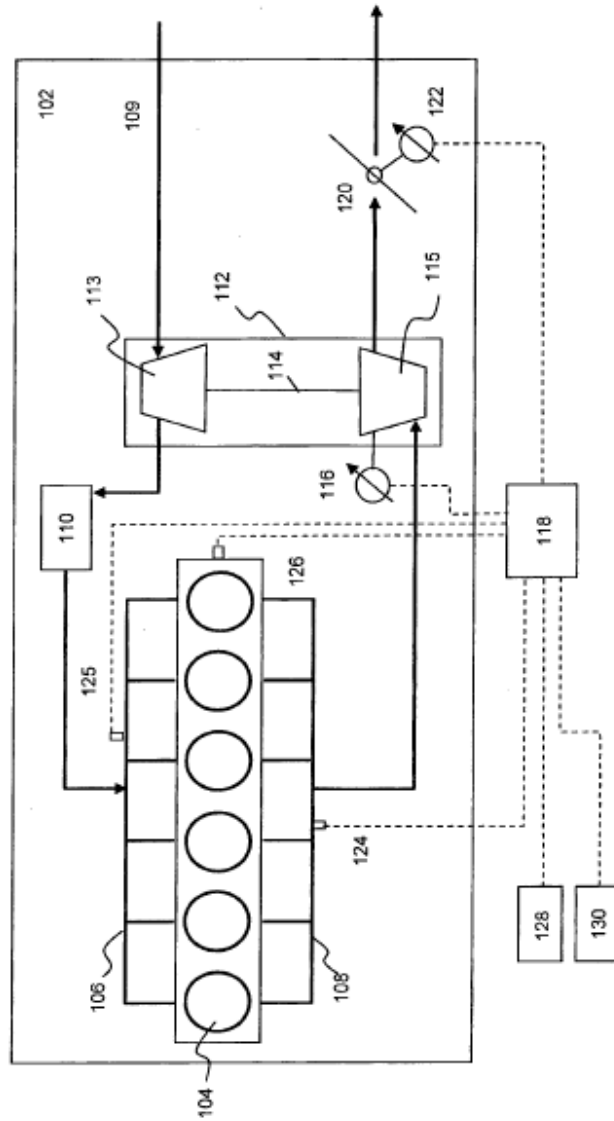


FIG. 1

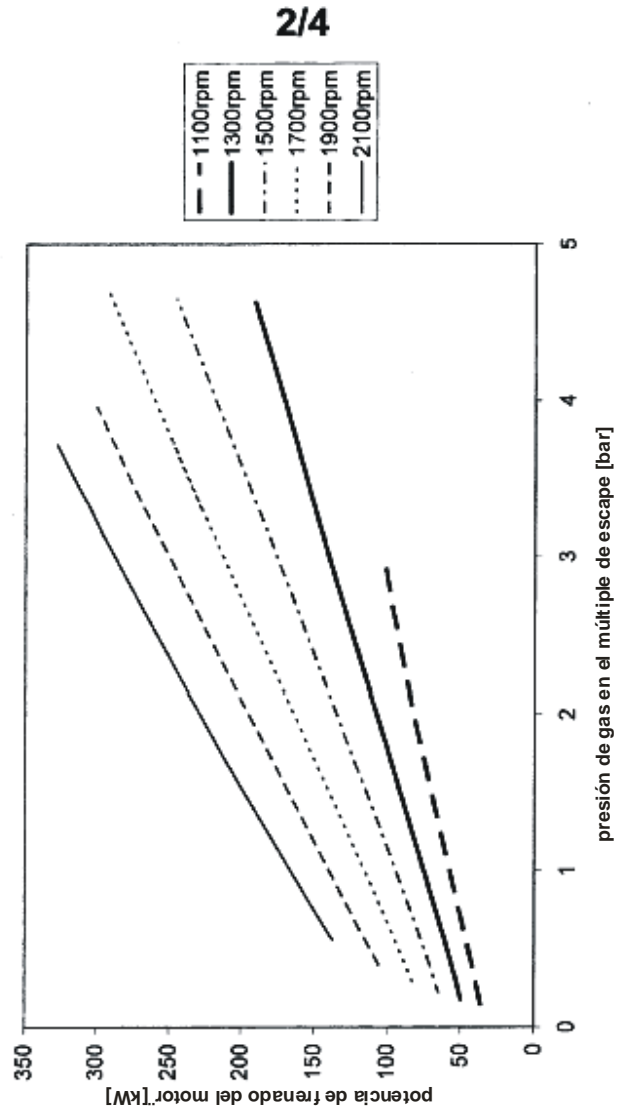


FIG. 2

