

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 529 213**

51 Int. Cl.:

F04D 15/00 (2006.01)

F04D 29/42 (2006.01)

F01P 7/16 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **19.12.2011 E 11194335 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **12.11.2014 EP 2607705**

54 Título: **Dispositivo para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
18.02.2015

73 Titular/es:

**FPT INDUSTRIAL S.P.A. (100.0%)
Via Puglia 15
10156 Torino, IT**

72 Inventor/es:

D'EPIRO, CLINO

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 529 213 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

Dispositivo para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna

Campo de la invención

5 La presente invención pertenece al campo de la producción de vehículos industriales, tales como por ejemplo vehículos y/o camiones comerciales. De manera más precisa, la invención se refiere a un dispositivo para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna, preferiblemente, pero no exclusivamente, de tipo diésel. La presente invención se refiere además a un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna que comprende tal dispositivo y a un vehículo comercial y/o industrial que comprende dicho circuito de refrigeración.

10 Descripción de la técnica anterior

Como se conoce, cualquier vehículo motorizado con un motor de combustión interna (por ejemplo motor diésel) debe comprender necesariamente un circuito de refrigeración del propio motor, para garantizar su correcto funcionamiento. Un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna, comprende habitualmente una bomba de circulación y una línea de refrigeración que discurre aguas abajo de la bomba de circulación pasando a través del bloque de cilindros y de la culata del motor de combustión interna para refrigerarlos.

Tras el intercambio de calor con dichos elementos de motor, el agua que circula en la línea de refrigeración fluye al interior de un radiador en el que se refrigera mediante un intercambio de calor agua/aire. Por tanto, el aire refrigerado que sale del radiador se devuelve a la entrada de la bomba de circulación para pasar a través del circuito de nuevo. Habitualmente el circuito de refrigeración comprende también una línea de derivación regulada mediante una válvula de expansión térmica. De manera más precisa, tal válvula de expansión térmica tiene la función de desviar el agua dirigida al radiador al interior de la línea de derivación cuando la temperatura del agua está por debajo de un valor característico predeterminado, habitualmente cuando el motor está en su fase de arranque. Cuando la temperatura del agua supera tal valor predeterminado, entonces la válvula de expansión térmica regula/divide el flujo de agua desde la línea de refrigeración en una primera fracción que circula en la línea de derivación y en una segunda fracción dirigida al radiador. Cuando la temperatura del agua supera un segundo valor predeterminado, entonces la válvula de expansión térmica dirige todo el caudal de agua hacia el radiador, bloqueando el paso en la línea de derivación. En el documento WO98/54448 se muestra un circuito de refrigeración de este tipo.

En la mayoría de soluciones recientes, el caudal de agua que sale de la bomba de circulación (a continuación indicado también como caudal de suministro) se regula en función de las condiciones de funcionamiento del motor de combustión interna, concretamente en función de la carga y de la velocidad del propio motor. En particular, en condiciones de carga parcial, el caudal de suministro se reduce para limitar la refrigeración del motor y para evitar una refrigeración excesiva de los cilindros, concretamente una refrigeración excesiva del aceite. Tal condición negativa, ciertamente, daría como resultado un aumento de su viscosidad y por tanto un aumento de las fricciones del motor. En la actualidad, la regulación del caudal de suministro se realiza según dos soluciones diferentes, que, sin embargo, no son ventajosas en cuanto a costes, eficiencia y fiabilidad.

Una primera solución conocida proporciona el uso de un control para variar, sin depender del motor, la velocidad de giro de la bomba. Tal control está formado habitualmente por un motor eléctrico con velocidad ajustable que acciona directamente el árbol de rotor de la bomba. La reducción del caudal de suministro se varía variando la velocidad del motor eléctrico, lo que da como resultado una variación de la velocidad de giro del rotor. El motor eléctrico se controla en función de la temperatura del agua y por tanto de la condición de funcionamiento del motor de combustión interna. La variación de la velocidad del rotor da como resultado una variación de la altura de elevación de bomba, y por tanto del caudal de suministro.

Aunque esta solución es relativamente eficaz en cuanto a la regulación del caudal de suministro, tiene desventajas evidentes en cuanto a la eficiencia. En particular, la conversión de la energía necesaria para el funcionamiento del motor eléctrico es un factor muy crítico en cuanto a eficiencia. Además, ha de indicarse que en caso de fallo del motor eléctrico o del circuito que controla el propio motor, la bomba de circulación no funcionará, y por tanto el agua no circulará en la línea de refrigeración. En estas condiciones el riesgo de quemar el motor es elevado, puesto que el calor ya no se disipa. Por tanto resulta evidente que la activación de la bomba hidráulica sin depender del árbol de accionamiento es inaceptable en cuanto a fiabilidad, sobre todo para vehículos industriales pesados cuya vida útil supera habitualmente el millón de kilómetros.

Una solución conocida alternativa proporciona el uso de un acoplamiento electromagnético entre la polea accionada mediante el árbol de accionamiento por medio de una transmisión mecánica y el árbol giratorio del rotor de la bomba hidráulica. El acoplamiento electromagnético permite, en caso necesario, un deslizamiento entre la polea y el rotor,

lo que implica una variación en la velocidad del propio rotor, concretamente una variación del caudal de suministro.

5 En comparación con la solución anterior, esta segunda solución hace que el motor sea más fiable, puesto que en caso de un fallo del acoplamiento electromagnético, la bomba hidráulica sigue trabajando, permitiendo la circulación del agua de refrigeración. En cuanto a los costes, sin embargo, el acoplamiento electromagnético es extremadamente caro, y tiene una eficiencia muy baja, desde un punto de vista de funcionamiento, habitualmente de aproximadamente el 60%. Este aspecto es parcialmente desventajoso para la reducción de la potencia absorbida, sobre todo a baja velocidad. Por consiguiente una parte relevante del ahorro de potencia en el árbol de bomba se compensa negativamente por la baja eficiencia de la transmisión del acoplamiento. Aunque el balance energético es positivo, en conjunto, esta segunda solución sigue siendo poco satisfactoria.

10 A partir de estas consideraciones surge la necesidad de una solución técnica alternativa, que permita superar los límites mencionados anteriormente y los inconvenientes de la técnica anterior. Por consiguiente, el fin principal del objetivo de la presente invención es proporcionar un dispositivo para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna, que permita superar los inconvenientes mencionados anteriormente.

15 En el alcance de este fin, un primer propósito de la presente invención es proporcionar un dispositivo para la circulación de agua que no afecte negativamente a la seguridad del motor de combustión interna en caso de fallo.

Otro propósito de la presente invención es proporcionar un dispositivo para la circulación de agua que no se base en el uso de un acoplamiento electromagnético o de un motor eléctrico.

20 De manera no menos importante, la finalidad de la presente invención es proporcionar un dispositivo para la circulación de agua que sea fiable y fácil de fabricar con costes competitivos.

Sumario de la invención

Por tanto, la presente invención se refiere a un dispositivo para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna, según lo que se expone en la reivindicación 1.

25 El dispositivo según la invención permite variar el caudal de suministro de bomba variando las condiciones del flujo de agua en la entrada de la bomba lo que da como resultado una variación de las curvas características de la bomba. En particular tal variación de las condiciones de succión se obtiene mediante una modulación del caudal del primer flujo en el primer conducto y del segundo flujo en el segundo conducto. En comparación con las soluciones tradicionales, el dispositivo según la invención garantiza un caudal de suministro de la bomba incluso en caso de fallo de los medios de partición. Al mismo tiempo, el dispositivo tiene una alta eficiencia y una alta reducción de la potencia absorbida por la bomba, sobre todo para caudales de suministro bajos.

30

Lista de las figuras

Resultarán más evidentes características y ventajas adicionales a partir de la siguiente descripción detallada de realizaciones de una bomba para un vehículo industrial según la presente invención, que se muestra de una forma meramente ilustrativa y no limitativa en los dibujos adjuntos, en los que:

35 - la figura 1 muestra una vista esquemática de un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna que comprende un dispositivo según la presente invención;

- las figuras 2 y 3 muestran esquemas desde diferentes puntos de vista de un dispositivo según la presente invención;

40 - las figuras 4 y 5 muestran secciones radiales de una bomba centrífuga de un dispositivo según la presente invención;

- las figuras 6 y 7 muestran las curvas características de una bomba de circulación de un dispositivo según la presente configuración de una primera configuración de funcionamiento posible;

- las figuras 8 y 9 muestran las curvas características de una bomba de circulación de un dispositivo según la invención en una segunda configuración de funcionamiento posible;

45 - la figura 10 muestra un diagrama que ilustra la variación del caudal de suministro de la bomba y de la potencia absorbida de la propia bomba, a medida que varían las condiciones de succión;

- la figura 11 muestra una vista relacionada con una posible realización de un dispositivo según la presente invención;
- la figura 12 muestra una vista en sección según la línea XII-XII de la figura 11;
- la figura 13 muestra una vista según la línea XIII-XIII indicada en la figura 11;
- 5 - la figura 14 muestra una vista en sección según la línea XIV-XIV indicada en la figura 13;
- la figura 15 muestra una primera vista en sección en perspectiva del dispositivo de la figura 11;
- las figuras 16 y 17 son vistas en perspectiva según la línea XVI-XVI y XII-XII indicada en la figura 11.

En las figuras los mismos números de referencia y las mismas letras identifican los mismos elementos o componentes.

10 Descripción detallada de la invención

Por tanto, la presente invención se refiere a un dispositivo 1 para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor de combustión interna, preferiblemente, pero no exclusivamente, de tipo diésel. A este respecto, la figura 1 muestra un esquema de un circuito de refrigeración de un motor 3 de combustión interna de un vehículo de transporte (por ejemplo un vehículo industrial o comercial) que comprende un dispositivo 1 según la presente invención. Las figuras 2 y 3 muestran, en su lugar, dos esquemas, desde diferentes puntos de vista, de una realización del dispositivo 1 según la invención.

Por tanto con referencia a las figuras 1, 2 y 3 mencionadas anteriormente, el dispositivo 1 comprende una bomba de circulación de agua (a continuación denominada simplemente bomba) que puede activarse directamente mediante el árbol 3' de accionamiento del motor 3 por medio de una transmisión 101 mecánica (por ejemplo un accionamiento por correa) según un principio en sí conocido. Tal bomba comprende un cuerpo que define un alojamiento 16 (a continuación indicado también como "conducto de estator" 16) en el que está situado un rotor 15 con álabes y gira alrededor de un eje 4 de giro. Según una realización preferida de la invención descrita más abajo y mostrada en las figuras 9 a 15, el cuerpo puede estar definido ventajosamente por una parte (indicada con el número 2) del cárter del motor de combustión interna. Como alternativa, el cuerpo puede estar separado del cárter, por ejemplo en caso de motores relativamente pequeños.

Además del conducto 16 de estator, el cuerpo define también una cámara 8 de succión (a continuación indicada también como "cámara 8") que discurre sustancialmente de manera circular alrededor del eje 4 del rotor 15 de la bomba. Esto significa que la cámara 8 está conformada de modo que cualquier sección transversal de la propia cámara tiene una configuración circular. A este respecto, la expresión "sección transversal" significa una sección evaluada con respecto a un plano que define una sección ortogonal del eje 4 del rotor 15.

La cámara 8 se comunica con el conducto 16 de estator en el que se sitúa el rotor 15 de la bomba, definiendo sustancialmente una sección 8' de succión para el propio rotor. En otras palabras, la expresión "sección de succión" significa la abertura circular, sustancialmente ortogonal al eje 4 del rotor 15, que hace que la cámara 8 se comunique con el conducto 16 de estator.

El dispositivo según la invención comprende un colector 50 adecuado para situarse en la salida 41 de un radiador 40 del circuito hidráulico, de modo que todo el caudal de agua que sale del radiador 40 fluye al interior de la entrada del colector 50. En las figuras 2 y 3 el colector 50 se ilustra a modo de esquema como "una caja" que recoge agua. En una posible realización, no mostrada en las figuras, puede estar formado por un manguito con sólo una entrada, conectada al radiador 40, y dos salidas separadas con los fines descritos más abajo.

