

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 954 677**

51 Int. Cl.:

F01L 9/14 (2011.01)

F01L 1/18 (2006.01)

F01L 13/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **19.03.2019 PCT/IB2019/052219**

87 Fecha y número de publicación internacional: **26.09.2019 WO19180611**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **19.03.2019 E 19716988 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **28.06.2023 EP 3768954**

54 Título: **Accionamiento de válvula variable**

30 Prioridad:

19.03.2018 IT 201800003742

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

23.11.2023

73 Titular/es:

**FPT MOTORENFORSCHUNG AG (100.0%)
Schlossgasse 2
9320 Arbon, CH**

72 Inventor/es:

FESSLER, HARALD

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 954 677 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

Accionamiento de válvula variable

5 Campo de la invención

La presente invención se refiere a un dispositivo de accionamiento de válvula variable, en particular en el campo de los vehículos industriales pesados.

10 Descripción del estado de la técnica

Los sistemas de movimiento perdido VVA son bien conocidos por la persona calificada en la técnica.

15 Por lo general, se controlan mediante la modificación de la conexión hidráulica entre un pistón maestro, accionado mecánicamente (en contacto físico), por ejemplo, por una leva, y el pistón esclavo, accionado (hidráulicamente) por el pistón maestro a través de una conexión hidráulica. La conexión hidráulica se puede modificar mediante la ventilación de líquido, generalmente aceite de motor, entre los pistones para cambiar el perfil de elevación de la válvula, pero esto conduce a un cierre incontrolado de la válvula del motor, ya que no sigue más el perfil completo de la leva con las rampas.

20 Se requiere un sistema de freno de válvula (cierre de válvula) para que todas estas opciones hidráulicas logren velocidades de asentamiento aceptables.

25 Sin embargo, esta solución no es óptima porque el efecto de frenado siempre está presente, lo que lleva a los componentes que definen el VVA a ser sometidos a fuerzas relevantes y a un mayor ruido del motor. Otra desventaja es la reducción de la rigidez del tren de válvulas debido a la conexión hidráulica que soporta las fuerzas desarrolladas en las válvulas.

WO-A-03/008772 divulga un accionamiento de válvula variable de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1.

30 US-A-2014/096729 divulga una palanca de conexión de un tren de válvulas, que se monta rotativamente en un brazo oscilante del tren de válvulas por medio de un punto de conexión estacionaria que tiene un empujador de leva intermedio que sigue a un árbol de levas, en el que el brazo oscilante soporta una pista de leva que acciona una válvula.

35 US-A-2015/068475 divulga un aparato de elevación/sincronización de válvulas continuamente variable que incluye: una leva provista en un árbol de levas; un brazo oscilante giratorio alrededor de un primer extremo conectado a una culata e incluye un segundo extremo; un brazo de accionamiento que incluye: un eje de rotación acoplado rotativamente al segundo extremo; una leva de salida acoplada al eje de rotación y tiene una superficie de salida; y un rodillo de entrada conectado al eje de rotación y entra en contacto con la leva, y de la cual una distancia relativa con respecto al eje de rotación es variable; una unidad de abertura y cierre de válvula que entra en contacto con la superficie de salida para abrirse y cerrarse; una unidad de control del brazo oscilante que varía una posición relativa del segundo extremo; y una
40 unidad de control de sincronización de elevación que varía una posición relativa de la unidad de entrada.

45 JP-A-S58148210 tiene como objetivo detener el funcionamiento de las válvulas de admisión y escape, mediante el control del fluido en un cilindro de aceite en un motor en el que la inyección de combustible en parte a un cilindro se detiene para dejar en reposo la combustión. Cuando se corta un cilindro de inyección de combustible al poner en reposo un cilindro provisto de una válvula de cilindro, se abre una válvula de solenoide. Incluso si un cilindro se eleva mediante una leva, el aceite en el cilindro fluye a través de un puerto derrame, un conducto derrame y la válvula de solenoide a un tubo de escape. En consecuencia, un pistón de este cilindro no se mueve en un estado estacionario a una posición original, y la válvula se mantiene en una condición cerrada por un resorte. De esta manera, cuando se corta el cilindro de inyección de combustible, un cilindro en reposo está menos cargado y el consumo de combustible se puede reducir.

50 US-A-5002022 divulga un taqué de válvula y un sistema de control que incluye la conexión hidráulica expansible y plegable; en donde el sistema de control causa la expansión de la conexión hidráulica y determina la sincronización del colapso y por lo tanto el cierre de una válvula de admisión de un motor de combustión interna. La sincronización es variable en función de las condiciones de funcionamiento del motor, como la potencia de salida y la presión de sobrealimentación del turbocompresor. En una realización, se utiliza una válvula giratoria y un dispositivo de inyección de fluido para conectar un conducto de presión utilizado para expandir la conexión hidráulica a un conducto de descarga en una instancia durante cada rotación del eje de leva para proporcionar el cierre temprano de la válvula. En una segunda
55 realización, se utiliza un seguidor de leva rotatoria con una superficie oblicua, en donde las orientaciones de la superficie oblicua son la característica determinante que se controla para cambiar el tiempo de cierre temprano, así como una abertura retardada. Una tercera realización utiliza un conducto de drenaje separado de la conexión hidráulica que se abre mediante un solenoide electromagnético controlado por un sistema distribuidor con un ajuste variable de tiempo.

