(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107107699 A
(43)申请公布日 2017.08.29

(21)申请号 201580060514.9

(22)申请日 2015.11.06

(30)优先权数据
2014-226736 2014.11.07 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.05.05

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2015/081392 2015.11.06

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2016/072512 JA 2016.05.12

(71)申请人 KYB株式会社
地址 日本东京都

(72)发明人 政村辰也

(74)专利代理机构 北京林达刘知识产权代理事务所(普通合伙) 11277
代理人 刘新宇 张会华

(51)Int.Cl.
B60G 17/015(2006.01)
B60G 17/056(2006.01)

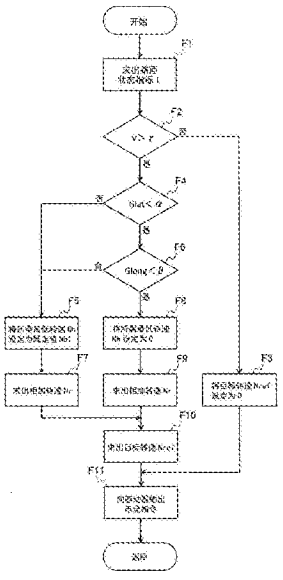
权利要求书2页 说明书19页 附图11页

(54)发明名称

悬架装置和悬架控制装置

(57)摘要

悬架装置(S)具备:致动器装置(AD),其具有:致动器主体(A),其安装于车辆的弹簧上构件(B)与弹簧下构件(W)之间,能够伸缩;泵(4),其向致动器主体(A)供给流体而使致动器主体(A)伸缩;以及控制器(C),其对泵(4)的转速进行控制。控制器(C)具有:路面状态指标取得部(41),其求出路面状态指标(I);以及目标转速决定部(43),其基于路面状态指标(I)来决定泵(4)的目标转速(Nref)。



CN 107107699 A

1.一种悬架装置,其具备:

致动器装置,该致动器装置具有:致动器主体,其安装于车辆的弹簧上构件与弹簧下构件之间,能够伸缩;和泵,其向所述致动器主体供给流体而使所述致动器主体伸缩;以及

控制器,其对所述泵的转速进行控制,

所述控制器具有:路面状态指标取得部,其用于求出路面状态指标,该路面状态指标是所述车辆行驶中的路面的粗糙度的尺度;和目标转速决定部,其基于所述路面状态指标来决定所述泵的目标转速。

2.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

所述控制器还具有泵停止判断部,该泵停止判断部在所述车辆的速度是速度阈值以下的情况下将所述泵的目标转速设定为0。

3.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

所述控制器还具有最低转速限制部,该最低转速限制部在所述车辆的弹簧上构件的横向加速度超过横向加速度阈值、或所述车辆的弹簧上构件的前后方向加速度超过前后加速度阈值的情况下,将所述泵的所需最低转速设定为超过0的既定值,

所述目标转速决定部将所述所需最低转速与基于所述路面状态指标所获得的相加转速相加而求出所述目标转速。

4.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

所述控制器还具有:

最低转速限制部,其在所述车辆的车身的横向加速度超过横向加速度阈值、或所述车辆的车身的前后方向加速度超过前后加速度阈值的情况下,求出所述泵的所需最低转速;

所述目标转速决定部,其将所述所需最低转速与基于所述路面状态指标获得的相加转速相加而求出所述目标转速;以及

泵停止判断部,其在所述车辆的速度是速度阈值以下的情况下,无论所述目标转速决定部所求出的所述目标转速如何,都将所述目标转速设定为0。

5.根据权利要求3所述的悬架装置,其中,

所述最低转速限制部在所述车辆的车身的横向加速度是横向加速度阈值以下、且所述车辆的车身的前后方向加速度是前后加速度阈值以下的情况下,将所述泵的所需最低转速设定为0。

6.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

由所述目标转速决定部决定的所述目标转速相对于所述路面状态指标的增加而阶梯性地增加。

7.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

基于预定时间内的所述弹簧下构件的加速度、速度、位移、预定时间内的所述弹簧下构件与所述弹簧上构件的相对加速度、相对速度、相对位移中的任一个状态量的绝对值的积分值、绝对值的积分平均值、均方根、单纯平均值、最大值、频数分布中的至少一者,所述路面状态指标取得部求出所述路面状态指标。

8.根据权利要求1所述的悬架装置,其中,

所述致动器装置具有:

致动器主体,其具有:缸;活塞,其移动自由地插入所述缸内而将所述缸内划分成伸长

侧室和压缩侧室；

所述泵；

贮存器，其与所述泵的吸入侧连接；

供给路径，其与所述泵的排出侧连接；

排出路径，其与所述贮存器连接；

伸长侧通路，其与所述伸长侧室连接；

压缩侧通路，其与所述压缩侧室连接；

切换部件，其将所述伸长侧通路和所述压缩侧通路中的一者选择性地与所述供给路径连接，并且，将所述伸长侧通路和所述压缩侧通路中的另一者与所述排出路径连接；

伸长侧阻尼要素，其设于所述伸长侧通路，对从所述伸长侧室朝向所述切换部件的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；

压缩侧阻尼要素，其设于所述压缩侧通路，对从所述压缩侧室朝向所述切换部件的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；

控制阀，其能够根据供给电流对所述供给路径的压力进行调整；

吸入通路，其将所述供给路径和所述排出路径连接；

吸入止回阀，其设于所述吸入通路的中途，仅容许流体从所述排出路径朝向所述供给路径的流动；以及

供给侧止回阀，其设于所述供给路径的中途且设于所述控制阀与所述泵之间，仅容许从所述泵侧朝向所述控制阀侧的流动。

9.一种悬架控制装置，其用于对致动器装置中的泵的转速进行控制，该致动器装置具有：致动器主体，其安装于车辆的弹簧上构件与弹簧下构件之间，能够伸缩；以及所述泵，其向所述致动器主体供给流体而使所述致动器主体伸缩，其中，

该悬架控制装置具有：路面状态指标取得部，其用于求出路面状态指标，该路面状态指标是所述车辆行驶中的路面的粗糙度的指标；以及目标转速决定部，其基于所述路面状态指标来决定所述泵的目标转速。

悬架装置和悬架控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及悬架装置和悬架控制装置。

背景技术

[0002] 作为悬架装置，存在例如安装于车辆的车身与车轴之间的作为主动悬架发挥功能的悬架装置。在日本JP63-176710A中公开了一种主动悬架，该主动悬架具备：致动器，其具有缸、移动自由地插入缸内而在缸内划分出压力室的活塞和与活塞连结的杆；液压泵，其始终利用车辆的发动机进行驱动；油路，其将缸内的压力室和液压泵连接；压力控制阀，其设于油路的中途，对压力室内的压力进行控制；以及控制装置，其对压力控制阀进行控制。

发明内容

[0003] 在具有发动机停止模式的HEV(混合动力汽车，Hybrid Electric Vehicle)中，发动机停止的同时液压泵也停止，因此，上述悬架装置无法直接搭载于HEV。

[0004] 因此，想到利用作为HEV、EV(电动汽车，Electric Vehicle)的驱动源的马达的动力来驱动液压泵。然而，向以往的悬架装置供给工作油的液压泵在控制过程中被不间断地驱动，另外，液压泵的排出流量被设定为，在恶劣的道路上行驶时等，在致动器大振幅且高速地伸缩那样的情况下，所供给的工作油也不会不足。因此，液压泵所消耗的能量非常大，作为结果，电力消耗增大，因此，难以适用于HEV、EV。

[0005] 本发明的目的在于提供一种能量消耗较少、能够搭载于HEV、EV的悬架装置。

[0006] 根据本发明的某一形态，提供一种悬架装置，其具备致动器装置以及控制器，所述致动器装置具有：致动器主体，其安装于车辆的弹簧上构件与弹簧下构件之间，能够伸缩；以及泵，其向所述致动器主体供给流体而使所述致动器主体伸缩，所述控制器对所述泵的转速进行控制，所述控制器具有：路面状态指标取得部，其用于求出路面状态指标，该路面状态指标是所述车辆行驶中的路面的粗糙度的尺度；和目标转速决定部，其基于所述路面状态指标来决定所述泵的目标转速。

[0007] 根据本发明的另一形态，提供一种悬架控制装置，其用于对致动器装置中的泵的转速进行控制，该致动器装置具有：致动器主体，其安装于车辆的弹簧上构件与弹簧下构件之间，能够伸缩；以及所述泵，其向所述致动器主体供给流体而使所述致动器主体伸缩，其中，该悬架控制装置具有：路面状态指标取得部，其用于求出路面状态指标，该路面状态指标是所述车辆行驶中的路面的粗糙度的指标；以及目标转速决定部，其基于所述路面状态指标来决定所述泵的目标转速。

附图说明

[0008] 图1是表示本发明的实施方式的悬架装置的图。

[0009] 图2是将本发明的实施方式的悬架装置安装在车辆的车身与车轮之间的图。

[0010] 图3是表示本发明的实施方式的悬架装置中的控制器的控制框图的图。

[0011] 图4是表示使本发明的实施方式的悬架装置作为主动悬架发挥功能的情况下的推力的特性的图。

[0012] 图5是表示使本发明的实施方式的悬架装置作为半主动悬架发挥功能的情况的推力的特性的图。

[0013] 图6是表示本发明的实施方式的悬架装置出错时的推力的特性的图。

[0014] 图7是用于说明路面状态指标取得部中的用于取得路面状态指标的处理的图。

[0015] 图8是表示路面状态指标与相加转速之间的关系的映射。

[0016] 图9是表示求出泵的旋转速度的处理顺序的流程图。

[0017] 图10是表示伸长侧阻尼要素的变形例的图。

[0018] 图11是表示压缩侧阻尼要素的变形例的图。

[0019] 图12是表示切换部件的变形例的图。

[0020] 图13是表示控制阀的变形例的图。

具体实施方式

[0021] 以下，参照附图说明本发明的实施方式。

[0022] 如图1所示，本发明的实施方式的悬架装置S具备致动器装置AD和对致动器装置AD进行控制的作为悬架控制装置的控制器C。致动器装置AD具有：致动器主体A，其安装于车辆的弹簧上构件B与弹簧下构件W之间，能够伸缩；泵4，其被旋转驱动，从而向致动器主体A供给流体；贮存器R，其与泵4的吸入侧连接；以及流体压力回路FC，其设于泵4和贮存器R这两者与致动器主体A之间。

[0023] 致动器主体A具有：缸1；活塞2，其移动自由地插入缸1内而将缸1内划分成伸长侧室R1和压缩侧室R2；杆3，其移动自由地插入缸1内而与活塞2连结。致动器主体A是杆3仅贯穿于伸长侧室R1内的、所谓的单杆型。此外，伸长侧室R1是在伸长行程时被压缩的室，压缩侧室R2是在收缩行程时被压缩的室。

[0024] 流体压力回路FC具有：供给路径5，其与泵4的排出侧连接；排出路径6，其与贮存器R连接；伸长侧通路7，其与伸长侧室R1连接；压缩侧通路8，其与压缩侧室R2连接；换向阀9，其作为切换部件，将伸长侧通路7和压缩侧通路8中的一者选择性地与供给路径5连接，并且将伸长侧通路7和压缩侧通路8中的另一者与排出路径6连接；伸长侧阻尼要素VE，其设于伸长侧通路7，对从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；压缩侧阻尼要素VC，其设于压缩侧通路8，对从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；控制阀V，其能够根据供给电流对供给路径5的压力进行调整；吸入通路10，其将供给路径5和排出路径6连接；吸入止回阀11，其设于吸入通路10的中途，仅容许流体从排出路径6朝向供给路径5的流动；以及供给侧止回阀12，其设于供给路径5的中途且设在控制阀V与泵4之间，仅容许从泵4侧朝向控制阀V侧的流动。

[0025] 如图1所示，贮存器R与致动器主体A独立地设置。替代该构成，也可以是，在致动器主体A的缸1的外周侧设置外筒，将缸1与外筒之间的环状间隙作为贮存器R。

[0026] 在将致动器主体A安装于车辆的情况下，如图2所示，使缸1与车辆的弹簧上构件B和弹簧下构件W中的一者连结并且使杆3与弹簧上构件B和弹簧下构件W中的另一者连结、而将致动器主体A安装于弹簧上构件B与弹簧下构件W之间即可。

[0027] 在伸长侧室R1和压缩侧室R2充满例如工作油等液体来作为流体，在贮存器R内也填充有液体和气体。向伸长侧室R1、压缩侧室R2以及贮存器R内填充的液体除了工作油以外，也能够使用例如水、水溶液这样的液体。

[0028] 泵4是被马达13驱动、从吸入侧吸入流体而从排出侧排出流体的单向排出型。作为马达13，无论直流、交流，都能够采用各种形式的马达，例如无刷马达、感应马达、同步马达等。

[0029] 泵4的吸入侧利用泵通路14而与贮存器R连接，排出侧与供给路径5连接。因而，当泵4被马达13驱动时，从贮存器R吸入流体而向供给路径5排出流体。

[0030] 作为切换部件的换向阀9是二位四通的电磁切换阀。换向阀9具有：阀芯9a；弹簧9d，其用于对阀芯9a施力；以及螺线管9e，其用于对阀芯9a施加与弹簧9d抗衡的推力。阀芯9a具有使口A和口P连通并且使口B和口T连通的伸长侧供给位置9b、以及使口A和口T连通并且使口B和口P连通的压缩侧供给位置9c。在未向螺线管9e供给电力时，阀芯9a被弹簧9d施力而处于伸长侧供给位置9b。另一方面，若向螺线管9e供给电力，则阀芯9a被螺线管9e的推力驱动，处于压缩侧供给位置9c。

[0031] 换向阀9的口P经由供给路径5而与泵4的排出侧连接，口T经由排出路径6而与贮存器R连接，口A经由伸长侧通路7而与伸长侧室R1连接，口B经由压缩侧通路8而与压缩侧室R2连接。

[0032] 因而，在换向阀9处于伸长侧供给位置9b的情况下，供给路径5经由伸长侧通路7而与伸长侧室R1连通，并且，排出路径6经由压缩侧通路8而与压缩侧室R2连通。在该状态下，若泵4被驱动，则向伸长侧室R1供给流体，从压缩侧室R2向贮存器R排出流体。其结果，致动器主体A收缩。另一方面，在换向阀9处于压缩侧供给位置9c的情况下，供给路径5经由压缩侧通路8而与压缩侧室R2连通，并且排出路径6经由伸长侧通路7而与伸长侧室R1连通。在该状态下，若泵4被驱动，则向压缩侧室R2供给流体，从伸长侧室R1向贮存器R排出流体。其结果，致动器主体A伸长。

[0033] 在伸长侧通路7的中途设置伸长侧阻尼要素VE，该伸长侧阻尼要素VE对从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动。

