



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200380101612. X

[43] 公开日 2005 年 12 月 7 日

[11] 公开号 CN 1705826A

[22] 申请日 2003. 10. 14

[21] 申请号 200380101612. X

[30] 优先权

[32] 2002. 10. 16 [33] JP [31] 301870/2002

[86] 国际申请 PCT/JP2003/013117 2003. 10. 14

[87] 国际公布 WO2004/036045 日 2004. 4. 29

[85] 进入国家阶段日期 2005. 4. 18

[71] 申请人 大金工业株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 后藤望 大塚要

[74] 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司

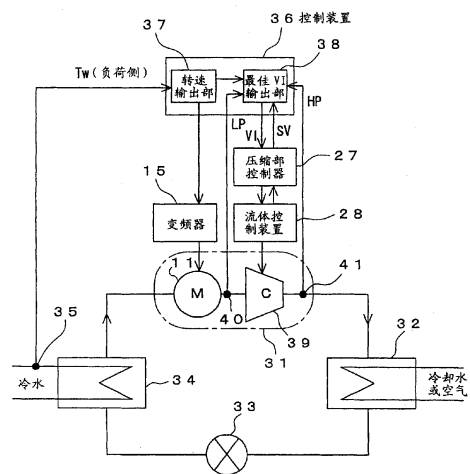
代理人 董惠石

权利要求书 1 页 说明书 9 页 附图 7 页

[54] 发明名称 可变内部容积比式变频螺杆压缩机

[57] 摘要

利用基于变频器(15)的电动机(11)的转速控制,进行相对负荷的能力调整。这样,在能力调整时不需要进行卸载控制,抑制运转效率的降低。另外,不需要进行容量控制的容量控制阀,简化阀控制机构。另一方面,可变内部容积比的作用是达到与运转状态(能力)对应的最高的压缩机效率,在低内部容积比指令时,利用压缩部控制器(27)使滑阀(19)向轴向电动机(11)侧移动,加快压缩步骤的结束时间,尽快喷出压缩气体。与此相对,在高内部容积比指令时,使滑阀(19)向轴向活塞(25)侧移动,延迟压缩步骤的结束时间,推迟喷出压缩气体。



I S S N 1 0 0 8 - 4 2 7 4

-
1. 一种可变内部容积比式变频螺杆压缩机，其特征在于，具有：
可变内部容积比阀（19），通过变更螺杆压缩部（39）的压缩步骤的
5 结束时间，可以改变内部容积比；
旋转驱动上述螺杆压缩部（39）的电动机（11）；
根据负荷控制上述电动机（11）的旋转频率的变频器（15）。
2. 根据权利要求1所述的可变内部容积比式变频螺杆压缩机，其特征
在于，具有控制部（36、51、27、28），根据上述螺杆压缩部（39）的
10 吸入侧压力和喷出侧压力和上述电动机（11）的旋转频率，控制上述可
变内部容积比阀（19）的开度。

可变内部容积比式变频螺杆压缩机

5 技术领域

本发明涉及一种可以改变螺杆压缩机的吸入容积和喷出容积之比，即内部容积比的可变内部容积比式变频螺杆压缩机。

背景技术

10 以往，作为可以改变上述内部容积比的可变内部容积比式螺杆型压缩机，有图7所示的压缩机（例如，参照专利第3159762号公报）。

在该可变内部容积比式螺杆型压缩机中，在需要变更上述内部容积比时，利用步进电机1使连杆（rod）2旋转，使可变VI（内部容积比）阀3例如后退。此时，容量控制阀4与可变VI阀3一起后退，在可变VI
15 阀3被固定于新的设定位置时，以接触可变VI阀3的状态被再次固定，这样，上述容量控制阀4的前端后退到与变动后的内部容积比相对应的位置，重新规定喷出口5的开口度。

该情况时，检测压力 P_{a1} ，并向步进电机1提供使该检测压力 P_{a1} 和喷出压力 P_{a2} 之差 ΔP 为最小的信号，由此指定上述内部容积比，所述压力
20 P_{a1} 是由运转时的转子和壳体7内壁形成的空间与喷出空间连通之前的压力。或者，利用控制装置10分析运转时的吸入压力、喷出压力等的参数趋势，预测最佳内部容积比，并向步进电机1提供表示该最佳内部容积比的值的信号，由此指定上述内部容积比。

在上述结构中，从吸入孔6吸入的流体，在壳体7内通过阴、阳转
25 子（未图示）被压缩后，经过喷出口5向喷出孔8喷出。

在该状态下，施加给可变内部容积比式螺杆型压缩机的负荷变动，在需要容量控制的情况下，根据该控制指令，油压活塞9进行前进动作，使容量控制阀4只前进需要的量，所以在可变VI阀3和容量控制阀4之间产生间隙。并且，压缩中的流体从可变VI阀3和容量控制阀4的间隙

在吸入侧旁通 (by-pass)。

即, 在上述专利第 3159762 号公报中, 使从容量控制阀 4 喷出的压缩气体的内部容积比可以改变, 以便对应于全负荷能力 (100% 负载) 下运转时的高低压力条件, 而达到最高的压缩机效率。

5 但是, 在上述以往的专利第 3159762 号公报中公开的可变内部容积比式螺杆型压缩机中, 存在以下问题。

即, 上述以往的可变内部容积比式螺杆型压缩机的可变内部容积比技术, 使从喷出口 5 喷出的压缩气体的内部容积比可以改变, 以便对应于运转时的高低压力条件而达到最高的压缩机效率, 但是形成为对应于全负荷能力 (100% 负载) 时的设定。并且, 在部分负荷能力时 (部分负载时), 由于使压缩中途的流体从可变 VI 阀 3 和容量控制阀 4 的间隙在吸入侧旁通, 需要进行能力调整 (卸载控制), 所以存在效率较差的问题。

另外, 由于设有变更内部容积比的可变 VI 阀 3 和进行容量控制的容量控制阀 4, 所以需要分别地设置变更内部容积比时的可变 VI 阀 3 控制机构和控制容量时的容量控制阀 4 控制机构, 存在阀控制机构复杂的问题。

