



[12] 发 明 专 利 说 明 书

[21] ZL 专利号 97113708.0

[45] 授权公告日 2003 年 11 月 12 日

[11] 授权公告号 CN 1127618C

[22] 申请日 1997.4.17 [21] 申请号 97113708.0

[30] 优先权

[32] 1996.4.17 [33] JP [31] 095371/1996

[71] 专利权人 株式会社丰田自动织机制作所

地址 日本爱知县

[72] 发明人 川口真广 水藤健 永井宏幸

牧野善洋

[56] 参考文献

DE19517333A1 1995.11.16

JP07286581 1995.10.31

JP62171667 1987.07.28

US5145326 1992.09.08

审查员 孙宏霞

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

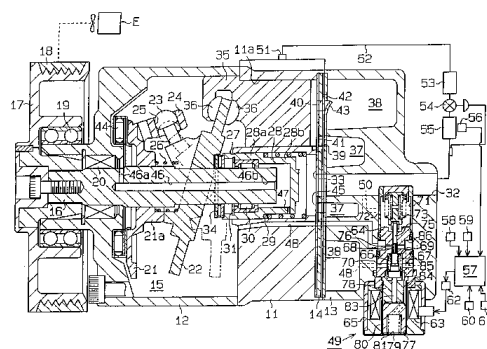
代理人 杨松龄

权利要求书 2 页 说明书 15 页 附图 7 页

[54] 发明名称 可变容量压缩机及其控制方法

[57] 摘要

本发明提供一种可变容量压缩机的控制装置，在曲柄室(15)内延伸的旋转轴(16)上安装有可以一体旋转并能倾斜的凸轮盘(22)。阀体(67)可在第一位置与第二位置之间移动，进行位置调整，在第一位置时全部打开第二通路，在第二位置时全部关闭第二通路。波纹管以将阀体夹在中间的方式与电磁线圈对置地配置着，并通过电磁线圈、利用吸入压力调整移动到第一位置的阀体的位置。压缩机的作业负载由根据吸入压力与曲柄室内压力之间的压差变化的凸轮盘倾角及凸轮盘的旋转速度来确定。电磁线圈将负载施加给阀体，使阀体在第一位置与第二位置之间移动，改变根据压缩机作业负载的变动而施加在阀体上的负载。



1、一种压缩机的控制装置，在曲柄室（15）内延伸的旋转轴（16）上安装有可以一体旋转并能倾斜的凸轮盘（22），同时，与凸轮盘（22）连接的活塞（35）可在气缸孔（11a）内往复运动，由此，从外部流体回路（52）通过吸入室（37）供给气缸孔的气体由活塞压缩后，经过排出室（38）及外部流体回路返回吸入室，曲柄室与吸入室由第一通路（46、47）连接，使曲柄室内的压力向吸入室内排放，改变吸入压力，同时，排出室与曲柄室由第二通路（48）连接，将排出室内的压力向曲柄室供给，使曲柄室内的压力上升，设置在所述第二通路内的阀（49）包括：可以在第一位置与第二位置之间移动进行位置调整、在第一位置时全部打开所述第二通路、在第二位置时全部关闭所述第二通路的阀体（67），和以将所述阀体夹在中间的方式与电磁线圈（63）对置地配置着、利用电磁线圈使移动到第一位置的阀体的位置根据吸入压力进行调整的波纹管（73），压缩机在根据以吸入压力与曲柄室内压力之间的压差而变化的凸轮盘倾角及凸轮盘旋转速度的工作负载下运转，其特征在于，所述电磁线圈将负载施加给阀体，使阀体在第一位置与第二位置之间移动，根据压缩机工作负载的变动，当凸轮盘的旋转速度超过一定值时，改变施加在阀体上的负载。

2、根据权利要求1所述的装置，其特征是，所述电磁线圈励磁时，将对应于该励磁电流值的负载施加给阀体，使阀体从第一位置向第二位置移动，并且，当电磁线圈退磁时，不再将负载施加给阀体，而将阀体保持在第一位置。

3、根据权利要求1或2所述的装置，其特征是，还包括安装所述波纹管的压力室以及将所述吸入室与压力室连通并将吸入室的压力导入压力室的导入通路，所述波纹管根据吸入压力伸缩，由调整用电流值驱动的电磁线圈移动的阀体调整第二通路的开度。

4、根据权利要求3所述的装置，其特征是，计算机（57）在凸轮盘的旋转速度超过预先记忆的预定值时，将最大电流值限制在较该最大电流值更小的调整用电流值上。

5、根据权利要求4所述的装置，其特征是，由所述计算机记忆的凸轮
5 盘的旋转速度的预定值由第一数值和比该第一数值大的第二数值组成，计算机通过连续减少凸轮盘的旋转速度从第一数值达到第二数值期间的最大电流值，限制调整用电流值。

6、根据权利要求5所述的装置，其特征是，还包括将所述外部制冷回路
10 与吸入室连通的吸入通路32和可相对所述旋转轴端部滑动地安装并根据凸轮盘的倾角有选择地打开或关闭吸入通路的中空状柱塞部件（28）。

7、根据权利要求6所述的装置，其特征是，还包括将所述吸入通路
与压力室相连并将吸入压力供给压力室的供给通路（50）。

8、根据权利要求6所述的装置，其特征是，所述第一通路具有经过旋
15 转轴内沿旋转轴全长延伸的轴心通路（46），轴心通路（46）具有在曲轴室内形成开口的第一端和在柱塞部件内形成开口的第二端，柱塞部件还具有将轴心通路
与吸入室通路连通的通孔（47）。

9、根据权利要求1所述的装置，其特征是，所述第二通路具有第一控
制室（101），该第一控制室与所述排出室有选择地连接或隔断，连接时将
排出室内的压力供给该第一控制室，同时将来自与曲柄室连接的排出室的
20 供给压力供给曲柄室，还具有根据控制室内的压力有选择地打开或关闭所述第一通路的滑阀部件（97）。

10、根据权利要求9所述的装置，其特征是，所述第一通路具有经过旋
转轴内沿旋转轴全长延伸的轴心通路（46），轴心通路（46）具有在曲轴
室内形成开口的第一端和在第一柱塞部件内形成开口的第二端，还具有第
25 二控制室，该第二控制室通过滑阀部件与第一控制室临接，相对于柱塞部件内部由滑阀部件有选择地连通或隔断，同时与吸入室连通，并且当与柱塞部件内部连通时，将曲柄室内的压力传递给吸入室。

可变容量压缩机及其控制方法

本发明涉及一种例如用于车辆空调装置的可变容量压缩机及其控制方法。

5 作为这种可变容量压缩机，是在壳体内部形成曲柄室，同时，由车辆发动机驱动的主轴可自由转动地支撑在壳体内部。构成前述壳体一部分的气缸体上形成数个气缸孔，在该气缸孔内可往复移动地安装着活塞。另外，凸轮盘插装在前述主轴上，可与主轴一体转动并摇动。活塞连在凸轮盘上，根据基于凸轮盘倾角的冲程在气缸孔内作往复运动，由此，将制冷剂气体供入该气缸孔内进行压缩。