[0034] 伸长侧阻尼要素VE具有：伸长侧阻尼阀15，其对从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动施加阻力；以及伸长侧止回阀16，其与该伸长侧阻尼阀15并联，仅容许从换向阀9朝向伸长侧室R1的流动。因而，针对从伸长侧室R1朝向换向阀9移动的流体的流动，伸长侧止回阀16被维持在关闭的状态，因此，流体仅通过伸长侧阻尼阀15而朝向换向阀9侧流动。相反，针对从换向阀9朝向伸长侧室R1移动的流体的流动，伸长侧止回阀16打开，伸长侧止回阀16对流动施加的阻力比伸长侧阻尼阀15对流动施加的阻力小，因此，流体优先通过伸长侧止回阀16而朝向伸长侧室R1侧流动。伸长侧阻尼阀15既可以设为容许双向流动的节流阀，也可以设为仅容许从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动的叶片阀、提升阀这样的阻尼阀。

[0035] 在压缩侧通路8的中途设置压缩侧阻尼要素VC，该压缩侧阻尼要素VC对从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动。

[0036] 压缩侧阻尼要素VC具有：压缩侧阻尼阀17，其对从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动施加阻力；压缩侧止回阀18，其与该压缩侧阻尼阀17并联，仅容许从换向阀9朝向压缩侧室R2的流动。因而，针对从压缩侧室R2朝向换向阀9移动的流体的流动，压缩侧止回阀18被维

持在关闭的状态，因此，流体仅通过压缩侧阻尼阀17而朝向换向阀9侧流动。相反，针对从换向阀9朝向压缩侧室R2移动的流体的流动，压缩侧止回阀18打开，压缩侧止回阀18对流动施加的阻力比压缩侧阻尼阀17对流动施加的阻力小，因此，流体优先通过压缩侧止回阀18而朝向压缩侧室R2侧流动。压缩侧阻尼阀17既可以设为容许双向流动的节流阀，也可以设为仅容许从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动的叶片阀、提升阀这样的阻尼阀。

[0037] 为了对从泵4排出流体的供给路径5的压力进行控制，流体压力回路FC具有控制阀V。控制阀V设于将供给路径5和排出路径6连接的控制通路19的中途，通过对开阀压力进行调节，能够对处于控制阀V的上游侧的供给路径5的压力进行控制。

[0038] 控制阀V是电磁压力控制阀，具有：阀芯20a，其设于控制通路19；先导通路20b，其将供给路径5侧即上游侧的压力作为先导压力而对阀芯20a向开阀方向进行作用；以及螺线管20c，其用于对阀芯20a施加推力。螺线管20c包括未图示的弹簧和线圈。螺线管20c的弹簧始终对阀芯20a向开阀方向施力，螺线管20c在通电时产生与对阀芯20a施力的弹簧抗衡的推力。因而，通过对向螺线管20c通电的通电量进行调节，能够对控制阀V的开阀压力进行调节，能够将供给路径5的压力控制成控制阀V的开阀压力。这样，控制阀V能够根据供给电流来对供给路径5的压力进行调整。控制阀V并不限定于上述结构，只要能够对供给路径5的压力进行调整，就可以是任意形式的阀装置。

[0039] 控制阀V的开阀压力与向螺线管20c供给的电流量成正比地变化，电流量越大，控制阀V的开阀压力越大，在未供给电流的情况下，控制阀V的开阀压力最小。另外，控制阀V在悬架装置S的实际应用区域中成为不存在压力损失与流量成正比地变大的稳态超调压力(日文：圧力オーバーライド)的特性。此外，实际应用区域是指，例如在将致动器主体A如图2所示那样安装于车辆的车身B与车轮W之间来使用的情况下，致动器主体A在秒速1m的范围内伸缩的区域，在该实际应用区域中控制阀V不存在压力损失与流量成正比地变大的稳态超调压力的特性是指，在致动器主体A在秒速1m的范围内伸缩的情况下，针对通过控制阀V的流量而能够忽视稳态超调压力的特性。另外，非通电时的控制阀V的开阀压力非常小，对在非通电时通过的流体的流动几乎不施加阻力。

[0040] 另外，将供给路径5和排出路径6连接的吸入通路10与控制通路19并联地设置。在吸入通路10的中途设置仅容许流体从排出路径6朝向供给路径5流动的吸入止回阀11。因此，吸入通路10是仅容许流体从排出路径6朝向供给路径5流动的单向通行的通路。

[0041] 在供给路径5的中途且是在控制阀V与泵4之间设置供给侧止回阀12。供给侧止回阀12设于供给路径5的中途且设于比控制通路19的连接点和吸入通路10的连接点靠泵4侧的位置。供给侧止回阀12仅容许从泵4侧朝向控制阀V侧的流动，阻止其相反的流动。因而，即使换向阀9侧的压力成为比泵4的排出压力高的压力，也能够通过供给侧止回阀12关闭来阻止流体向泵4侧倒流。

[0042] 致动器装置AD如以上那样构成，在能够使马达13、泵4、换向阀9以及控制阀V正常地动作的通常时，基本上，利用马达13驱动泵4，向伸长侧室R1和压缩侧室R2中的经由换向阀9连接于泵4的室供给流体，同时使流体从伸长侧室R1和压缩侧室R2中的另一个室经由排出路径6向贮存器R排出。其结果，能够使致动器主体A积极地伸长或者收缩。

[0043] 在使致动器主体A产生的推力是致动器主体A的伸长方向的推力的情况下，使换向阀9处于压缩侧供给位置9c，将压缩侧室R2与供给路径5连接，将伸长侧室R1与贮存器R连

接。相反，在使致动器主体A产生的推力是致动器主体A的收缩方向的推力的情况下，使换向阀9处于伸长侧供给位置9b，将伸长侧室R1与供给路径5连接，将压缩侧室R2与贮存器R连接。并且，通过利用控制阀V对供给路径5的压力进行调节，能够对致动器主体A的伸长方向或者收缩方向的推力的大小进行控制。

[0044] 在控制推力时，如图3所示，使用根据对车辆的振动状况进行检测的传感器的输出值对控制阀V、换向阀9以及马达13进行控制的控制器C。

[0045] 向控制器C输入能够把握适于车辆的振动抑制的控制律所需要的车辆的振动状况的信息、例如弹簧上构件B、弹簧下构件W的上下方向加速度、速度这样的信息、致动器主体A的伸缩速度、伸缩加速度这样的信息。

[0046] 控制器C基于所输入的信息求出按照控制律应该使致动器主体A产生的目标推力。而且，为了使致动器主体A产生目标推力，控制器C决定向控制阀V供给的电流量、换向阀9的位置9b、9c、向驱动泵4的马达13供给的电流量，并且供给电流。此外，对于悬架装置S的推力的控制所使用的控制律，适当选择适于车辆的控制律即可。

[0047] 如以上那样，致动器主体A能够积极地伸缩。然而，在车辆行驶中，致动器主体A由于路面的凹凸而受到干扰，从而进行伸缩。因此，以下，对根据致动器主体A受到干扰而伸缩的情况的工作进行说明。

[0048] 最初，对驱动泵4而向供给路径5排出流体的情况进行说明。在致动器主体A受到干扰而伸缩的情况下，若以致动器主体A产生推力的方向和致动器主体A的伸缩方向来区分情况，则想到四种情况。

[0049] 首先，对使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而伸长工作的情况进行说明。

[0050] 此时的使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向下方下压的方向，因此，需要向伸长侧室R1供给流体。因此，切换换向阀9以采用伸长侧供给位置9b，从而使伸长侧室R1和供给路径5连通，并且经由排出路径6使压缩侧室R2与贮存器R连通。

[0051] 在致动器主体A伸长工作时，伸长侧室R1的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由伸长侧阻尼阀15从伸长侧室R1排出，经由供给路径5通过控制阀V而向贮存器R流动。此外，由于设有供给侧止回阀12，因此，即使供给路径5的压力暂时比泵4的排出压力高，流体也不会向泵4侧倒流。另一方面，经由排出路径6从贮存器R向容积增大的压缩侧室R2供给与容积扩大量相抵的流体。

[0052] 供给路径5的压力被控制阀V控制成控制阀V的开阀压力。因此，伸长侧室R1的压力比供给路径5的压力高出从伸长侧室R1排出的流体在通过伸长侧阻尼阀15之际产生的压力损失量。因而，该情况的伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失量叠加于控制阀V的开阀压力而成的压力。将活塞2的面对伸长侧室R1的面积(从活塞2的面积减去杆3的截面积而得到的面积)作为受压面积，致动器主体A的推力成为受压面积与伸长侧室R1的压力之积。因而，在纵轴采用了致动器主体A的推力的方向并且横轴采用了致动器主体A的伸缩速度的图4所示的图表中，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图4中的以线(1)表示的特性。此外，在该情况下，作为压缩侧室R2的压力与活塞2的面对压缩侧室R2的受压面积之积的力作为将活塞2上推的推力而产生。然而，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高，且压缩侧室R2的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果

将伸长侧室R1的压力把握为其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2上推的推力视作0。

[0053] 接下来，对使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而收缩工作的情况进行说明。使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向下方下压的方向，因此，需要向伸长侧室R1供给流体。在该情况下，也是，切换换向阀9以采用伸长侧供给位置9b，从而将伸长侧室R1与供给路径5连接，并且，经由排出路径6使压缩侧室R2与贮存器R连通。

[0054] 在致动器主体A收缩工作时，伸长侧室R1的容积增大。在泵4的排出流量是伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量以上的情况下，泵4的排出流量比在伸长侧室R1中所需要的流量多。因此，从泵4排出来的流体经由伸长侧止回阀16向伸长侧室R1流入，并且，泵4的排出流量中的未被伸长侧室R1吸收而剩余的量经由控制阀V返回贮存器R。因而，伸长侧室R1的压力与供给路径5的压力成为等压，被控制成控制阀V的开阀压力。

[0055] 另一方面，从容积减少的压缩侧室R2经由压缩侧阻尼阀17和排出路径6向贮存器R排出与容积减少相应的量的流体。压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出从压缩侧室R2排出的流体在通过压缩侧阻尼阀17之际产生的压力损失量。因而，伸长侧室R1的压力与控制阀V的开阀压力相等，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出由压缩侧阻尼阀17导致的压力损失量。另外，从压缩侧室R2排出的流量越多，由压缩侧阻尼阀17导致的压力损失也越大，因此，压缩侧室R2的压力也变得越高。

[0056] 致动器主体A的推力成为从伸长侧室R1的压力与活塞2的伸长侧室R1侧的受压面积之积减去压缩侧室R2的压力与活塞2的压缩侧室R2侧的受压面积之积而得到的力。在此，若从压缩侧室R2排出的流量变多，则相应地压力损失也变大，致动器主体A的推力变小。因而，在使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而收缩工作、泵4的排出流量是伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量以上的情况下，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图4中的以线(2)表示的特性。

[0057] 与此相对，若致动器主体A的收缩速度较高，泵4的排出流量低于伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量，则来自泵4的流体供给赶不上伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量。这样，若从泵4排出的流体全部被伸长侧室R1吸收，则流体不通过控制阀V，吸入止回阀11打开，从贮存器R经由排出路径6和吸入通路10供给在伸长侧室R1中不足的量的流体。

[0058] 此时，伸长侧室R1的压力与贮存器R的压力大致相等，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出由压缩侧阻尼阀17导致的压力损失量。因此，致动器主体A无法向将活塞2向下方下压的方向发挥推力，而是向相反的方向、也就是说向将活塞2向上方上推的方向发挥推力。

[0059] 因而，在欲使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而收缩工作、泵4的排出流量小于伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量的情况下，无法向将活塞2向下方下压的方向发挥推力。因此，无论控制阀V的开阀压力的大小如何，致动器主体A的推力都成为图4中的以线(3)表示的特性。也就是说，对于致动器主体A的推力而言，在控制阀V的开阀压力最大的状态下，在泵4的排出流量是伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量以上的情况下，成为图4中的线(2)的特性，在泵4的排出流量小于伸长侧室R1的每单位时间的容积增大量的情况下，向图4中的线(3)的特性变化。

[0060] 接着，对使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况且是致动器主体A由

于外力而收缩工作的情况进行说明。

[0061] 此时的使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向上方上推的方向，因此，需要向压缩侧室R2供给流体。因此，切换换向阀9以采用压缩侧供给位置9c，从而使压缩侧室R2和供给路径5连通，并且经由排出路径6使伸长侧室R1与贮存器R连通。

[0062] 在致动器主体A收缩工作时，压缩侧室R2的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由压缩侧阻尼阀17从压缩侧室R2排出，经由供给路径5通过控制阀V向贮存器R流动。此外，由于设有供给侧止回阀12，因此，即使供给路径5的压力暂时比泵4的排出压力高，流体也不会向泵4侧倒流。另一方面，经由排出路径6从贮存器R向容积增大的伸长侧室R1供给与容积扩大量相抵的流体。

[0063] 供给路径5的压力被控制阀V控制成控制阀V的开阀压力。因此，压缩侧室R2的压力比供给路径5的压力高出从压缩侧室R2排出的流体在通过压缩侧阻尼阀17之际产生的压力损失量。因而，该情况的压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出由压缩侧阻尼阀17导致的压力损失量叠加于控制阀V的开阀压力而成的压力。将活塞2的面对压缩侧室R2的面积(活塞2的面积)作为受压面积，致动器主体A的推力成为受压面积与压缩侧室R2的压力之积。因而，在图4所示的图表中，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图4中的以线(4)表示的特性。此外，在该情况下，作为伸长侧室R1的压力与活塞2的伸长侧室R1的受压面积之积的力作为将活塞2下压的推力而产生。然而，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高，伸长侧室R1的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果将压缩侧室R1的压力把握成其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2下压的推力视作0。

[0064] 接着，对使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况且是致动器主体A由于外力而伸长工作的情况进行说明。使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向上方上推的方向，因此，需要向压缩侧室R2供给流体。在该情况下，也是，切换换向阀9以采用压缩侧供给位置9c，从而将压缩侧室R2与供给路径5连接，并且，经由排出路径6使伸长侧室R1与贮存器R连通。

[0065] 在致动器主体A伸长工作时，压缩侧室R2的容积增大。在泵4的排出流量是压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量以上的情况下，泵4的排出流量比压缩侧室R2所需要的流量多。因此，从泵4排出来的流体经由压缩侧止回阀18向压缩侧室R2流入，并且，泵4的排出流量中的未被压缩侧室R2吸收而剩余的量经由控制阀V返回贮存器R。因而，压缩侧室R2的压力与供给路径5的压力成为等压，被控制成控制阀V的开阀压力。

[0066] 另一方面，从容积减少的伸长侧室R1经由伸长侧阻尼阀15和排出路径6向贮存器R排出与容积减少相应的量的流体。伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出从伸长侧室R1排出的流体在通过伸长侧阻尼阀15之际产生的压力损失量。因而，压缩侧室R2的压力与控制阀V的开阀压力相等，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失量。另外，从伸长侧室R1排出的流量越多，由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失也越大，因此，伸长侧室R1的压力也变得越高。