发明内容

本发明的目的在于, 提供一种可以根据负荷 (运转条件) 经常以最大效率运转的可变内部容积比式螺杆压缩机。

为了达到上述目的, 本发明的可变内部容积比式变频螺杆压缩机的特征在于, 具有: 可变内部容积比阀, 通过变更螺杆压缩部的压缩步骤的结束时间, 可以改变内部容积比; 旋转驱动上述螺杆压缩部的电动机; 根据负荷控制上述电动机的旋转频率的变频器。

25 根据上述结构, 在根据负荷调整压缩能力时, 利用变频器控制电动机的旋转频率。这样, 不进行卸载控制即可进行能力调整。并且, 为了达到与所调整的上述电动机的旋转频率对应的最高的压缩机效率, 控制可变内部容积比阀的开度, 设定螺杆压缩部的压缩步骤的结束时间。结果, 可以根据负荷经常以最大效率运转。

并且，本发明的可变内部容积比式变频螺杆压缩机的特征在于，具有控制部，根据上述螺杆压缩部的吸入侧压力和喷出侧压力和上述电动机的旋转频率，控制上述可变内部容积比阀的开度。

根据上述结构，在上述可变内部容积比时，利用控制部，根据上述
5 螺杆压缩部的吸入侧压力和喷出侧压力和上述电动机的旋转频率，控制上述可变内部容积比阀的开度。因此，能够利用预先设定的压缩比和电动机的旋转频率和最佳内部容积比的关系，准确且容易地控制上述内部容积比，以达到由上述变频器调整的上述电动机的旋转频率所对应的最高的压缩机效率。

10

附图说明

图 1A、1B 是本发明的可变内部容积比式变频螺杆压缩机的主要部分结构图。

图 2 是表示图 1 所示的可变内部容积比式变频螺杆压缩机的能力·内
15 部容积比控制系统的图。

图 3 是表示与图 2 不同的能力·内部容积比控制系统的图。

图 4 是表示压缩比和最佳内部容积比的各旋转频率的关系的图。

图 5 是表示冷冻能力和压缩机效率的各压缩比的关系的图。

图 6A、6B 是表示螺杆型压缩机的内容积和压力的关系的图。

20 图 7 是以往的可变内部容积比式螺杆型压缩机的剖面图。

具体实施方式

以下，根据图示实施方式详细说明本发明。图 1 是本实施方式的可
25 变内部容积比式变频螺杆压缩机的概略结构图。图 1A 表示低内部容积比时，图 1B 表示高内部容积比时。

在图 1 中，11 表示电动机，具有被固定在固定于壳体（未图示）的定子 12 和固定于主轴 14 的一端侧并旋转的转子 13。电动机 11 由变频器（inverter）15 进行变频驱动。上述主轴 14 的两端由轴承 16、17 支撑，在主轴 14 的另一端侧安装着螺杆转子（screw rotor）18。在主轴 14 通

过电动机 11 旋转时，螺杆转子 18 旋转，利用外周面的螺纹槽（未图示）压缩吸入气体。设有面对螺杆转子 18 的外周面的圆筒状的滑阀 19，其在轴向上具有规定长度的喷出口 20，由螺杆转子 18 压缩的气体从喷出口 20 喷出。

- 5 在上述滑阀 19 的电动机 11 的相反侧端面安装着多个连杆（rod）22 的一端，其由支撑板 21 支撑着自由滑动。各连杆 22 的另一端安装在一块连接板 23 上。在支撑板 21 的螺杆转子 18 的相反侧表面中央设有气缸 24，活塞 25 被收容于该气缸 24 中，在活塞 25 的螺杆转子 18 的相反侧安装着活塞杆 26，在活塞杆 26 的前端安装连接板 23。这样，随着活塞
10 25 向轴向上的移动，滑阀 19 通过活塞杆 26、连接板 23 和连杆 22 向轴向移动。

进排到上述气缸 24 内的活塞 25 两侧的工作室中的工作流体，根据来自压缩部控制器 27 的控制信号，由流体控制装置 28 控制。另外，上述流体控制装置 28 的具体结构为，在降低内部容积比时，按照图 1A 所示使活塞 25 向螺杆转子 18 侧移动，而在提高内部容积比时，按照图 1B
15 所示使活塞 25 向螺杆转子 18 的相反侧移动，只要具有这种结构，就没有特别限定。

在上述结构的可变内部容积比式变频螺杆压缩机中，利用变频器 15 对电动机 11 的转速控制，进行相对负荷的能力调整。这样，在能力调整
20 整时不需要进行卸载控制，可以抑制运转效率的降低。另外，不需要进行容量控制的容量控制阀，可简化阀控制机构。

对此，利用压缩部控制器 27 控制滑阀 19 的位置，使上述可变内部容积比达到与运转状态对应的最高效率。并且，在低内部容积比指令时，使滑阀 19（即，喷出口 20 的开始位置）向轴向电动机 11 侧移动，由
25 此加快压缩部的压缩步骤的结束时间，尽快喷出压缩气体。另一方面，在高内部容积比指令时，使滑阀 19（即，喷出口 20 的开始位置）向轴向活塞 25 侧移动，延迟压缩部的压缩步骤的结束时间，推迟喷出压缩气体。即，在本实施方式中，利用滑阀 19 构成上述可变内部容积比阀。

并且，如上所述，利用上述变频器 15 设定电动机的转速，利用压缩

部控制器 27 设定滑阀 19 的位置后，从吸入口吸入的吸入气体通过电动机 11 内部被导入螺杆转子 18。并且，由形成于螺杆转子 18 外周面的上述螺纹槽压缩，从滑阀 19 的喷出口 20 喷出。

以下，说明本实施方式的电动机 11 的转速控制和滑阀 19 的位置控制。

图 2 是表示本可变内部容积比式变频螺杆压缩机的能力·内部容积比控制系统的图。在图 2 中，以安装在冷冻机上压缩加热制冷剂的螺杆压缩机 31 为例进行说明。

上述冷冻机构成为将螺杆压缩机 31、冷凝器 32、膨涨阀 33 和蒸发器 34 顺序连接成环状。从螺杆压缩机 31 喷出的高温高压制冷剂在冷凝器 32 中与冷却水或空气进行热交换被冷凝，成为低温高压的液体制冷剂供给膨涨阀 33。被膨涨阀 33 减压的低温低压液体制冷剂在蒸发器 34 中与水进行热交换而蒸发，成为低压气体返回螺杆压缩机 31。在蒸发器 34 被冷却的冷水用于冷气设备。