10 凸轮盘的倾角根据曲柄室内压力或吸入室内压力的变化来控制。换言之，通过改变任何一个室的压力，使作用在活塞两端面上的压力差变化。由此改变凸轮盘的倾角，控制压缩机的排出容量。进一步在曲柄室或吸入室与排出压力区域或吸入压力区域之间的通路中设置电磁式容量控制阀，

15 从而调节该通路的开启量。控制阀由将吸入压力的变动传递给阀体的感压机构、根据输入电流改变作用在阀体上的负载来变更设定吸入压力的电磁线圈组成。

在上述可变容量压缩机中，根据吸入压力的变动、制冷回路及车辆的各部分温度和工作信息等控制通路的开启量。由此改变从例如排出压力区域向曲柄室供给的高压制冷剂气体量。这样，根据曲柄室内压力及吸入压力之间的压差变更凸轮盘的倾角，从而根据外部温度等各种条件控制压缩机的排出容量。

20 压缩机的排出容量除了受凸轮盘的倾角大小的影响外，还受凸轮盘旋转速度的影响。凸轮盘根据发动机的旋转速度在由高速到低速的范围内旋转，凸轮盘的旋转速度变高时，压缩机的排出容量变大，相反凸轮盘的旋

25

转速度降低时，压缩机的排出容量变低。另外，在本说明书中，所谓“压缩机的旋转速度”是指“凸轮盘的旋转速度”。

近年来，随着发动机的高性能化，压缩机的旋转速度范围的高速区域有提高的倾向。凸轮盘在高速区域旋转、压缩机在最大排出容量下运转时，在压缩机上作用着较大的负载。为了防止曲柄室内的制冷剂气体泄漏，在与主轴滑接的唇性密封和高速旋转的主轴之间产生摩擦。另外，在活塞上作用着根据压缩反力的大负载，该负载传递给凸轮盘。这样，安装在凸轮盘与壳体之间的轴承会因摩擦发热。结果，使两个部件之间的部位的润滑、冷却不足，有降低压缩机耐久性之虞。

特别是，根据曲柄室内压力控制凸轮盘倾角的压缩机，不具有来自外部制冷回路的制冷剂气体通过曲柄室供给吸入室的结构。换句话说，吸入压力区域及排出压力区域之间的制冷剂气体不流通。在高速区域中，通过活塞与气缸体之间的小小间隙导入曲柄室内的高温高压渗漏气体量增大。由此曲柄室内变成高温高压气氛，出现了滑动部的润滑、冷却条件进一步恶化的问题。

鉴于此，本发明的目的是提供一种通过简单结构及控制来降低高速旋转时的负载，从而提高耐久性的可变容量压缩机。

为了完成上述目的，本发明提供了一种可变容量压缩机的控制装置。在曲柄室内延伸的旋转轴上安装有可以一体旋转并能倾斜的凸轮盘。与凸轮盘连接的活塞可在气缸孔内往复运动，由此，从外部流体回路通过吸入室供给气缸孔的气体由活塞压缩后，经过排出室及外部流体回路返回吸入室。曲柄室与吸入室由第一通路连接，使曲柄室内的压力向吸入室内排放，改变吸入压力，同时，排出室与曲柄室由第二通路连接，将排出室内的压力向曲柄室供给，使曲柄室内的压力上升。设置在第二通路内的阀具有阀体、电磁线圈及波纹管。阀体可在第一位置与第二位置之间移动，进行位置调整，在第一位置时全部打开第二通路，在第二位置时全部关闭第二通路。波纹管以将阀体夹在中间的方式与电磁线圈对置地配置着，并通

过电磁线圈、利用吸入压力来调整移动到第一位置的阀体的位置。压缩机的工作负载由根据吸入压力与曲柄室内压力之间的压差变化的凸轮盘倾角及凸轮盘的旋转速度来确定。电磁线圈将负载施加给阀体，使阀体在第一位置与第二位置之间移动，根据压缩机工作负载的变动，当凸轮盘的旋转速度超过一定值时，改变施加在阀体上的负载。

图1是本发明第一实施例的可变容量压缩机的整体断面图；

图2是表示斜盘处于最大倾角位置时压缩机状态的主要部分放大断面图；

图3是表示斜盘处于最小倾角位置时压缩机状态的主要部分放大断面图；

图4是表示电磁线圈输入电流值使用范围的说明图；

图5是表示压缩机转速与制冷能力的关系的说明图；

图6是表示本发明第二实施例的可变容量压缩机斜盘处于最大倾角位置时的状态的断面图；

图7是表示图6所示压缩机斜盘处于最小倾角位置时的状态的断面图；

图8是表示第二实施例的电磁线圈输入电流值使用范围的说明图；

图9是本发明第三个实施例的电磁线圈输入电流值使用范围的说明图。

下面将参照图1至图5，说明本发明无离合器可变容量压缩机具体化的第一实施例。如图1所示，前壳体12与气缸体11的前端接合在一起。后壳体13通过阀板14与气缸体11的后端接合固定在一起，在形成曲柄室15的前壳体12与气缸体11之间支撑架设有可以转动的驱动轴16。

驱动轴16的前端从曲柄室15中伸到外部，皮带轮17固定连接到其突出端部上。皮带轮17通过皮带18直接与构成外部驱动源的车辆发动机E驱动连接。皮带轮17借助于向心轴承19支撑在前壳体12上。前壳体12借助向心轴承19承受作用在皮带轮17上的轴向和径向负载。在驱动轴16的前端外周面与前壳体12之间安装有唇性密封20。唇性密封20防止曲柄室15内的压力泄漏。

在驱动轴16上固定连接有爪形盘21，同时支撑着作为凸轮盘的斜盘22，使斜盘22可以沿轴16的轴线滑动和相对于该轴线倾斜。在斜盘22上固定连接有前端做成球状的一对导向销23。在爪形盘21上突出地设置有支撑臂24，在支撑臂24上形成一对导向孔25。导向销23可滑动地嵌入导向孔25
5 中。通过支撑臂24与一对导向销23的连接，斜盘22可以沿轴16的轴线倾斜并可与驱动轴16一体转动。

斜盘22的倾斜是通过导向孔25与导向销23的滑动导向关系及驱动轴16的滑动支持作用来导向的。当斜盘22的半径中心部朝气缸体11一侧移动时，其倾角减小。在爪形盘21和斜盘22之间安装有倾角减少簧26。倾角减少簧26朝倾角减少方向对斜盘22施力。此外，在爪形盘21的后面，形成用于限制斜盘22的最大倾角的倾角限制突出部21。
10

如图1～图3所示，收容孔27在气缸体11的中心部沿驱动轴16的轴线方向延伸。在收容孔27内可滑动地安装有筒状遮断体28。遮断体28由大直径部28a和小直径部28b组成。在大直径部28a和小直径部28b的台阶与收容孔27的断面之间安装有吸入通路开启弹簧29。吸入通路开启弹簧29将遮断体28向斜盘22一侧偏压。
15