[0067] 致动器主体A的推力成为从压缩侧室R2的压力与活塞2的压缩侧室R2侧的受压面积之积减去伸长侧室R1的压力与活塞2的伸长侧室R1侧的受压面积之积而得到的力。在此，若从伸长侧室R1排出的流量变多，则相应地压力损失也变大，致动器主体A的推力变小。因而，在使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况且是致动器主体A由于外力而伸

长工作、泵4的排出流量是压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量以上的情况下，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图4中的以线(5)表示的特性。

[0068] 与此相对，若致动器主体A的伸长速度较高，泵4的排出流量低于压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量，则来自泵4的流体供给赶不上压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量。这样，若从泵4排出的流体全部被压缩侧室R2吸收，则流体不通过控制阀V，吸入止回阀11打开，从贮存器R经由排出路径6和吸入通路10供给在压缩侧室R2中不足的量的流体。

[0069] 此时，压缩侧室R2的压力与贮存器R的压力大致相等，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失量。因此，致动器主体A无法向将活塞2向上方上推的方向发挥推力，而是向相反的方向、也就是说向将活塞2向下方下压的方向发挥推力。

[0070] 因而，在欲使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况且是致动器主体A由于外力而伸长工作、泵4的排出流量小于压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量的情况下，无法向将活塞2向上方上推的方向发挥推力。因此，无论控制阀V的开阀压力的大小如何，致动器主体A的推力都成为图4中的以线(6)表示的特性。也就是说，对于致动器主体A的推力而言，在控制阀V的开阀压力最大的状态下，在泵4的排出流量是压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量以上的情况下，成为图4中的线(5)的特性，在泵4的排出流量小于压缩侧室R2的每单位时间的容积增大量的情况下，向图4中的线(6)的特性变化。此外，致动器主体A在收缩侧呈现推力从图4中的线(2)向线(3)变化的特性，在伸长侧呈现推力从图4中的线(5)向线(6)变化的特性。这些特性的变化是极其短的瞬间产生的，对乘车舒适度造成的影响是轻微的。

[0071] 根据以上内容，通过对控制阀V的开阀压力进行调节，能够在图4的从线(1)至线(3)的连线到线(4)至线(6)的连线之间的范围内使致动器主体A的推力可变。另外，通过驱动泵4，在将泵4的排出流量向伸长侧室R1和压缩侧室R2中的扩大的一侧的室供给的情况下，泵4的排出流量只要是扩大的室的容积增大量以上，就能够向与致动器主体A的伸缩方向相同的方向发挥推力。

[0072] 接着，对设为不驱动泵4的停止状态的情况下的悬架装置S的工作进行说明。在该情况下，也是，若以致动器主体A受到干扰而伸缩的方向和致动器主体A产生推力的方向来区分情况，则想到四种情况。

[0073] 首先，对使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而伸长工作的情况进行说明。

[0074] 使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向下方下压的方向，因此，切换换向阀9以采用伸长侧供给位置9b，从而将伸长侧室R1与供给路径5连接，并且经由排出路径6使压缩侧室R2与贮存器R连通。

[0075] 在致动器主体A伸长工作时，伸长侧室R1的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由伸长侧阻尼阀15从伸长侧室R1排出，经由供给路径5通过控制阀V向贮存器R流动。此外，由于设有供给侧止回阀12，因此，流体不会向泵4侧流动。另一方面，经由排出路径6从贮存器R向容积增大的压缩侧室R2供给与容积扩大量相抵的流体。

[0076] 供给路径5的压力被控制阀V控制成控制阀V的开阀压力。因此，伸长侧室R1的压力比供给路径5的压力高出从伸长侧室R1排出的流体在通过伸长侧阻尼阀15之际产生的压力

损失量。因而，该情况下的伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失量叠加于控制阀V的开阀压力而成的压力。致动器主体A的推力成为活塞2的伸长侧室R1的受压面积与伸长侧室R1的压力之积。因而，在纵轴采用了致动器主体A的推力的方向并且横轴采用了致动器主体A的伸缩速度的图5所示的图表中，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图5中的以线(7)表示的特性。因而，通过对控制阀V的开阀压力进行调整，能够在图5中的第一象限内的从横轴到线(7)的范围内使致动器主体A的推力可变。此外，在该情况下，作为压缩侧室R2的压力与活塞2的面对压缩侧室R2的受压面积之积的力作为将活塞2上推的推力而产生。然而，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高，压缩侧室R2的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果将伸长侧室R1的压力把握为其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2上推的推力视作0。

[0077] 接下来，对使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况、且是致动器主体A由于外力而收缩工作的情况进行说明。泵4处于停止状态，因此，不从泵4供给流体，但使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向下方下压的方向，因此，切换换向阀9以采用伸长侧供给位置9b，从而将伸长侧室R1与供给路径5连接，并且，经由排出路径6使压缩侧室R2与贮存器R连通。

[0078] 在致动器主体A收缩工作时，伸长侧室R1的容积增大。泵4不排出流体，因此，流体不向控制阀V流动，吸入止回阀11打开，从贮存器R经由排出路径6和吸入通路10供给在伸长侧室R1中不足的量的流体。因此，伸长侧室R1的压力与贮存器R的压力大致相等。

[0079] 另一方面，从容积减少的压缩侧室R2经由压缩侧阻尼阀17和排出路径6向贮存器R排出与容积减少相应的量的流体。压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出从压缩侧室R2排出的流体在通过压缩侧阻尼阀17之际产生的压力损失量。因此，致动器主体A无法向将活塞2向下方下压的方向发挥推力，而是向相反的方向、也就是说向将活塞2向上方上推的方向发挥推力。

[0080] 因而，在欲使悬架装置S发挥将活塞2向下方下压的推力的情况且是致动器主体A由于外力而收缩工作、泵4停止的情况下，无法向将活塞2向下方下压的方向发挥推力。因此，无论控制阀V的开阀压力的大小如何，致动器主体A的推力都成为图5中的以线(8)表示的特性。这带来与在阻尼力可变减振器中将压缩侧阻尼力控制成最低的阻尼力同等的效果。

[0081] 接着，对使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况、且是致动器主体A由于外力而收缩工作的情况进行说明。使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向上方上推的方向，因此，切换换向阀9以采用压缩侧供给位置9c，从而将压缩侧室R2与供给路径5连接，并且，经由排出路径6使伸长侧室R1与贮存器R连通。

[0082] 在致动器主体A收缩工作时，压缩侧室R2的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由压缩侧阻尼阀17从压缩侧室R2排出，经由供给路径5通过控制阀V向贮存器R流动。此外，由于设有供给侧止回阀12，因此，流体不会向泵4侧流动。另一方面，经由排出路径6从贮存器R向容积增大的伸长侧室R1供给与容积扩大量相抵的流体。

[0083] 供给路径5的压力被控制阀V控制成控制阀V的开阀压力。因此，压缩侧室R2的压力比供给路径5的压力高出从压缩侧室R2排出的流体在通过压缩侧阻尼阀17之际产生的压力损失量。因而，该情况下的压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出由压缩侧阻尼阀17导致

的压力损失量叠加于控制阀V的开阀压力而成的压力。致动器主体A的推力成为活塞2的压缩侧室R2的受压面积与压缩侧室R2的压力之积。因而，在图5所示的图表中，控制阀V的开阀压力最大时的致动器主体A的推力成为图5中的以线(9)表示的特性。因而，通过对控制阀V的开阀压力进行调整，能够在图5中的第三象限内的从横轴到线(9)的范围内使致动器主体A的推力可变。此外，在该情况下，作为伸长侧室R1的压力与活塞2的面对伸长侧室R1的受压面积之积的力作为将活塞2下压的推力而产生。然而，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高，伸长侧室R1的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果将压缩侧室R2的压力把握为其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2下压的推力视作0。

[0084] 接下来，对使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况、且是致动器主体A由于外力而伸长工作的情况进行说明。泵4处于停止状态，因此，不从泵4供给流体，但使致动器主体A产生的推力的方向是将活塞2向上方上推的方向，因此，切换换向阀9以采用压缩侧供给位置9c，从而将压缩侧室R2与供给路径5连接，并且，经由排出路径6使伸长侧室R1与贮存器R连通。

[0085] 在致动器主体A伸长工作时，压缩侧室R2的容积增大。泵4没有排出流体，因此，流体不向控制阀V流动，吸入止回阀11打开，从贮存器R经由排出路径6和吸入通路10供给在压缩侧室R2中不足的量的流体。因此，压缩侧室R2的压力与贮存器R的压力大致相等。

[0086] 另一方面，从容积减少的伸长侧室R1经由伸长侧阻尼阀15和排出路径6向贮存器R排出与容积减少相应的量的流体。伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出从伸长侧室R1排出的流体在通过伸长侧阻尼阀15之际产生的压力损失量。因此，致动器主体A无法向将活塞2向上方上推的方向发挥推力，而是向相反的方向、也就是说向将活塞2向下方下压的方向发挥推力。

[0087] 因而，在欲使悬架装置S发挥将活塞2向上方上推的推力的情况、且是致动器主体A由于外力而伸长工作、泵4停止的情况下，无法向将活塞2向上方上推的方向发挥推力。因此，无论控制阀V的开阀压力的大小如何，致动器主体A的推力都成为图5中的以线(10)表示的特性。这带来与在阻尼力可变减振器中将伸长侧阻尼力控制成最低的阻尼力同等的效果。

[0088] 在此，通常，在半主动悬架中，若想到使用阻尼力可变减振器并按照Karnopp规则(日文：カルノップ則)来执行天棚(skyhook)控制，则在需要伸长侧阻尼力(将活塞下压的方向的力)的情况下，在伸长工作时，阻尼力可变减振器的阻尼力被控制成可获得目标推力的阻尼力，在收缩工作时，无法获得伸长侧阻尼力，因此，控制成向压缩侧发挥最低的阻尼力。另一方面，在需要压缩侧阻尼力(将活塞上推的方向的力)的情况下，在收缩工作时，阻尼力可变减振器的阻尼力被控制成可获得目标推力的阻尼力，在伸长工作时，无法获得压缩侧阻尼力，因此，控制成向伸长侧发挥最低的阻尼力。

[0089] 与此相对，在本实施方式的悬架装置S中，在泵4停止的状态下，在使致动器主体A发挥将活塞2向下方下压的推力的情况下，在伸长工作时，通过调整控制阀V的开阀压力而在可输出的范围内对致动器主体A的推力进行控制，在收缩工作时，即使欲使致动器主体A发挥将活塞2向下方下压的推力，致动器主体A也发挥将活塞2向上方上推的推力中的最低的推力。

[0090] 相反，在使致动器主体A发挥将活塞2向上方上推的推力的情况下，在收缩工作时，

通过调整控制阀V的开阀压力而在可输出的范围内对致动器主体A的推力进行控制，在伸长工作时，即使欲使致动器主体A发挥将活塞2向上方上推的推力，致动器主体A也发挥将活塞2向下方下压的推力中的最低的推力。

[0091] 因而，在悬架装置S中，在泵4处于停止中的情况下，能够自动地发挥与半主动悬架相同的功能。这意味着，即使泵4是在驱动中，若泵4的排出流量小于扩大的伸长侧室R1或者压缩侧室R2的容积增大量，则悬架装置S也自动地作为半主动悬架发挥功能。

[0092] 接下来，对向悬架装置S的马达13、换向阀9和控制阀V的通电因某一异常而无法通电的出错时的悬架装置S的工作进行说明。这样的出错例如除了无法向马达13、换向阀9和控制阀V通电的情况之外，也包括在控制器C中发现异常的情况下停止向马达13、换向阀9和控制阀V的通电的情况。

[0093] 出错时，是向马达13、换向阀9以及控制阀V的通电被停止的状态，或者是无法通电的状态，泵4停止，控制阀V的开阀压力变为最小，成为换向阀9被弹簧9d施力而处于伸长侧供给位置9b的状态。

[0094] 在该状态下，在致动器主体A由于外力而伸长工作的情况下，伸长侧室R1的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由伸长侧阻尼阀15从伸长侧室R1排出，经由供给路径5通过控制阀V而向贮存器R流动。此外，由于设有供给侧止回阀12，因此，流体不会向泵4侧流动。另一方面，经由排出路径6从贮存器R向容积增大的压缩侧室R2供给与容积扩大量相抵的流体。

[0095] 从伸长侧室R1排出来的流体通过控制阀V。控制阀V成为在非通电时对通过的流动几乎不施加阻力的特性，因此，供给路径5的压力与贮存器R的压力成为大致等压。因而，伸长侧室R1的压力比供给路径5的压力高出从伸长侧室R1排出的流体在通过伸长侧阻尼阀15之际产生的压力损失量，因此，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高出该压力损失量。

[0096] 因而，致动器主体A的推力成为与由伸长侧阻尼阀15导致的压力损失相抵的压力乘以活塞2的伸长侧室R1的受压面积而得到的力，在图6所示的图表中，成为图6中的以线(11)表示的特性。此外，在该情况下，作为压缩侧室R2的压力与活塞2的面对压缩侧室R2的受压面积之积的力作为将活塞2上推的推力而产生。然而，伸长侧室R1的压力比贮存器R的压力高，压缩侧室R2的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果将伸长侧室R1的压力把握为其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2上推的推力视作0。

[0097] 相反，在致动器主体A由于外力而收缩工作的情况下，压缩侧室R2的容积减少。因此，与容积减少相应的量的流体经由压缩侧阻尼阀17从压缩侧室R2排出，向贮存器R流动。另一方面，经由排出路径6从贮存器R经由吸入通路10、吸入止回阀11向容积增大的伸长侧室R1供给与容积扩大量相抵的流体。

[0098] 因而，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高出从压缩侧室R2排出的流体在通过压缩侧阻尼阀17之际产生的压力损失量。

[0099] 因而，致动器主体A的推力成为与由压缩侧阻尼阀17导致的压力损失相抵的压力乘以活塞2的压缩侧室R2的受压面积而得到的力，在图6所示的图表中，成为图6中的以线(12)表示的特性。此外，在该情况下，作为伸长侧室R1的压力与活塞2的面对伸长侧室R1的受压面积之积的力作为将活塞2向下压的推力而产生。然而，压缩侧室R2的压力比贮存器R的压力高，伸长侧室R1的压力与贮存器R的压力相等，因此，如果将压缩侧室R2的压力把握