El dispositivo según la invención comprende, ciertamente, también un primer conducto 5 de alimentación de la cámara 8 conectado a una primera salida del colector 50, con el fin de que a través del mismo pase un primer flujo de agua que sale del propio colector. Tal primer conducto 5 está conectado de manera hidráulica a la cámara 8 de succión por medio de una primera abertura 5' de la cámara 8. Esta última define una "entrada axial" para el primer flujo de agua en la propia cámara. La expresión "entrada axial" se refiere a una condición tal que dicho primer flujo de agua, que pasa a través de la primera abertura 5', toma una dirección sustancialmente paralela al eje 4 del rotor 15.

El dispositivo 1 según la invención comprende también un segundo conducto 6 de alimentación de la cámara 8 conectado a una segunda salida del colector 50, independiente de la primera, de modo que a través del mismo pasa un segundo flujo de agua que sale del propio colector e independiente del primer flujo. Tal segundo conducto 6 está conectado de manera hidráulica a la cámara 8 por medio de una primera abertura 6' que define una "entrada

tangencial" en dicha cámara 8 para el segundo flujo de agua en dicha cámara. En particular la expresión "entrada tangencial" se refiere a una condición tal que el segundo flujo de agua, que pasa a través de la segunda abertura 6', entra en la cámara girando alrededor del eje 4 de giro según un movimiento en remolino también denominado "movimiento de turbulencia". En otras palabras el segundo flujo entra en la cámara 8 de una manera tangencial con respecto a la superficie de la propia cámara. Debido a la circularidad de tal superficie, el agua del segundo flujo se hace girar alrededor del eje 4 del rotor 15.

El dispositivo 1 según la invención comprende además medios 9 de partición de caudal adecuados para variar el caudal del agua que circula en el primer conducto 5 y en el segundo conducto 6 en función de las condiciones de funcionamiento del motor, concretamente según el requisito de caudal de suministro superior o inferior de la bomba de circulación. Por tanto, los medios 9 de partición tienen la función de dividir el caudal de agua desde el radiador 40 entre el primer conducto 5 y el segundo conducto 6 en función del requisito de caudal de suministro de la bomba.

De manera más precisa, cuando el motor 3 trabaja en condiciones a plena carga, concretamente cuando se requiere el caudal de suministro de bomba más alto, los medios 9 de partición tienen una primera configuración de funcionamiento de modo que el agua puede salir del colector sólo a través del primer conducto, anulando por consiguiente el caudal del segundo flujo en el segundo conducto 6. En otras palabras, con el motor en la condición a plena carga, los medios 9 de partición impiden el paso de agua a través del segundo conducto 6 de modo que sólo el primer flujo 5 puede entrar en la cámara 8 de succión en la dirección axial. En estas condiciones, la bomba hidráulica trabaja como una bomba centrífuga tradicional proporcionando la succión axial, siendo la velocidad del rotor 15 la misma, la altura de elevación más alta, concretamente el caudal de suministro más alto.

A medida que disminuye la carga del motor, concretamente cuando no se requiere el caudal de agua de suministro de bomba más alto, los medios 9 de partición tienen al menos una segunda configuración de funcionamiento de modo que se disminuye el caudal del primer flujo que circula en el primer conducto 5 y, por consiguiente, se aumenta el caudal del segundo flujo en el segundo conducto 6. Esta segunda configuración de funcionamiento hace sustancialmente que los medios 9 de partición aumenten el caudal de agua que pasa a través de la abertura 6' tangencial de la cámara 8 disminuyendo el caudal de agua que pasa a través de la abertura 5' axial.

Los medios de partición pueden tener ventajosamente una tercera configuración de funcionamiento de modo que el caudal que sale del colector 40 pasa sólo a través del segundo conducto 6, anulando sustancialmente el primer flujo que pasa a través del primer conducto 5. Esta tercera condición de funcionamiento es característica de una condición de funcionamiento de motor en la que se requiere el caudal de suministro de agua mínimo para la bomba centrífuga. En comparación con las condiciones a plena carga, cuando el motor está en condiciones de carga parcial los medios 9 de partición permiten variar las condiciones del flujo dentro de la cámara 8 y por consiguiente las condiciones en correspondencia con las secciones 8' de succión del rotor 15. Ciertamente, las componentes de velocidad que son características del "movimiento de turbulencia" del segundo flujo se suman a las componentes axiales de velocidad que son características del primer flujo. Se ha observado que esta variación en las condiciones del flujo da como resultado una variación ventajosa de las curvas de operación características de la bomba. En particular, se ha observado que el "movimiento de turbulencia" del segundo flujo determina, siendo la velocidad de giro de la bomba la misma, una disminución en la altura de elevación proporcionada por la bomba y por consiguiente una disminución del caudal de suministro.

A este respecto, las figuras 4 y 5 muestran un esquema de una sección radial de una bomba centrífuga de un dispositivo según la presente invención, estando el "movimiento de turbulencia" de agua respectivamente ausente y presente dentro de la cámara 8 de succión, concretamente estando el segundo flujo ausente y presente a través del segundo conducto 6. En particular las figuras 4 y 5 muestran los denominados "triángulos de velocidades" del agua en la entrada y en la salida del rotor con álabes. En particular las referencias c_1 y c_2 indican la velocidad absoluta del agua respectivamente en la entrada y en la salida del rotor. v_1 y v_2 indican, en su lugar, la velocidad del fluido en relación con el rotor, concretamente en relación con un sistema de referencia que es solidario con los álabes. Finalmente u_1 y u_2 indican respectivamente las velocidades tangenciales de los álabes del rotor en correspondencia con, respectivamente, el diámetro externo D_e y el diámetro interno D_i del rotor con álabes.

La altura de elevación ΔH_E de la bomba centrífuga, concretamente el aumento de la energía específica proporcionada por el rotor de bomba al agua, puede calcularse, en un modelo de dinámica de fluidos ideal, por medio de la ecuación de Euler conocida a continuación:

$$\Delta H_E = u_2 C_{u2c} - u_1 C_{u1c};$$

en la que C_{u2c} y C_{u1c} son respectivamente las componentes tangenciales de las velocidades absolutas c_1 , c_2 del fluido en correspondencia con, respectivamente, el diámetro externo D_e y el diámetro interno D_i del rotor con álabes. La componente C_{u2c} depende de la geometría del rotor, mientras que la componente C_{u1c} depende de las

condiciones del agua que entra en el rotor.

La figura 5 muestra los triángulos de velocidad del rotor cuando está presente un “movimiento de turbulencia” en la cámara de succión. En particular, el ángulo de incidencia se indica mediante la referencia β_1' , la velocidad absoluta mediante la referencia c_1' , la velocidad relativa mediante la referencia v_1' y la velocidad tangencial del rotor mediante la referencia u_1' . En comparación con las condiciones de la figura 4, la presencia del “movimiento de turbulencia” determina un aumento del ángulo de incidencia de modo que el valor β_1' es superior al valor β_1 . Por consiguiente, cuando está presente el movimiento de turbulencia, la dirección de la velocidad absoluta c_1' y la dirección de la velocidad relativa v_1' son diferentes de las velocidades correspondientes (indicadas por c_1 y v_1 en la figura 4) cuando está ausente el movimiento de turbulencia. La velocidad radial, por el contrario, es constante (concretamente $u_1=u_1'$). En particular, a medida que aumenta el ángulo de incidencia β_1' , disminuye el ángulo α , definido entre la dirección tangencial u_1' y la dirección de velocidad absoluta C_1' . Esto da como resultado un aumento de la componente tangencial (indicada como Cu_1') de la velocidad absoluta C_1' . Esta condición da como resultado, a su vez, una disminución de la altura de elevación proporcionada por la bomba y, finalmente, una disminución del caudal de suministro de la propia bomba.

A partir de lo que se ha indicado anteriormente, se deduce que la partición de los dos flujos realizada por los medios 9 de partición del dispositivo según la invención permite variar, de hecho, la curva característica “altura de elevación-caudal” de la bomba centrífuga en función del caudal de suministro de bomba realmente requerido. A diferencia de las soluciones tradicionales, esta variación de la curva característica se obtiene ventajosamente sin intervención sobre la activación de la bomba centrífuga, concretamente sin variar la velocidad de giro de esta última.

A este respecto, las figuras 6 y 7 muestran curvas características de una bomba de un dispositivo según la invención, cuando sólo el primer flujo entra en la cámara 8, concretamente sin ningún “movimiento de turbulencia” en la propia cámara. Las figuras 8 y 9 muestran, por el contrario, las curvas características de la propia bomba cuando sólo está presente el segundo flujo, concretamente cuando está presente un movimiento de turbulencia dentro de la cámara 8.

De manera más precisa, la figura 6 muestra la curva característica de la presión de suministro [Bar] de la bomba en función del caudal de suministro [m^3/h]. En este sentido puede observarse que para este tipo de aplicación, la presión de suministro de la bomba es sustancialmente una medida directa de la altura de elevación proporcionada por la bomba. En la figura 6 cada curva con círculos rellenos indica la presión-caudal característica (a continuación indicada mediante P-Q) “medida” para una velocidad de giro específica de la bomba (1200, 2000, 2500, 2800, 3400 rpm). En la misma figura 6, para cada velocidad de giro, una curva correspondiente con círculos vacíos indica la curva P-Q obtenida mediante un modelo matemático basándose sustancialmente en las ecuaciones de Euler. Estas últimas consideran las condiciones del flujo y, en este caso específico, las condiciones de sólo el primer flujo en la cámara de succión (ausencia de “movimiento de turbulencia” en relación con el segundo flujo). De manera más precisa, tales ecuaciones tienen en cuenta la velocidad, en cuanto a dirección e intensidad, en la entrada y en la salida del rotor, y también de la resistencia al flujo que se desarrolla debido a la interacción del agua con el rotor. Como puede observarse a partir del diagrama de la figura 6, el modelo matemático proporciona una correspondencia sustancial, para cualquier velocidad de giro considerada, entre la curva derivada por el propio modelo (círculos vacíos) y la curva medida real (círculos rellenos). La línea continua en el diagrama de la figura 6 muestra la “curva de sistema” donde se inserta la bomba considerada. La curva de sistema muestra la presión de suministro requerida para mover un determinado caudal de fluido teniendo en cuenta la resistencia al flujo del circuito de refrigeración en el que se sitúa la bomba. Para cada velocidad de giro, el punto de intersección entre la curva de sistema y la curva característica P-Q indica el “punto de trabajo” de la bomba. El diagrama de la figura 7 muestra un conjunto de curvas mostrando cada una de ellas, para una velocidad de giro específica del rotor (1200, 2000, 2500, 2800, 3400 rpm) la tendencia de la potencia (indicada mediante Pa) absorbida por la bomba [kW] en función del caudal de suministro de bomba [m^3/h]. Combinando el diagrama en la figura 6 con el de la figura 7, es posible obtener la potencia absorbida por la bomba para un “punto de trabajo” determinado. Considerando, por ejemplo, una velocidad de giro de 2800 rpm, puede observarse que el punto de trabajo de la bomba en el diagrama de la figura 6 corresponde a una potencia absorbida de 3,4 kW como puede deducirse por la figura 7.

La figura 8, por el contrario, muestra un diagrama correspondiente al de la figura 6, en el que además de las curvas características medidas P-Q (curvas de círculos rellenos) de la bomba, también se muestran las curvas P-Q de la misma bomba obtenidas mediante el modelo matemático, pero con sólo el segundo flujo entrando en la cámara 8. En otras palabras, estas curvas se han derivado según la hipótesis de que la cámara 8 de succión se alimenta mediante el segundo conducto 6, concretamente sin el primer flujo. Por tanto las curvas de la figura 6 son características de sólo el “movimiento de turbulencia” en la cámara 8 debido a la entrada tangencial del segundo flujo a través de la segunda abertura 6'.

El diagrama de la figura 8 muestra claramente que, siendo la velocidad de giro considerada la misma, cuando el movimiento de turbulencia está presente en la cámara 8 (concretamente en presencia del segundo flujo que entra en la cámara), la curva P-Q “desciende” hacia la dirección indicada mediante la flecha. En otras palabras, en comparación con una condición con sólo un flujo axial, la presión y el caudal de suministro de bomba disminuyen.