60 WO98/07965 divulga un sistema de accionamiento de la válvula de movimiento perdido del motor de combustión interna. El sistema incluye un sistema de conexión de longitud variable que conecta un sistema de impartición de fuerza y una válvula del motor. El sistema de conexión puede asumir varias longitudes para proporcionar varias cantidades de

movimiento perdido. El sistema de conexión puede proporcionar una cantidad máxima de movimiento perdido que proporcione un nivel mínimo de accionamiento de la válvula adecuado para una operación de emergencia del motor. El sistema de conexión funciona tanto para los modos de funcionamiento de potencia positiva del motor como de frenado del motor.

US-A-4258671 divulga un taqué hidráulico utilizado en un motor de elevación de válvula variable. El taqué comprende una caja exterior con una cámara de presión formada en ella, una caja interior con una cámara de aceite formada en ella y acoplada dentro de la caja exterior, y una válvula de retención dispuesta entre la cámara de presión y la cámara de aceite. La cámara de presión se comunica con una válvula electromagnética a través de una válvula de retención adicional. La válvula electromagnética se acciona de acuerdo con los cambios en las condiciones de funcionamiento de un motor, es decir, la carga del motor y la temperatura del motor, de modo que la presión del aceite entre la válvula de retención adicional y la válvula electromagnética se mantiene en un nivel predeterminado. Como resultado, la elevación de la válvula del motor se puede variar a un nivel óptimo de acuerdo con los cambios en las condiciones de funcionamiento del motor.

JP-A-1008224517 tiene como objetivo arrancar un motor de forma segura sin instalar una bomba de aceite eléctrica dedicada al arranque cuando se adopta un mecanismo de válvula variable hidráulica. El mecanismo de la válvula variable incluye un brazo de balancín que es inclinado por una leva accionada por el motor para abrir una válvula en un movimiento básico de la válvula, un pistón maestro que es accionado por la leva para seguir con un retardo predeterminado con respecto al inicio de la inclinación del brazo, un pistón esclavo que está conectado al pistón a través de un conducto de aceite de abertura de válvula y funciona para presionar hacia abajo el otro extremo del brazo cuando se genera presión hidráulica por el pistón en el conducto de aceite para la sobreposición de un movimiento de válvula adicional en la segunda mitad del movimiento básico de la válvula y una válvula de solenoide (un medio de suministro/descarga de presión hidráulica) para ajustar la sincronización de funcionamiento del pistón cambiando adecuadamente entre la retención y la liberación de la presión hidráulica del conducto de aceite.

Breve descripción de la invención

Por lo tanto, es el objetivo principal de la presente invención proporcionar un Accionamiento de Válvula Variable (VVA) capaz de resolver, al menos de una manera alternativa, los problemas/inconvenientes anteriores, en particular, capaz de guiar un asentamiento de válvula también durante la variación del accionamiento de la válvula, sin ninguna implementación de sistemas de freno de válvula.

El principio central de la invención es introducir un brazo de balancín principal, oscilando sobre un fulcro, interactuando deslizadamente con un vástago de válvula, directamente a través de un brazo de balancín de rodillo secundario, por medio de un perfil de guía deslizante y en el que una leva, adecuada para girar sobre su propio eje, interactúa con dicho brazo de balancín principal mecánicamente, es decir, directamente. La introducción del brazo de balancín principal contribuye además a mejorar la rigidez del tren de válvulas.

El brazo de balancín principal se carga mediante un muelle principal, que empuja el brazo de balancín principal hacia la posición "inicial".

La interacción hidráulica se puede realizar por medio de un circuito hidráulico compuesto por un pistón principal y un pistón esclavo.

Se puede conectar un acumulador de aceite al circuito hidráulico.

De acuerdo con la presente descripción, con "interacción mecánica" se pretende el contacto físico entre componentes rígidos para definir una interacción directa entre ellos para transmitir el accionamiento de la válvula desde el eje de leva al vástago de válvula, mientras que con "interacción hidráulica" se entiende una interacción indirecta entre dos componentes rígidos, como un pistón maestro y esclavo que trabajan en un líquido, generalmente, aceite de motor.

De acuerdo con la realización preferida de la invención, dicho fulcro es movable debido a una disposición hidráulica, y dicha interacción entre el árbol de levas y el brazo de balancín principal es mecánica.