为其与贮存器R的压力之间的压差，则将活塞2向下压的推力视作0。

[0100] 在如此悬架装置S出错了的状态下，致动器主体A作为被动的减振器发挥功能，从而抑制车身B和车轮W的振动，因此，在出错时可靠地进行失效保护动作。

[0101] 接着，说明控制器C。如图3所示，控制器C具有：路面状态指标取得部41；最低转速限制部42；目标转速决定部43；泵停止判断部44；推力运算部45；驱动器Dr；加速度传感器46，其对弹簧下构件W的上下方向加速度进行检测；车速传感器47，其对车辆的速度(车速)进行检测；加速度传感器48，其对弹簧上构件B的横向加速度Glat进行检测；以及加速度传感器49，其对弹簧上构件B的前后方向加速度Glong进行检测。

[0102] 推力运算部45用于求出为了抑制车辆的振动而车辆中的弹簧上构件B的姿势控制所需要的、致动器装置AD应该产生的推力。具体而言，基于弹簧上构件B、弹簧下构件W的上下方向加速度、速度这样的信息、致动器主体A的伸缩速度、伸缩加速度这样的信息等车辆信息，求出按照所采用的控制律而应该使致动器主体A产生的目标推力。然后，决定为了使致动器主体A产生如目标推力那样的推力所需要的对控制阀V施加的电流量和换向阀9的切换位置。此外，推力运算部45除了天棚(skyhook)控制等那样的抑制弹簧上构件B的振动的振动抑制控制之外，还加进接收由加速度传感器48、49检测的横向加速度Glat和前后方向加速度Glong的输入而抑制车辆的车身即弹簧上构件B的摇摆、首倾和尾倾(スクォート，Squat)的姿势控制，来将致动器装置AD应该产生的推力作为目标推力求出。

[0103] 在使致动器装置AD产生的目标推力的方向是致动器主体A的伸长方向的情况下，选择换向阀9的压缩侧供给位置9c，在使致动器装置AD产生的目标推力的方向是致动器主体A的收缩方向的情况下，选择换向阀9的伸长侧供给位置9b。

[0104] 具体而言，在使致动器主体A收缩工作的情况下，为了向伸长侧室R1供给流体并且从压缩侧室R2向贮存器R排出流体，不向换向阀9的螺线管9e供给电流而设为非通电，将换向阀9设为伸长侧供给位置9b。相反，在使致动器主体A伸长工作的情况下，为了向压缩侧室R2供给流体并且从伸长侧室R1向贮存器R排出流体，向换向阀9的螺线管9e供给电流，将换向阀9设为压缩侧供给位置9c。

[0105] 也就是说，在推力运算部45中，选择是向换向阀9施加的电流量为0还是设为用于驱动螺线管9e的预定值，然后向驱动器Dr输出。对于推力运算部45所使用的控制律，选择适于车辆的控制律即可，例如，优选采用天棚(skyhook)控制等这样的车辆的振动抑制优异的控制律。

[0106] 控制器C除了对致动器装置AD的推力进行控制以外，还为了对泵4的排出流量进行控制而具备路面状态指标取得部41、最低转速限制部42、目标转速决定部43以及泵停止判断部44。

[0107] 路面状态指标取得部41获得从加速度传感器46输入的弹簧下构件W的上下方向加速度的绝对值的预定时间T内的积分平均值，将该积分平均值设为路面状态指标I。具体而言，如图7所示，对弹簧下构件W的上下方向加速度的绝对值进行处理，将在预定时间T内所采样的弹簧下构件W的上下方向加速度的绝对值的总和除以预定时间T、或者、除以上下方向加速度的数据的个数，从而获得路面状态指标I。预定时间T被设定成适于求出路面状态指标I的时长。路面状态指标取得部41使用从进行获得路面状态指标I的运算的时间点追溯到预定时间T前所采样的加速度来求出路面状态指标I。路面状态指标取得部41以预定的运

算周期反复进行获得路面状态指标I的运算，将路面状态指标I持续更新成最新的值。

[0108] 路面状态指标I是表示车辆所行驶的路面的路面粗糙度的尺度，数值越大，则表示了路面的起伏、凹凸越多且路面越粗糙的状态。路面状态指标I成为表示路面粗糙度的尺度的指标即可。路面粗糙度对车辆行驶中的弹簧下构件W的运动造成影响，因此，能够根据弹簧下构件W的上下方向加速度、速度、位移、弹簧下构件W与弹簧上构件B的上下方向的相对加速度、速度、位移来求出。

[0109] 另外，为了求出路面状态指标I，能够通过获得预定时间的范围内的弹簧下构件W的上下方向加速度、速度、位移、弹簧下构件W与弹簧上构件B的上下方向的相对加速度、速度、位移中的任一个值的绝对值的积分值、绝对值的积分平均值、均方根、绝对值的单纯平均值、绝对值的最大值、或者、绝对值的频数分布来求出。在使用例如绝对值的积分值的情况下，对在预定时间的范围内所采样的弹簧下构件W的加速度的绝对值进行积分。也就是说，求出在预定时间T的范围内所采样的弹簧下构件W的加速度的绝对值的各值的总和，将该总和作为路面状态指标I的值即可。当然，路面状态指标I的值越大，路面粗糙度越大。

[0110] 在将均方根作为路面状态指标I的情况下，求出在预定时间T内所采样的弹簧下构件W的上下方向加速度的平方的值的总和除以上下方向加速度的数据个数而得到的值的平方根，将该平方根作为路面状态指标I即可。而且，在将频数分布作为路面状态指标I的情况下，对弹簧下构件W的上下方向加速度的绝对值设置多个区间，将含有数据个数最多的区间作为路面状态指标I。例如，在每隔0.5m/s^2进行划分来设置区间的情况下，对处于各区间内的加速度的绝对值的数据数进行计算。另外，对区间预先关联当加速度的绝对值变大时变大的值。例如，预先将加速度的绝对值为0m/s^2以上且小于0.5m/s^2的范围的区间的值设为1，将划分高一档范围的0.5m/s^2以上且小于1.0m/s^2的范围的区间的值设为2，以后，与划分高一档的范围的区间相关联的值依次增大1。于是，例如，在预定时间T期间所采样的加速度的绝对值的数据的个数在1.0m/s^2以上且小于1.5m/s^2的范围的区间中最多的情况下，若按照上述的规则，则与该区间相关联的值为3，因此，路面状态指标I的值成为3。这样，只要以路面粗糙度越大、路面状态指标I越大的方式将值与区间相关联来调查频数分布，那么路面粗糙度变得越粗糙，路面状态指标I也越大，因此，也可以通过这样来求出路面状态指标I。与区间相关联的值能够任意地确定，既可以如上述那样以值依次增大1的方式进行关联，也可以例如将区间所划分的加速度的绝对值的中间值作为该区间的值来进行关联。

[0111] 最低转速限制部42对从加速度传感器48输入的弹簧上构件B的横向加速度Glat与横向加速度阈值α进行比较，并且，对从加速度传感器49输入的弹簧上构件B的前后方向加速度Glong与前后加速度阈值β进行比较，来设定所需最低转速。具体而言，在弹簧上构件B的横向加速度Glat超过横向加速度阈值α、或者、弹簧上构件B的前后方向加速度Glong超过前后加速度阈值β的情况下，最低转速限制部42在确保进行弹簧上构件B的姿势控制之际泵4应该排出的流量的基础上，将作为最低限需要的泵4的转速的所需最低转速Nb设定为超过0的值的既定值Nb1。例如，在制动时产生的首倾、在加速时产生的尾倾、在回转时等产生的摇摆等利用姿势控制进行抑制，致动器主体A的伸缩量变得微小。因此，进行弹簧上构件B的姿势控制之际的泵4的排出流量是能够将供给路径5的压力设定成最低限控制所要求的压力的较少的流量即可，因此，既定值Nb1可以是较低的转速。另外，在弹簧上构件B的横向加速度Glat是横向加速度阈值α以下、且弹簧上构件B的前后方向加速度Glong是前后加速度

阈值β以下的情况下，最低转速限制部42将所需最低转速Nb设定为0。

[0112] 目标转速决定部43基于路面状态指标I来决定泵4的目标转速Nref。具体而言，目标转速决定部43保有表示路面状态指标I与相加转速Nr之间的关系的映射，参照该映射进行根据从路面状态指标取得部41输入的路面状态指标I来求出相加转速Nr的映射运算。如图8所示，在映射中，具有相加转速r相对于路面状态指标I的增加呈阶梯状地数值变大这样的关系。上述的映射是一个例子，例如，也可以是，对路面状态指标I和相加转速Nr设定相加转速Nr相对于路面状态指标I的增加成正比地增加这样的关系。

[0113] 另外，若目标转速决定部43求出相加转速Nr，则通过将相加转速Nr和与路面状态指标I独立地输入的所需最低转速Nb相加，来求出目标转速Nref，将该目标转速Nref向泵停止判断部44输出。在最低转速限制部42将所需最低转速Nb设为既定值Nb1的情况下，目标转速决定部43输出将相加转速Nr与既定值Nb1相加而得到的值。在最低转速限制部42将所需最低转速Nb设为0的情况下，目标转速决定部43将相加转速Nr与0相加，因此，将相加转速Nr直接作为目标转速Nref输出。

[0114] 路面状态指标I是路面粗糙度的尺度，若车辆在路面粗糙度较大的路面行驶，则存在致动器主体A的伸缩量和伸缩速度变高的倾向。也就是说，在路面状态指标I的值较大的情况下，致动器主体A在外力的作用下被强制地伸缩而缸I1内所需要的流体量也变多，因此，需要增大泵4的转速。因此，以若路面状态指标I变大则相加转速Nr也采用较大的值的方式使相加转速Nr与路面状态指标I相关。

[0115] 此外，在省略最低转速限制部42的情况下，也可以，目标转速决定部43不是根据路面状态指标I来求出相加转速Nr，而是预先使路面状态指标I与目标转速Nref之间的关系映射化，根据路面状态指标I直接求出目标转速Nref。另外，在目标转速决定部43中，在根据路面状态指标I求出相加转速Nr或者目标转速Nref之际利用了映射，但在能够通过对以路面状态指标I为参数的函数进行运算来求出相加转速Nr或者目标转速Nref的情况下，也可以不使用映射就求出相加转速Nr或者目标转速Nref。

[0116] 泵停止判断部44在车速V是速度阈值γ以下的情况下将泵4的目标转速Nref设定为0。具体而言，泵停止判断部44对由车速传感器47检测出的车速V是否是速度阈值γ以下进行判断，在车速V是速度阈值γ以下的情况下，将泵4的目标转速设定为0而向驱动器Dr输出。在车速V超过速度阈值γ的情况下，将目标转速决定部43所输出的目标转速Nref直接向驱动器Dr输出。

[0117] 在车速V较低的情况下，致动器主体A的伸缩量、伸缩速度都较小，即使泵4停止，也能够利用致动器装置AD所产生的推力充分地抑制车辆的振动，因此，将目标转速Nref设为0而使泵4停止。车速阈值γ可任意地设定成适于悬架装置S所搭载的车辆。

[0118] 驱动器Dr具有：对控制阀V中的螺线管20c和换向阀9中的螺线管9e进行PWM驱动的驱动电路；以及对驱动泵4的马达13进行PWM驱动的驱动电路。驱动器Dr若收到从推力运算部45向控制阀V和换向阀9输出的指令和来自泵停止判断部44的指令，则如指令那样向螺线管20c、螺线管9e和马达13供给电流。此外，驱动器Dr中的各驱动电路也可以是除了进行PWM驱动的驱动电路以外的驱动电路。

[0119] 接着，使用图9所示的流程图的一个例子来对在控制器C中求出泵4的目标转速Nref的处理顺序进行说明。

[0120] 首先，控制器C接收弹簧下构件W的加速度的输入而求出路面状态指标I(步骤F1)。接下来，转向步骤F2，控制器C对车速V是否超过车速阈值γ进行判断，在车速V是车速阈值γ以下的情况下，转向步骤F3，在车速V超过车速阈值γ的情况下，转向步骤F4。

[0121] 在步骤F3中，车速V是车速阈值γ以下，因此，控制器C将目标转速Nref设定为0，转向步骤F11。另一方面，在步骤F4中，控制器C对横向加速度Glat是否超过横向加速度阈值α进行判断，在横向加速度Glat超过横向加速度阈值α的情况下，转向步骤F5，在横向加速度Glat是横向加速度阈值α以下的情况下，转向步骤F6。

[0122] 在步骤F6中，控制器C对前后方向加速度Glong是否超过前后加速度阈值β进行判断，在前后方向加速度Glong超过前后加速度阈值β的情况下，转向步骤F5，在前后方向加速度Glong是前后加速度阈值β以下的情况下，转向步骤F8。

[0123] 在步骤F5中，控制器C将所需最低转速Nb设定成既定值Nb1而转向步骤F7。在步骤F7中，控制器C根据路面状态指标I来求出相加转速Nr而转向步骤F10。

[0124] 在步骤F8中，控制器C将所需最低转速Nb设定为0而转向步骤F9。在步骤F9中，控制器C根据路面状态指标I来求出相加转速Nr而转向步骤F10。

[0125] 在步骤F10中，控制器C将所需最低转速Nb与相加转速Nr相加而求出目标转速Nref，转向步骤F11。在步骤F11中，控制器C为了以目标转速Nref对泵4进行旋转驱动，向马达13输出电流指令。控制器C反复执行以上的处理顺序而反复求出泵4的目标转速Nref，从而对泵4进行控制。

[0126] 根据如上述那样动作的本实施方式的悬架装置S，基于路面状态指标I来求出目标转速Nref。路面状态指标I是路面粗糙度的尺度，存在路面变得越粗糙、致动器主体A的伸缩量和伸缩速度越高的倾向。也就是说，在路面状态指标I的值较大的情况下，致动器主体A因外力被强制地伸缩而缸1内所需要的流体量变多。在本实施方式的技术方案的悬架装置S中，在路面状态指标I较大的情况下，目标转速Nref的值设定得较大，不易发生缸1内的流体供给不足。另一方面，在路面状态指标I的值较小的情况下，目标转速Nref的值设定得较小，泵4的旋转速度降低。因此，能够减少悬架装置S的电能消耗。

[0127] 这样，在本实施方式的悬架装置S中，并未以恒定旋转速度来驱动泵4，在排出流量较少就足矣那样的在平滑的路面上行驶的过程中的情况下，通过使泵4的旋转速度降低，能够使消耗能量减少。

[0128] 另外，通过使用作为悬架控制装置的控制器C，能够减少泵4的电能消耗。根据悬架装置S和悬架控制装置，并未始终以恒定旋转速度来驱动泵4，能够使驱动泵4之际的消耗能量减少，因此，能够将悬架装置S也适用于HEV、EV这样的汽车。

[0129] 另外，在本实施方式的悬架装置S中，在车速V是速度阈值γ以下的情况下，将泵4的目标转速设定为0。这样，在致动器装置AD不需要来自泵4的流量供给的状况下使泵4停止，因此，与始终以恒定旋转速度来驱动泵的以往的悬架装置相比较，能够大幅度地削减消耗能量。