Esto significa que el giro del agua en la cámara 8 (movimiento de turbulencia), siendo la velocidad de giro considerada la misma, la bomba de circulación proporciona una altura de elevación inferior, concretamente proporciona menos trabajo y por consiguiente absorbe menos potencia.

5 En este sentido la figura 9 muestra la tendencia de las curvas características potencia absorbida-caudal (Pa-Q) en presencia de sólo el “movimiento de turbulencia” en la cámara 8. Combinando el diagrama de la figura 8 con el de la figura 9 y considerando una velocidad de giro de 2800 rpm, puede observarse que, cuando está presente el movimiento de turbulencia, el “punto de trabajo” de la bomba desciende con respecto al de la figura 6 (concretamente el punto de trabajo se caracteriza por una presión de suministro inferior y un caudal inferior con respecto al de la figura 6). Por consiguiente la potencia absorbida por la bomba es inferior que en el caso de ausencia de la turbulencia. En el ejemplo específico, para una velocidad de 2800 rpm la potencia absorbida en presencia del movimiento de turbulencia es de aproximadamente 2,7 kW frente a 3,4 kW en ausencia de movimiento de turbulencia (figura 7).

15 Por tanto resulta evidente que el dispositivo 1 según la invención permite variar el caudal de suministro de bomba mediante una modulación de las condiciones del flujo de agua dentro de la cámara 8, concretamente en la entrada del rotor 15. En particular, la variación de las condiciones del flujo de agua dentro de la cámara se obtiene modulando, por medio de los medios 9 de partición, el caudal del primer y del segundo flujo que entran en la propia cámara, concretamente disminuyendo o anulando, dependiendo de los casos, el movimiento de turbulencia dentro de la propia cámara. Como ya se explicó anteriormente, este principio es completamente diferente de las soluciones tradicionales, en las que se obtiene una variación del caudal variando la velocidad del rotor todo el tiempo.

20 A este respecto la figura 10 muestra un diagrama adicional que ilustra la tendencia del caudal de suministro [m^3/h] y de la potencia absorbida Pa [kW] en función de la velocidad de giro y de la anchura de la segunda abertura 6' evaluada mediante un “ángulo de turbulencia” θ indicado en la vista en sección de la figura 14.

25 El ángulo de turbulencia θ se define sustancialmente como el ángulo entre el eje 4 de giro y la dirección de la velocidad absoluta V_1 del agua en la cámara 8 de succión. En particular tal velocidad absoluta se define mediante la suma vectorial de la componente de velocidad axial V_a (paralela al eje 4 de giro) y de una componente de velocidad tangencial V_t (ortogonal al mismo eje de giro) del agua. Resulta evidente que la componente axial V_a es característica del primer flujo axial, mientras que la componente V_t es característica del segundo flujo tangencial concretamente del “movimiento de turbulencia” al que está sometido tal segundo flujo en la cámara 8 de succión. A medida que aumenta el caudal del segundo flujo, resulta evidente que aumenta la componente tangencial V_t , mientras que disminuye la componente axial V_a , aumentando por tanto de una manera correspondiente el ángulo de turbulencia θ . El ángulo de turbulencia θ es esencialmente característico del valor del caudal del segundo flujo que entra en la cámara 8 de succión.

35 Como muestra el diagrama de la figura 10, considerando una velocidad de giro constante (2800 rpm), un aumento progresivo del ángulo de turbulencia θ (concretamente del caudal del segundo flujo) (entre 0 y 65 grados) implica una disminución progresiva del caudal de suministro de bomba (m^3/h) y una disminución de la potencia absorbida por la propia bomba. La figura 10 también muestra que una variación del caudal del segundo flujo que entra en la cámara es sustancialmente tan eficaz como una reducción de la velocidad de la bomba, como se muestra mediante las barras del diagrama a la derecha. Esto significa que el dispositivo 1 según la invención permite obtener ventajosamente los mismos resultados que los obtenidos mediante una variación de la velocidad del rotor impuesta por un motor eléctrico mediante un acoplamiento electromagnético como en las soluciones conocidas. A diferencia de esta última, sin embargo, el dispositivo según la invención permite una reducción de costes y garantiza un suministro de agua incluso en caso de fallo de los medios 9 de partición. Ciertamente, incluso en este caso, la bomba centrífuga sigue trabajando proporcionando un determinado caudal de suministro, puesto que el agua pasa a través de uno de los dos conductos 5, 6 que alimentan la bomba y el rotor gira todo el tiempo accionado por el motor.

50 Como se indicó anteriormente, las figuras 11 a 18 muestran una realización de la invención en la que el dispositivo 1 para la circulación de agua está sustancialmente integrado en el cárter 3 y está previsto que se refrigere mediante el circuito de refrigeración. En particular, en esta realización una parte 2 del cárter 3 define, en una única pieza, el alojamiento 16 en el que se alojará el rotor 15, la cámara 8 de succión, al menos un segmento 5" de extremo del primer conducto 5, al menos un segmento 6" de extremo del segundo conducto 6 y al menos un segmento 7" de extremo del conducto 7 de derivación definido más abajo.

55 Las figuras 11 y 13 son una vista lateral y una vista en sección, respectivamente, de tal parte 2 de cárter. En particular, la figura 13 permite observar la configuración del alojamiento 16 en el que se sitúa el rotor 15 de la bomba. Tal rotor 15 está montado en un bloque 34 de soporte de rotor conectado a la parte 2 del cárter por medio de medios 34' de conexión de tornillo (también mostrados en la figura 11). De manera más precisa, el rotor 15 está montado en un primer extremo de un árbol que define el eje 4 de giro para el propio rotor. En un segundo extremo del mismo árbol, opuesto al primero, está enchavetada una polea 10 que puede conectarse al árbol 3' del motor 3

por medio de una transmisión 101 según el esquema de funcionamiento mostrado en la figura 1.

Con referencia particular a las vistas en sección en las figuras 12 y 13, como se mostró anteriormente, la parte 2 del cárter 3 define también la cámara 8 de succión. En particular, en la figura 12 es posible observar el desarrollo sustancialmente circular de la cámara 8 alrededor del eje 4. Mientras, con referencia a la figura 13, es posible observar que la cámara 8 tiene una sección circular cuya extensión varía en función de la posición de la propia sección alrededor del eje 4. En otras palabras, el perfil de la cámara 8, evaluado en relación con un plano de sección longitudinal, concretamente que contiene el eje 4, tiene un primer segmento 9' y un segundo segmento 9" que son simétricos en relación al eje 4 y tienen una progresión sustancialmente curvilínea.

Con referencia de nuevo a la figura 13, la cámara 8 define la primera abertura 5' que se comunica con el primer conducto 5. La primera abertura 5' es sustancialmente circular y ortogonal al eje 4 del rotor, mientras que el segmento 5" de extremo del conducto 5' tiene una parte 5"" cilíndrica. Tal parte 5"" se desarrolla coaxialmente con el eje 4 y tiene una sección transversal sustancialmente equivalente a la de la primera abertura 5'. Esta forma particular de la parte 5"" permite optimizar la admisión axial del primer flujo en la cámara 8, concretamente para optimizar la orientación del primer flujo en sí mismo según el eje 4 del rotor 15.

Con referencia de nuevo a la vista en la figura 12, como prevé la presente invención, la cámara 8 comprende una segunda abertura 6' que se comunica con el segundo conducto 6. Como se indicó anteriormente, tal segunda abertura 6' define una "entrada tangencial" para el segundo flujo de agua en la cámara 8 de modo que genera un "movimiento de turbulencia" (giro alrededor del eje 4) con el segundo flujo dentro de la propia cámara. La posición de la segunda abertura 6' y la dirección de giro del rotor 15 se definen de modo que el giro del agua dentro de la cámara 8 tiene el mismo sentido que el giro del rotor 15. Como se comentó anteriormente, en estas condiciones, para variar el caudal de suministro de bomba, es posible una modulación del caudal del agua sometida a tal giro (concretamente la modulación del caudal del segundo flujo).

Según un primer aspecto de la presente invención, el área de la segunda abertura 6' es menor que el área de la primera abertura 5' para aumentar ventajosamente la velocidad del segundo flujo que entra en la cámara 8, concretamente para aumentar la intensidad del giro (movimiento de turbulencia) dentro de la propia cámara. El área diferente de las dos aberturas 5' y 6' puede verse en las vistas en sección en perspectiva mostradas en las figuras 15, 16 y 17.

Según una realización preferida de la invención, el primer conducto 5 tiene, a lo largo de su extensión desde el colector 50 hasta la cámara 8, una sección sustancialmente constante para el paso de agua. Por el contrario, el segundo conducto 6, tiene al menos un segmento 6" de extremo, que se comunica con la segunda abertura 6' de la cámara 8, que tiene una sección de paso que se reduce progresivamente hasta un valor mínimo en las proximidades de la segunda abertura 6' de la cámara 8. En otras palabras, tal segmento 6" de extremo del segundo conducto 6 tiene sustancialmente "forma de boquilla" concretamente la sección de paso de agua se reduce progresivamente entre un valor máximo y uno mínimo con una tendencia, por ejemplo, de tipo parabólico. A este respecto, la referencia H1 en la figura 12 indica la extensión de la sección mínima de paso de agua del segmento 6" de extremo del segundo conducto 6 definido en las proximidades de la segunda abertura 6'. La referencia H2 indica en su lugar la extensión de la sección de paso máxima del mismo segmento 6" de extremo. Las extensiones H1 y H2 se evalúan con respecto a las secciones definidas por un plano sustancialmente ortogonal a las líneas de flujo de agua del segundo flujo.

La diferente forma proporcionada para la sección de paso de los dos conductos 5, 6 del dispositivo 1 es tal que el primer conducto 5 constituye un trayecto preferencial para el agua dirigida a la cámara 8 de succión, puesto que la resistencia al flujo en el mismo es relativamente limitada. Por el contrario, el segundo conducto está sometido a una alta resistencia al flujo, sobre todo debido al segmento 6" de extremo con forma de boquilla. Esto significa que si los medios 9 de partición no dividen el caudal, todo el caudal de agua que sale del colector 50 tiende a pasar "de manera natural" a través del primer conducto 5, puesto que es más sencillo pasar a través del mismo. Como consecuencia, el caudal en el segundo conducto 6 es casi igual a cero. Como ya se indicó anteriormente, tal condición es característica de una condición de funcionamiento a plena carga del motor, concretamente una condición en la que se requiere el caudal de suministro de bomba más alto.

Como consecuencia de la disminución del caudal de suministro requerido (condición de funcionamiento de carga parcial), se "forzará" a una fracción del caudal de agua que sale del colector 50, mediante la intervención de los medios de partición, a pasar a través del segundo conducto 6. El segmento 6" de extremo con "forma de boquilla" del segundo conducto 6 da como resultado, desde uno de los extremos, un aumento de la velocidad del agua que entra en la cámara 8, y desde el otro extremo un aumento de la resistencia al flujo del circuito de refrigeración en conjunto. Ambos efectos son ventajosamente sinérgicos en cuanto a una disminución del caudal de suministro de bomba. El aumento de la velocidad del segundo flujo que entra en la cámara 8 amplifica el efecto de "turbulencia" dentro de la propia cámara 8, provocando, como se comentó anteriormente, una variación de la curva P-Q en cuanto a una disminución de los valores característicos de la propia curva. Al mismo tiempo, sin embargo, el aumento en la resistencia al flujo, debido al paso de agua en el segundo conducto 6, provoca una variación también de la curva de

sistema, y por tanto del “punto de trabajo” de la bomba centrífuga indicado anteriormente. En este sentido en la figura 8 la línea discontinua indica una posible curva de sistema teniendo en cuenta la resistencia al flujo que se produce también dentro del segundo conducto. Puede observarse que la definición de un nuevo punto de trabajo (indicado mediante P2) da como resultado un valor de caudal de suministro disminuido adicionalmente con respecto a aquél (indicado mediante P1) debido al “movimiento de turbulencia” solamente. Tal reducción del caudal da como resultado ventajosamente una reducción adicional de la potencia absorbida por la bomba.