De cualquier forma, de acuerdo con la presente invención, el perfil del brazo de balancín principal convierte el perfil de leva en un elevador de válvula y cuando se pierde la interconexión cinemática con el árbol de levas, debido a una ventilación temporal de aceite de la conexión hidráulica o del ensamble hidráulico, el resorte principal acciona el brazo de balancín principal para imponer a la válvula un movimiento guiado controlado por el perfil del brazo de balancín principal.

Gracias a dicho perfil se evita un freno de válvula, ya que incluso cuando se desplaza el fulcro del brazo de balancín principal o se ventila el accionador hidráulico, la válvula debe seguir el perfil del brazo de balancín principal.

Las fuerzas de la válvula del motor están soportadas principalmente por el fulcro del brazo de balancín principal, por lo que el sistema revela una mayor rigidez y durabilidad incluso en operaciones prolongadas de servicio pesado.

El aumento de la rigidez del sistema es especialmente importante para el frenado del motor, ya que la fuerza de la válvula

durante la descompresión es muy alta.

Ventajosamente, la relación de balancín final se puede ajustar por el perfil en el brazo de balancín principal y variando la relación entre los brazos

- Primera distancia entre el fulcro y el perfil medio de la guía y
- Segunda distancia entre el fulcro y el punto de interacción directa o indirecta con el árbol de levas.

El juego de válvulas se puede ajustar especialmente cuando se implementa un brazo de balancín de rodillo secundario. De hecho, en este caso, la acción del brazo de balancín principal se transmite a un rodillo del brazo de balancín secundario que tiene un primer extremo en contacto con el vástago de válvula y un extremo opuesto guiado por un regulador de juego que puede ser un regulador hidráulico de juego mecánico o automático (HLA).

En otras palabras, el brazo de balancín principal funciona como una leva secundaria adecuada para oscilar en lugar de girar como las levas habituales.

Estos y otros objetos se logran mediante las reivindicaciones adjuntas, que describen las realizaciones preferidas de la invención, formando una parte integral de la presente descripción.

Breve descripción de los dibujos

La invención quedará completamente clara a partir de la siguiente descripción detallada, dada a modo de un mero ejemplo ejemplificador y no limitante, que se leerá con referencia a las figuras de dibujo adjuntas, en las que:

- Las Figuras 1 y 2 muestran esquemáticamente un primer y un segundo ejemplo de implementación que no forman parte de la presente invención con un brazo de balancín principal que tiene fulcro fijo;
- Las Figuras 3 y 4 muestran esquemáticamente un tercer y un cuarto ejemplo de implementación en el que el tercer ejemplo de implementación es parte de la presente invención y el cuarto ejemplo de implementación no es parte de la presente invención con un brazo de balancín principal que tiene un fulcro móvil.

Los mismos números de referencia y letras en las figuras designan las mismas partes o funcionalmente equivalentes.

Según la presente invención, el término "segundo elemento" no implica la presencia de un "primer elemento", primero, segundo, etc. se utilizan únicamente para mejorar la claridad de la descripción y no deben interpretarse de forma limitativa.

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

El sistema consta de una leva CS que tiene dos o más jorobadas 1, 2, 3 que controlan el movimiento de al menos una válvula V. Según todas las figuras, el árbol de levas CS, debido a su perfil, determina el movimiento de un brazo de balancín principal MA.

El brazo de balancín principal MA, según la figura 1, tiene la forma de un ancla: un brazo alargado que tiene un primer extremo asociado fijamente con un fulcro F y un segundo extremo, opuesto al primero, asociado con un arco de circunferencia que define un perfil guía WV.

El árbol de levas interactúa con el brazo alargado del brazo de balancín principal en un punto intermedio R2 entre el fulcro y el perfil guía WV.

El perfil guía WV interactúa directamente con un vástago de válvula, por ejemplo, proporcionando al vástago de válvula VS un rodillo secundario RS o puede interactuar con el vástago de válvula VS indirectamente, por medio de un brazo de balancín auxiliar SA, conocido como empujador de rodillos.

El empujador de rodillos tiene dos extremos opuestos SA1 y SA2. El primero está en contacto con el extremo libre del vástago de válvula, mientras que el segundo extremo SA2 está soportado por un HLA, es decir, un regulador de juego, apoyado, a su vez, por una porción fija de la cabeza del cilindro del motor. En una posición intermedia, un rodillo RS está asociado al brazo de balancín auxiliar para interactuar mecánicamente (físicamente) con la guía del brazo de balancín principal.

De acuerdo con todas las realizaciones aquí descritas, el eje de rotación de la leva CS, el fulcro F, el eje de rotación del rodillo RS son paralelos entre sí y perpendiculares a las hojas.

El brazo de balancín secundario se puede conocer per se. Este es un elemento alargado que tiene dos extremos opuestos SA1 y SA2.

