

# [12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95195688.4

[45]授权公告日 2002年1月2日

[11]授权公告号 CN 1077257C

[22]申请日 1995.8.17 [24]颁证日 2002.1.2

[21]申请号 95195688.4

[30]优先权

[32]1994.8.18 [33]FR [31]94/10109

[86]国际申请 PCT/FR95/01091 1995.8.17

[87]国际公布 WO96/06293 法 1996.2.29

[85]进入国家阶段日期 1997.4.16

[73]专利权人 安东诺夫汽车技术有限公司

地址 荷兰鹿特丹

[72]发明人 R·安东诺夫

[56]参考文献

US4713984 1987.12.22 F16H47/00

US5263906 1993.11.23 F16H59/14

审查员 赵培训

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

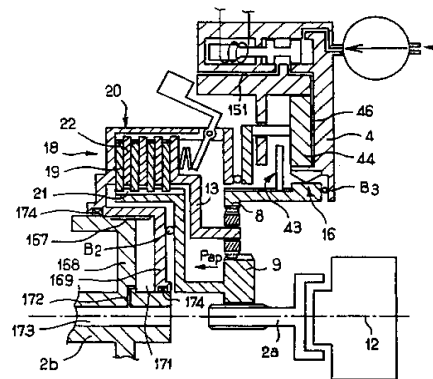
代理人 郭洪新 黄力行

权利要求书5页 说明书12页 附图页数3页

[54]发明名称 一种特别适用于车辆的传动装置及其控制方法

[57]摘要

连接到输入轴(2a)的行星齿轮(9)和连接到输出轴(18)上的行星架(13)通过飞重(29)和弹簧(34)的夹紧离合器(18)成为直接啮合。如果夹紧力对于被传送的转矩是不够的,冠轮(8)减速然后由自由轮(16)固定不动。出现由螺旋齿所产生的轴向力(Pap)分离离合器(18)时,该装置作为减速齿轮装置。该装置也起减速齿轮装置作用,它用活塞(44)在分离离合器(18)的方向作用在壳体(20)上。并且提供甚至在被自由轮(16)正常交换的方向也能防止冠轮转动的制动器(43),腔室(46)的狭窄的导流通道(151,172)与活塞44相连接,缓冲腔室(171)可防止在离合器(18)的状态突然变化。该传动装置能作为减速齿轮装置运行,特别是当车辆发动机用于制动时,以低速或高载荷运行,同时能避免活塞起动或非起动时产生冲击。



## 权 利 要 求 书

- 1、一种传动比自动变化的传动装置，包括有齿（7）的相互啮合装置的组合和摩擦耦合装置（18），其中可动的啮合元件（20）通过相反作用力施加装置（29，34，44，B2）起作用，至少一个相反作用力施加装置对可动啮合元件施加一力，该力是与传动比的自动选择有关的运行参数的量度结果，根据摩擦耦合装置是处于耦合状态还是非耦合状态，有齿的组合产生两种不同的传动比，其特征是，安装有阻滞装置（151，171，172），用于阻滞至少可动啮合元件（20）在摩擦耦合装置（18）的耦合和非耦合状态之间的某些运动。
- 2、根据权利要求1所述的传动装置，其特征是，阻滞装置（151，171，172）是液压型的。
- 3、根据权利要求2所述的传动装置，其特征是，阻滞装置包括带有可变容积（171）的液压腔室，该可变容积（171）是由两个可以相互运动的壁（168，169）确定出的，其中之一壁（169）连接到可动的啮合元件（20）上。
- 4、根据权利要求1至3中之一所述的传动装置，其特征是，所述相反作用力施加装置包括有，向耦合状态推动可动啮合元件（20）的离心飞重（29）。
- 5、根据权利要求1至3中之一所述的传动装置，其特征是，相反作用力施加装置包括，在分离方向向可动啮合元件（20）传送由传动转矩所决定的力的装置（B2）。
- 6、根据权利要求1至3中之一所述的传动装置，其特征是，相反作用力施加装置包括，向可动啮合元件（20），在分离方向传送一推斥齿轮力（ $P_{ac}$ ， $P_{ap}$ ）的装置，当相互啮合轮齿（8；9）装置之一处于受载状况时，其承受该推斥齿轮力。
- 7、根据权利要求6所述传动装置，其特征是，安装有摩擦耦合装置（18），当其处于耦合状态时，用于代替所述轮齿（8；9）传送功率，而在耦合装置（18）处于耦合状态时，所述轮齿至少部分地处于非负载状态。
- 8、根据权利要求1至3中之一所述的传动装置，其特征是，运行参数是如此选择，使传动比从一种传动比向另一种传动比每次变换时将使运动参数在这样的方向变化，即相反作用力是在稳定所述另一传动比的

方向中所述参数变化的量度结果。

9、根据权利要求 1 至 3 中之一所述传动装置，其特征是，轮齿组合包括，由带有相互啮合齿的一些转动元件（8，9，11）组成的差动齿轮装置（8，9，11，13），并且摩擦耦合装置（18）可运行地安装在转动元件（8，13；9，13）的两者之间，以便有选择地使差动齿轮装置以两个传动比中的第一或第二传动比运行。