驱动轴16的后端部插入遮断体28的筒内。向心轴承30可滑动地嵌入大直径部28a的内周面。通过安装在大直径部28a内周面上的簧环31阻止向心轴承30从遮断体28的筒内拔出。驱动轴16的后端由向心轴承30及遮断体28
20 支撑在收容孔27的周面上。

在后壳体13的中心部形成吸入通路32，构成吸入压力区。吸入通路32位于成为遮断体28移动路径的驱动轴16的延长线上。吸入通路32与收容孔27连通，在收容孔27一侧的吸入通路32的开口周围形成定位面33。定位面33处于阀板14上。遮断体28的小直径部28b的前端面可与定位面33接触。
25 通过小直径部28b的前端面通过与定位面33接触，限制了遮断体28朝离开斜盘22的方向运动。

在斜盘22与遮断体28之间的驱动轴16上，可滑动地支撑着止推轴承34。止推轴承34通过吸入通路开启弹簧29的施力而始终夹在斜盘22与遮断体28的大直径部28a之间。

5 随着斜盘22向遮断体28一侧的移动，斜盘22的倾斜通过止推轴承34传递给遮断体28。利用这种倾斜的传递，遮断体28克服吸入通路开启弹簧29的力而移向定位面33一侧，使遮断体28与定位面33接触。止推轴承34阻止斜盘22的旋转向遮断体28传递。

在穿过气缸体11的气缸孔11a内，安装着单头活塞35。斜盘22的旋转运动通过一对滑靴36转换成单头活塞35沿前后方向的往复运动，使单头活塞10 35在气缸孔11a内前后运动。

在后壳体13内形成构成吸入压力区的吸入室37及构成排出压力区的排出室38。在阀板14上形成吸入口39和排出口40及与该吸入口39和排出口40分别对应的吸入阀41和排出阀42。吸入室37内的制冷剂气体借助于单头活塞35的往复运动从吸入口39推压吸入阀41流向气缸孔11a内。流向气缸孔15 11a内的制冷剂气体借助于单头活塞35的往复运动被压缩后，从排出口40推压排出阀42向排出室38排出。排出阀42与挡板43的接触限制了其开度。

在爪形盘21与前壳体2之间安装有止推轴承44。止推轴承44接受从气缸孔11a通过单头活塞35、滑靴36、斜盘22及导向销23作用在爪形盘21上的压缩反力。

20 吸入室37通过通口45与收容孔27相通。遮断体28与定位面33接触时，隔断通口45与吸入通路32的连通。

在驱动轴16内形成轴心通路46。轴心通路46的入口46a开口于曲柄室15内的唇性密封20附近，其出口46b开口于遮断体28的筒内。穿过遮断体28而设置的泄压通孔47将遮断体28的内部与收容孔27连通。

25 排出室38与曲柄室15通过供给通路48连通。在供给通路48的途中设置有容量控制阀49，用于开闭该供给通路48。另外，在吸入通路32与容量控制阀49之间形成压力检测通路50，用于将吸入压力 P_s 导入该控制阀49内。

将制冷剂气体导入吸入室37的吸入通路32与将制冷剂气体从排出室38排出的排出法兰51通过外部制冷回路52连通。在外部制冷回路52上安装有冷凝器53、膨胀阀54及蒸发器55。膨胀阀54是温度式自动膨胀阀，根据蒸发器55出口侧的气体温度变化来控制制冷剂流量。

5 在蒸发器55的附近设置有温度传感器56。温度传感器56用于检测蒸发器55的温度，将根据该检测温度所得到的信号输给计算机57。另外，计算机57与用于显示车辆的室内温度的室温设定器58、室温传感器59、空调装置驱动开关60及发动机转速传感器61等连接。计算机57根据例如由室温设定器58预先设定的室温、从温度传感器56得到的检测温度、从室温传感器
10 59得到的检测温度、从空调装置驱动开关60发出的ON或OFF信号以及从发动机转速传感器61得到的发动机转速和从室外温度传感器得到的信号等的外部信号，对向电磁线圈输入的输入电流值进行演算，根据该演算值并通过驱动回路62驱动容量控制阀49的电磁线圈63。

容量控制阀49在其中央附近将阀壳体64与电磁驱动部65接合。在阀壳
15 体64与电磁驱动部65之间形成用于安装阀体67的阀室66。面对阀体67的阀孔68开口于阀室66内。该阀孔68沿着阀壳体64的轴线方向延伸。另外，在阀体67与阀室66的内壁之间安装有弹簧69，弹簧69对阀体67施力，使阀孔68处于常开状态。该阀室66通过阀室口70及供给通路48与后壳体13内的排出室38连通。

20 在阀壳体64的上部形成感压室71。该感压室71通过吸入压力导入口72及压力检测通路50与吸入通路32连通。感压室71内装有波纹管73。在阀壳体64的感压室71与阀室66之间形成导向通路74，该导向通路74与阀孔68连接。感压杆75可滑动地插入导向通路74内并伸出，使阀体67与波纹管73驱动连接。感压杆75一部分做成小直径形状，以保证在阀孔68内形成制冷剂
25 气体的通路。

在阀壳体64上，感压室71与阀室66之间形成与阀孔68直交的开口76。开口76通过供给通路48与曲柄室15连通。阀室开口70、阀室66、阀孔68及开口76构成供给通路48的一部分。

在驱动部65的安装室77中嵌合有固定铁芯78，通过该固定铁芯78将驱动室79隔开。驱动室79内安装有可往复运动的大致做成有盖圆筒状的可动铁芯80。在可动铁芯80与安装室77的底面之间安装压缩弹簧81。该压缩弹簧81比前述开启弹簧69的弹力小。在固定铁芯78上形成将电磁线圈室79与阀室66连通的电磁线圈杆导向通路82。电磁线圈杆83与阀体67做成一体，可滑动地穿过并插入导向通路82内。电磁线圈杆83的可动铁芯80一侧的端部通过开启弹簧69及弹簧81的弹力差与可动铁芯80接触。可动铁芯80与阀体67通过电磁线圈杆83驱动连接。

电磁线圈室79通过固定铁芯78的侧面形成的连通槽84、阀壳体64上形成的连通孔85及容量控制阀49处于安装状态时与后壳体13内壁面之间所形成的小室86和开口76连通。也就是说，在通过电磁线圈杆83及阀体67使电磁线圈室79内与对置的阀孔68内压力相同的环境下，可在该电磁线圈室79内形成曲柄室压力 P_c 。

在固定铁芯78及可动铁芯80的外侧设置有圆筒状电磁线圈63，该圆筒状电磁线圈63跨越两个铁芯78、80卷绕着线圈。根据计算机57的指令将来自驱动回路62的规定电流供给该电磁线圈63。

下文叙述具有上述结构的无离合器可变容量压缩机的作用。

驱动开关60处于ON状态时，在从室温传感器59得到的检测温度为室温设定器58的设定温度以上的场合，计算机57将根据设定温度与室温之差的值的电流通过控制回路62供给电磁线圈63。如图1及图2所示，在两个铁芯78、80之间产生相应于从控制回路62供给电磁线圈63的电流值的吸引力，该吸引力作为通过克服开启弹簧69的弹力而减少开口度方向的力，并由电磁线圈杆83传递给阀体67。另一方面，波纹管73根据从吸入通路32通过压力检测通路50导入感压室71的吸入压力 P_s 的变化而变位。