在上述蒸发器 34 的制冷剂管安装着温度传感器 35，表示来自该温度传感器 35 的冷却水温 T_w 的检测信号被输入控制装置 36 的转速输出部 37。这样，转速输出部 37 把基于所输入的检测信号的冷却水温 T_w 作为负荷侧的信息，根据例如与设定温度的差，算出用于获得所需要的冷冻能力的电动机 11 的旋转频率 Hz ，输出给控制装置 36 的最佳内部容积比输出部 38 和变频器 15。变频器 15 根据上述接收的旋转频率 Hz ，控制电动机 11 的转速。由此，进行相对负荷的能力调整。

另一方面，在包括上述螺杆转子 18 和滑阀 19 的螺杆压缩部 39 的吸入侧安装着低压侧压力传感器 40，在喷出侧安装着高压侧压力传感器 41。并且，表示来自低压侧压力传感器 40 的低压力 LP 的检测信号、和表示来自高压侧压力传感器 41 的高压力 HP 的检测信号，被输入给最佳内部容积比输出部 38。这样，最佳内部容积比输出部 38 根据基于所输入的检测信号的吸入侧低压力 LP 和喷出侧高压力 HP ，检测设定电动机 11 的转速后的运转状况。并且，根据低压力 LP 和高压力 HP 及来自转速输出部 37 的旋转频率 Hz ，进行运算处理，算出当前的旋转频率 Hz 的最佳内部

容积比，输出给压缩部控制器 27。这样，压缩部控制器 27 根据上述接收的内部容积比控制流体控制装置 28 的动作。并且，进行与运转状况对应的内部容积比控制。

但是，上述流体控制装置 28 的结构在具有进行与滑阀 19 向轴向的移动成比例的动作用的部件（操作先导阀（pilot valve）的外部驱动电机等）时，可以根据上述部件的动作位置检测滑阀 19 的位置。该情况时，把来自流体控制装置 28 的表示滑阀 19 的位置 SV 的检测信号，经由压缩部控制器 27 或直接输入最佳内部容积比输出部 38。在最佳内部容积比输出部 38，根据上述接收的滑阀 19 的位置 SV 求出当前的内部容积比值，对最佳内部容积比进行反馈控制。这样，可以高精度地进行可变内部容积比控制。

另外，上述流体控制装置 28 的结构在为不能检测滑阀 19 的位置的结构（例如，由配管和电磁阀构成）时，最佳内部容积比输出部 38 乘算自起动时起的输出内部容积比值，并且，把该乘算内部容积比值作为当前的内部容积比值，算出对最佳内部容积比值的控制量 ΔVI ，由此可以进行反馈控制。

图 3 是表示与图 2 不同的能力·内部容积比控制系统的图。在图 3 中，螺杆压缩机 31 也安装在冷冻机上。并且，控制装置 51 和变频器 54 具有与图 2 不同的结构。以下，对和图 2 相同的部件赋予相同的标号，主要说明控制装置 51 和变频器 54 的动作。

与图 2 所示情况相同，表示来自温度传感器 35 的冷却水温 T_w 的检测信号被输入给控制装置 51 的转速输出部 52。并且，表示来自低压侧压力传感器 40 的低压力 LP 的检测信号、和表示来自高压侧压力传感器 41 的高压力 HP 的检测信号，被输入给控制装置 51 的最佳内部容积比输出部 53。利用转速输出部 52，根据冷却水温 T_w 算出用于获得需要的冷冻能力的电动机 11 的旋转频率 Hz，利用变频器 54 控制电动机 11 的转速。由此，进行相对负荷的能力调整。

本实施方式的变频器 54 可以检测上述电动机 11 的驱动电压 V 和驱动电流 A（或驱动电功率 W），把所检测的驱动电压 V 和驱动电流 A（或驱

动电功率 W) 送回给转速输出部 52。通过转速输出部 52, 将上述算出的旋转频率 Hz 和上述接收的驱动电压 V 和驱动电流 A (或驱动电功率 W) 发送给最佳内部容积比输出部 53。

这样, 上述最佳内部容积比输出部 53 与图 2 所示情况相同, 根据来自压力传感器 40、41 的低压力 LP 和高压力 HP 及来自转速输出部 52 的旋转频率 Hz 和来自流体控制装置 28 的滑阀 19 的位置 SV, 进行运算处理, 算出对最佳内部容积比的控制量 ΔVI , 输出给压缩部控制器 27。

另外, 在本实施方式中, 利用上述最佳内部容积比输出部 53 存储来自转速输出部 52 的驱动电压 V 和驱动电流 A (或驱动电功率 W) 的变化推移。并且, 一面反复进行上述的内部容积比动作, 一面进行内部容积比控制, 以使驱动电压 V 和驱动电流 A (或驱动电功率 W) 为最小。

以后, 与图 2 所示情况相同, 利用上述压缩部控制器 27, 根据上述接收的控制量 ΔVI , 控制流体控制装置 28 的动作, 反馈控制对应于运转状况的内部容积比。

另外, 该情况时与图 2 的情况相同, 上述流体控制装置 28 的结构为不能检测滑阀 19 的位置的结构时, 最佳内部容积比输出部 53 乘算自起动时起的输出内部容积比值后, 把乘算内部容积比值作为当前的内部容积比值, 算出最佳内部容积比值的控制量 ΔVI 。

在图 2 和图 3 所示的控制装置 36、51 的最佳内部容积比输出部 38、53 中, 进行运算处理来算出对最佳内部容积比的控制量 ΔVI 。但是, 把来自低压侧压力传感器 40 的低压力 LP 和来自高压侧压力传感器 41 的高压力 HP 及来自转速输出部 37、52 的旋转频率 Hz 顺序存储在存储器中, 并且, 把低压力 LP、高压力 HP 和旋转频率 Hz 与前次进行内部容积比动作时的低压力 LP 和高压力 HP 及旋转频率 Hz 比较, 根据它们的变化推移, 也可以求出对最佳内部容积比的控制量 ΔVI 。