[0130] 而且，在本实施方式的悬架装置S中，在横向加速度Glat是横向加速度阈值α以下、且前后方向加速度Glong是前后加速度阈值β以下的情况下，泵4的所需最低转速Nb被设定为0。这样，在预测为致动器装置AD所需要的来自泵4的流量较少的状况下，泵4的目标转速Nref被设定成极低的转速，因此，能够更加有效地削减消耗能量。

[0131] 另外，致动器装置AD具备：致动器主体A，其具有缸1、移动自由地插入缸1内而将缸1内划分成伸长侧室R1和压缩侧室R2的活塞2；泵4；贮存器R，其与泵4的吸入侧连接；致动器主体A、泵4和贮存器R；供给路径5，其与泵4的排出侧连接；排出路径6，其与贮存器R连接；伸长侧通路7，其与伸长侧室R1连接；压缩侧通路8，其与压缩侧室R2连接；换向阀9，其作为切换部件，将伸长侧通路7和压缩侧通路8中的一者与供给路径5选择性地连接，并且将伸长侧通路7和压缩侧通路8中的另一者与排出路径6连接；伸长侧阻尼要素VE，其设于伸长侧通路7，对从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；压缩侧阻尼要素VC，其设于压缩侧通路8，对从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动施加阻力，而容许相反朝向的流动；控制阀V，其能够根据供给电流而对供给路径5的压力进行调整；吸入通路10，其将供给路径5和排出路径6连接；吸入止回阀11，其设于吸入通路10的中途，仅容许流体从排出路径6朝向供给路径5的流动；以及供给侧止回阀12，其设于供给路径5的中途且设于控制阀V与泵4之间，仅容许从泵4侧朝向控制阀V侧的流动。致动器装置AD具备这样的结构，因此，若缸1内所需要的流量超过泵4的排出流量，则自动地作为半主动悬架发挥功能，保证车辆的乘车舒适度。因此，能够将泵4的排出流量抑制为较小，能够利用输出较小的马达13来实现主动悬架。

[0132] 这样，根据本实施方式的悬架装置S，能够使用于驱动泵4的马达13小型化，因此，也提高向HEV、EV这样的车辆搭载的搭载性。致动器装置AD的结构并不限定于上述的结构，只要能够通过基于路面状态指标I而求出泵4的目标转速Nref，来减少泵4的消耗能量，就可以是任意的结构。

[0133] 此外，在控制阀V是针对流量的稳态超调压力较小的特性的情况下，作用于泵4的压力变小，因此，由泵4消耗的能量的量也变少，能够进一步抑制泵4的能量消耗。

[0134] 另外，在悬架装置S中，搭载有螺线管的电磁阀仅是换向阀9和控制阀V这两个，与以往的悬架装置相比较，能够减少电磁阀的数量，能够降低系统成本。这样，尽管搭载有螺线管的电磁阀较少，但悬架装置S除了作为主动悬架发挥功能之外，还能够在出错时呈现失效保护动作。另外，即使在用于对换向阀9和控制阀V进行驱动的驱动器Dr，具备对两个螺线管9e、20c进行驱动的驱动电路也就足矣。因而，与以往的需要三个以上电磁阀的悬架装置相比，驱动器Dr所保有的驱动电路数较少就足够，因此，用于驱动悬架装置S的驱动器Dr的成本也被降低。

[0135] 在本实施方式的悬架装置S中，伸长侧阻尼要素VE具有：伸长侧阻尼阀15，其对从伸长侧室R1朝向换向阀9的流动施加阻力；以及伸长侧止回阀16，其与伸长侧阻尼阀15并联，仅容许从换向阀9朝向伸长侧室R1的流动，压缩侧阻尼要素VC具有：压缩侧阻尼阀17，其对从压缩侧室R2朝向换向阀9的流动施加阻力；以及压缩侧止回阀18，其与压缩侧阻尼阀17并联，仅容许从换向阀9朝向压缩侧室R2的流动。因而，在从泵4向伸长侧室R1或者压缩侧室R2供给流体之际，能够经由伸长侧止回阀16或者压缩侧止回阀18几乎没有阻力地向伸长侧室R1或者压缩侧室R2供给流体，在致动器主体A的伸缩方向与所产生的推力的方向一致之际能够减轻泵4的负荷。另外，在从伸长侧室R1或者压缩侧室R2排出流体的情况下，伸长侧阻尼阀15或者压缩侧阻尼阀17对所通过的流体的流动施加阻力，因此，能够将伸长侧室R1或者压缩侧室R2的压力设为控制阀V的开阀压力以上而获得较大的推力，因此，即使减小控制阀V中的螺线管20c的推力，也能够使悬架装置S产生大的推力。由此，能够使控制阀V小型

化，并且能够使成本降低。此外，也可以是，无论流体的流动方向如何，伸长侧阻尼要素VE和压缩侧阻尼要素VC都对流体的流动施加阻力，若伸长侧阻尼阀15和压缩侧阻尼阀17容许双向流动，则也可省略伸长侧止回阀16和压缩侧止回阀18。

[0136] 另外，如图10所示，伸长侧阻尼要素VE除了具有伸长侧阻尼阀15和伸长侧止回阀16之外，也可以具有与伸长侧阻尼阀15并联的伸长侧旁通通路21以及设于伸长侧旁通通路21的第二伸长侧阻尼阀22和伸长侧开闭阀23。伸长侧开闭阀23具有：阀芯23a，其对伸长侧旁通通路21进行开闭；弹簧23b，其对阀芯23a向闭阀方向施力；以及先导通路23c，其将供给路径5的压力作为先导压力而对阀芯23a向开阀方向施力。

[0137] 第二伸长侧阻尼阀22既可以是容许在伸长侧旁通通路21中向双向流动的流体的流动的阻尼阀，也可以是仅容许从伸长侧室R1排出的流体的流动的阻尼阀。

[0138] 若供给路径5的压力成为预定值以上，则阀芯23a在先导压力的作用下被施力而弹簧23b被压缩，伸长侧开闭阀23使伸长侧旁通通路21开放。若供给路径5的压力小于预定值，则在弹簧23b的作用力的作用下阀芯23a闭阀，伸长侧旁通通路21被封闭。

[0139] 关于决定伸长侧开闭阀23处于开闭的哪一位置的预定值，设定成与贮存器R的压力相等、或者、比贮存器R的压力稍高的值，例如设定成控制阀V的最小开阀压力。在出错时，供给路径5的压力成为与贮存器R的压力相同的程度。在这样的情况下，先导压力小于预定值，阀芯23a被弹簧23b施力，伸长侧旁通通路21被封闭。另一方面，在泵4驱动并且从伸长侧室R1排出流体的情况下，供给路径5的压力比贮存器R的压力高，因此，伸长侧开闭阀23打开而伸长侧旁通通路21被开放。

[0140] 因而，在出错时，伸长侧开闭阀23关闭而仅伸长侧阻尼阀15有效。另外，在泵4被驱动时，在伸长侧开闭阀23打开并且从伸长侧室R1排出流体之际，不仅伸长侧阻尼阀15有效，而且第二伸长侧阻尼阀22也有效。也就是说，在驱动泵4而正常地进行控制的状态下，在减振器D的伸长行程中，易于从伸长侧室R1排出流体。因而，伸长侧阻尼要素VE除了具有伸长侧阻尼阀15和伸长侧止回阀16之外，还具有伸长侧旁通通路21、第二伸长侧阻尼阀22以及伸长侧开闭阀23，对于具备该伸长侧阻尼要素VE的悬架装置S，能够在出错时提高减振器D的伸长行程时的阻尼力。其结果，在出错时也不产生阻尼力不足，能够可靠地对车身B和车轮W进行减振。

[0141] 同样地，如图11所示，压缩侧阻尼要素VC除了具有压缩侧阻尼阀17和压缩侧止回阀18之外，还具有与压缩侧阻尼阀17并联的压缩侧旁通通路24以及设于压缩侧旁通通路24的第二压缩侧阻尼阀25和压缩侧开闭阀26。压缩侧开闭阀26具有：阀芯26a，其对压缩侧旁通通路24进行开闭；弹簧26b，其对阀芯26a向闭阀方向施力；以及先导通路26c，其将供给路径5的压力作为先导压力而对阀芯26a向开阀方向施力。

[0142] 第二压缩侧阻尼阀25既可以是容许在压缩侧旁通通路24中向双向流动的流体的流动的阻尼阀，也可以是仅容许从压缩侧室R2排出的流体的流动的阻尼阀。

[0143] 若供给路径5的压力成为预定值以上，则阀芯26a在先导压力的作用下而被施力，弹簧26b被压缩，压缩侧开闭阀26使压缩侧旁通通路24开放。若供给路径5的压力小于预定值，则在弹簧26b的作用力的作用下，阀芯26a闭阀，压缩侧旁通通路24被封闭。

[0144] 关于决定压缩侧开闭阀26处于开闭的哪一位置的预定值，设定成与贮存器R的压力相等、或者、比贮存器R的压力稍高的值，例如设定成控制阀V的最小开阀压力。在出错时，

供给路径5的压力成为与贮存器R的压力相同的程度。这样的情况下，先导压力小于预定值，阀芯26a被弹簧26b施力，压缩侧旁通通路24被封闭。另一方面，在泵4驱动并且从压缩侧室R2排出流体的情况下，供给路径5的压力比贮存器R高，因此，压缩侧开闭阀26打开而压缩侧旁通通路24被开放。

[0145] 因而，在出错时，压缩侧开闭阀26关闭而仅压缩侧阻尼阀17有效。另外，在泵4被驱动时，在压缩侧开闭阀26打开并且从压缩侧室R2排出流体之际，不仅压缩侧阻尼阀17有效，而且第二压缩侧阻尼阀25也有效。也就是说，在驱动泵4而正常地进行控制的状态下，在减振器D的收缩行程中，易于从压缩侧室R2排出流体。因而，压缩侧阻尼要素VC除了具有压缩侧阻尼阀17和压缩侧止回阀18之外，还具有压缩侧旁通通路24、第二压缩侧阻尼阀25以及压缩侧开闭阀26，对于具备该压缩侧阻尼要素VC的悬架装置S，能够在出错时提高减振器D的收缩行程时的阻尼力。其结果，在出错时也不产生阻尼力不足，能够可靠地对车身B和车轮W进行减振。

[0146] 除了具有压缩侧阻尼阀17和压缩侧止回阀18之外还具有压缩侧旁通通路24、第二压缩侧阻尼阀25以及压缩侧开闭阀26的压缩侧阻尼要素VC也能够适用于具备除了具有伸长侧阻尼阀15和伸长侧止回阀16之外还具有伸长侧旁通通路21、第二伸长侧阻尼阀22以及伸长侧开闭阀23的伸长侧阻尼要素VE的悬架装置S。

[0147] 而且，替代仅具备伸长侧供给位置9b和压缩侧供给位置9c这两个位置的换向阀9，如图12所示，切换部件也可以是换向阀27，该换向阀27具有：使供给路径5和伸长侧通路7连接并且使排出路径6和压缩侧通路8连接的伸长侧供给位置27b；使供给路径5和压缩侧通路8连接并且使排出路径6和伸长侧通路7连接的压缩侧供给位置27c；以及使供给路径5、排出路径6、伸长侧通路7和压缩侧通路8全部连通的连通位置27d。

[0148] 换向阀27设为三位四通的电磁切换阀，具有：阀芯27a，该阀芯27a具有使口A和口P连通并且使口B和口T连通的伸长侧供给位置27b、使口A和口T连通并且使口B和口P连通的压缩侧供给位置27c、使各口A、B、P、T全部连通的连通位置27d；弹簧27e、27f，其对阀芯27a施力而使阀芯27a向连通位置27d定位；以及推拉式螺线管27g，其与弹簧27e、27f相抗衡而将阀芯27a向伸长侧供给位置27b和压缩侧供给位置27c中的某一个位置驱动。在未向螺线管27g供给电力的非通电时，阀芯27a被弹簧27e、27f施力而采用连通位置27d。若向推拉式螺线管27g通电，则阀芯27a被来自推拉式螺线管27g的推力推动，选择性地切换成伸长侧供给位置27b或者压缩侧供给位置27c中的一个位置。

[0149] 因而，在换向阀27采用伸长侧供给位置27b的情况下，泵4与伸长侧室R1连通，因此，能够使减振器D积极地收缩，另外，在换向阀27采用压缩侧供给位置27c的情况下，泵4与压缩侧室R2连通，因此，能够使减振器D积极地伸长，这与上述的换向阀9相同。在换向阀27采用连通位置27d的情况下，伸长侧室R1和压缩侧室R2经由换向阀27直接连通。通过在出错时设为连通位置27d，与具备上述的换向阀9的悬架装置S同样地，利用伸长侧阻尼要素VE和压缩侧阻尼要素VC发挥阻尼力，能够可靠地进行失效保护。

[0150] 另外，推拉式螺线管27g具备两个螺线管。在存在两个螺线管的情况下，在向一个螺线管通电之际，可动铁心在另一个螺线管内沿着轴向移位，因此，通过对另一个线圈的电感的变化进行检测等，能够把握可动铁心的位置。因而，不设置对阀芯27a的动作进行检测的传感器，就能够对阀芯27a的位置进行检测，能够对换向阀27是否正常地动作进行监视。

[0151] 另外，控制阀V并不限定于压力控制阀，也可以是图13所示那样的电磁节流阀。控制阀V具有：阀芯30a，其设于控制通路19的中途；弹簧30b，其对阀芯30a向开阀方向施力；螺线管30c，其能够产生与弹簧30b相抗衡而对阀芯30a向闭阀方向施力的推力。为了利用该控制阀V对供给路径5的压力进行控制，使用对供给路径5的压力进行检测的压力传感器31。例如，利用压力传感器31对供给路径5的压力进行检测，对所检测的压力进行反馈，根据由控制器C求出的目标压力与所检测的压力的偏差求出向螺线管30c供给的目标电流。在控制器C中，根据使减振器D产生的目标推力来求出供给路径5的压力。以由控制器C求出来的目标电流为指令，驱动器装置Dr将目标电流向螺线管30c供给。其结果，控制阀V的阀开度被控制而供给路径5的压力被控制成目标压力，减振器D的推力也被控制成目标推力。这样，在对控制阀V进行控制时，利用压力传感器31对供给路径5的压力进行检测，因此，能够对流体压力回路FC是否正常地发挥功能进行监视。此外，作为控制阀V，只要能够根据供给电流来对供给路径5的压力进行调整，就能够利用各种的阀装置。