El primer extremo SA1 está en contacto mecánico con un vástago de válvula VS, mientras que el segundo extremo SA2 está en contacto de funcionamiento con un regulador de juego. El regulador de juego puede ser HLA mecánico o hidráulico. Este último tipo, preferiblemente, está lleno de aceite de motor y ajusta automáticamente el juego de válvulas. En una posición intermedia del brazo secundario se dispone un rodillo secundario RS.

El rodillo secundario RS está en contacto directo con el perfil guía WV, por lo que cuando el brazo de balancín principal oscila bajo el mando del árbol de levas, el rodillo secundario sigue el perfil guía WV del brazo de balancín principal.

5 Debe entenderse que el rodillo secundario RS no es esencial, por lo tanto, la interacción entre el perfil guía WV y la válvula V o el seguidor de rodillos SA puede deslizarse o enrollarse en caso de que el rodillo RS esté presente. De acuerdo con la invención, el perfil guía se forma de tal manera que la oscilación del brazo de balancín principal define una rampa en términos de perfil de abertura.

10 El perfil de la leva CS define el ángulo de rotación y la velocidad del brazo de balancín principal. La posición angular del brazo de balancín principal se transfiere a través del perfil de rampa a un movimiento del rodillo RS en el empujador de rodillos SA. Por último, la relación del brazo de balancín secundario define la elevación de la válvula.

15 La elevación de la válvula depende de: Perfil de leva, relación de anclaje en términos de brazos L1/L2, perfil guía de anclaje WV, geometría de seguidor de rodillos.

La Relación de anclaje es la relación entre las distancias

. L1: Longitud completa del primer elemento alargado desde el fulcro F hasta el perfil guía,

. L2: Fulcro F hasta el punto intermedio R2, donde actúa la conexión hidráulica.

20 Según los ejemplos de las Figuras 1, 3 y 4, donde el brazo de balancín principal tiene forma de ancla, dicho perfil guía se obtiene mediante una especie de ESPOLÓN que sobresale de un lado del arco circunferencial que define la forma del ancla.

25 Según el ejemplo de la figura 2, el perfil guía se obtiene por medio de una especie de joroba que sobresale de una circunferencia. Sin embargo, el concepto no ha cambiado. Más detalles serán proporcionados a continuación.

Volviendo al ejemplo de la Figura 1, el movimiento se transmite desde el árbol de levas CS hasta el punto intermedio R2 del brazo de balancín principal mediante una interconexión hidráulica compuesta por un pistón maestro MPT y un pistón esclavo SPT. La interconexión hidráulica HI puede tener la forma de un cilindro con dos pistones: MPT maestro y SPT esclavo asociados de manera deslizante con los extremos opuestos del cilindro.

30 El pistón maestro está en contacto operativo con el árbol de levas CS por medio de un rodillo R1. El pistón esclavo está asociado hidráulicamente con el pistón maestro y está en contacto físico con el punto intermedio R2 del brazo de balancín principal.

35 Por lo tanto, el perfil del árbol de levas se transmite indirectamente al brazo de balancín principal MA a través de la conexión hidráulica HI.

40 La distensión de la interconexión hidráulica HI varía la posición angular del brazo de balancín principal, variando la respuesta del ensamble al comando de leva.

Por lo tanto, una mayor distensión de la interconexión hidráulica HI provoca un mayor levantamiento de la válvula. A la inversa, una menor distensión provoca una elevación de la válvula más pequeña.

45 El brazo del balancín principal MA se carga mediante un resorte SP que se puede esclavizar operativamente en el fulcro del brazo de balancín principal, consulte las Figuras 1 o 2, o puede interponerse entre un punto fijo de la cabeza del motor de combustión interna correspondiente y una porción del brazo de balancín principal para empujar el brazo de balancín principal hacia el pistón esclavo SPT, consulte las Figuras 3 o 4.

50 Un acumulador de aceite ACC está conectado hidráulicamente con la interconexión/conexión hidráulica HI entre el pistón maestro MPT y el pistón esclavo SPT, por medio de un tubo de derivación BC. Una válvula solenoide rápida SV está dispuesta en el tubo de derivación, interpuesta entre el acumulador y la interconexión/conexión hidráulica anterior.

55 Dicha válvula solenoide rápida SV está dispuesta para controlar la ventilación del aceite de alta presión atrapado entre el pistón maestro y el pistón esclavo y, por lo tanto, permitir el movimiento variable de la válvula. Este se ventila en el acumulador, lo que permite un llenado rápido de la interconexión/conexión hidráulica HI.

60 Dado que la interconexión hidráulica entre el pistón maestro MPT y el pistón esclavo SPT siempre gotea aceite, las válvulas de retención V1 y V2 conectan respectivamente la interconexión hidráulica HI y el acumulador con el conducto principal del circuito de aceite del motor de combustión interna correspondiente, para rellenar dichas partes hidráulicas del circuito durante una ventana de tiempo de descarga.