图 4 表示利用来自上述高压侧压力传感器 41 的高压力 HP 和来自低压侧压力传感器 40 的低压力 LP 之比 (HP/LP) 表示的压缩比、和最佳内部容积比的各运转频率 Hz (=30Hz、60Hz、90Hz) 的关系。图 4 中的直线是利用 $VI = (HP/LP)^{1/k}$ (k: 制冷剂比热比) 表示的理论值。针对每

种制冷剂求出这种压缩比和最佳内部容积比及运转频率 Hz 的关系，把上述关系加进利用图 2 和图 3 所示的最佳内部容积比输出部 38、53 进行运算处理时的运算公式中。

5 这样，通过上述最佳内部容积比输出部 38、53 的运算处理，可以准确算出当前旋转频率 Hz 下对最佳内部容积比的控制量 ΔVI 。

如上所述，在本实施方式中，利用变频器 15 变频驱动螺杆压缩机的电动机 11。并且，根据来自压缩部控制器 27 的控制信号，利用流体控制装置 28 控制进排到气缸 24 内的工作室中的工作流体，由此控制滑阀 19 的轴向位置，该滑阀 19 规定喷出的开始位置。

10 并且，利用构成控制装置 36、51 的转速输出部 37、52，把冷却水温 T_w 作为负荷侧的信息，算出用于获得所需要的冷冻能力的旋转频率 Hz，利用变频器 15、54 把电动机 11 的转速控制为该旋转频率 Hz，由此进行相对负荷的能力调整。因此，在能力调整时不需要进行卸载控制，可以抑制运转效率的降低。另外，不需要进行容量控制的容量控制阀，简化
15 阀控制机构。

另外，利用上述控制装置 36、51 的最佳内部容积比输出部 38、53，根据吸入侧的低压力 LP 和喷出侧的高压力 HP 和旋转频率 Hz，进行运算处理，算出当前的旋转频率 Hz 的最佳内部容积比（或 ΔVI ），利用压缩部控制器 27 和流体控制装置 28 设定滑阀 19 的轴向位置，规定喷出的开始
20 位置，由此实现上述可变内部容积比。因此，能够设定内部容积比，以达到与电动机 11 的旋转频率 Hz 对应的最高的压缩机效率。

因此，根据本实施方式，为了进行相对负荷的能力调整，可以把控制螺杆压缩机 31 的旋转频率 Hz 时的压缩机效率的降低抑制到最小限度。

25 图 5 表示冷冻能力和压缩机效率的关系。横轴表示冷冻能力 Q，利用把以往的可变内部容积比和卸载控制并用的可变内部容积比式螺杆压缩机的 60Hz 时的冷冻能力设为 100% 的百分率进行表示。另一方面，纵轴表示压缩机效率。另外，使上述压缩比变化为 2.1、3.9、5.5、7.9。

根据该图，本实施方式的可变内部容积比和变频控制并用的可变内部容积比式变频螺杆压缩机，与可变内部容积比和卸载控制并用的以往

的可变内部容积比式螺杆压缩机相比，在 100% 以下的冷冻能力 Q 下，无论哪种压缩比都可以提高压缩机效率。而且，冷冻能力越低，越能大大提高压缩机效率，可以获得更大效果。并且，本可变内部容积比式变频螺杆压缩机，利用变频控制进行相对负荷的能力调整。因此，能够进行
5 100% 以上的能力调整。另外，利用卸载控制进行相对负荷的能力调整的以往的螺杆压缩机，当然不能进行 100% 以上的能力调整。

可是，螺杆压缩机即使在相同的压力条件下，由于旋转频率使得内压产生差异，因此存在对应各频率的最佳内部容积比的值。图 6 表示频率 30Hz 时（图 6A）和频率 90Hz 时（图 6B）的内容积和压力的关系。图中虚线是表示把内部容积比固定在频率 60Hz 的最佳内部容积比值的固定
10 内部容积比时的内容积和压力的关系的曲线。另外，单点划线是表示理论绝热压缩时的内容积和压力的关系的曲线。在上述固定内部容积比中，在 30Hz 频率时，在时刻（A）产生压缩不足，压力急剧减少。并且，在 90Hz 频率时，在时刻（B）产生过度压缩，相比理论值压力大大增大。由此，不能单纯地把变频器适用于螺杆压缩机的容量控制。
15

可是，如本实施方式那样，通过形成可变内部容积比，如实线所示，可以消除在固定内部容积比时，在 30Hz 频率情况下所产生的压缩不足，并减小压力变动的幅度；并且，可以消除在固定内部容积比时，在 90Hz 频率情况下所产生的过度压缩，减小压力变动的幅度。

另外，在上述实施方式中，以把本可变内部容积比式变频螺杆压缩机的能力·内部容积比控制系统适用于冷冻机为例进行了说明，但是本发明不限于此。总之，在图 2 和图 3 中，输入给控制装置 36、51 的转速输出部 37、52 的检测信号只要是表示负荷状态的信号即可。
20