10、根据权利要求 9 所述传动装置，其特征是，该装置包括自由轮（16），当摩擦耦合装置（18）允许在所述两个转动元件（13，8；13，9）之间相对转动时，用于防止该差动齿轮装置的反作用转动元件（9；8）反方向转动。

11、根据权利要求 10 所述传动装置，其特征是，该装置包括固定装置（43），用于有选择地闭锁独立于自由轮（16）的反作用转动元件（9），其中，相反作用力施加装置还包括可控制力施加装置（44，46，47），用于有选择地向可动啮合元件（2）施加一促使摩擦耦合装置（18）处于非啮合状态的力，其中，当可变力施加装置（47）使摩擦耦合装置向非耦合状态变换时，在闭锁意义上装置（44）用于驱动固定装置（43）进行闭锁。

12、根据权利要求 11 所述传动装置，其特征是，其中固定装置包括一可运行地与自由轮（16）相平行安装的制动器（43）。

13、根据权利要求 11 或 12 中所述传动装置，其特征是，可控制力施加装置包括一执行机构装置（44），该装置直接驱动固定装置（43），并且通过轴向推力轴承装置（B4），在分离方向施加力到可动啮合元件（20）上。

14、根据权利要求 1 所述传动装置，其特征是，相反作用力施加装置包括可控制力施加装置（44，46，47），用于有选择地向可动啮合元件（20）施加促使摩擦耦合装置成为耦合或非耦合状态之一的力。

15、根据权利要求 11，12，14 中之一所述传动装置，其特征是，可控制力施加装置（44，46，47）在它们动作时，可促使传动装置以其最低的传动比运行。

16、根据权利要求 11，12，14 中之一所述传动装置，其特征是，当转速低于预定的最低限度时，装置（152，153，157）控制可控制力施加装置启动，并且装置（152，154，156）可选择地控制所述启动，而与预

定的最低限度无关。

17、根据权利要求 11, 12, 14 中之一所述传动装置, 其特征是, 阻滞装置包括制动执行机构元件 (44) 的装置 (151), 它是可控制力施加装置的一部分。

5 18、根据权利要求 17 所述传动装置, 其特征是, 可控制力施加装置能在该执行机构元件 (44) 的运动的第二方向施加可控制的力, 而阻滞该执行机构元件 (44) 的装置则在与该第二方向相反的方向上阻滞该执行机构元件的运动。

10 19、根据权利要求 18 所述传动装置, 其特征是, 可控制力施加装置包括液压执行机构 (44, 46), 而阻滞该执行机构元件的装置包括有该执行机构的液压腔室 (46) 的耐液压的排放通道 (151), 从而, 执行机构元件 (44) 通过根据在相应于液压腔室 (46) 排放方向运动而决定的液压损失, 而被阻滞。

15 20、根据权利要求 11,12,14 中之一所述传动装置, 其特征是, 阻滞装置包括在可控制力施加方向实现的, 用于阻滞可动啮合元件 (20) 运动的装置 (168, 169, 172)。

20 21、根据权利要求 11,12,14 中之一所述传动装置, 其特征是, 可控制力施加装置, 当它们启动时产生一变化的力, 其大小为一预定运行参数的函数, 与由至少一个另外的相反作用力施加装置所产生的相反作用力在同一方向, 且须被控制力施加装置所克服, 以变换摩擦耦合装置的耦合状态。

25 22、根据权利要求 1,2,3,11,12,14 中之一所述传动装置, 其特征是, 该阻滞收装置包括可变容积的液压腔室 (171), 该可变容积是由两个可以相互相对运动的壁 (168, 169) 所确定的, 其中之一壁 (169) 连接到可动啮合元件 (20) 上, 以使可动啮合元件 (20) 的运动的第二方向之一造成液压腔室 (171) 经耐液压通道 (172) 排放。

30 23、一种控制传动装置的方法, 包括相互啮合齿 (7) 的组合和摩擦耦合装置 (18), 该装置 (18) 使有齿组合根据由摩擦耦合装置是处于耦合状态还是处于非耦合状态而决定的、两个传动比的一个或另一个而运行, 以及一种方法, 在该方法中, 摩擦耦合装置 (18) 的可动啮合元件受两个基本的相反作用力的支配, 其中之一在摩擦耦合装置的每次状态转换中, 在稳定新的状态意义上是变化的, 至少一个相反作用力作用

装置向可动啮合元件施加一力，该力是与传动比的自动选择相关的运行参数的度量结果，其特征是：

可动啮合元件（20）还受一可控制力，因此可有选择地促使两种状态之一出现；

5 啮合元件的至少一个方向的运动被阻滞。

24、根据权利要求 23 所述方法，其特征是，可动啮合元件（20）在相对于可控制力施加的反方向被阻滞。

25、根据权利要求 23 或 24 所述方法，其特征是，可控制力适用于传动装置的运行参数变化的预定范围中。

10 26、根据权利要求 25 所述方法，其特征是，可控制力适用一预定速度范围。

27、根据权利要求 25 所述方法，其特征是，至少预定范围的界限值中之一（S）可以调节。

15 28、根据权利要求 23 或 24 所述方法，其特征是，可控制力施加在由转速装置（29）所产生的相反作用力之一的相对方向，并趋于使轮齿（7）的组件以两个传动比中的最大传动比运行。