Con referencia al esquema en las figuras 2 y 3 y a la vista en sección de la figura 12, la cámara 8 comprende una tercera abertura 7' que permite que un tercer flujo de agua (a continuación denominado flujo de derivación) entre en la propia cámara pasando a través de un conducto 77 de derivación del circuito de refrigeración en el que se inserta operativamente el dispositivo 1 según la presente invención. A este respecto, la parte 2 del cárter define al menos un segmento 7" de extremo de tal conducto 7 de derivación. El paso de agua en el conducto de derivación se regula mediante una válvula 78 de expansión térmica (indicada en la figura 1) que se activa/desactiva en función de la temperatura alcanzada por el agua tras el intercambio de calor con el motor que va a refrigerarse, según los principios explicados más abajo. La tercera abertura 7' define una entrada tangencial a la cámara 8 de succión para el tercer flujo de agua. También en este caso “entrada tangencial” indica una condición de modo que el tercer flujo de agua desde el conducto 7 de derivación pasa a través de la segunda abertura 7' de modo que gira alrededor del eje 4 de giro del rotor 15 (movimiento de turbulencia) con el mismo sentido del propio rotor.

Con referencia a las figuras 2 y 3, el conducto 7 de derivación tiene una sección de paso de agua preferiblemente variable a lo largo de su extensión y, de manera más precisa, “que converge” hacia la tercera abertura 7'. En otras palabras el conducto de derivación comprende un segmento 7" de extremo cuya sección de paso de agua se contrae progresivamente hasta que converge en la tercera abertura 7'. Brevemente, el segmento 7" de extremo del conducto 7 de derivación tiene “forma de boquilla”, de manera similar al del segundo conducto 6 comentado anteriormente.

La forma “tangencial” de la tercera abertura 7' y la forma “convergente” del segmento 7" de extremo permiten, durante la activación del conducto 7 de derivación, obtener una reducción ventajosa del caudal de suministro de la bomba de circulación para el mismo principio indicado anteriormente con respecto al segundo conducto 6 y la segunda abertura 6'. En particular, gracias al “movimiento de turbulencia” del flujo de derivación dentro de la cámara 8, la bomba proporcionará un caudal inferior, un efecto que se suma al aumento de la resistencia al flujo debido al paso en el mismo conducto de derivación. Como se explicará mejor a continuación, la reducción del caudal de suministro de bomba durante la activación del circuito 7 de derivación, concretamente durante el arranque del motor, permite un calentamiento rápido del motor, puesto que la disminución del caudal reduce la disipación del calor. La vista en sección de la figura 13 permite observar la segunda abertura 6' desde un punto de vista diferente con respecto al de la figura 8 y de manera más precisa según un plano de sección longitudinal XIII-XIII (indicado en la figura 11) que contiene el eje 4 del rotor 15. En particular, en la figura 13 es posible observar que la segunda abertura 6' se extiende sustancialmente a lo largo de toda la longitud L de la cámara 8 de succión, evaluada a lo largo de una dirección paralela a la dirección del eje 4. Esta solución permite optimizar la entrada del segundo flujo en la cámara 8 y el movimiento de turbulencia dentro de la propia cámara.

Las figuras 16 y 17 son vistas en perspectiva de la parte 2 del cárter respectivamente según el plano de sección XVI-XVI y XII-XII de la figura 11. Tales figuras permiten observar adicionalmente la configuración con “forma de boquilla” de la parte 6" de extremo del segundo conducto 6 y de la parte 7" de extremo del conducto 7 de derivación. Al mismo tiempo resulta evidente a partir de estas figuras que el segmento 5" de extremo del primer conducto 5 no tiene forma de boquilla, sino que, por el contrario, en las proximidades de la primera abertura 5', su sección de paso de agua tiende a ser incluso mayor donde se une a la primera abertura 5' en sí misma por medio de la parte 5"" del segmento 5" de extremo. La forma del primer conducto 5 permite mantener una velocidad sustancialmente constante en el primer conducto 5 y una resistencia al flujo relativamente limitada. Como ya se indicó anteriormente, la forma asignada al primer conducto 5 permite que sea un conducto preferencial para el agua que sale del colector 50 según los fines y los principios ya indicados anteriormente.

La figura 14 permite observar la sección de suministro de bomba. El alojamiento 16 que contiene el rotor 15 tiene la típica forma de espiral de las bombas hidráulicas y define una sección 16' de suministro de bomba que se comunica con una línea 12 de refrigeración del circuito 11. A este respecto, una flecha en la figura 14 muestra la dirección de movimiento del agua desde la sección de suministro a lo largo de la línea de refrigeración. La figura 14 muestra sólo el segmento inicial de tal línea de refrigeración, que discurre en su mayor parte en el cárter, dependiendo del tipo y de las dimensiones del motor 3.

Con referencia de nuevo a las figuras 2 y 3, en una de sus posibles realizaciones, los medios 9 de partición pueden ser válvulas de estrangulación situadas dentro del primer conducto 5 para regular el caudal del primer flujo y por consiguiente el caudal del segundo flujo. En una condición de válvula de estrangulación completamente abierta, todo el caudal de agua que sale del colector pasa a través de sólo el primer conducto 5, siendo preferencial, concretamente con una resistencia al flujo reducida. Un cierre progresivo de la válvula de estrangulación determina una reducción del caudal de agua (primer flujo) en el primer conducto 5 y un aumento del caudal en el segundo

conducto 6 puesto que el caudal en la salida del colector 50 es constante. Esta condición da como resultado un aumento del caudal de agua sometido al “movimiento de turbulencia” en la cámara 8 y por consiguiente una disminución del caudal de suministro de la bomba de circulación.

5 En una condición de válvula de estrangulación completamente cerrada, toda el agua que sale del colector se “fuerza” a pasar a través del segundo conducto 6. Esta condición amplifica el efecto de “turbulencia” en la cámara 8 hasta el máximo, puesto que todo el caudal de agua que sale del colector entra en la cámara 8 de succión sólo a través de la segunda abertura 6'. Al mismo tiempo, habrá un aumento de la resistencia al flujo puesto que el agua pasa a través del segundo conducto 6, que, como se ha indicado, es un efecto sinérgico en cuanto a disminución del caudal.

10 La presente invención se refiere también a un circuito de refrigeración para el motor de combustión interna de un vehículo que comprende el dispositivo 1 según la invención. En este sentido, la figura 1 es un esquema de un circuito de refrigeración según la invención indicado mediante la referencia 11.

15 Además del dispositivo 1 descrito anteriormente, el circuito de refrigeración comprende una línea 12 de refrigeración conectada desde un lado a la sección 16' de suministro de la bomba del dispositivo 1 y desde el otro lado a una válvula 78 de expansión térmica ya indicada anteriormente. La línea 12 de refrigeración está definida dentro del cárter 3 de motor y es la única entrada de la válvula 78 de expansión térmica. Esta última, por el contrario, tiene una primera salida 78' conectada a la línea 7 de derivación y una segunda salida 78" conectada a una línea 12' de retorno. Esta última conecta de manera hidráulica la válvula 78 de expansión térmica con la entrada de un radiador 40. La salida 41 del radiador 40 está conectada con la entrada del colector 50 del dispositivo 1 según la invención.

20 El circuito 11 de refrigeración según la invención se regula en función de las condiciones de funcionamiento del motor y por medio de la intervención de una válvula de expansión térmica y/o de los medios 9 de partición del dispositivo 1 descrito anteriormente. A este respecto, más abajo se describirá un método para la regulación del circuito 11 de refrigeración suponiendo el uso de una válvula de estrangulación (a continuación indicada como válvula 9) situada en el primer conducto 5 del dispositivo 1 como medio 9 de partición.

25 Hasta que la temperatura del agua está por debajo de un primer valor predeterminado T1, la válvula 78 de expansión térmica tiene una primera configuración de funcionamiento según la cual la primera salida 78' de la válvula 78 está abierta y la segunda salida 78" conectada a la línea 12' de retorno, está cerrada. Esta etapa de regulación es característica de una condición en la que el motor acaba de arrancarse. En tal condición, el agua enviada por el suministro de bomba (fría) pasa a través de la línea 12' de refrigeración definida en el cuerpo/cárter del motor 3 y vuelve a la succión fluyendo sólo en el conducto 7 de derivación. Como se indicó anteriormente, la tercera abertura 7' de la cámara 8 está conformada de modo que hace que el flujo de derivación gire dentro de la propia cámara en el mismo sentido del rotor 15 de bomba. Según el principio de funcionamiento descrito anteriormente, el giro del agua dentro de la cámara 8 da como resultado una altura de elevación reducida proporcionada por la bomba centrífuga, sumándose este efecto a la resistencia al flujo debido a la parte 77 de extremo con forma de estrangulador del conducto 7 de derivación. Ambos efectos son sinérgicos y conducen a una reducción del caudal en la línea 12 de refrigeración, concretamente a un calentamiento rápido del motor 3. Al ser el calentamiento del motor 3 rápido, se minimiza la producción de humo y el aceite alcanza su temperatura de funcionamiento en poco tiempo, garantizando esta última condición una baja fricción y por tanto un bajo consumo de combustible.

40 El método de regulación según la invención comprende una segunda etapa según la cual cuando la temperatura del agua supera dicho primer valor predeterminado T1 y hasta que la temperatura está por debajo de un segundo valor predeterminado T2, superior a T1, la válvula 78 pasa gradualmente de una primera configuración de funcionamiento a una segunda configuración de funcionamiento según la cual la primera salida 78' está cerrada y la segunda salida 78" está cerrada. La expresión “gradualmente” significa una variación de funcionamiento de la válvula de modo que la primera abertura (hacia la derivación 7) de la válvula se cierra “gradualmente”, mientras que la segunda abertura (hacia el radiador 40) de la válvula “se abre gradualmente” hasta la segunda configuración de funcionamiento. Esta segunda etapa de regulación es característica de una condición en la que el motor ha alcanzado su “temperatura promedio”. En otras palabras, cuando se supera T1, la válvula de expansión térmica empieza a abrir gradualmente la salida hacia el radiador 40 y a cerrar gradualmente la de la derivación. En estas condiciones, la válvula 9 de estrangulación todavía se mantiene cerrada. Esto significa que el agua desde el radiador 40 se desviará al segundo conducto 6 del dispositivo 1. Hasta que la temperatura del agua esté comprendida entre T1 y T2, el flujo de agua que vuelve a la admisión de bomba se dividirá entre la derivación 7 y el segundo conducto 6. Por consiguiente toda el agua dentro de la cámara 8 estará sometida a un “movimiento de turbulencia”, de modo que el caudal de suministro de bomba se mantendrá bajo. La temperatura del agua se modulará ventajosamente mediante el agua “caliente” procedente del motor 3 y mediante el agua “fría” procedente del radiador 50.

La regulación del circuito 11 también prevé que, cuando la temperatura del agua supera T2, la válvula 78 de expansión térmica mantiene dicha segunda configuración de funcionamiento. Cuando, por el contrario, la temperatura del agua supera un segundo valor predeterminado T3, superior a T2, entonces los medios 9 de partición

5 (válvula de estrangulación) se activan para introducir el caudal de agua dirigido a la admisión de bomba entre el primer conducto 5 y el segundo conducto 6 del dispositivo 1. De manera más precisa, según la presente invención, la distribución de los caudales en los dos conductos 5 y 6 se realiza de tal manera que el caudal en el primer conducto 5 se aumenta de una manera proporcional a la temperatura alcanzada por el agua en la salida de la línea 12 de refrigeración.

En otras palabras, cuando la temperatura del agua supera T2, la válvula 78 de expansión térmica mantiene la segunda configuración de funcionamiento cerrando el paso a través de la derivación 7. Por consiguiente todo el caudal se envía al radiador y a continuación a la cámara 8 de la bomba sólo a través del segundo conducto 6.

10 A partir de este momento, la regulación del circuito se realiza sólo mediante los medios 9 de partición. En particular, cuando la temperatura del agua supera un tercer valor predeterminado T3, superior a T2, los medios 9 de partición dividen el caudal de agua que sale del colector 50 en parte en el primer conducto 5 y en parte en el segundo conducto 6. La válvula 9 de estrangulación, cuando se alcanza la temperatura T3, adopta sustancialmente una posición en la que se hace pasar un cierto caudal predeterminado a través de ambos conductos 5, 6. Esto, evidentemente, da como resultado un aumento del caudal de suministro de bomba.