在电磁线圈63励磁的状态下，波纹管73感应吸入压力 P_s ，通过感压杆75将波纹管73的变位传递给阀体67。于是，借助于从电磁驱动部65施加的力、从波纹管73施加的力及开启弹簧69的弹力之间的平衡，可以确定控制阀49的开度。

- 5 根据经过电磁线圈63流动的电流值的大小控制从排出室38流入曲柄室15内的气体量，改变斜盘22的倾角。更详细地说，在经过电磁线圈63流动的电流值减小的场合，阀体67的开启量增大，从排出室38供给曲柄室15的高压气体量增大。因此，斜盘22的倾角变小，压缩机的排出容量变小。结果，经过外部制冷回路52返回吸入室37的气体压力变小。与前述相反，在
10 经过电磁线圈63流动的电流值变大的场合，阀体67的开启量变小，斜盘22的倾角变大，因此压缩机的排出容量增加。随之，吸入室37内的压力变大。这样，计算机57利用输给电磁线圈63的电流值控制吸入压力。

- 例如，在由室温传感器59检测的温度大于室温设定器58的设定温度的场合，压缩机的作业负载变大。为了降低该作业负载必须减少压缩机的吸
15 入压力、排出压力。计算机57对驱动回路62发出大约有检测温度那么高的电流值增大的指令。由此，使控制阀49的开度变小。于是，在更低的吸入压力 P_s 下使阀体67打开。结果，控制阀49借助电流值的增大而动作，并保持更低的吸入压力 P_s 。

- 当供给通路48的气体过流量为零即控制阀49完全关闭时，不从排出室
20 38向曲柄室15供给高压制冷剂气体。于是，曲柄室15内的压力 P_c 与吸入室37内的压力 P_s 大致相同，斜盘22的倾角变为最大。斜盘22的最大倾角通过爪形盘21的倾角限制凸部21a与斜盘22的接触来限制，使压缩机的排出容量变为最大。

- 相反，例如在由室温传感器59检测的温度与室温设定器58设定的温度
25 的差值变小的场合，压缩机的作业负载变小。计算机57对驱动回路62发出大约有检测温度那么低的向电磁线圈输入的电流值变小的指令。由此，朝使控制阀49开度变小方向施加的力减少。于是，在更高的吸入压力 P_s 下打

开阀体67。结果，容量控制阀49通过电流值的减少而动作，并保持更高的吸入压力 P_s 。

如果控制阀49的开度变大，从排出室38流入曲柄室15的制冷剂气体量增多，曲柄室15内的压力 P_c 上升。此外，在制冷负载变小的状态下，气缸孔11a内的压力 P 降低，曲柄室15内的压力 P_c 与气缸孔11a内的压力 P 之间的压差变大。这样，斜盘22的倾角变小。

在压缩机的作业负载逐渐接近无的状态时，蒸发器55的温度慢慢降低，接近产生霜的温度。当温度传感器56的检测温度在设定温度以下时，计算机57对驱动回路62发出使电磁线圈63退磁的指令。设定温度反应了在蒸发器55上产生霜的状况，并且，如图3所示，电磁线圈63退磁时，阀体67克服根据开启弹簧69的对抗弹簧81的力而向下方移动。于是，阀体67移动到使阀孔68最大开启的位置。由此，排出室38内的高压制冷剂气体通过供给通路48大量供给曲柄室15，曲柄室15内的压力 P_c 升高。通过曲柄室15内的压力上升，使斜盘22向最小倾角方向移动。

另外，当驱动开关60处于OFF位置时，计算机57使电磁线圈63退磁，斜盘22向最小倾角方向移动。

随着斜盘22的倾斜，移动的遮断体28慢慢减少吸入通路32的气体过流量。通过该缓慢的节流作用使从吸入通路32流向吸入室37的气体流入量逐渐减少。由此，从吸入室37向气缸孔11a内部吸入的制冷剂气体量渐渐减少，排出容量渐渐减少。因此，排出压力 P_d 逐渐减少，压缩机的负载扭矩在短时间内不会有大的变动。结果，可以避免因从最大排出容量到最小排出容量之间的负载扭矩急剧变化而作用在压缩机上的大冲击。

当斜盘22的倾角变成最小时，遮断体28与定位面33接触，隔断吸入通路32。在这种状态下，吸入通路32的气体过流量成为零，阻止了气体从外部制冷回路52向吸入室37的流入。斜盘22的最小倾角设定成比 0° 稍大一些。遮断体28设置成通过与斜盘22的联动从关闭位置处向离开位置处切换。

由于斜盘22的最小倾角不为 0° ，因此，即使处于最小倾角状态下，也可以进行从气缸孔11a向排出室38的制冷剂气体的排出。从气缸孔11a向排出室38排出的制冷剂气体通过供给通路48流入曲柄室15。曲柄室15内的制冷剂气体通过由轴心通路46及泄压通口47构成的泄压通路流向吸入室37。

5 吸入室37内的制冷剂气体被吸入到气缸孔11a内，再一次向排出室38排出。即是说，在最小倾角状态下，在压缩机内形成经过作为排出压力区域的排出室38、供给通路48、曲柄室15、轴心通路46、泄压通口47、收容孔27、作为吸入压力区域的吸入室37以及气缸孔11a的循环通路。于是，在排出室38、曲柄室15及吸入室37之间产生压力差。因此，制冷剂气体经过前述循环通路循环，使随着制冷剂气体流动的润滑油润滑压缩机内的各滑动部。

在驱动开关处于ON、斜盘22处于最小倾角位置的状态，并且由温度传感器59检测出的温度高于温度设定器58的设定温度时，计算机57发出使电磁线圈63励磁的指令。通过电磁线圈63的励磁，关闭供给通路48，曲柄室15内的压力 P_c 根据通过轴心通路46及泄压通口47的泄压而慢慢地减少。借助于该压力的减少使弹簧29从图3的压缩状态伸长。于是，遮断体28离开定位面33，使斜盘22的倾角从图3的最小倾角状态开始慢慢增大。随着遮断体28的离开，吸入通路32的气体过流量逐渐增大，从吸入通路32流向吸入室37的气体流入量缓缓增加。由此，从吸入室37向气缸孔11a内部吸入的气体

15 量渐渐增大，排出容量渐渐增大。因此，排出压力 P_d 逐渐增大，压缩机的负载扭矩在短时间内不会有大的变动。结果，使从最小排出容量到最大排出容量之间的无离合器压缩机的负载扭矩缓慢地变化，可以缓和因负载扭矩变化而引起的冲击。

如果构成外部驱动源的车辆发动机停止工作，压缩机停止运转，即斜盘22停止转动，容量控制阀49的电磁线圈63的通电停止，由此，电磁线圈

25 63退磁，供给通路48打开，斜盘22的倾角变成最小。如果压缩机的运转停止状态继续，压缩机内的压力就均匀化，斜盘22的倾角借助于倾角减少弹簧26的弹力保持小的倾角。因此，当发动机启动，使压缩机开始运转时，