65 Preferiblemente, otra válvula de retención V3 está dispuesta en paralelo con la válvula SV para evitar la misma permitiendo el llenado de la interconexión hidráulica HI desde el acumulador incluso cuando la válvula solenoide SV está cerrada. La implementación de una válvula de retención en paralelo con la válvula solenoide es una práctica común, bien conocida

por la persona especializada en la técnica. Ventajosamente, la válvula, a través del perfil guía definido por el brazo de balancín principal, se impone para seguir una trayectoria predeterminada, independientemente de las condiciones de la conexión hidráulica HI. Por lo tanto, la válvula siempre es impulsada por el perfil de rampa.

5 La solución mostrada en la Figura 2 es similar a la solución de la Figura 1.

El brazo de balancín principal y el pistón esclavo están integrados en un único componente.

10 El brazo de balancín principal define un accionador circular giratorio insertado en un alojamiento complementario HO.

Este accionador giratorio está provisto de un tabique móvil SPT que divide dos cámaras opuestas de CH1' y CH2' suministradas con aceite a través de tantas entradas IN1 y IN2 realizadas en el alojamiento complementario HO. Una pared fija FXW define un pistón de doble acción capaz de girar sobre el fulcro F, induciendo una rotación del brazo de balancín principal MA, donde el tabique y el brazo de balancín principal están en una sola pieza. Tales entradas son, a su vez, suministradas con aceite por dos cámaras opuestas CH1 y CH2 de un pistón de doble acción MPT, desplazable en un cilindro relativo de tal manera que cada cara del pistón se proyecta en una de esas cámaras opuestas CH1 y CH2.

15 Por lo tanto, las cámaras CH1 y CH1', en un lado, con CH2 y CH2', en el lado opuesto, definen la interconexión hidráulica HI descrita anteriormente con respecto a la realización de la Figura 1.

20 Aquí se pueden identificar dos interconexiones hidráulicas opuestas HI y HI'.

Cuando el aceite se bombea a través del IN1 en la cámara CH1' la única manera de permitir que la cámara CH1' se expanda es girando el espolón en sentido contrario a las agujas del reloj. Mientras que, cuando el aceite se bombea en la cámara opuesta CH2, la única manera de permitir que la cámara CH2' se expanda es girar el espolón en la dirección de las agujas del reloj, de acuerdo con la vista de la Figura 2. Debe entenderse que el tabique se divulga como una pared sólida y gruesa que cubre cerca de 270 °C. Sin embargo, podría ser una pared delgada, por lo que las cámaras CH1' y CH2' serían más grandes, siendo complementario al tabique dentro del brazo oscilante principal giratorio MA.

25 Incluso en la realización de la Figura 2, es posible identificar los brazos L1 y L2. L1 se puede identificar como para la realización de la Figura 1, mientras que L2 corresponde al punto medial de la pared fija FXW.

El pistón (maestro) MPT es conducido a través de un eje relativo, por el árbol de levas CS asociado operativamente con dicho eje SH por medio de un rodillo R1.

35 Un desplazamiento del pistón de doble acción (maestro) MPT determina el flujo de aceite de la cámara CH1 (o CH2) a la cámara CH1' (o CH2') mediante el forzado, correspondiente, de una rotación del brazo de balancín principal MA que, así define un pistón esclavo de doble acción con sus cámaras opuestas CH1' y CH2'.

40 Un primer resorte SP esclavizado en el fulcro F del brazo de balancín principal precarga este último para forzar la leva a la posición inicial. En particular, el muelle gira el MA en sentido contrario a las agujas del reloj, de modo que la cámara CH1' se comprime y la cámara CH1 correspondiente en el pistón maestro PT se expande. Esta condición hace que el rodillo R1 entre en contacto con la leva CS.

45 Un segundo muelle STS precarga el pistón PT de doble acción (maestro) para mantener su eje SH en contacto constante con el árbol de levas.

Cabe señalar que, mientras que en la figura 1 el espolón combinado con la semi-circunferencia de la forma del ancla define la guía anterior, aquí de acuerdo con este segundo ejemplo, el perfil de guía se define por un espolón de joroba que se proyecta desde la circunferencia general del brazo de balancín principal con forma de leva.

50 Este perfil guía WV es similar a la Figura 1, lo que produce el mismo desplazamiento de la válvula.

En cualquier caso, para la primera y la segunda realización, el resorte SP esclavizado sobre el fulcro o interpuesto entre un punto fijo de la cabeza del motor de combustión interna correspondiente y una porción del balancín principal, está dispuesto de modo que se logre una «posición de inicio», es decir, para colocar correctamente el perfil guía con respecto al rodillo RS.