15 El tercer valor T3 corresponde a una temperatura óptima determinada como la temperatura máxima para la cual se garantiza la fiabilidad del motor y el aceite del propio motor no se deteriora. Cuando se alcanza T3, los medios de partición aumentan el caudal de suministro de bomba y mantienen la temperatura del agua a un valor cerca de T3.

20 Una etapa adicional del método de regulación del circuito de refrigeración según la invención prevé que, cuando la temperatura del agua supera un cuarto valor predeterminado T4, superior a T3, los medios de regulación actúan de modo que todo el caudal de agua pasa a través del primer conducto 5. Concretamente cuando se alcanza T4, la válvula 9 de estrangulación adopta una posición completamente abierta, que permite que el agua pase a través del "trayecto preferencial" constituido por el primer conducto 5. En estas condiciones, la bomba hidráulica trabaja como una bomba centrífuga tradicional con una entrada de agua completamente axial. Alcanzar la temperatura T4 significa que el motor trabaja en condición a plena carga, lo que requiere el caudal de suministro de bomba más alto para refrigerar el motor de manera eficaz.

25 El dispositivo según la invención permite cumplir con los fines indicados anteriormente. En particular, el dispositivo permite variar el caudal de suministro de bomba en función de las condiciones de funcionamiento del motor. En particular, tal variación del caudal se obtiene mediante una variación de las condiciones del flujo de agua en la admisión de bomba. El dispositivo según la invención es fiable y sencillo de fabricar con costes competitivos.

30

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo (1) para la circulación de agua en un circuito de refrigeración de un motor (3) de combustión interna, caracterizado porque dicho dispositivo (1) comprende:
- 5 - una bomba de circulación de agua que comprende un cuerpo (2) que define un alojamiento (16) para un rotor (15) con álabes que gira alrededor de un eje (4), accionándose dicho rotor (15) mediante el árbol (3') de dicho motor (7) por medio de una transmisión (101) mecánica;
- una cámara (8) de succión que define una sección (8') de admisión para dicho rotor (15), teniendo dicha cámara (8) un desarrollo circular alrededor de dicho eje (4);
- 10 - un colector (50) de agua que puede conectarse a la salida de un radiador (40) de dicho circuito de refrigeración; caracterizado porque el dispositivo (1) comprende además
- un primer conducto (5) que alimenta dicha cámara (8) conectado a una primera salida de dicho colector (50) con el fin de que a través del mismo pase un primer flujo de agua, estando conectado dicho primer conducto (5) a dicha cámara (8') de succión por medio de una primera abertura (5') de dicha cámara (8) que define una entrada axial para dicho primer flujo en dicha primera cámara (8);
- 15 - un segundo conducto (6) que alimenta dicha cámara (8) conectado a una segunda salida de dicho colector (50) con el fin de que a través del mismo pase un segundo flujo de agua, estando conectado dicho segundo conducto (6) a dicha cámara (8') de succión por medio de una segunda abertura (6') de dicha cámara (8) que define una entrada tangencial de modo que dicho segundo flujo de agua se somete a un giro alrededor de dicho eje (4) dentro de dicha cámara (8);
- 20 - medios (9) de partición de caudal adecuados para variar el caudal del agua que circula en dicho primer conducto (5) y en dicho segundo conducto (6) en función de las condiciones de funcionamiento de dicho motor.
2. Dispositivo (1) según la reivindicación 1, en el que dicha segunda abertura (6') de dicha cámara (8) tiene una configuración de modo que hace que dicho segundo flujo gire dentro de dicha cámara (8) en el mismo sentido que el giro de dicho rotor (15) de dicha bomba.
- 25 3. Dispositivo (1) según la reivindicación 1 ó 2, en el que dicho dispositivo (1) comprende un conducto (7) de derivación adecuado para que pase a través del mismo un tercer flujo de agua, estando conectado dicho conducto de derivación a dicha cámara (8') de succión por medio de una tercera abertura (7') de dicha cámara (8) que define una entrada tangencial de modo que dicho tercer flujo de agua se somete a un giro alrededor de dicho eje (4) dentro de dicha cámara (8).
- 30 4. Dispositivo (1) según la reivindicación 3, en el que dicha tercera abertura (7') de dicha cámara (8) tiene una configuración de modo que hace que dicho tercer flujo gire dentro de dicha cámara (8) en el mismo sentido que el giro de dicho rotor (15) de dicha bomba.
5. Dispositivo (1) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores 1 a 4, en el que dichos medios de partición comprenden una válvula de estrangulación situada dentro de dicho primer conducto (5) de dicha cámara (8) de succión.
- 35 6. Dispositivo (1) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que dicho segundo conducto (6) que alimenta dicha cámara (8) de succión comprende un segmento (6'') de extremo que se comunica con dicha segunda abertura (6') que tiene una sección de paso de agua que se contrae progresivamente desde un valor máximo (H2) hasta un valor mínimo (H1) según una forma de boquilla.
- 40 7. Dispositivo (1) según cualquiera de las reivindicaciones 3 a 6, en el que dicho conducto (7) de derivación comprende un segmento (7'') de extremo que se comunica con dicha tercera abertura (7') que tiene una sección de paso de agua que se contrae progresivamente desde un valor máximo hasta un valor mínimo según una forma de boquilla.
- 45 8. Dispositivo (1) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, en el que dicho colector (50) se define mediante un manguito que comprende:
- una entrada que puede conectarse a dicho radiador (40) de dicho circuito (11) de refrigeración;
- una primera salida conectada a dicho primer conducto (5);

- una segunda salida conectada a dicho segundo conducto (6).

9. Dispositivo (1) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, en el que dicho cuerpo (2) está formado por una parte del cárter de dicho motor.

10. Circuito (11) de refrigeración para refrigerar un motor (7) diésel que comprende:

5 - una línea (12) de refrigeración del motor (3);

- una válvula (78) de expansión térmica que comprende una entrada conectada a dicha línea (12) de refrigeración;

- una línea (7) de derivación conectada a una primera salida de dicha válvula (78) de expansión térmica;

- una línea (12') de retorno conectada a una segunda salida de dicha válvula (78) de expansión térmica;

- un radiador (40) cuya salida está conectada a dicha línea (12') de retorno,

10 caracterizado porque comprende un dispositivo (1) para la circulación de agua según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9 en el que:

- dicho colector (50) de dicho dispositivo (1) está conectado a dicho radiador (40);

- dicha línea (7) de derivación está conectada a dicha cámara (8) de succión de dicho dispositivo (1);

15 - dicho rotor (15) de dicha bomba de dicho dispositivo (1) se acciona mediante el árbol (3') de accionamiento de dicho motor (3) por medio de una transmisión (101) mecánica.

11. Método para regular un circuito (11) de refrigeración según la reivindicación 10, en el que dicho método comprende las etapas de:

20 - mantener, cuando la temperatura del agua en la salida de la línea (12) de refrigeración está por debajo de un primer valor predeterminado (T1), dicha válvula (78) en una primera configuración de funcionamiento de modo que dicha primera salida (78') de la válvula (78) esté abierta y dicha segunda salida (78'') de dicha válvula (78) esté cerrada;

25 - variar gradualmente, cuando la temperatura del agua en la salida de la línea (12) de refrigeración supera dicho primer valor (T1) y no supera un segundo valor predeterminado (T2) superior a dicho primer valor (T1), la configuración de funcionamiento de dicha válvula (78) de dicha primera configuración de funcionamiento a una segunda configuración de funcionamiento según la cual dicha primera salida (78') de la válvula (78) de expansión térmica está cerrada y dicha segunda salida (78'') de dicha válvula (78) de expansión térmica está abierta;

- mantener firmemente dicha segunda válvula (78) en dicha segunda configuración de funcionamiento cuando la temperatura del agua en la salida de la línea (12) de refrigeración supera dicho segundo valor (T2).

12. Método de regulación según la reivindicación 11, en el que dicho método comprende las etapas adicionales de:

30 - anular, por medio de dichos medios (9) de partición, el caudal de dicho primer flujo en dicho primer conducto (5) hasta que la temperatura del agua en la salida de la línea (12) de refrigeración está por debajo de un tercer valor predeterminado (T3), superior a dicho segundo valor (T2);

35 - dividir de una manera predeterminada, por medio de dichos medios (9) de partición, el caudal que sale del colector (50) entre dicho primer conducto (5) y dicho segundo conducto (6) hasta que la temperatura del agua en la salida de la línea (12) de refrigeración supera dicho tercer valor (T3).

13. Vehículo industrial o comercial, que comprende un motor diésel, caracterizado porque comprende un circuito de refrigeración según la reivindicación 10.