斜盘22从负载扭矩最小的最小倾角状态开始运转，压缩机基本没有启动时的振动。

压缩机的转速 N_c 增大时，压缩机的单位时间的排出容量变大。供给外部制冷回路52内的气体量增多，制冷能力增大。外部制冷回路52内的气体
5 流量由膨胀阀54根据蒸发器55出口侧的气体温度的变化来控制。也就是说，若制冷负载一定，由蒸发器55气化的供给压缩机的气体量一定。在这种状态下，一旦压缩机的转速 N_c 上升，向气缸孔11a内的气体吸入量就增加，吸入压力 P_s 减少。因此，导入控制阀49的感压室71的吸入压力 P_s 降低，波纹管73伸长。波纹管73的变位通过感压杆75传递给阀体67，使供给
10 通路48的开度增大。这样，从排出室38向曲柄室15供给的高压制冷剂气体供给量增大，斜盘22的倾角减少，排出容量减少。也就是说，压缩机的转速 N_c 越增大，向气缸孔11a内的气体吸入量就越增加，从而自动地减少了压缩机的排出容量。

下文叙述该实施例的压缩机在高速区域运转时的控制。

15 发动机E的转速 N_e 上升时，压缩机的转速 N_c 上升。由此，计算机57根据连同搭载车辆一起记忆的发动机输出轴上的皮带轮直径及皮带轮17的直径比和发动机转速传感器61输入的发动机转速 N_e 算出压缩机的转速 N_c 。算出压缩机的转速 N_c 在超过图4所示的预定值例如5000rpm的高速区域运转时，向电磁线圈63输入的电流值 I 处在 $I_1 \geq I > I_2$ 的范围，这时，计算机57将向电
20 磁线圈63输入的电流值限制成一定值 I_2 。因此，图中的斜线所示区域成为输入电流 I 的使用范围。于是，与输入电流值 I_2 对应，固定铁芯78与可动铁芯80的吸引力减少，使控制阀49的开度增大。由此，减少了斜盘22的倾角，降低了压缩机的排出容量。即是说，压缩机在高速区域运转时，压缩机不在最大容量下运转。

25 由此，通过将向电磁线圈63输入的电流值限制在一定值 I_2 ，可以进行吸入压力的变更。在这种状态下，通过波纹管73的作用，根据压缩机转速 N_c 的上升，自动减少排出容量。于是，如图5所示，在向前述气缸孔11a内

的吸入量的增大与压缩机的排出容量的减少处于平衡状态时，吸入通路32及吸入室37的压力 P_s 保持不变。结果，使外部制冷回路52的蒸发器55的压力保持一定，压缩机的最大制冷能力与压缩机的转速 N_c 无关而保持一定。

如上述，当压缩机转速 N_c 超过5000rpm时，压缩机的排出容量减少。结果，即使压缩机在高速下运转也不会使排出容量变为最大，降低了压缩机的负担。即是说，在高速旋转状态下，可以降低根据轴承30、34及唇形密封20等的滑动部作用的压缩反力的负载及曲柄室15内的压力 P_c 。并且，也很容易保证压缩机高速运转状态下滑动部的润滑及冷却。由此，仅仅需要进行简单的控制将电磁线圈63的输入电流值 I 变为一定值 I_2 ，就可以提高压缩机的耐久性。

当压缩机的作业负载到达一定状态下使压缩机转速 N_c 上升时，吸入压力 P_s 的变动通过波纹管73检测出并传递给阀体67，调节供给通路48的开度。这样，根据压缩机转速 N_c 的上升，可自动减少压缩机的排出容量。这样，转速越上升压缩机的排出容量就越减少，从而减轻了压缩机的负担。

下面根据图6~8叙述本发明的第二实施例。在该实施例中，曲柄室构成吸入通路的一部分。

如图6所示，在气缸体11上形成的第二吸入通路91与收容孔27及曲柄室15相通。从吸入通路32供给收容孔27内的气体通过第二吸入通路91导入曲柄室15内。

通过基本沿驱动轴16内延伸而形成的轴心通路46及通路93而流动的气体从曲柄室15导入吸入室37。通路93从气缸体11通过阀板14延伸到后壳体13而形成。轴心通路46，其前端入口46a在唇形密封20附近的曲柄室15内形成开口，同时其后端出口46b在遮断体28的内部形成开口。穿过遮断体28的通孔94将遮断体28的内部与通路93连通。

在将调整通路93及吸入室37连通的第二阀室95内，配置有可移动的滑阀97。穿过阀室95的前壁设有锥形通孔96。在滑阀97上形成与锥形孔96对

应的锥状阀部98。滑阀97与阀室95的前壁之间装有弹簧99，弹簧99对于滑阀97施加使滑阀97离开锥形孔96方向的弹力。

压力通路100通过容量控制阀49将排出室38与压力控制室101连通，压力控制室101是通过将第二阀室95内部划分而得到的滑阀97背面一侧的压力室。泄压通路102从后壳体13经过阀板14并穿过气缸体11而延伸，将压力控制室101与曲柄室15连通。

如图8所示，压缩机高速区域的转速 N_c 设定为第一预定值（5000rpm）及第二预定值（6500rpm）。转速 N_c 未达到第一预定值所对应的最大电流值 I 设定为 I_1 ，对应于第二预定值以上的最大电流值 I 设定为 I_2 。压缩机的转速 N_c 超过第一预定值时，输入电流值 I 在 $I_1 \geq I > I_2$ 的范围，这时，计算机57发出使输入电流值 I 从 I_1 向 I_2 连续变化的指令。

具有上述结构的压缩机作业负载变大时，如图6所示，向控制阀49的电磁线圈63的输入电流增大，使电磁线圈63产生更强的励磁，对阀体67朝减少阀孔68开度的方向施力，如果阀孔68的开度变小，从排出室38经过压力通路100流入第二阀室101内的气体量就减少。另一方面，第二阀室101内的气体经过泄压通路102流到曲柄室15内。这样，阀室101内的压力降低，滑阀97向后方移动，通过锥形孔96从曲柄室15流入吸入室37的气体量不受通路46、93及阀部89的节流作用而增大。使吸入室37内的压力升高。结果，通过活塞35，对置的曲柄室15的压力 P_c 与气缸孔11a内的孔内压力 P 之间的压差变小，使斜盘22朝最大倾角一侧倾斜。

在上述状态下，从外部制冷回路52供给吸入通路32的制冷剂气体，通过收容孔27及第二通路91导入曲柄室15内，之后，经过轴心通路46及调整通路93导入吸入室37内。

控制阀49的阀体67完全关闭阀孔68时，从排出室38向第二阀室101的制冷剂气体的供给不再进行。因此，气缸孔11a内的压力 P 与曲柄室15内压力 P_c 相同，斜盘22保持最大倾角位置，排出容量最大。