60 Esta segunda realización, divulgada en la Figura 2, más allá de la implementación específica del brazo de balancín principal que implementa también un pistón esclavo de doble acción, es sin acumulador, en contraste con la primera realización según la Figura 1.

Aquí, la válvula de solenoide SV se implementa para cortocircuitar la cámara opuesta CH1 y CH2 del pistón de doble acción MPT. La acción de la válvula solenoide rápida SV permite mover rápidamente el aceite de una cámara a la otra y viceversa.

En cuanto a la realización anterior, se implementan las válvulas de retención V1 y V2 para rellenar selectivamente las cámaras CH1 y CH2 desde la galería principal del circuito de aceite del motor de combustión interna correspondiente.

Las Figuras 3 y 4 representan una disposición en la que la "flexibilidad" conferida por la conexión hidráulica, se implementa en el punto de pivote en lugar de la transmisión, como se indica en las Figuras 1 y 2. Así, el primer extremo del brazo de balancín principal, opuesto al extremo que define el perfil guía WV, se conecta rotativamente a un pistón esclavo SPT asociado con una primera cámara CH1, en la que se dispone un muelle STS para empujar el pistón SPS hacia su elongación máxima.

Aquí, la distensión/retracción del soporte hidráulico SPT varía la posición recíproca entre el brazo de balancín principal y la leva CS.

Esto provoca una variación de la posición angular del brazo de balancín principal, al variar la respuesta del ensamble al comando de leva.

Estas realizaciones son más eficientes ya que la interacción entre la leva y el brazo de balancín principal es directa, sin una conexión hidráulica intermedia, por lo que el aceite fluye solo en el evento de activación que conduce a la traslación del fulcro para lograr el corte del perfil de elevación.

En contraste con las realizaciones anteriores, el árbol de levas directamente, es decir, físicamente, interactúa con el punto intermedio R1 del brazo de balancín principal MA, preferiblemente, con forma de ancla como se divulga de acuerdo con la Figura 1.

La Figura 3 muestra una solución que incluye un acumulador de aceite ACC, donde un pistón PTR se carga mediante un resorte STSR para comprimir el aceite hacia el soporte hidráulico del fulcro F del brazo de balancín principal. El soporte hidráulico incluye un cilindro que define una cámara CH1 y un pistón SPT que sale del cilindro. En la porción emergente del pistón está abisagrado el brazo de balancín principal MA.

Un resorte STS está alojado en la cámara CH1 para precargar el pistón. La válvula solenoide rápida SV está dispuesta, como en la Figura 1, en el tubo de derivación BC, conectando el acumulador y la cámara CH1 de la conexión hidráulica, incluso si, aquí, la conexión hidráulica soporta el fulcro del brazo de balancín principal MA. Así, la abertura de la válvula solenoide permite aumentar la fuerza que actúa sobre el pistón SPT, empujándolo fuera del cilindro.

El soporte hidráulico CH1, SPT está dispuesto en un primer lado del brazo de balancín principal, mientras que la leva CS está dispuesta en el lado secundario del brazo de balancín principal, opuesto al primero mencionado. Por lo tanto, una mayor distensión del soporte hidráulico provoca un mayor levantamiento de la válvula. A la inversa, una menor distensión provoca una elevación de la válvula más pequeña.

En el caso de que el soporte hidráulico CH1, el SPT y la leva CS estuvieran dispuestos en el mismo lado, entonces una menor distensión del soporte hidráulico provoca un mayor levantamiento de la válvula y viceversa.

Una vez más, las válvulas de retención V1 y V2 están dispuestas como válvulas de llenado, para rellenar respectivamente el acumulador y la cámara CH1 del soporte hidráulico del fulcro, y, de nuevo, V3 es una válvula de derivación dispuesta en paralelo con la válvula solenoide SV para permitir el llenado desde el acumulador incluso cuando la válvula solenoide SV está cerrada. Además, la válvula de derivación V3 permite la descarga de sobrepresión de la cámara CH1 en el acumulador.

La Figura 4 divulga una cuarta realización de la invención, mezclando las características de la realización de la Figura 3, donde el fulcro F es móvil y las características del accionador hidráulico de la Figura 2, aquí se implementa para causar el movimiento del fulcro del brazo de balancín principal sin implementar un acumulador.

En particular, el brazo de balancín principal MA está articulado sobre un eje SH en una pieza de un pistón de doble acción PT orientado hacia dos cámaras opuestas CH1 y CH2. Como ya se ha divulgado, una válvula solenoide rápida está dispuesta para cortocircuitar dichas cámaras CH1 y CH2 y una válvula V3 está dispuesta en paralelo a la válvula solenoide rápida para permitir que el aceite fluya entre las cámaras cuando se excede un umbral predeterminado de presión del aceite, independientemente del estado de la válvula solenoide rápida.

Las válvulas V1 y V2 están dispuestas para rellenar las cámaras CH1 y CH2 desde el conducto principal del motor.