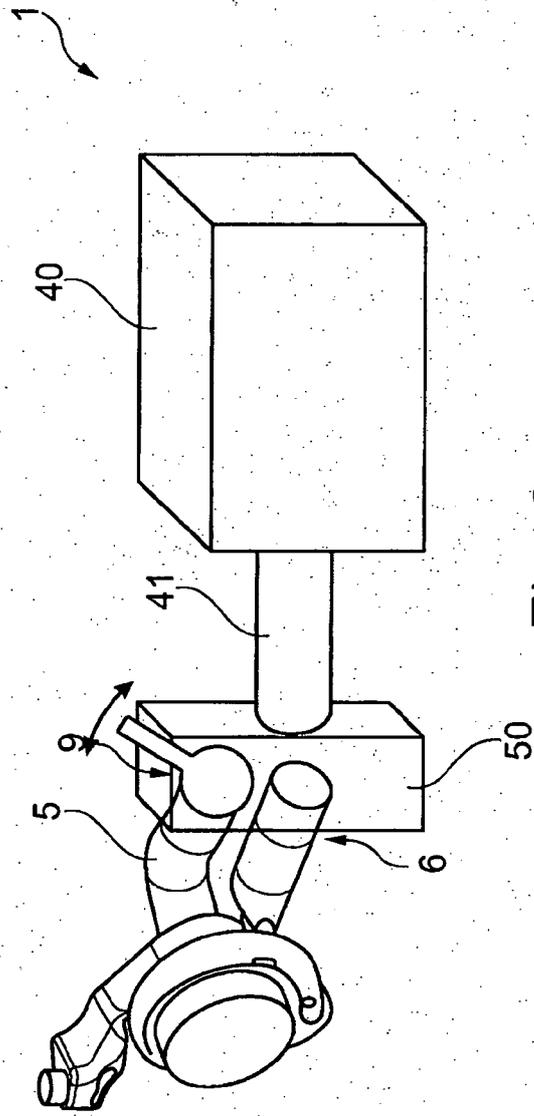


Fig. 2

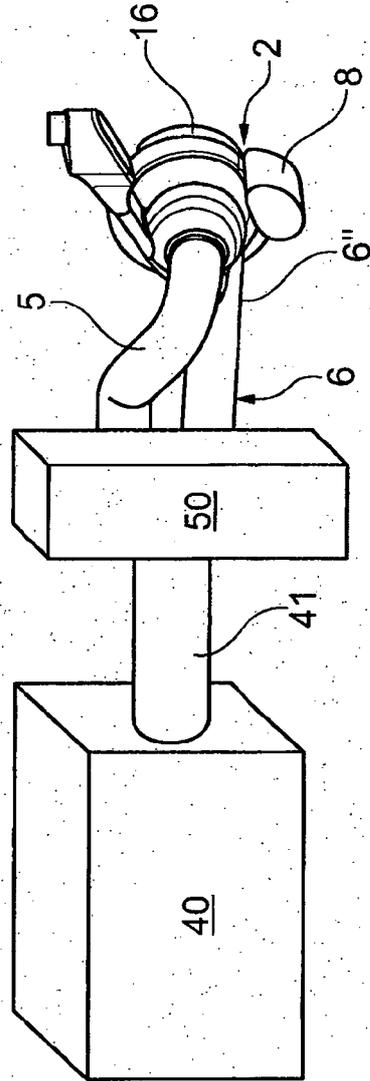


Fig. 3

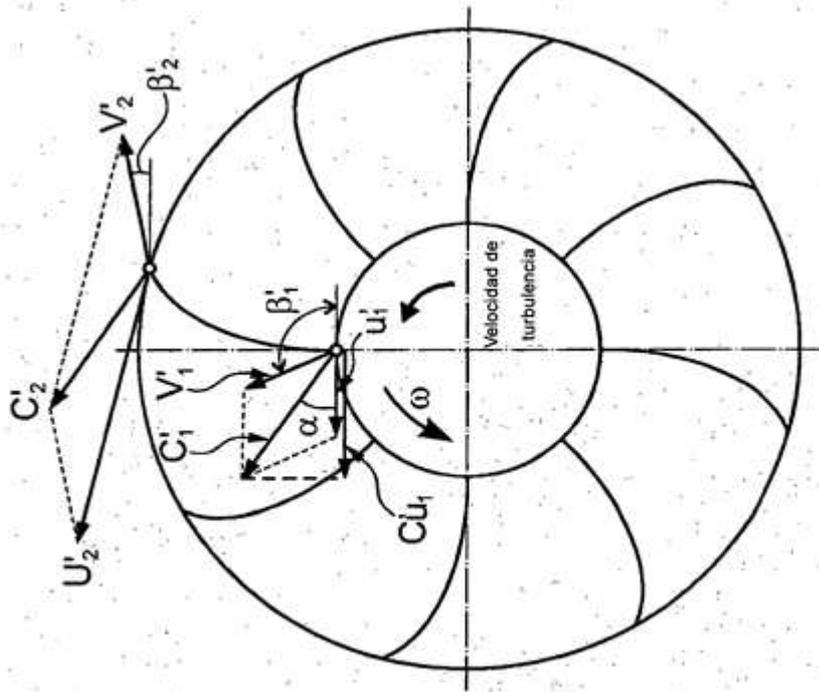


Fig. 5

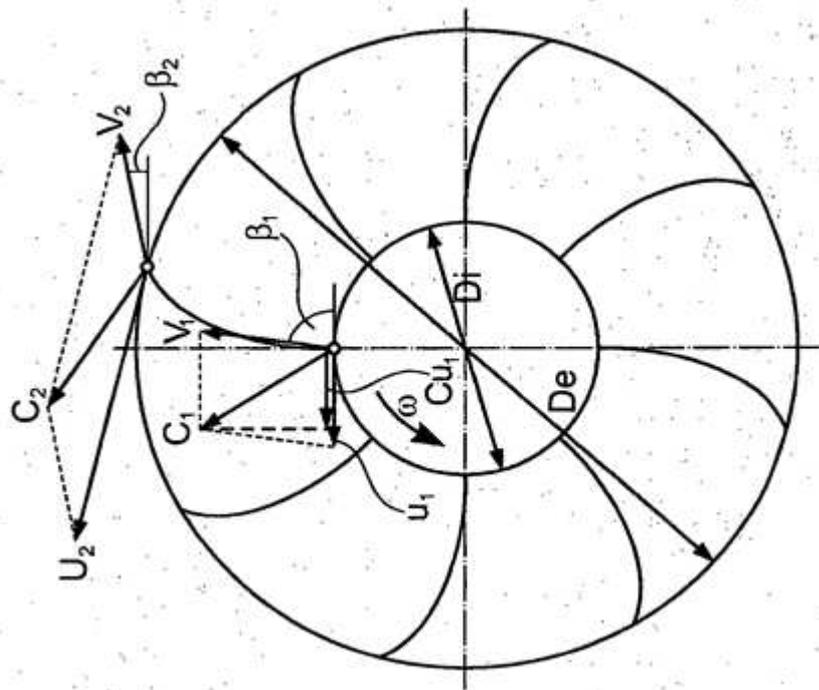


Fig. 4

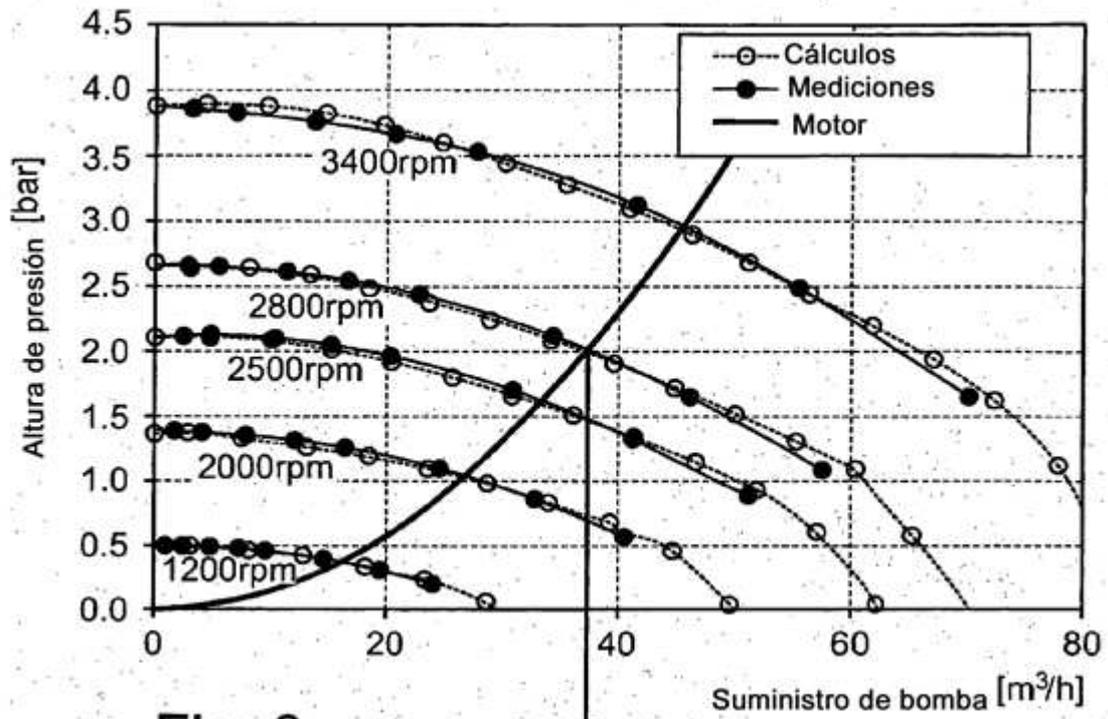


Fig. 6

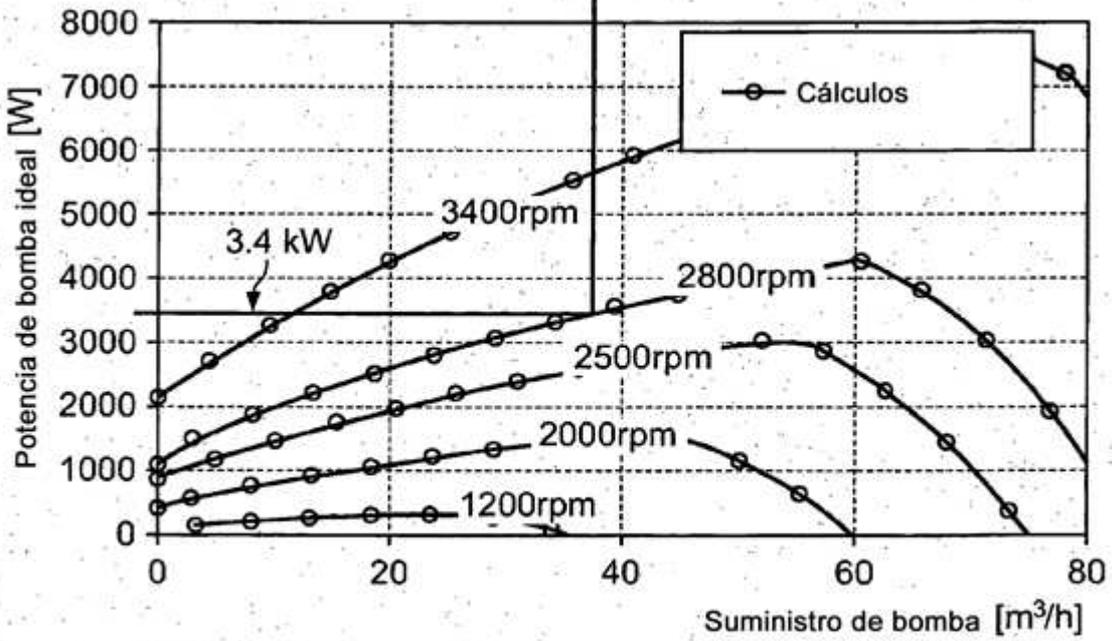
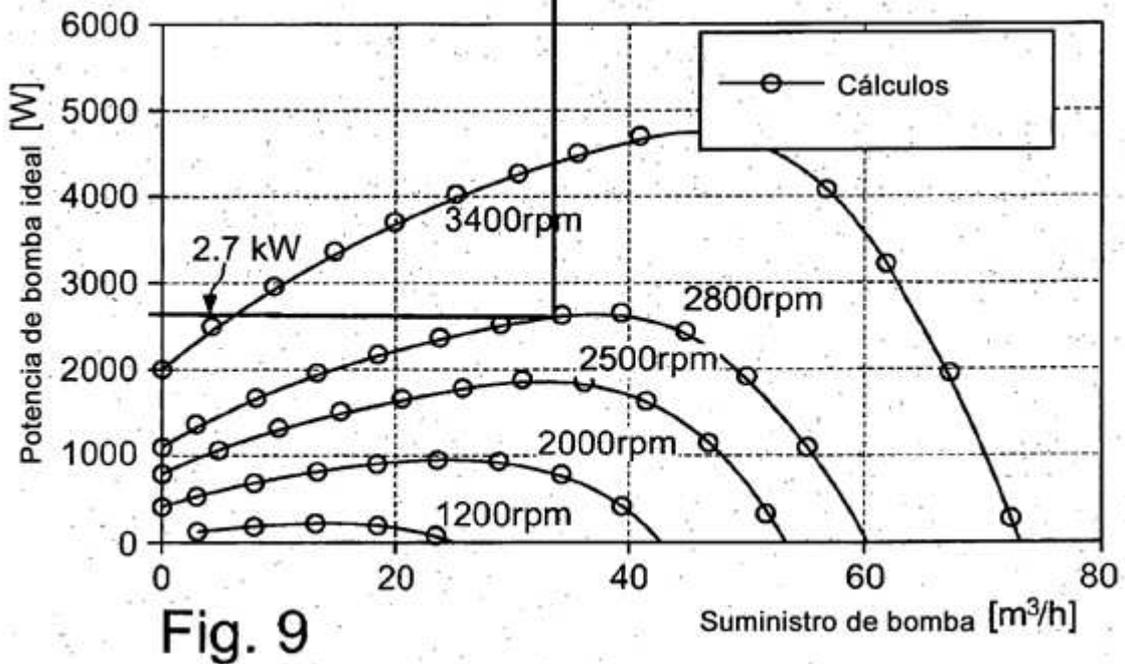
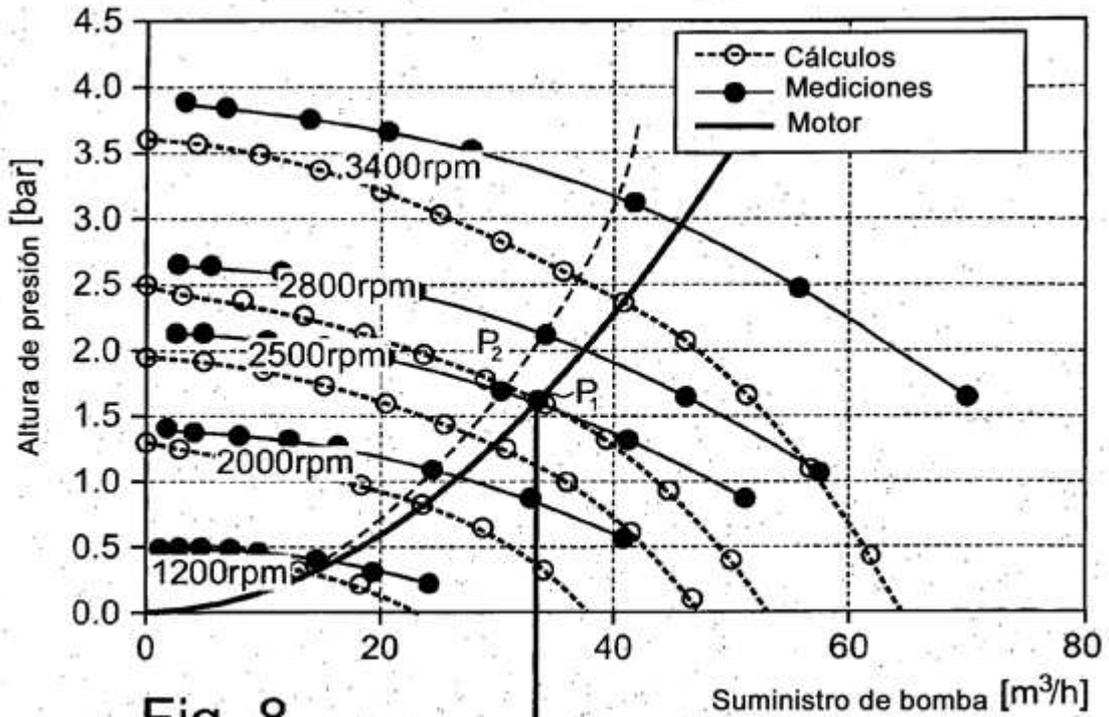