此外,在这种状态下,通过控制阀49使压力通路100关闭。这样,排出室38内排出的高压气体不通过通路100、102供给曲柄室15,而是供给外部制冷回路52。

相反,在室温不变高、压缩机的作业负载变小的场合,如图7所示,随着输入电流的减少,电磁线圈63的励磁力变小。由此,减少阀体67开度的力降低。如果阀体67的开度变大,从排出室38经压力通路100流入压力控制室101内的气体量增多,使压力控制室101内的压力升高。进而,滑阀97向前方移动,阀部98挤进锥形孔96。于是,从曲柄室15经过导入通路92流入吸入室37的制冷剂气体量减少,吸入室37内的压力下降。因此,曲柄室15的压力 P_c 与气缸孔11a内的压力 P 之间的压差变大,使斜盘22朝最小倾角一侧倾斜。在这种状态继续进行时,停止电流的供给,使控制阀49的电磁线圈63退磁。这样,使阀体67运动的力消除,控制阀49打开到最大限度。

当压力通路100最大开启时,排出室38内的气体大量供给压力控制室101,压力控制室101内的压力进一步上升。随之,滑阀97进一步朝前方运动,使锥形孔96的节流度变为最大,气体的通过流量最小。于是,曲柄室15的压力 P_c 与气缸孔11a内的压力 P 之间的压差变大,斜盘22保持在最小倾角位置,排出容量最小。在斜盘22最小倾角状态下,与前述第一实施例相同,遮断体28将吸入通路32隔断。这时,由排出室38、压力通路100、压力控制室101、泄压通路102、曲柄室15、导入通路92、吸入室37及气缸孔11a形成循环通路,制冷剂气体通过该循环通路在内部循环。

根据以上结构的第二实施例,可以得到与前述第一实施例所描述的大体相同的效果。进一步,在压缩机转速 N_c 的第一预定值与第二预定值范围内,向电磁线圈63的输入电流值 I 是连续变化的,因此,可以缓慢地进行吸入压力的变更。结果,在吸入压力变更前后,可以降低随着相对于车辆发动机的压缩机负载扭矩的变动所感觉到的振动。另外,通过制冷能力的变化可以降低向车辆驾驶室内吹入冷却空气的温度变化。

图9示出了本发明的第三实施例。如图所示，计算机57对于压缩机转速 N_c 超过预定的5000rpm的区域中的随着转速 N_c 的上升最大电流值 I 连续减少的数据进行记忆。当输入电流值 I 达到其时间的转速 N_c 的最大输入电流值时，计算机57对驱动回路62发出连续减少输入电流值 I 的指令。

5 根据以上结构的第三实施例，通过压缩机转速 N_c 的上升，可以连续减少对电磁线圈63的输入电流值 I ，使吸入压力上升。由此，压缩机在更高的转速下运转时，通过更高的吸入压力 P_s 开闭阀体67，从而保持更高的吸入压力 P_s 。借此，当压缩机的转速变高时，通过减少压缩机的排出容量，可以进一步降低压缩机的负担，由此能够提高压缩机的耐久性。

10 本发明并不限于上述实施例，例如，还可以将为了改变流向电磁线圈的电流值而设定的压缩机临界转速变换为除5000rpm以外的值，并且，最大电流值的变更等在不脱离本发明宗旨的前提下可以做出任何变更。