El soporte hidráulico del fulcro y de la leva CS está dispuesto en lados opuestos del brazo de balancín principal.

Un resorte SP está dispuesto entre el brazo de balancín principal y un punto fijo de la culata del motor para empujar el brazo de balancín principal en una "posición inicial" predeterminada.

De la descripción de las realizaciones anteriores 1 a 4, está claro que se implementa un accionador hidráulico para variar la operación de oscilación del brazo de balancín principal o como elemento intermedio entre el brazo de balancín principal

y la leva CS o para desplazar el fulcro del brazo de balancín principal.

5 A partir de la comparación de las primera y segunda realizaciones con la tercera y cuarta realizaciones, es evidente que, de acuerdo con las dos primeras realizaciones, el rodillo RS se ve obligado a seguir la trayectoria definida por el perfil guía WV, con una especie de amplificación del comando del árbol de levas. En cambio, de acuerdo con las dos segundas realizaciones, la rampa definida por el perfil guía tiene una inclinación variable según el movimiento del fulcro.

10 La conexión hidráulica o el soporte hidráulico inducen un movimiento relativo del brazo de balancín principal con la leva CS, lo que permite la activación/desactivación de las jorobas adicionales 2, 3. Por ejemplo, si la presente invención se implementa en las válvulas de escape, dicha joroba puede permitir una EGR interna y/o joroba de recarga (2), así como un perfil de frenado del motor (3).

Cuando la presente invención se aplica a las válvulas de admisión, la joroba adicional activa la EGR interna.

15 En general, la presencia del acumulador es útil para una recarga rápida del sistema (Figuras 1 y 3). V1 y V2 compensan las fugas. V3 es una válvula de derivación a la válvula de activación que permite únicamente el flujo de aceite en la dirección de la posición del sistema base.

20 Por lo tanto, al comparar la Figura 4 con la Figura 3, la Figura 4 muestra un buen ejemplo de sistema sin acumulador. Si el aceite se mueve de un lado al otro del pistón PT, no es necesario un acumulador para almacenar el aceite. Se requiere almacenamiento para obtener distancias cortas para un llenado rápido y reducir las pérdidas. El acumulador está en el lado de baja presión, por lo tanto, no hay impacto directo en el rendimiento, además del llenado.

25 De acuerdo con la presente descripción, el accionamiento de la válvula variable se describe en relación con la interacción entre la leva CS y el brazo de balancín principal MA o en relación con la posición del fulcro del brazo de balancín principal. Sin embargo, ambas soluciones se pueden implementar al mismo tiempo para mejorar la capacidad de respuesta del sistema.

30 Muchos cambios, modificaciones, variaciones y otros usos y aplicaciones de la invención en cuestión se harán evidentes para aquellos expertos en la técnica después de considerar la especificación y los dibujos que lo acompañan que revelan la realización preferida de la misma en la reivindicación 3 como se describe en las reivindicaciones anexas.

No se describirán más detalles de implementación, ya que el experto en la técnica es capaz de llevar a cabo la invención a partir de la enseñanza de la descripción anterior.

REIVINDICACIONES

1. Un accionamiento de válvula variable (VVA) que comprende
 - una leva (CS),
 - una válvula (V) adecuada para desplazarse entre una posición cerrada y una condición abierta causada por una rotación de dicha leva,y además comprende un brazo de balancín principal (MA) adecuado para oscilar sobre un fulcro (F), interactuando mecánicamente con dicha válvula (V), mediante un perfil guía (WV), y en donde dicha leva interactúa rodando con dicho brazo de balancín principal causando dicho desplazamiento de válvula como consecuencia de dicho balanceo del brazo de balancín principal,
 - medios de ajuste (SPT, PT) dispuestos para un movimiento relativo de dicho fulcro con respecto a dicha leva; donde dicha leva (CS) interactúa directamente con dicho brazo de balancín principal y dicho fulcro es movable, **caracterizado porque** dicho fulcro está soportado por un pistón de soporte (SPT, PT) de un circuito hidráulico; dicho pistón (SPT) precargado hacia una distensión completa mediante un resorte (STS) dispuesto en una cámara (CH1) identificada por dicho pistón y en la que el circuito hidráulico comprende además un acumulador de aceite (ACC) conectado a dicha cámara (CH1) mediante un tubo de derivación (BC), en donde una válvula solenoide (SV) está dispuesta sobre ella para controlar el aceite que fluye desde/hacia dicha cámara (CH1) hacia/desde dicho acumulador de aceite.
2. El VVA de conformidad con la reivindicación 1, donde dicha guía tiene la forma de un arco de circunferencia proporcionado de un espolón (ESPOLÓN), y define un desplazamiento de válvula de rampa como consecuencia de dicho balanceo.
3. El VVA de conformidad con la reivindicación 2, donde dicho brazo de balancín principal está precargado por un muelle de inicio (SP) con el fin de presionar el brazo de balancín principal hacia o contra la leva (CS).
4. El VVA de conformidad con la reivindicación 3, donde dicho resorte inicial es una espiral esclavizada en dicho fulcro (F) o es un resorte, que, cuando está en uso, se interpone entre dicho brazo de balancín principal y un punto fijo de una cabeza de un motor que incluye dicho VVA.
5. El VVA de conformidad con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, donde dicho brazo de balancín principal interactúa con dicha válvula, directa o indirectamente por medio de un brazo de balancín auxiliar (SA) que define una llamada configuración de seguidor de rodillos.
6. El VVA de conformidad con cualquiera de las reivindicaciones anteriores 2 a 5, donde dicho pistón de soporte (SPT, PT) está dispuesto en una posición opuesta con dicha leva (SC) con respecto a dicho brazo de balancín principal.
7. El VVA de conformidad con la reivindicación 6, donde dicho muelle de inicio (SP), cuando se interpone entre dicho brazo de balancín principal y dicho punto fijo, está dispuesto en un mismo lado de dicho pistón de soporte (SPT, PT) con respecto a dicho brazo de balancín principal.