[0152] 以上，对本发明的实施方式进行了说明，但上述实施方式只不过表示本发明的适用例的一部分，主旨并不在于将本发明的保护范围限定于上述实施方式的具体的结构。

[0153] 本申请基于2014年11月7日向日本国特许厅提出申请的特愿2014-226736主张优先权，该提出申请的特愿的全部内容通过参照编入本说明书中。

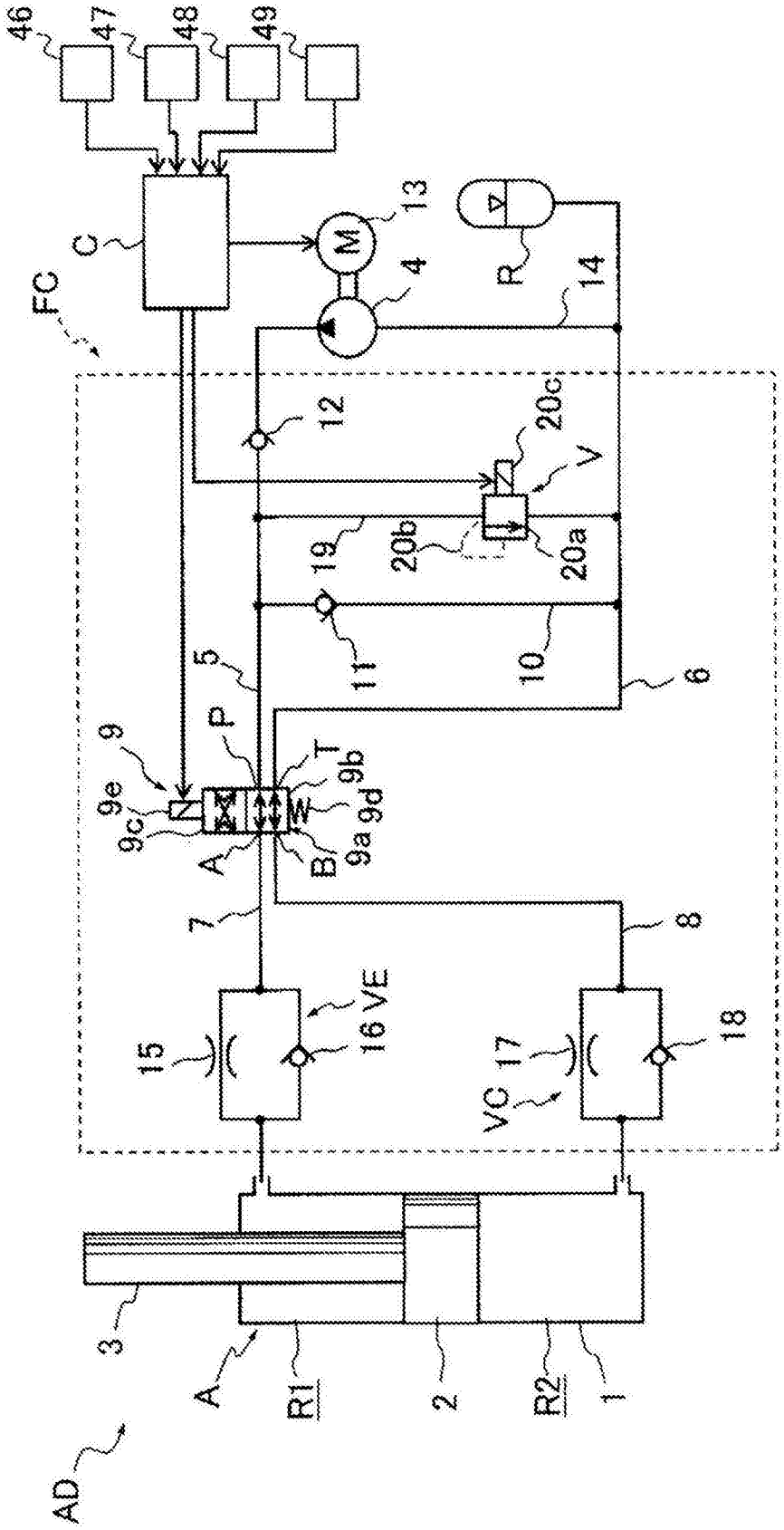

46
47
48
49
C
13
M
4
R
14
FC
12
20c
V
19
20b
20a
11
10
6
5
P
T
9
9e
9c
9b
9d
9a
A
B
7
8
15
16 VE
VC 17
18
3
A
R1
2
R2
1
AD

图1

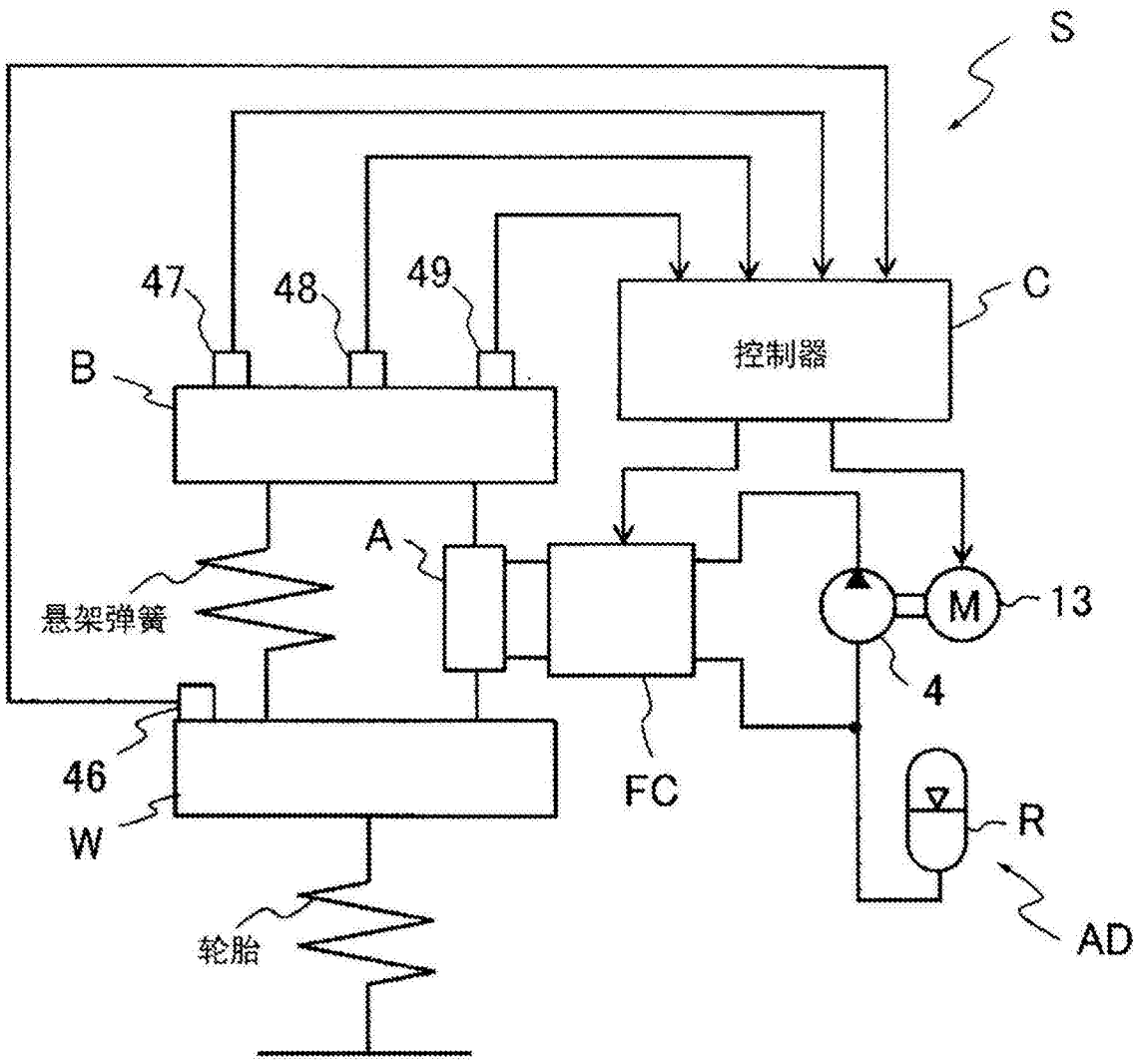


图2

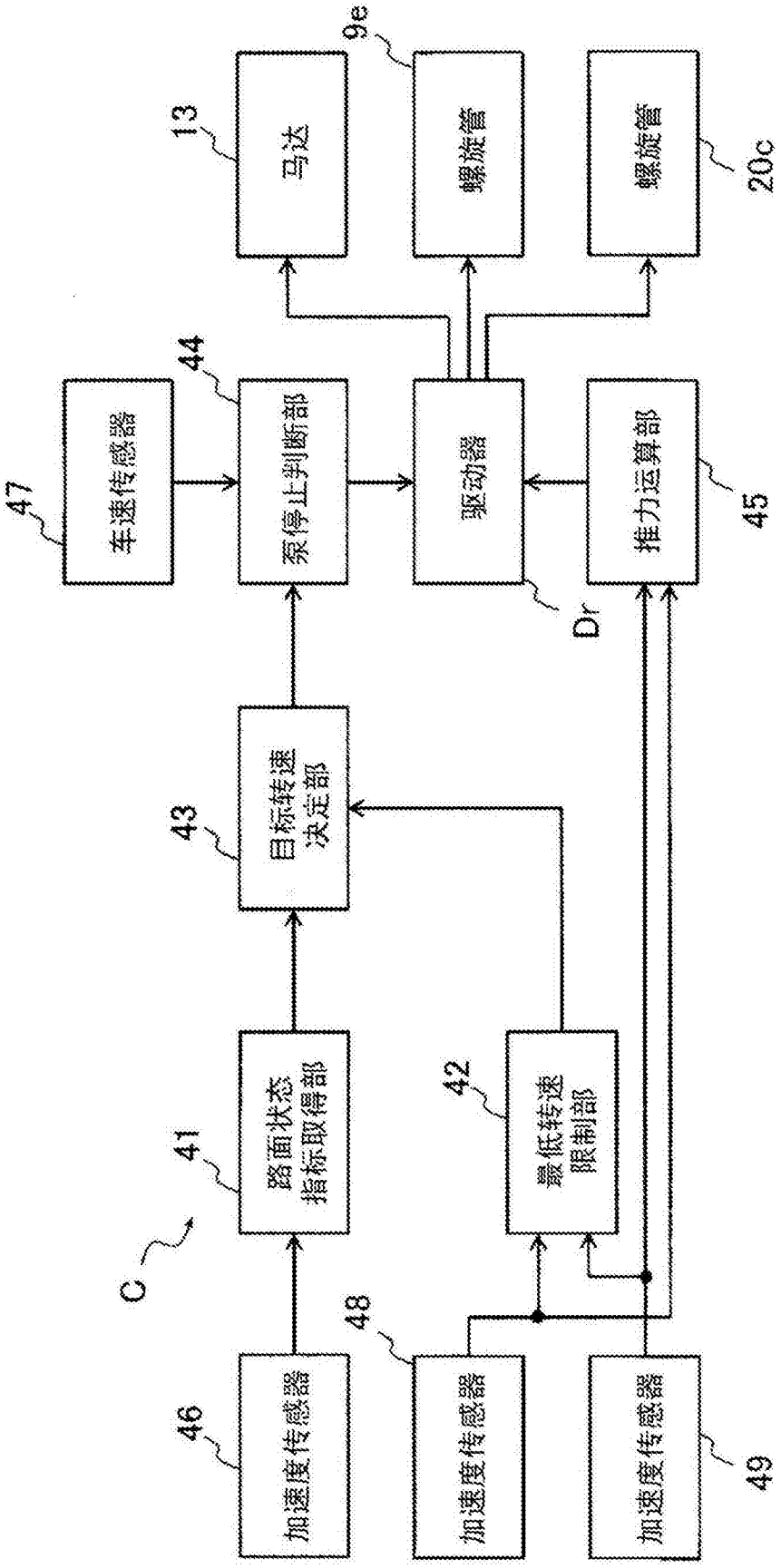

马达
13
9e
螺旋管
螺旋管
20c
车速传感器
47
泵停止判断部
44
驱动器
推力运算部
45
Dr
目标转速
决定部
43
路面状态
指标取得部
41
最低转速
限制部
42
C
加速度传感器
46
加速度传感器
48
加速度传感器
49