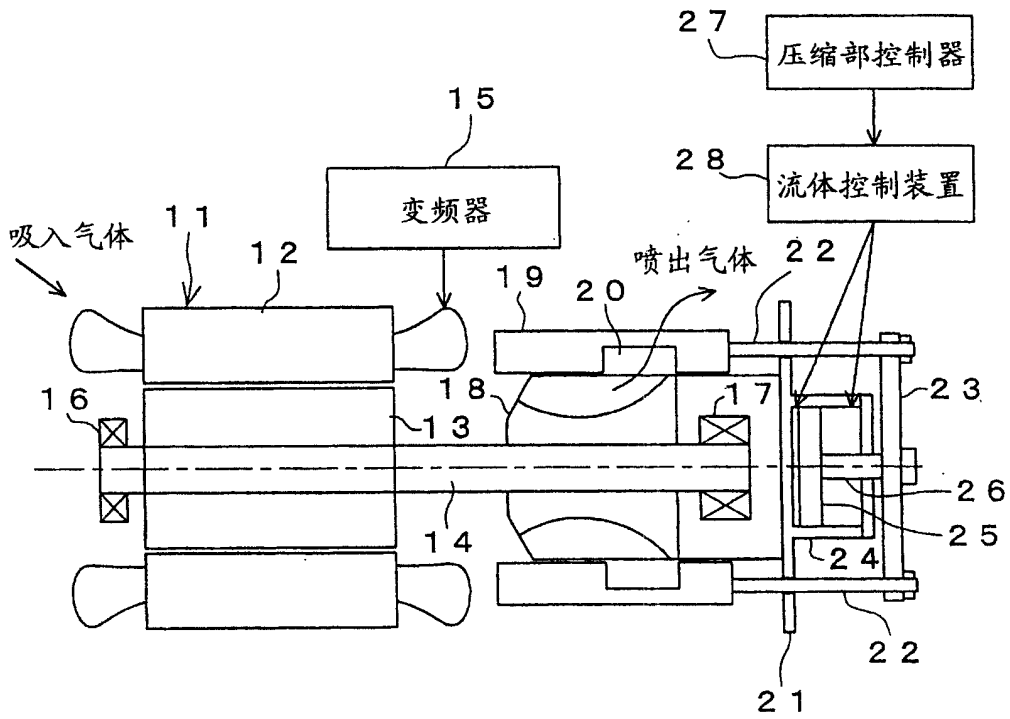


图 1A

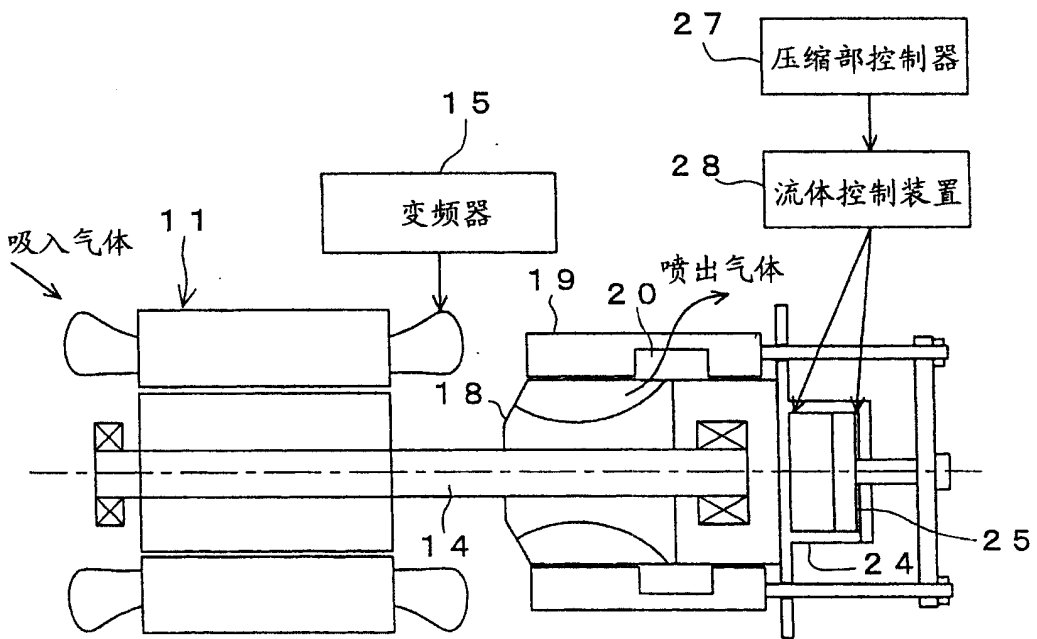