Fig. 7



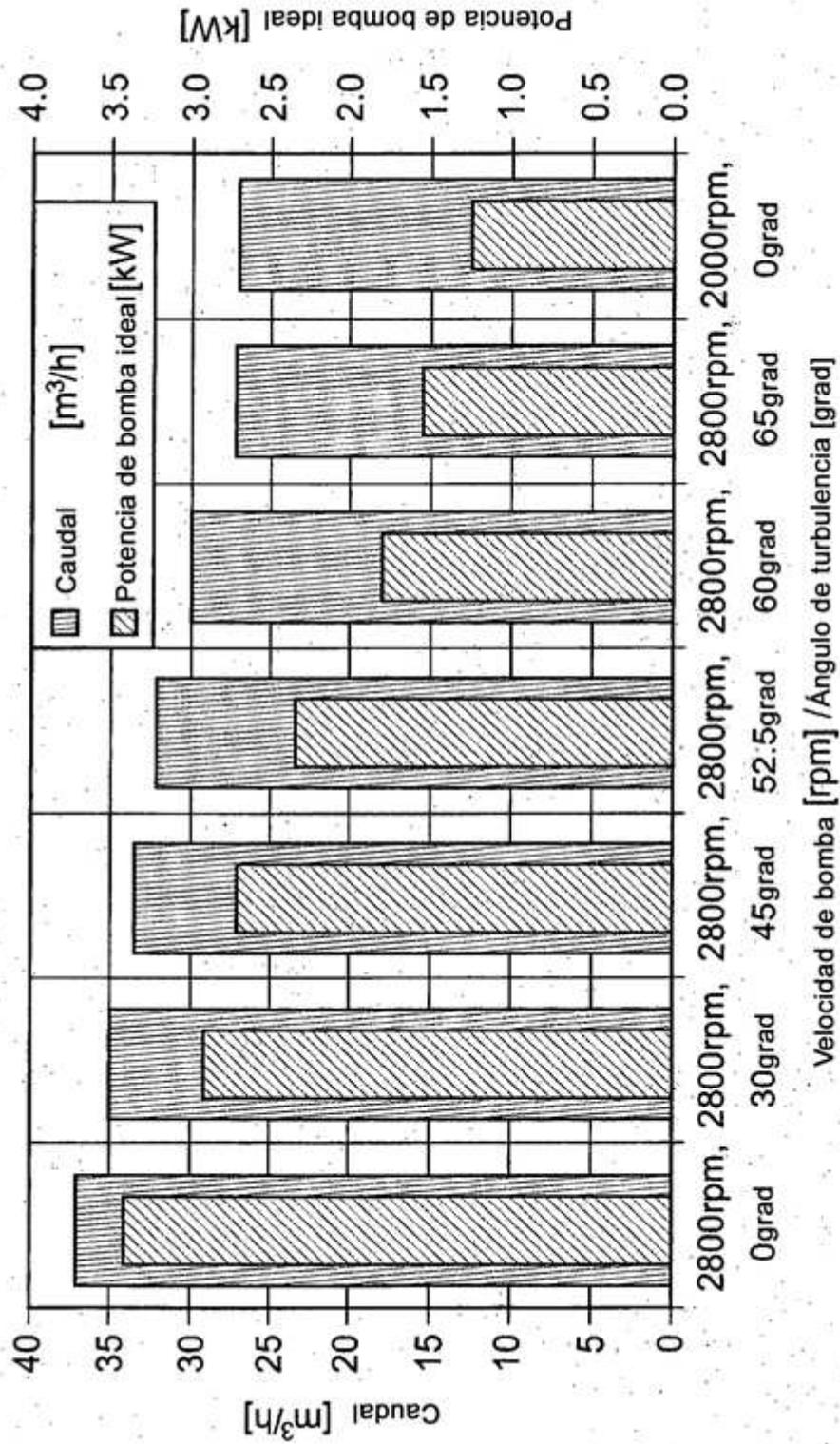


Fig. 10

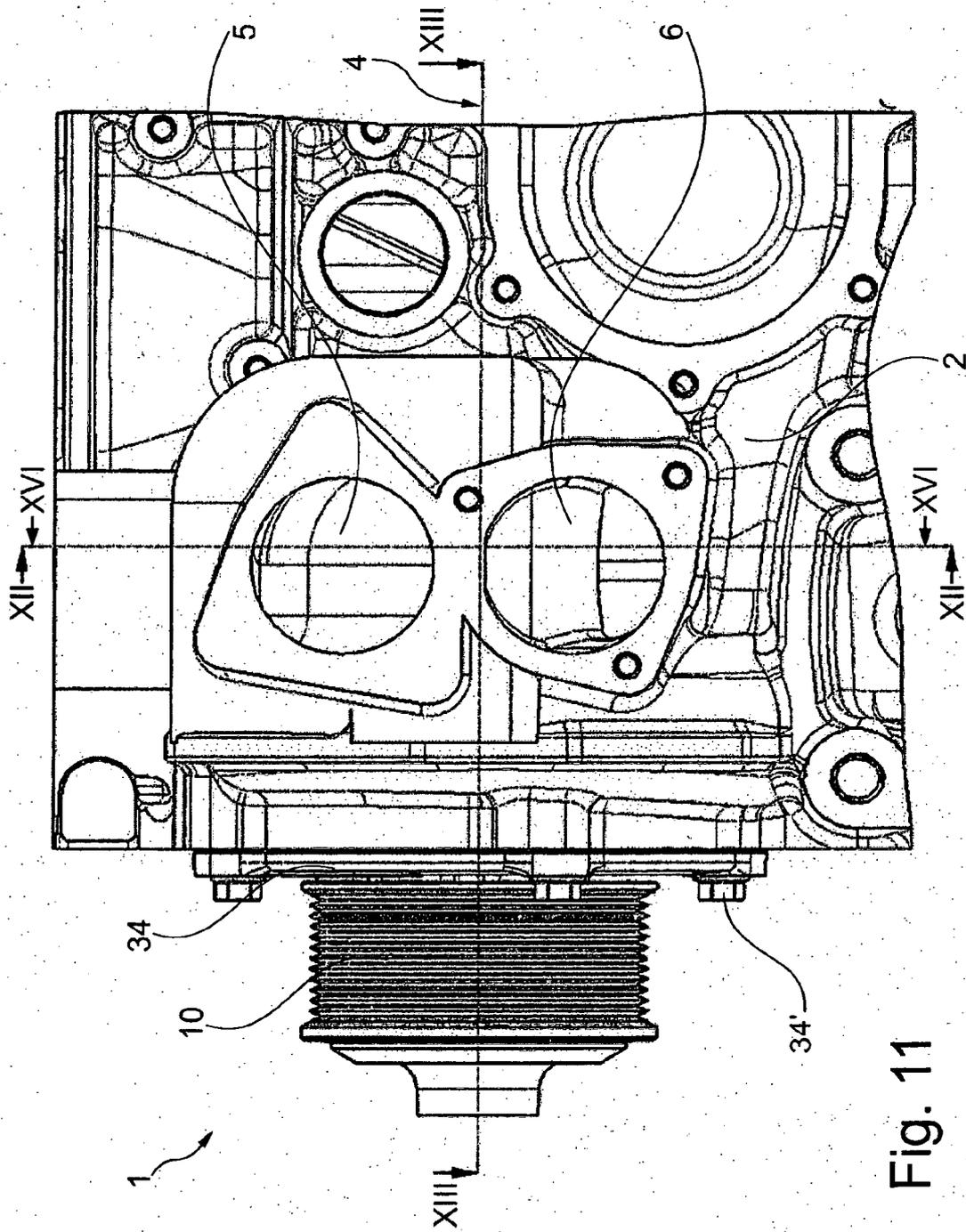
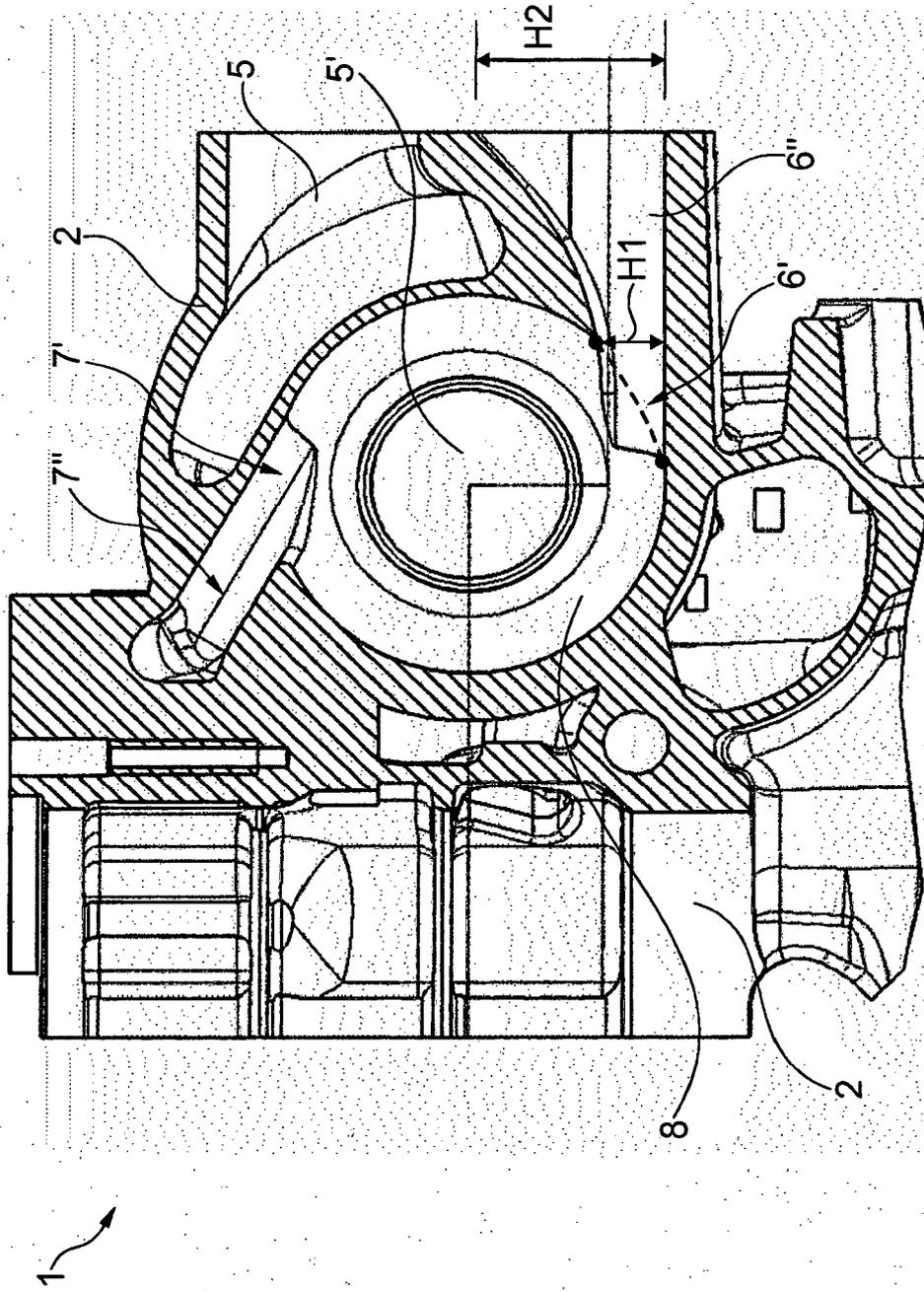