图3

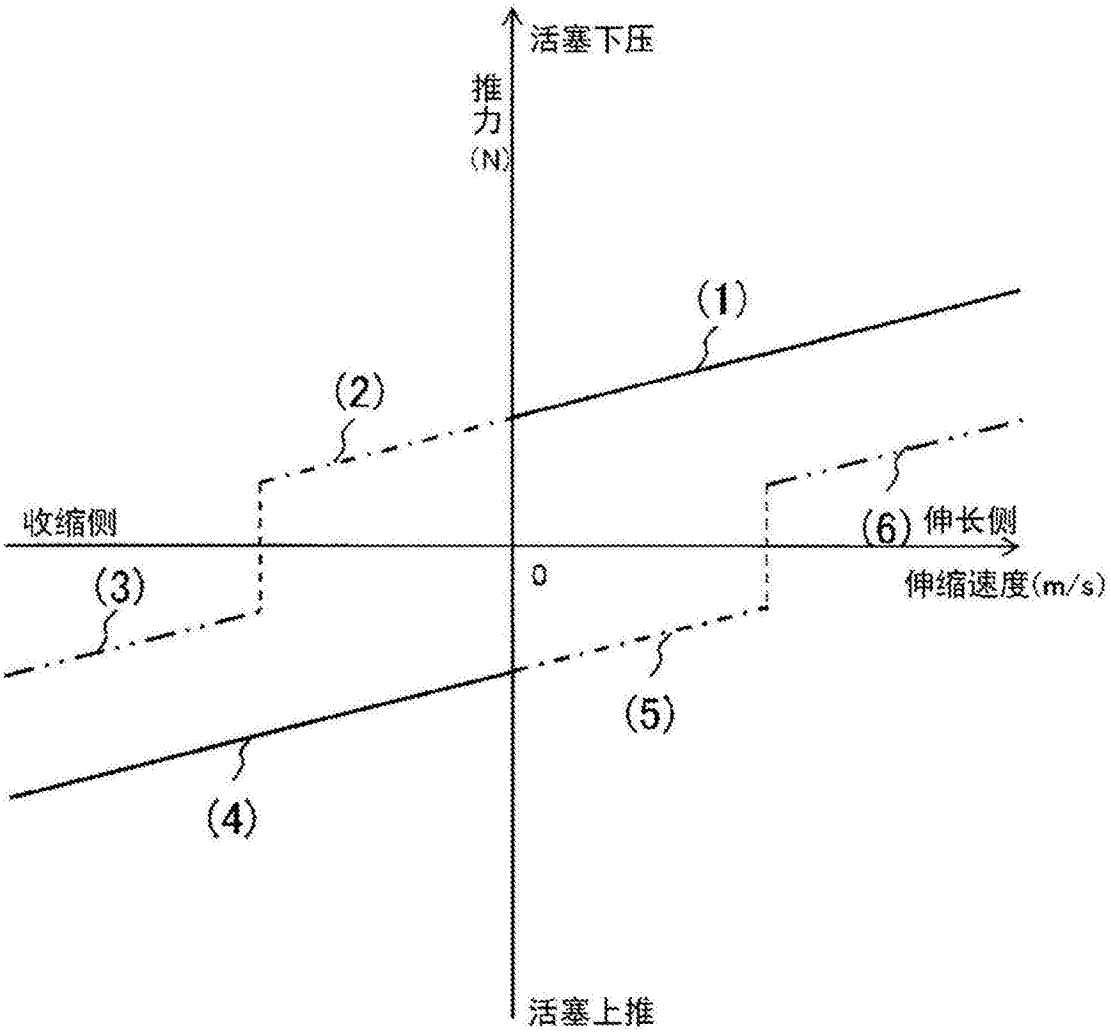


图4

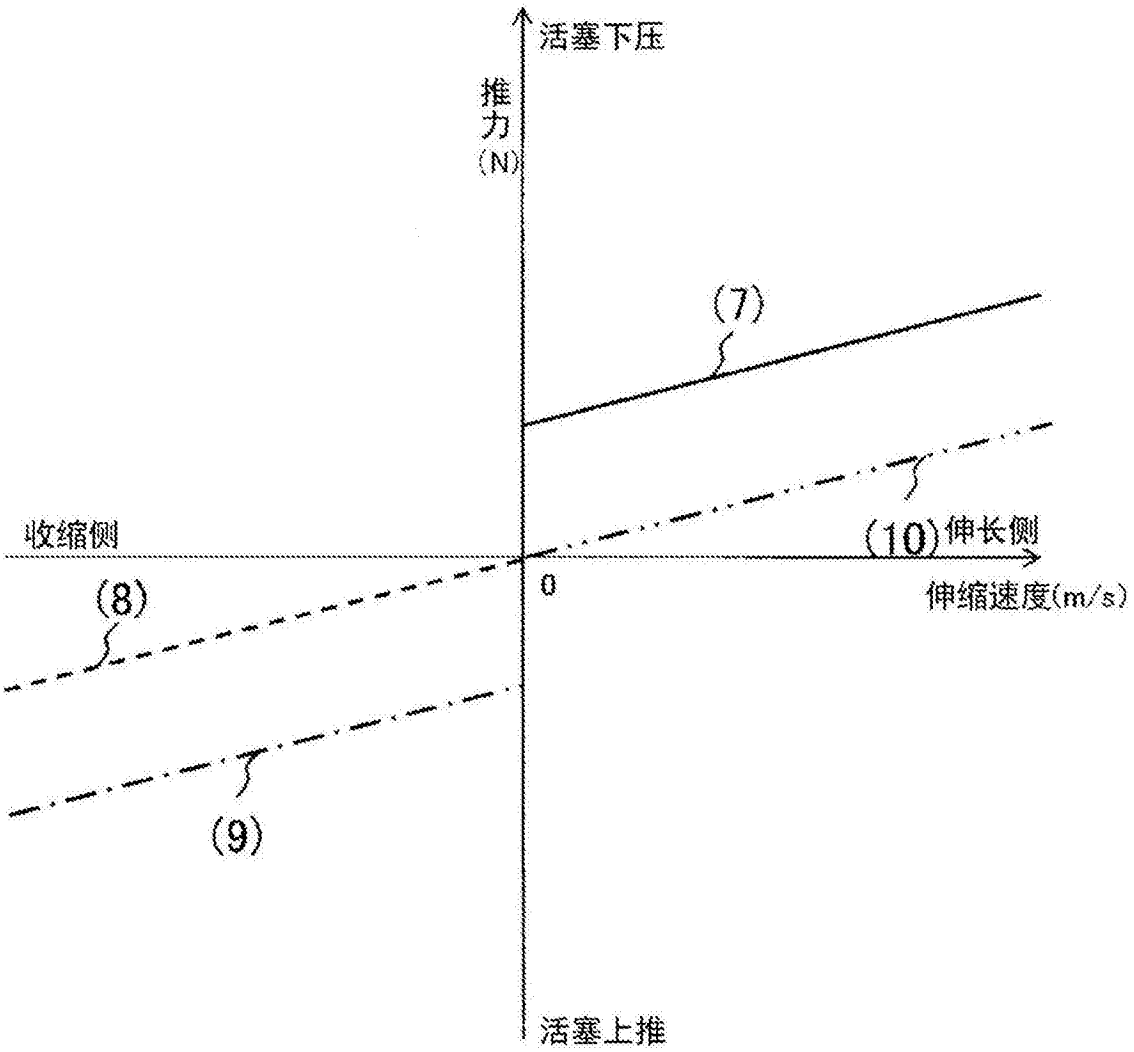


图5

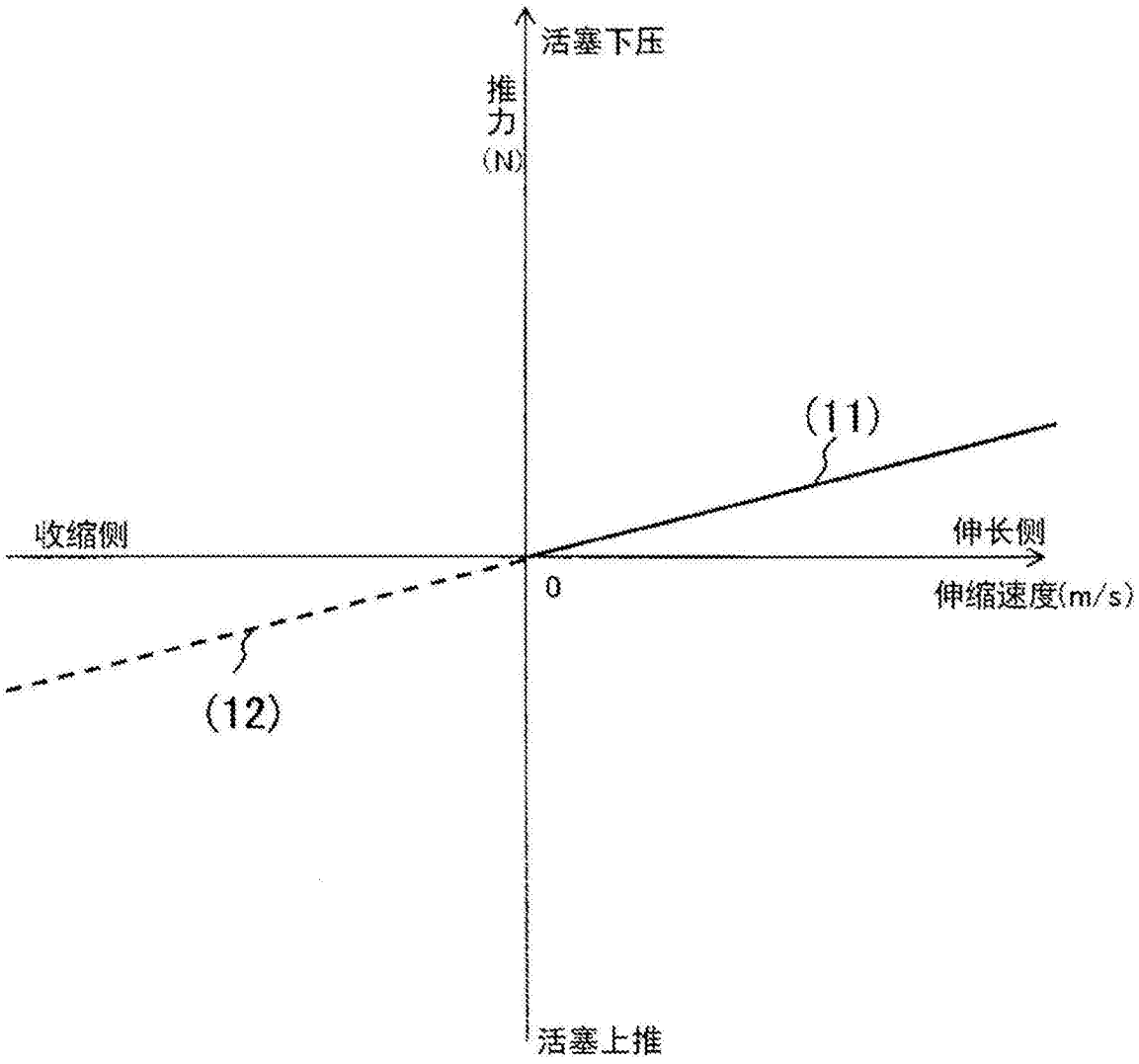


图6

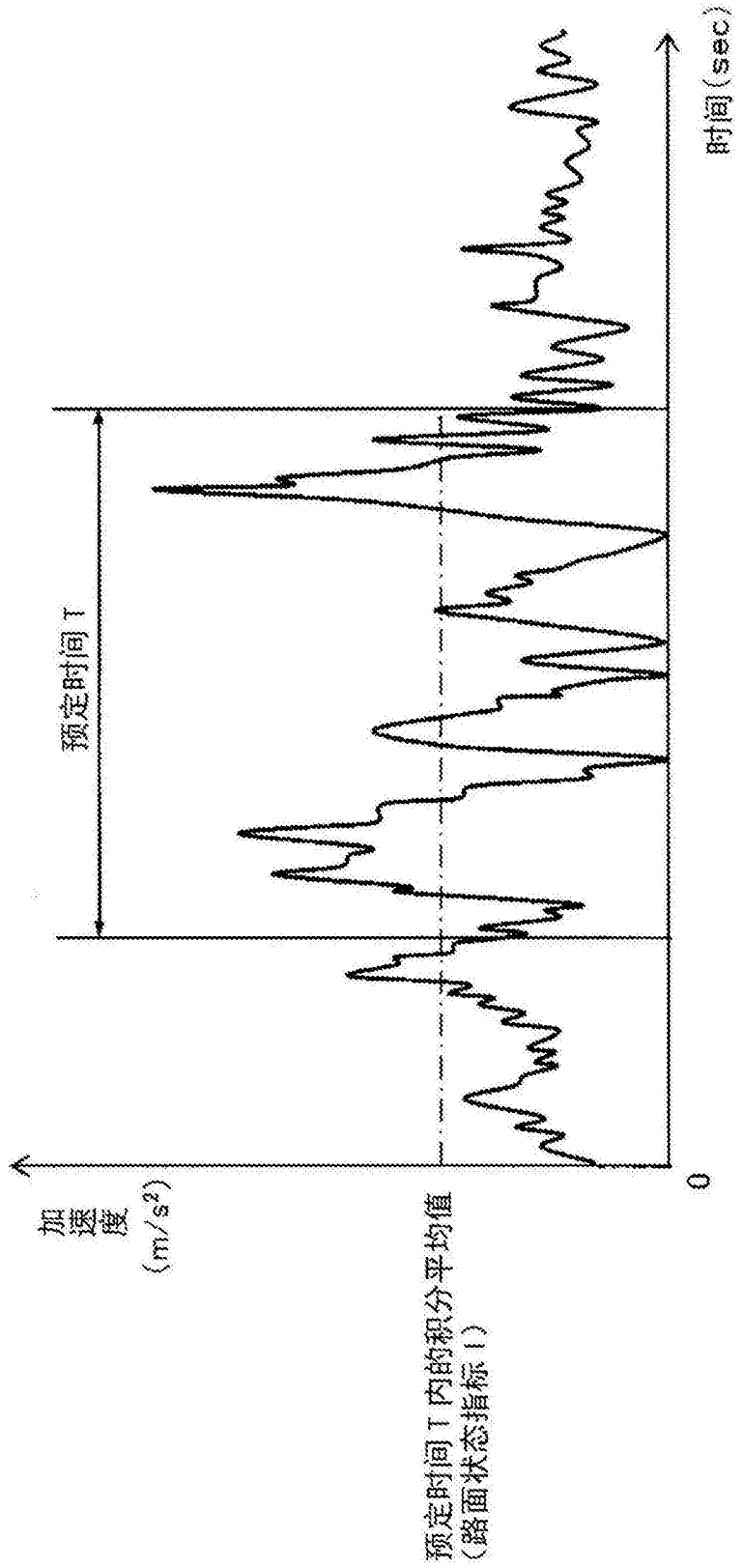


图7

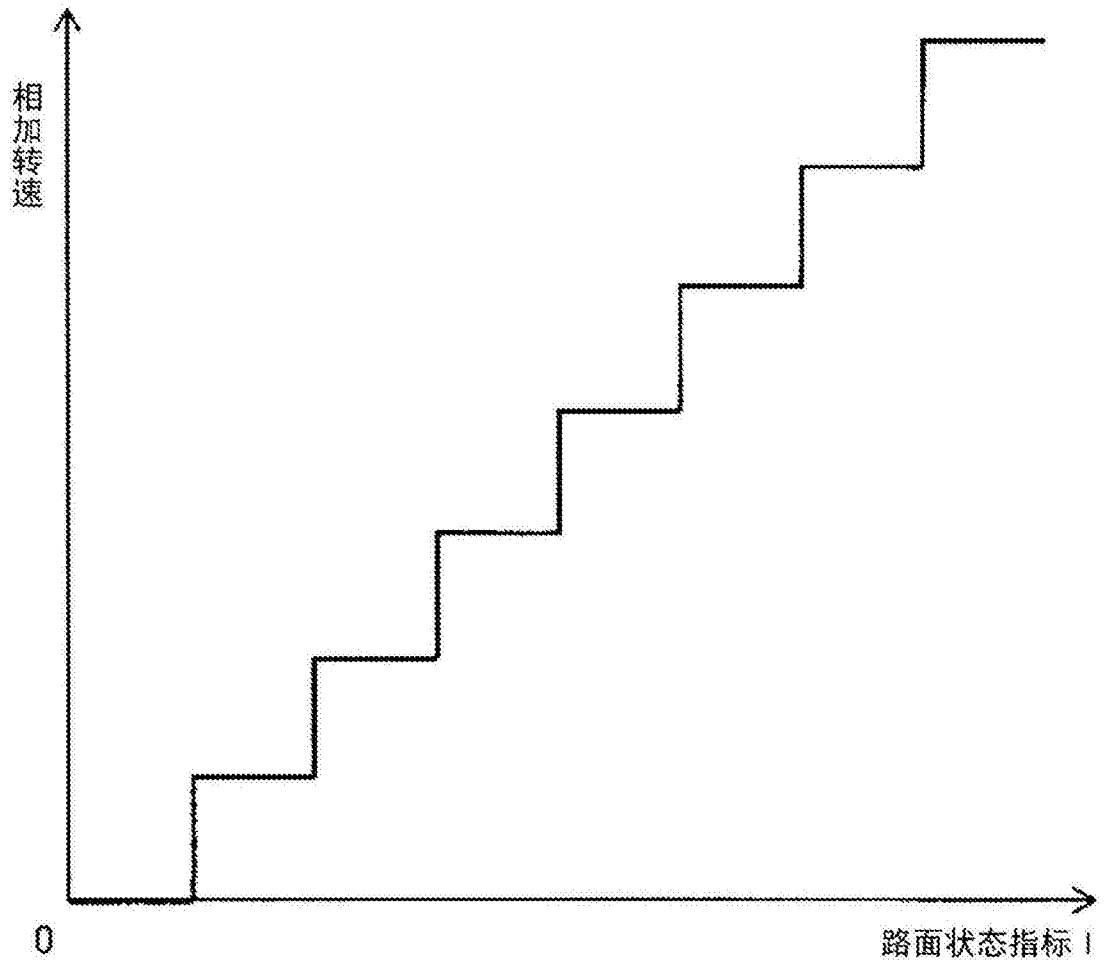


图8

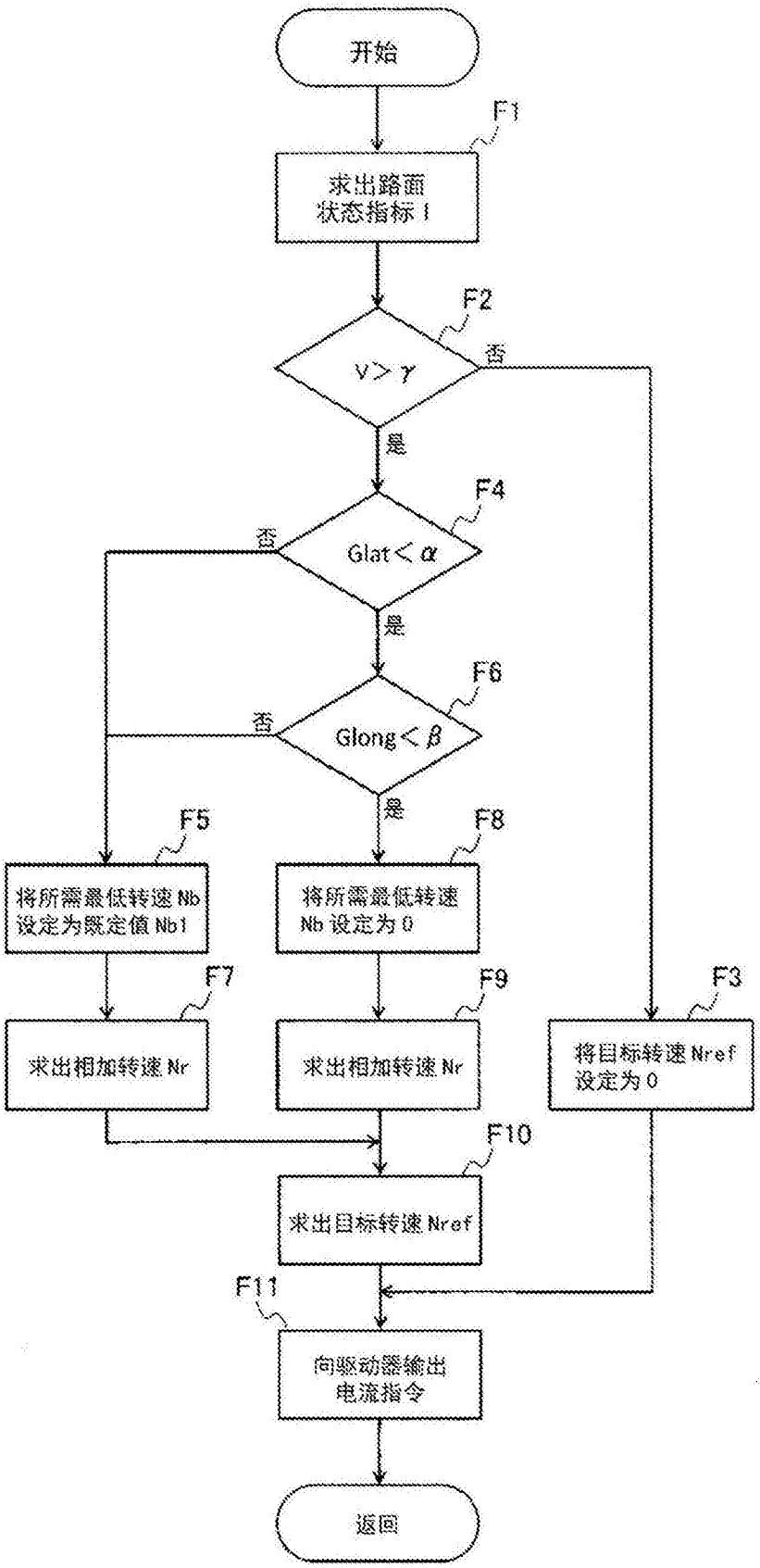

开始
F1
求出路面状态指标 I
F2
V> γ
否
是
F4
Glat < α
否
是
F6
Glong < β
否
是
F5
将所需最低转速 Nb 设定为既定值 Nb1
F8
将所需最低转速 Nb 设定为 0