图 1B

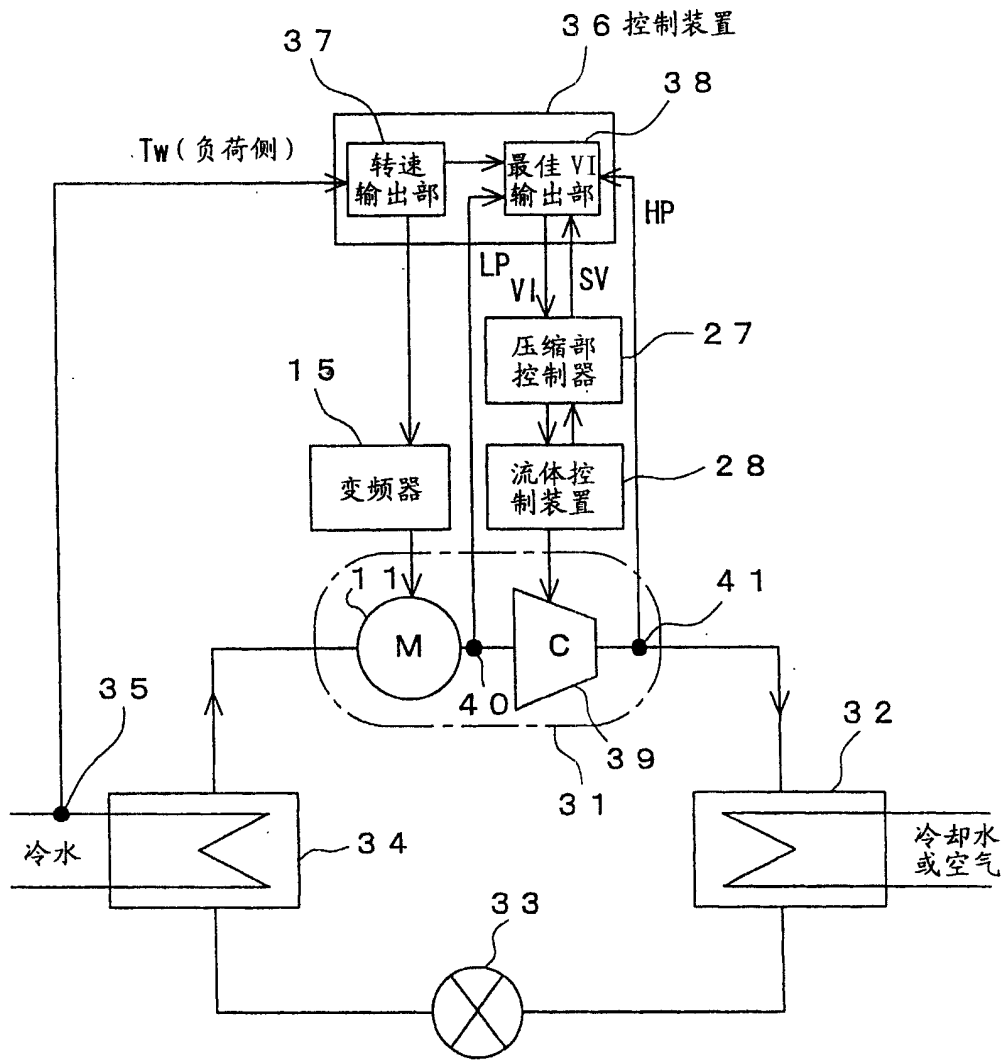


图 2

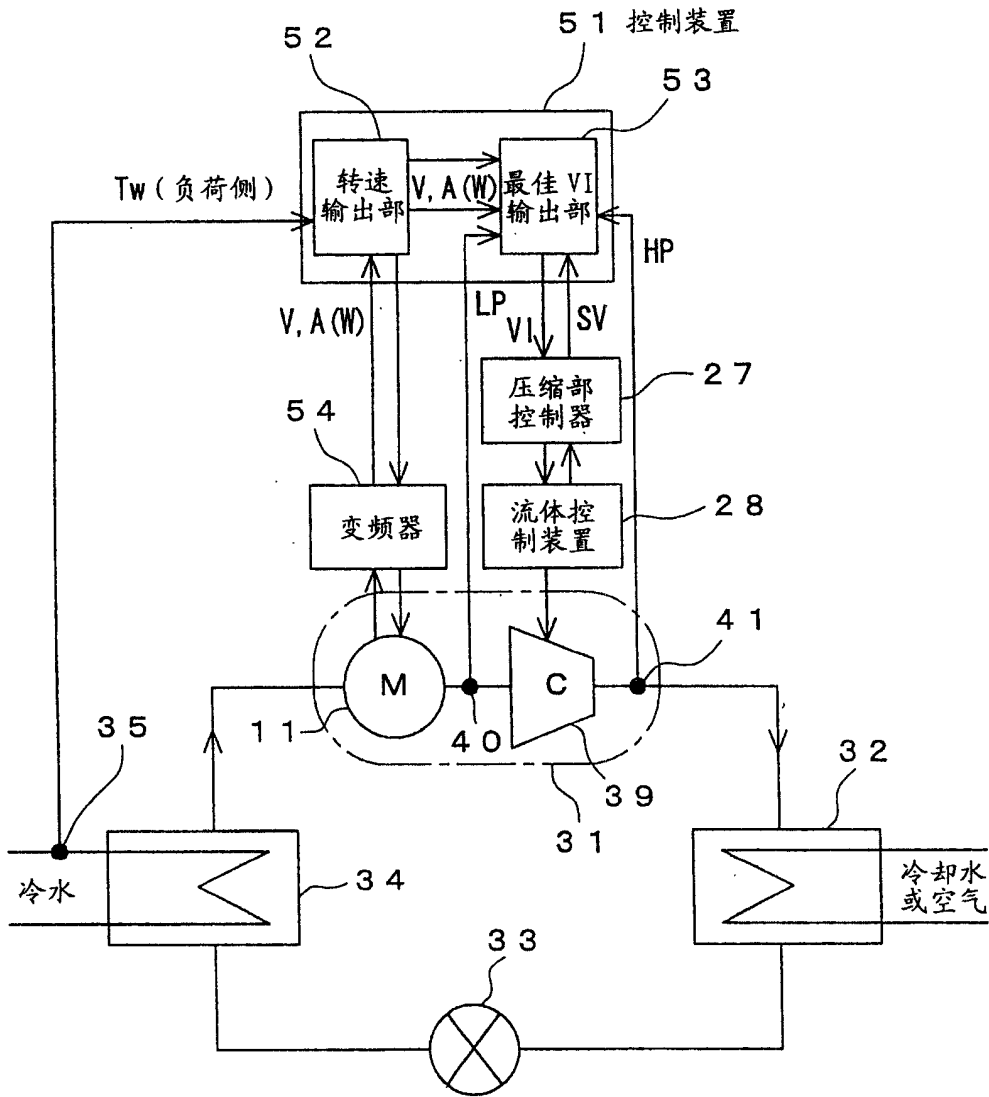