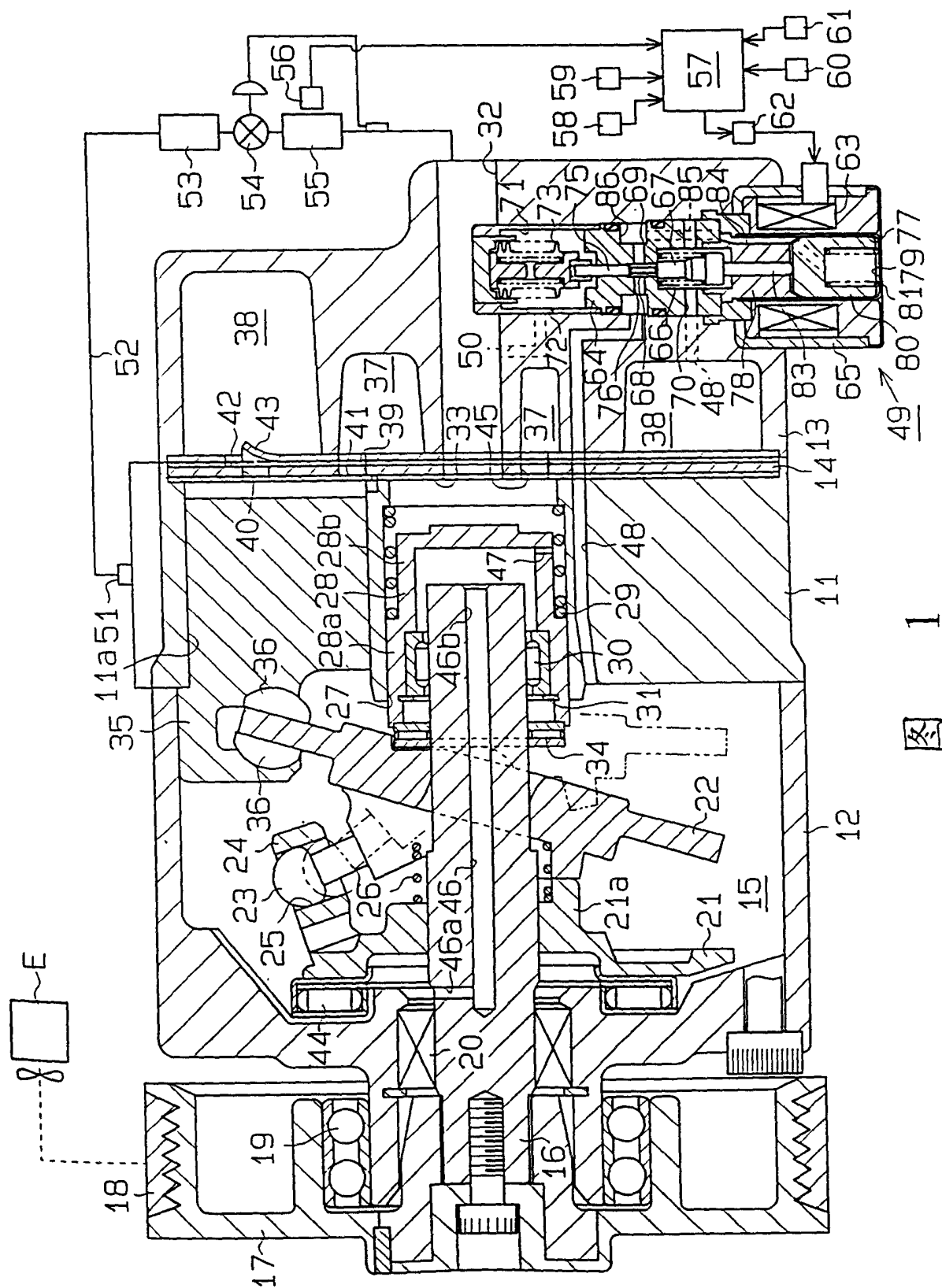


图 1

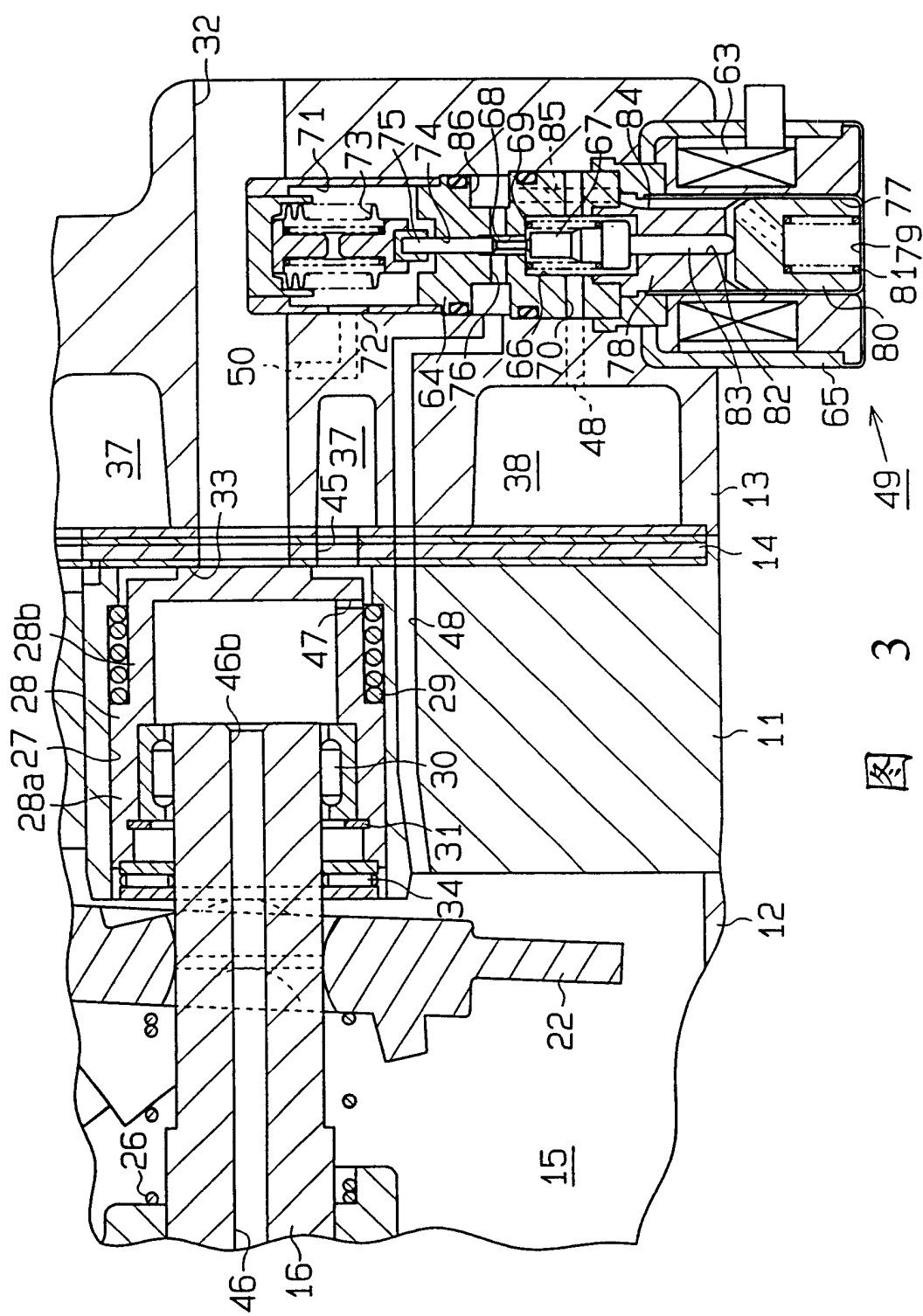


图 3

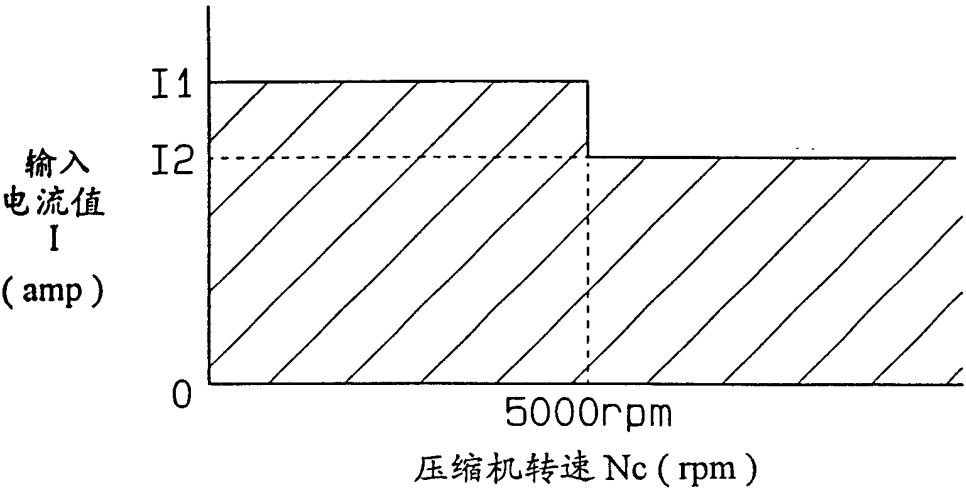


图 4

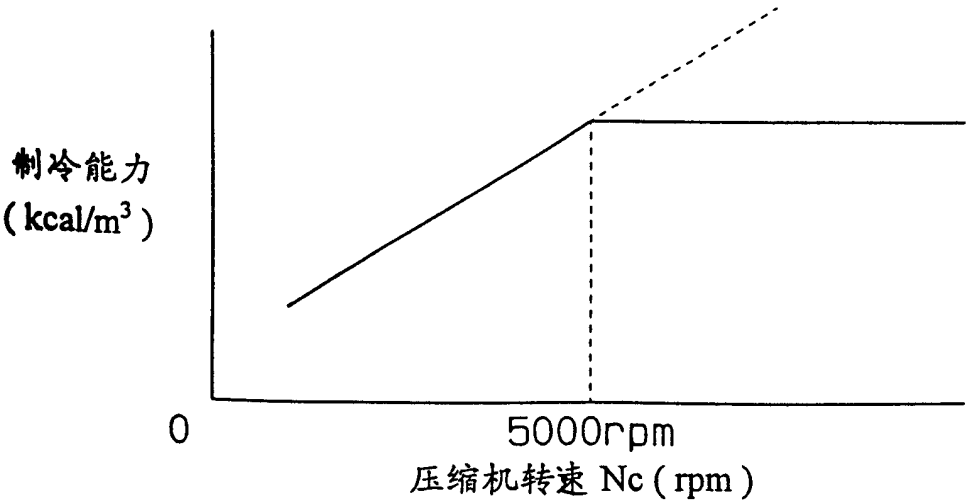