Fig. 11



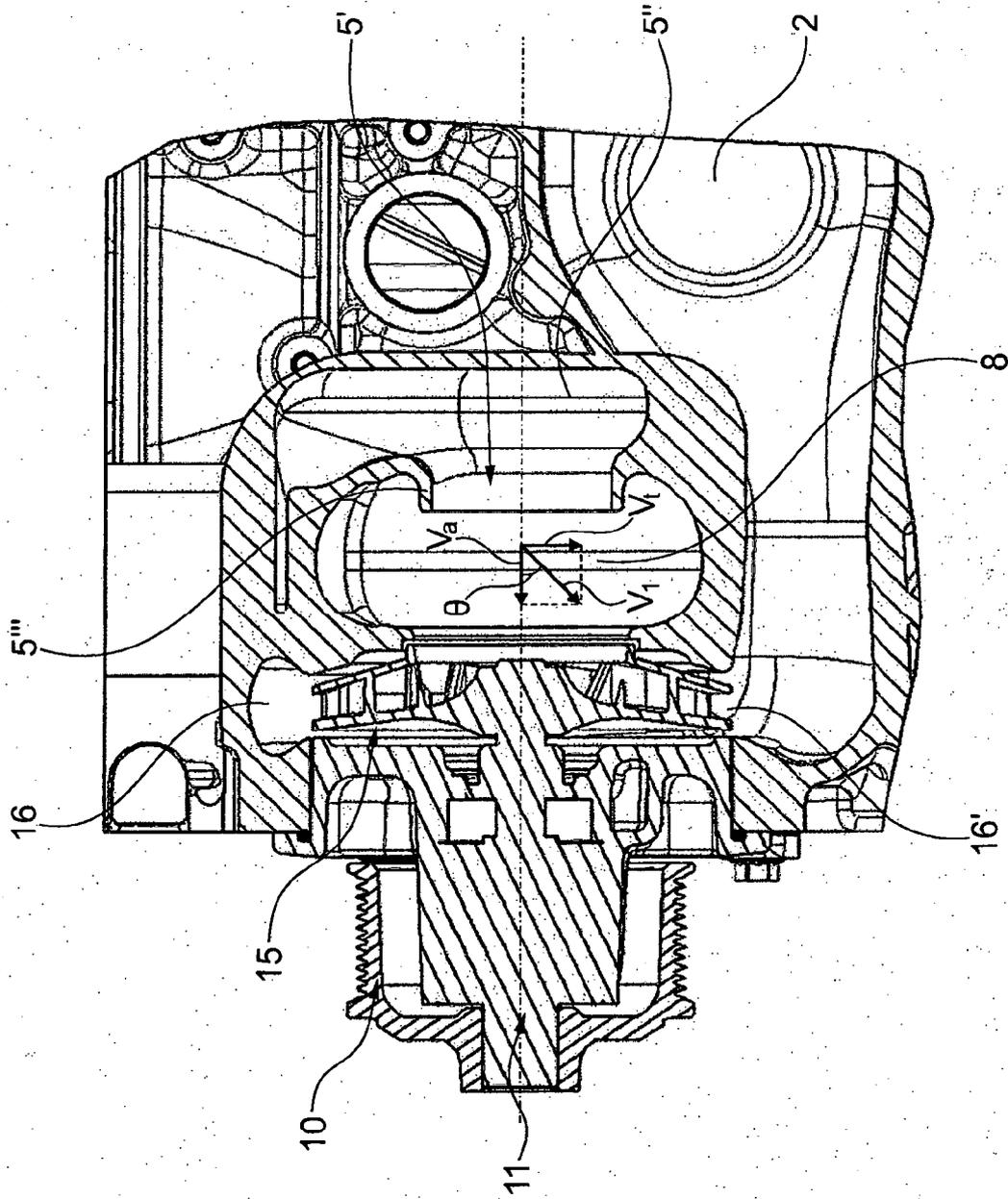


Fig. 14

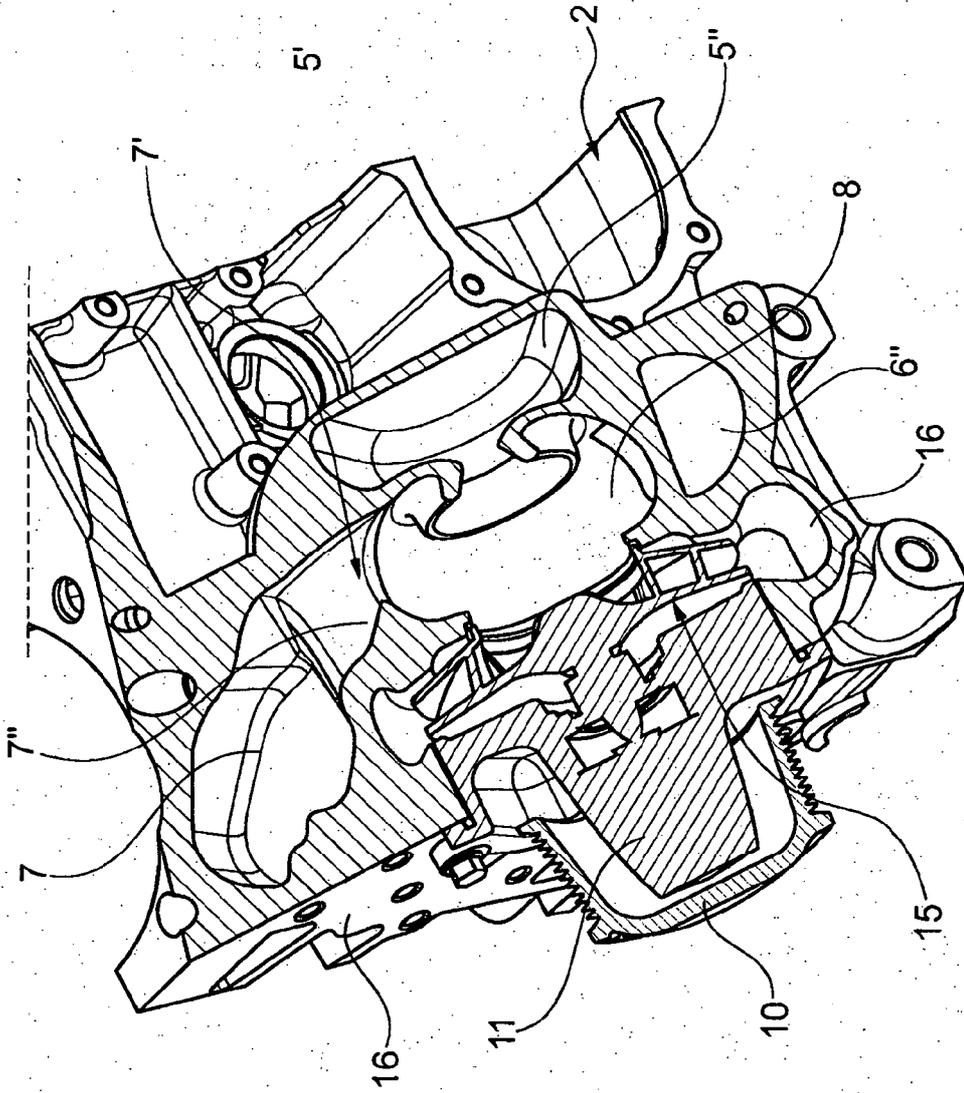


Fig. 15

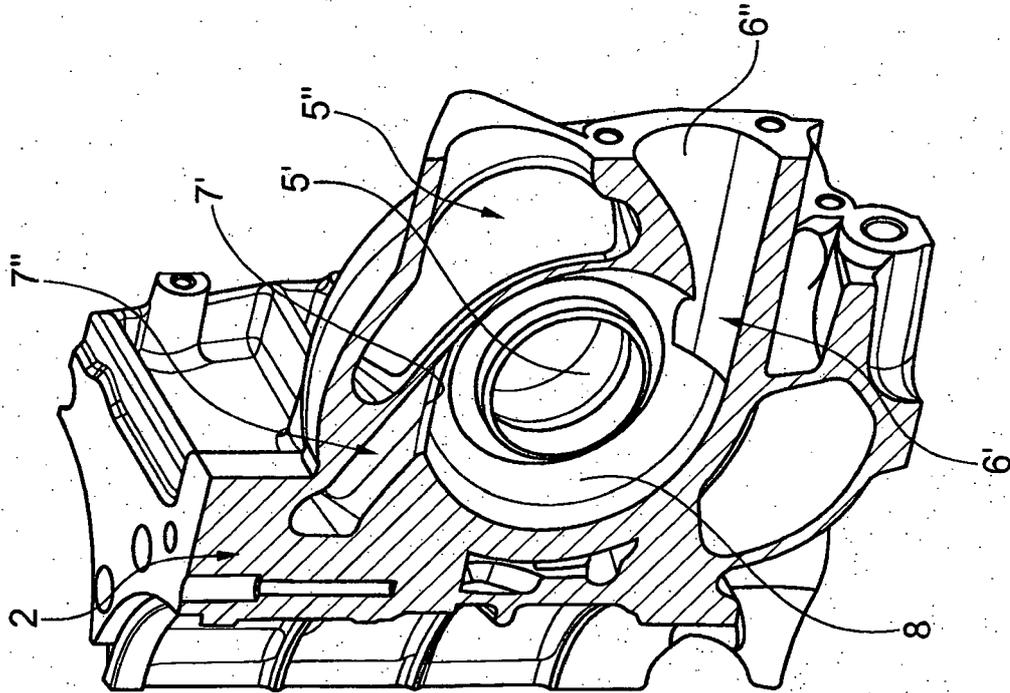


Fig. 17

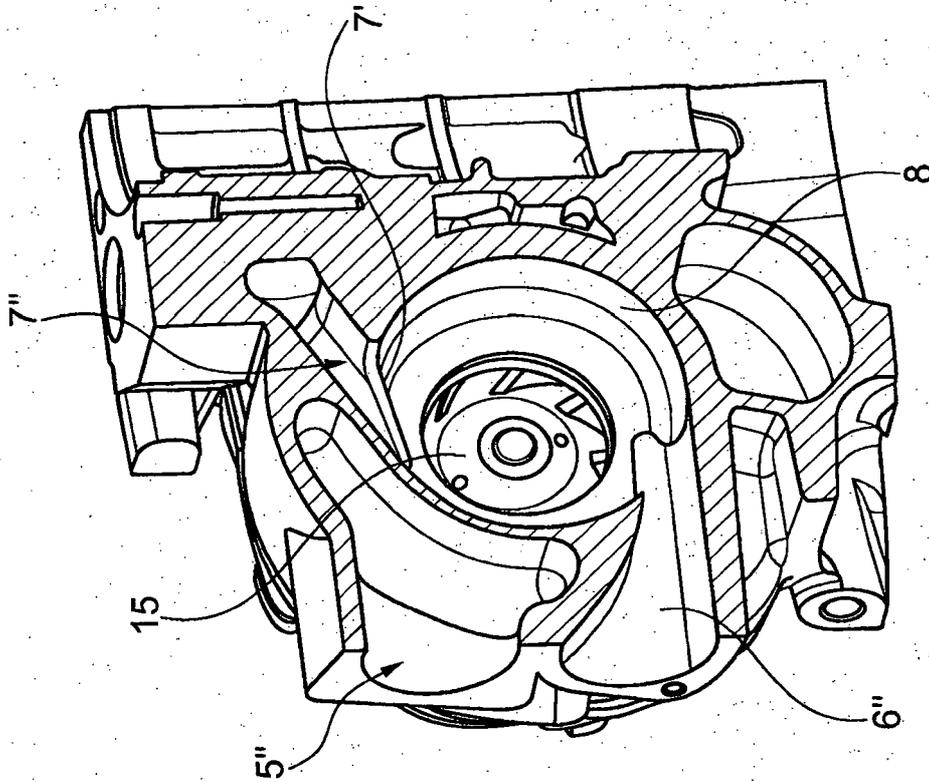


Fig. 16