F3
将目标转速 Nref 设定为 0
F7
求出相加转速 Nr
F9
求出相加转速 Nr
F10
求出目标转速 Nref
F11
向驱动器输出电流指令
返回

图9

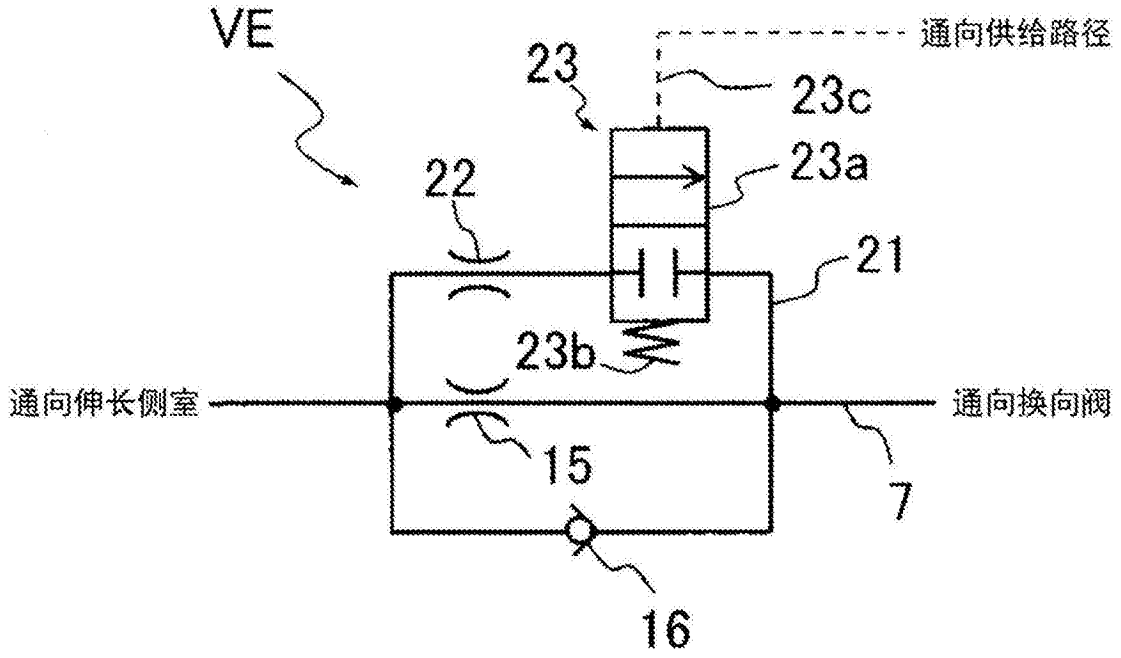

VE
通向供给路径
23
23c
23a
22
21
23b
通向伸长侧室
通向换向阀
15
7
16

图10

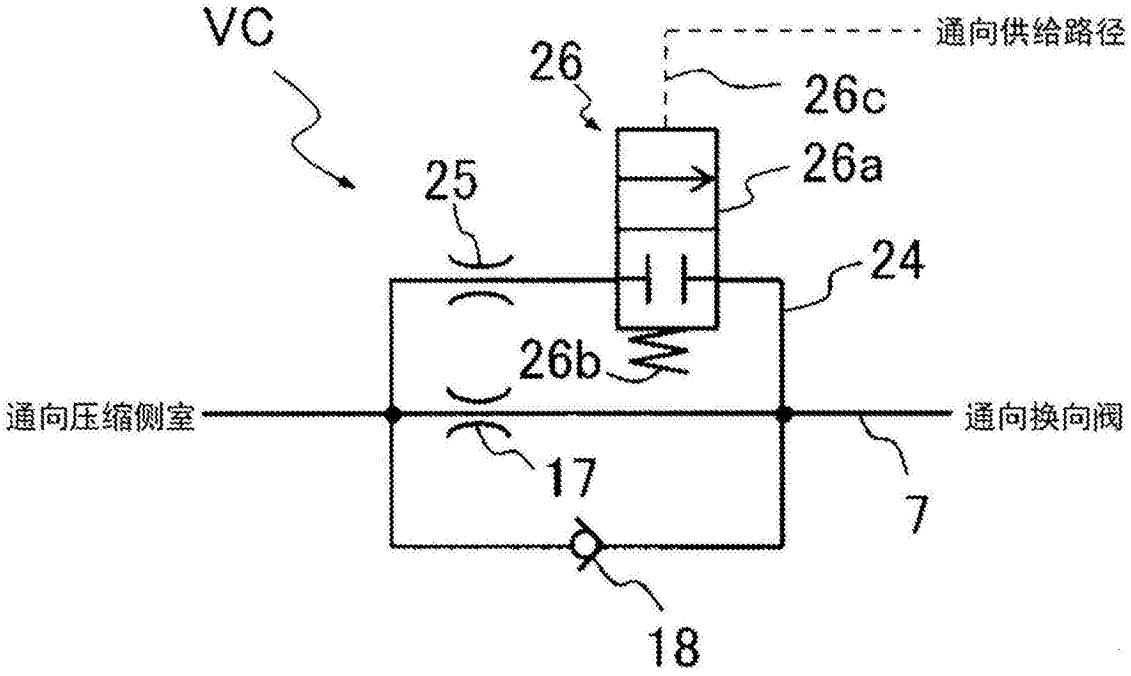

VC
通向供给路径
26
26c
26a
25
24
26b
通向压缩侧室
通向换向阀
17
7
18

图11

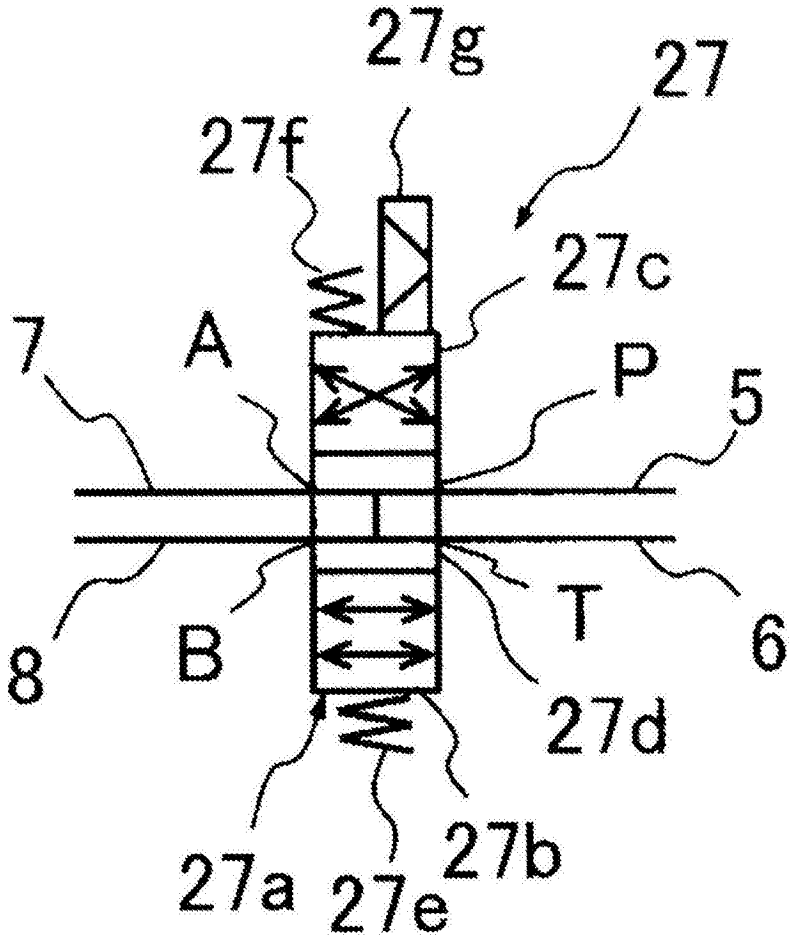


图12

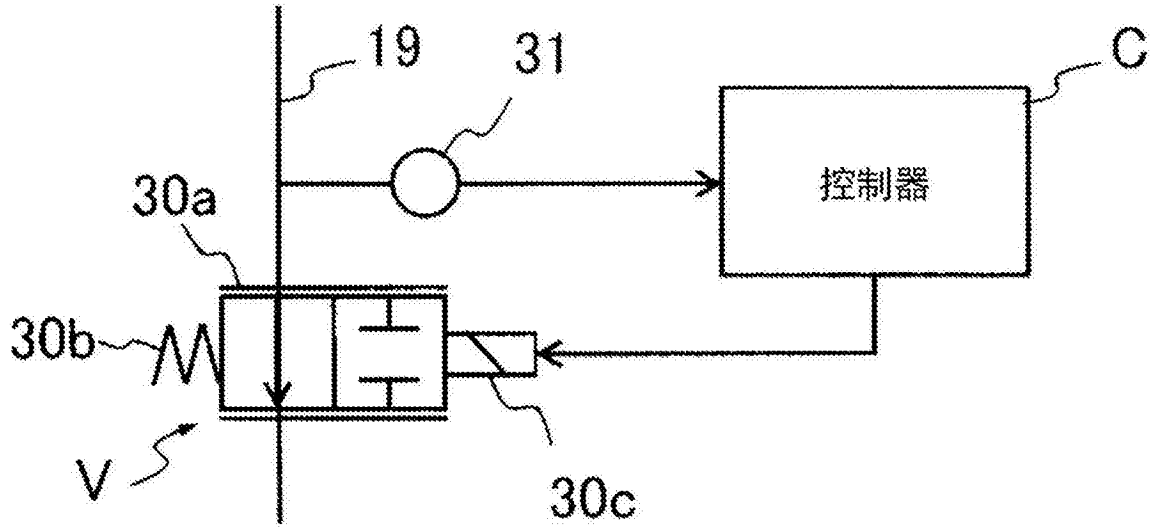


图13