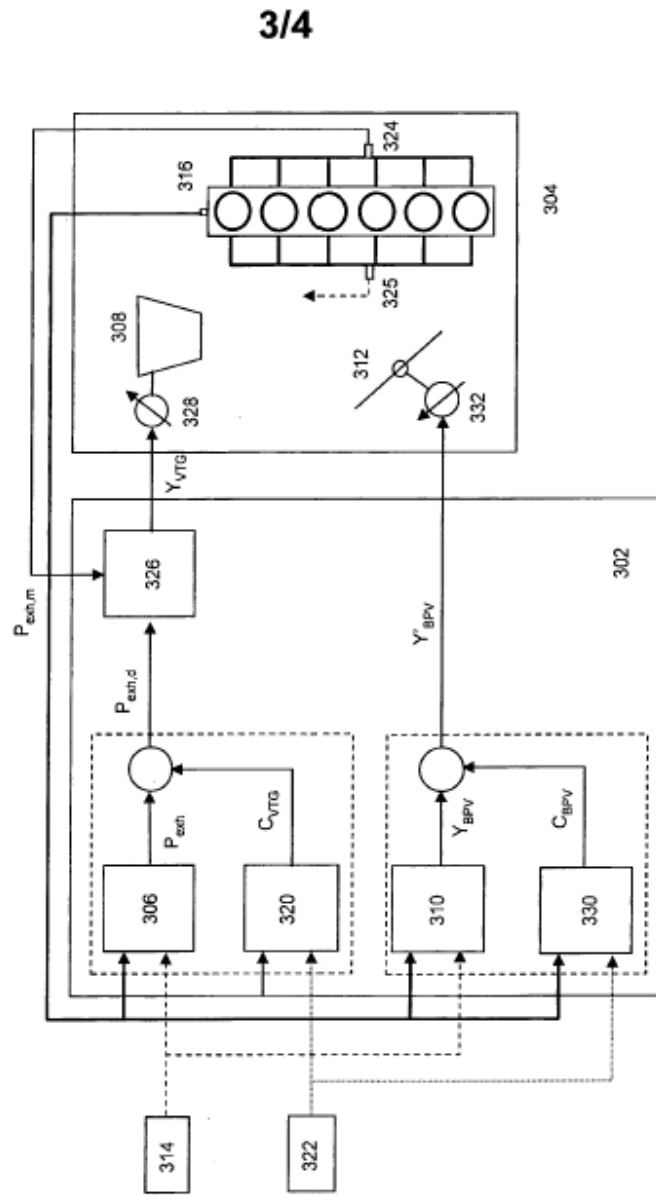


FIG. 3

4/4

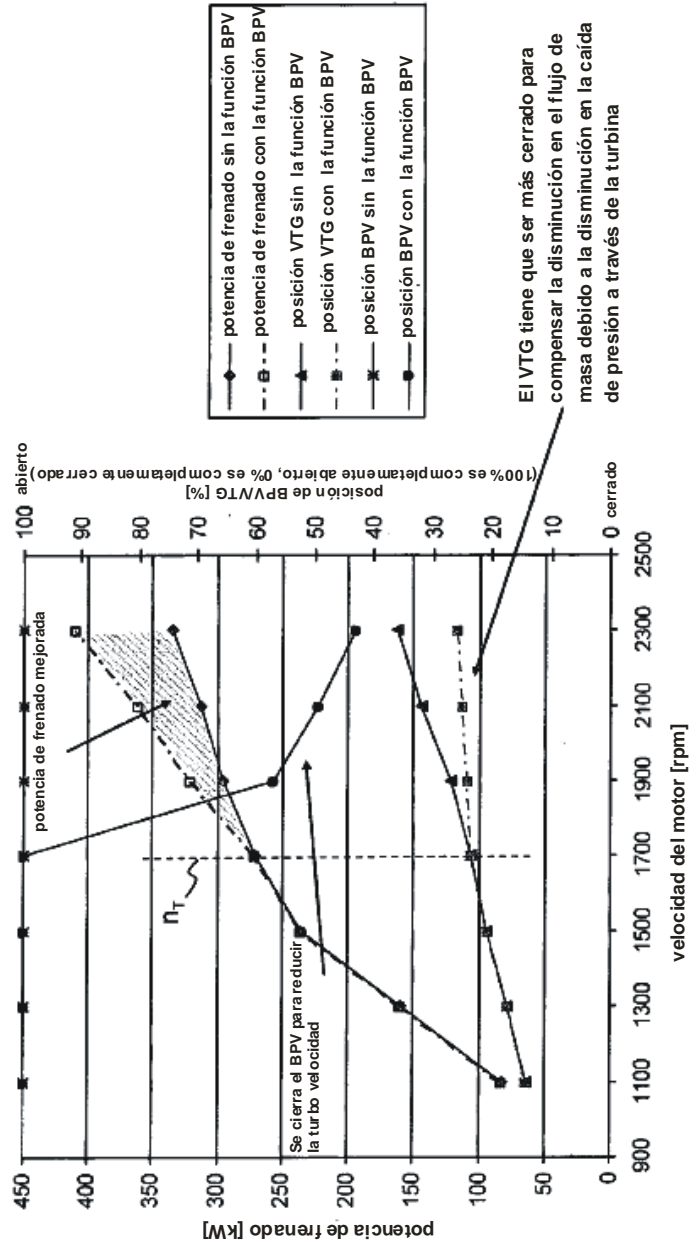


FIG. 4