图 3

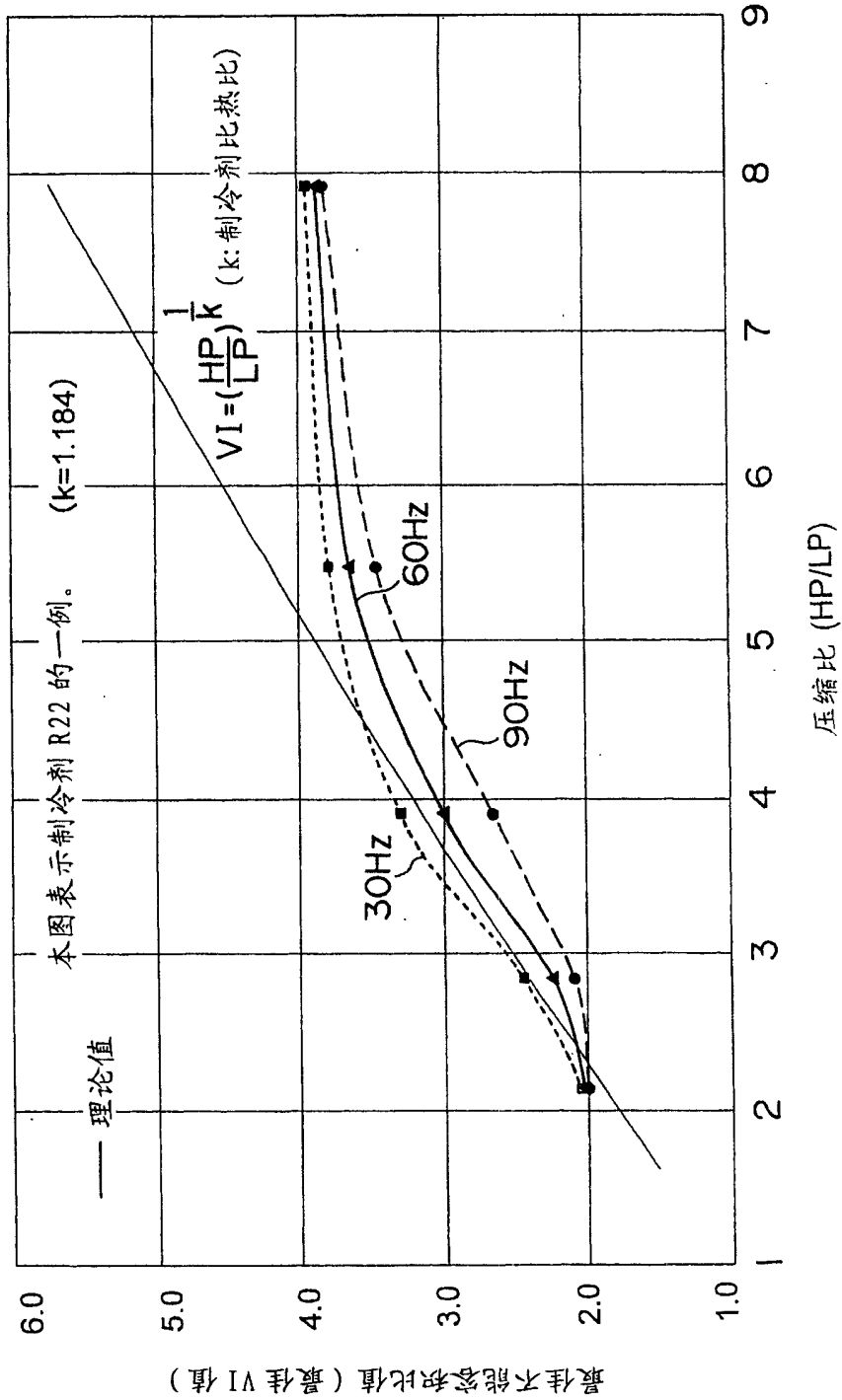
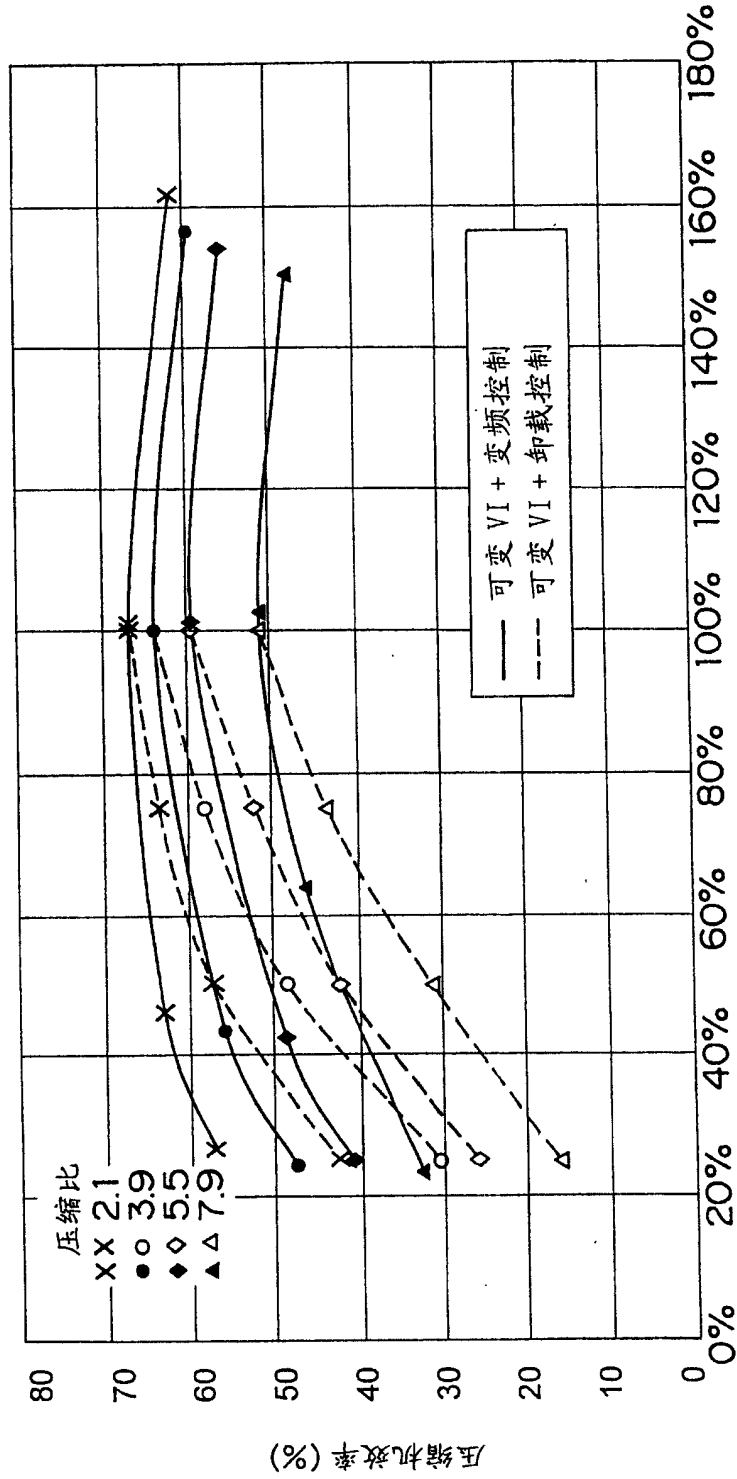