图 5

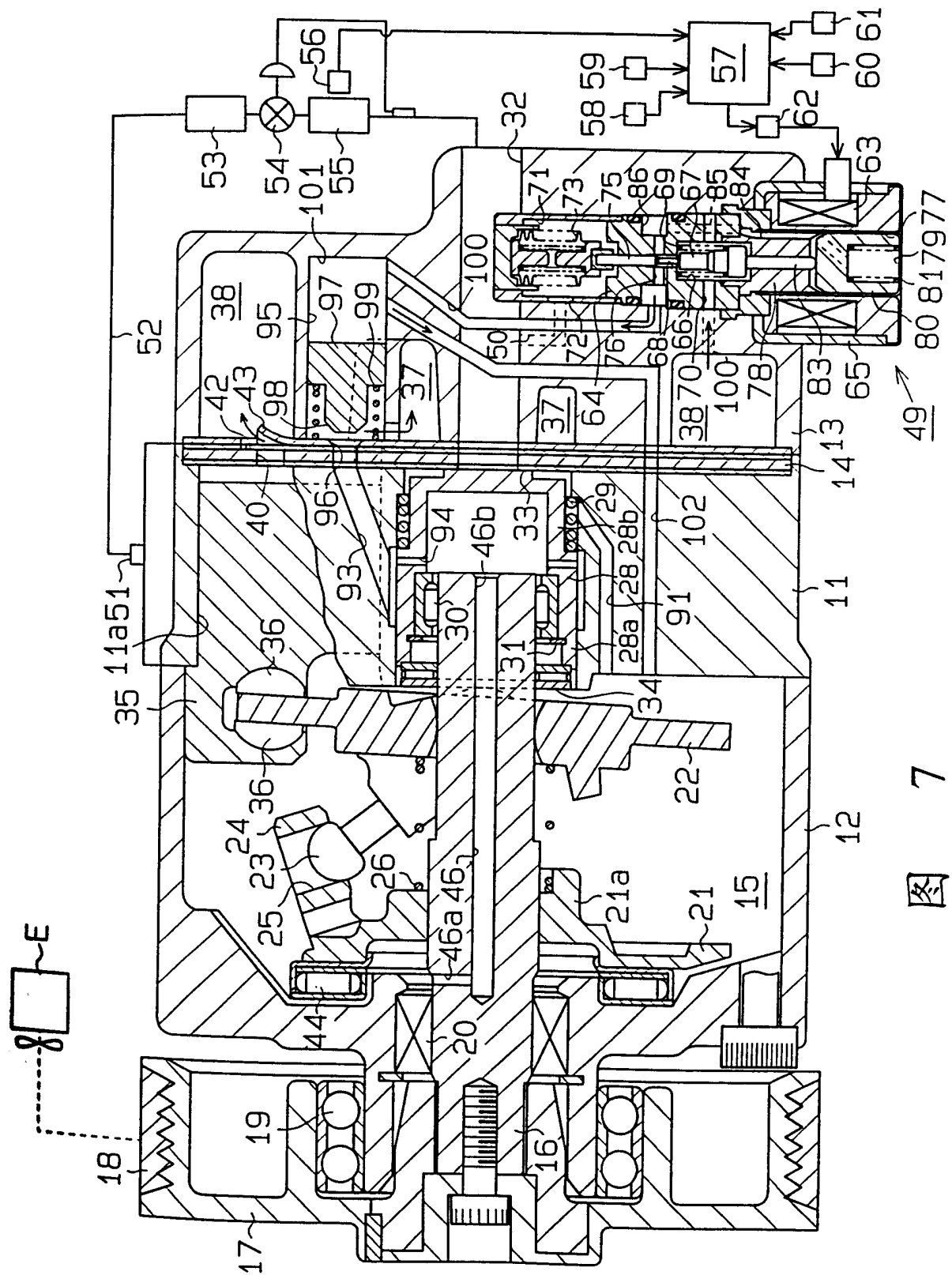


图 7

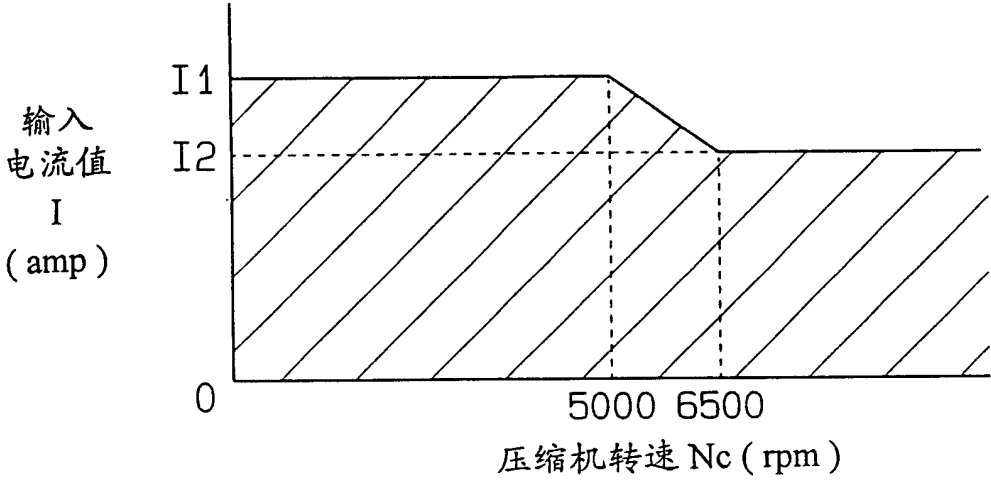


图 8

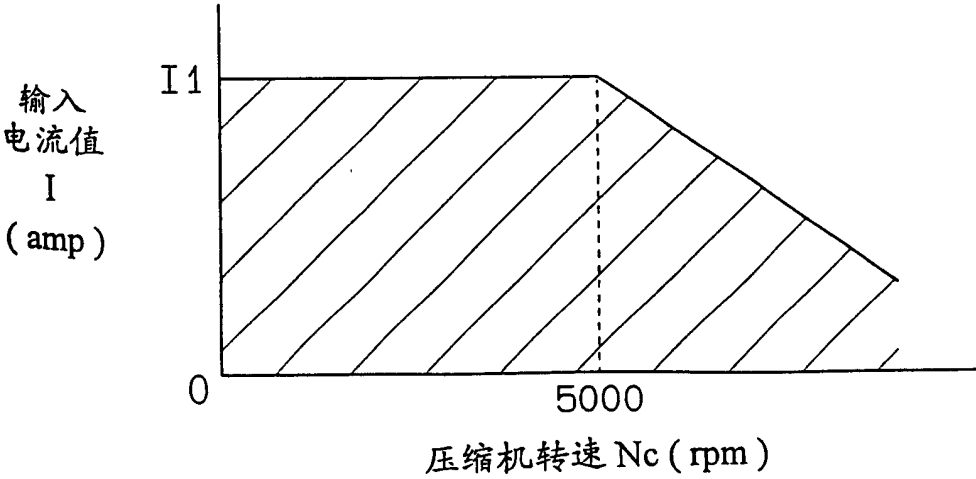


图 9