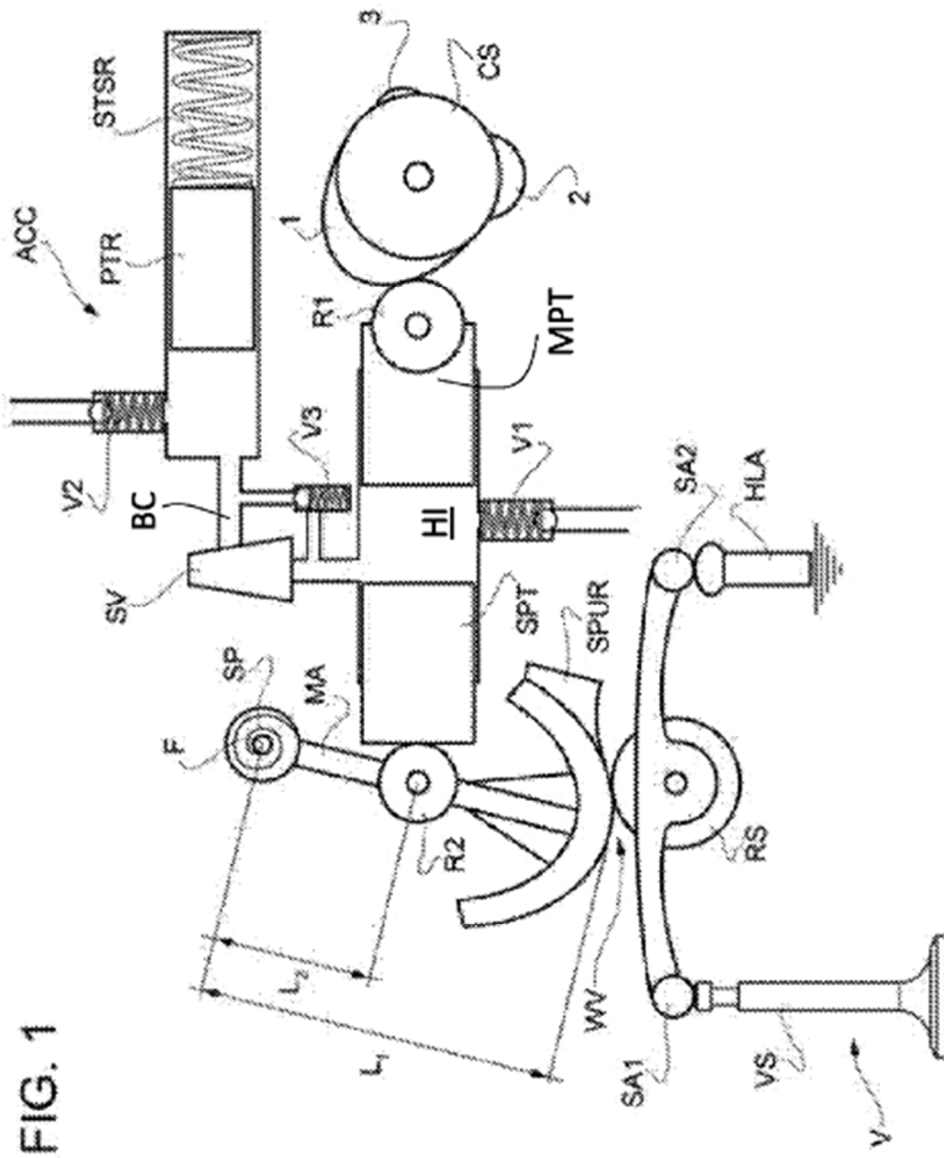


FIG. 1