图 4



冷冻能力 Q (%) 现有技术的能力 = 100%

图 5

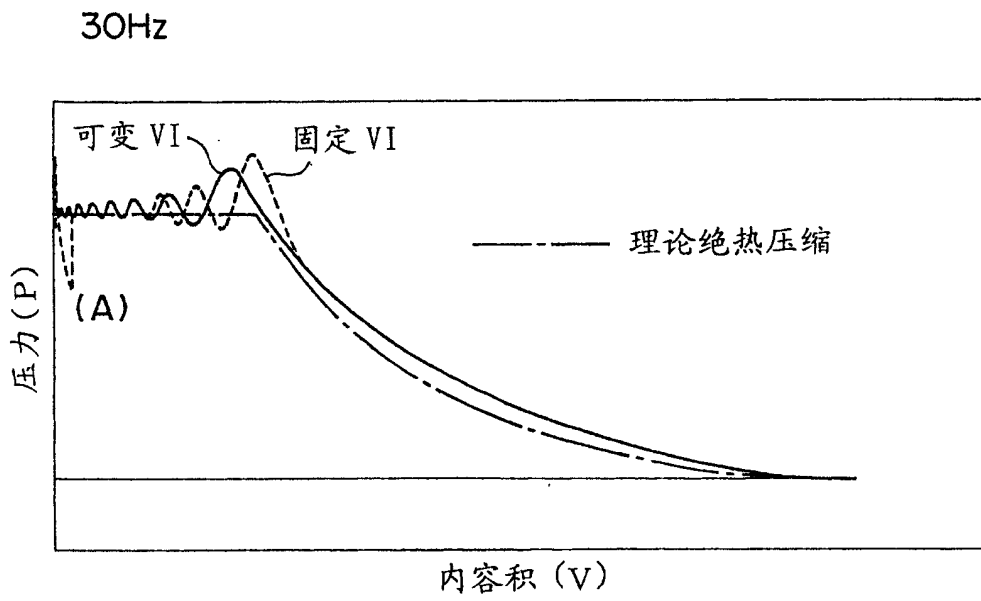


图 6A

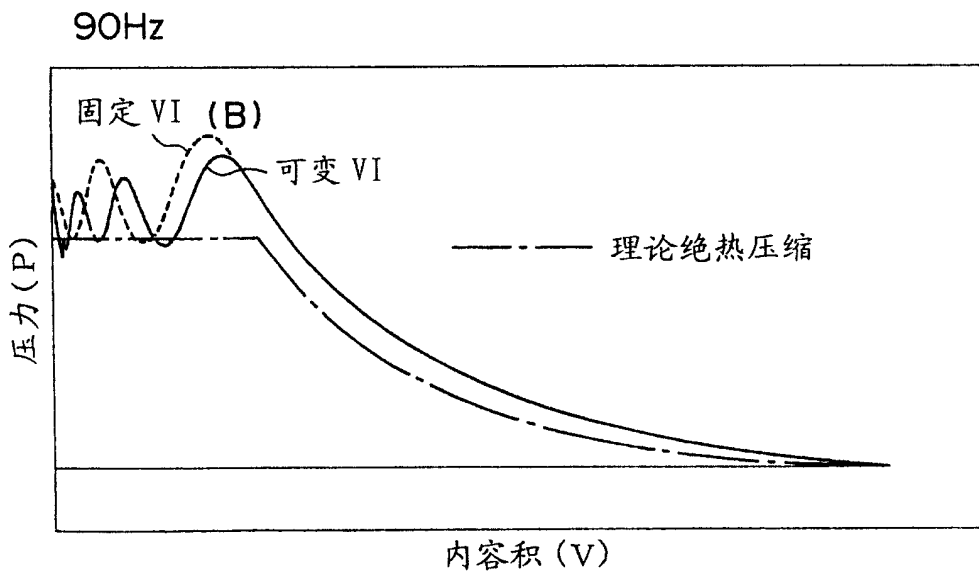


图 6B

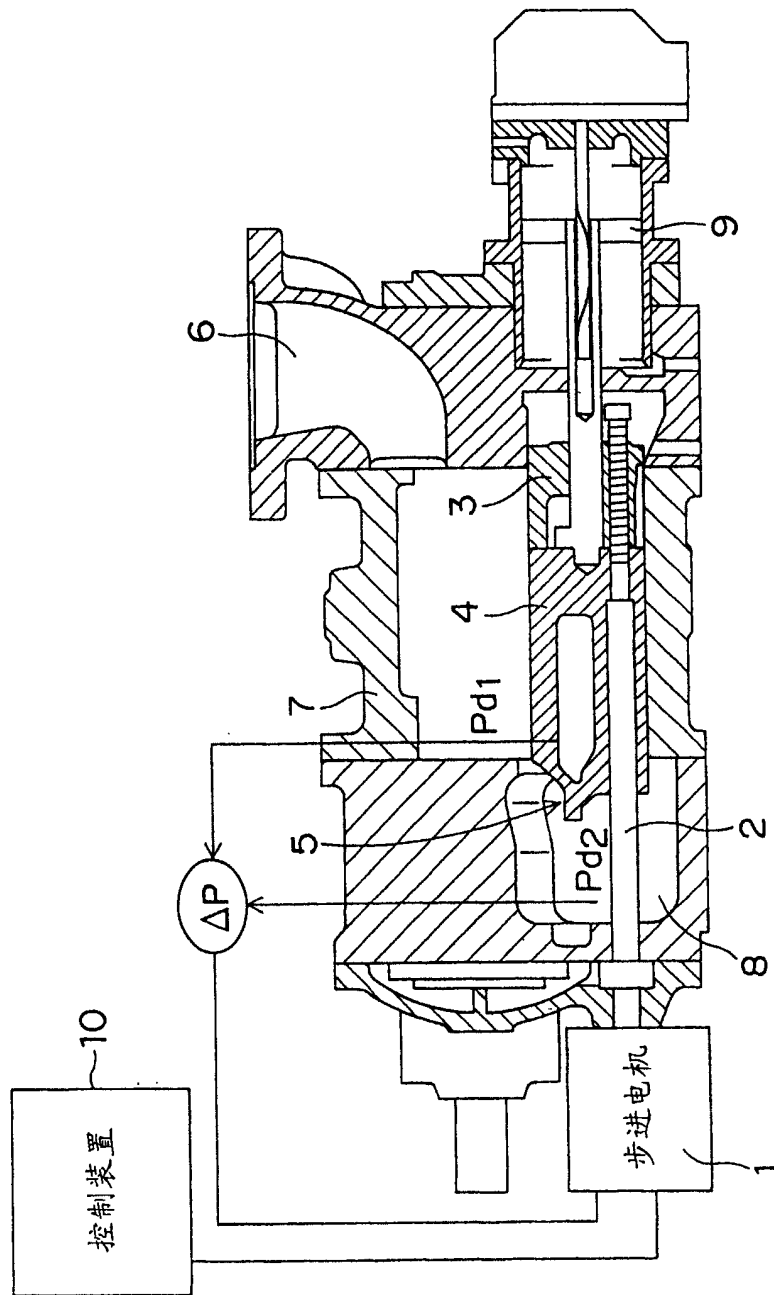


图7