29、根据权利要求 28 所述方法，其特征是，转速装置（29）为离心式的，并产生与所提供转速的平方成正比为大的力。

20 30、根据权利要求 23 或 24 所述方法，其特征是，可控制力应用在与由测力装置所产生的相反作用力（Pac）之一相同方向，并且趋于使轮齿（7）的组合以两传动比中最低传动比运行。

31、根据权利要求 28 所述方法，其特征是，可控制力应用于低速范围，以使该传动装置以该范围中最低的传动比运行。

32、根据权利要求 28 所述方法，它适用于传动装置，其中：

25 所述轮齿（7）的组合为一差动传动装置，当摩擦耦合装置（18）处于耦合状态时，该差动传动装置为直接驱动运行；

当摩擦耦合装置（18）处于非啮合状态时，自由轮（16）阻止反作用元件（9;8）在反方向转动；

30 所述相反作用力施加装置包括使摩擦耦合装置（18）趋于耦合状态的弹簧（34）；

其特征是，当传动装置的输出轴（26）的速度低于某一最低限度时，而且位于传动装置上游的动力源（5）启动时，可控制力施加在使摩擦耦

合装置（18）趋于非耦合状态的方向。

33、根据权利要求 23 或 24 所述的方法，其特征是，可控制力在促使轮齿（7）的组合运行在其最小传动比方向上是变化的，这是根据检测到通过传动装置需要传送的大功率的要求时使用的。

- 5        34、根据权利要求 23 或 24 所述方法，其特征是，在至少和一基本相反作用力相同的方向上，可控制力的大小是作为预定运行参数的函数而变化的，该可变控制力的作用必须克服基本相反作用力，以便摩擦耦合装置变换其耦合状态。

# 说明书

## 一种特别适用于车辆的 传动装置及其控制方法

### 5 所属领域

本发明涉及一种具有至少两极的自动传动装置，该装置特别适用于车辆。

本发明也涉及一种控制上述传动装置的方法。

### 技术背景

10 WO-A-9207206 公开了一种自动传动装置，其中，根据互相作用的两个力的哪一个较大，其中离合器有选择地连接差动齿轮装置的两个转动元件，如行星齿轮。上述力例如可以是由可轴向移动的螺旋齿轮产生的轴的推力，趋向于克服弹簧的作用和/或离心转速装置所产生的力使离合器脱离，也趋向啮合该离合器。当该离合器脱开时，需要防止差动齿轮装置的第三个转动元件  
15 转动，这可以通过防止此第三元件反向转动的自由轮实现。

这种类型的传动装置是非常有利的，因为它的基础运行既不需要外部能源，也不需要传感器、控制电路。这是一种本身可以产生控制自己的力的传动装置，这些力同时也是用于控制所需参数的量度。

然而，上述装置不能直接选择最佳的阻退操作，也就是说当加速踏板放开时，使发动机提供一可靠的车辆制动。在这种情况下，除了发动机的转速之外，发动机的阻力矩不再取决于除转速之外的任何事物，因此再也不是减速标志。而且，在通过螺旋齿的反作用而检测到转矩情况下，此反作用在阻退操作过程中改变了方向，并因此不再趋于使离合器脱离。此外，在采用自由轮结构的情况中，即使齿的反作用能够脱离离  
25 合器，以产生减速工况但另外一种状态却仍不令人满意，即：在阻退运行中，差速齿轮齿轮的第三转动元件不是趋于在反方向转动，而且在正常方向高速转动，而自由轮不能阻止它。

在本发明优先权之后公开的专利 WO 94/19629 中描述了，在具有除了由在两个基本有相反作用的力之间比较而得到的之外的另外传动比的一些其他情况中如何可能有选择地附加一个附加力，以允许阻退运行，  
30 并也导致传动装置运行。这样，当车辆驾驶员完全踏下加速踏板时，有可能使传动装置以较低的传动比运行；甚至在例如与速度平方成正比的

离心力速度下时，也可在最高的传动比下，正常地施加操作。

在改变传动比期间，会出现冲击问题。例如，当在离心力使传动装置从较低传动比到较高传动比变化过程中，如果驾驶员偶然放开加速踏板，这种冲击就会发生。在这种情况下，离心力的初始优势突然增加，因此耦合装置向耦合状态变化可能是突然的。当控制过程使附加力变化，  
5 例如使其消失时，可能发生同样的情况。

US-A-4713984 公开了一种传动装置，在该装置中离合器不被为运行参数测量结果之一的一些力控制，而仅仅由通过传动判定装置控制的液压执行机构控制。所提供的装置通过在液压腔增压和排泄期间，控制油的流量来防止冲击。  
10

根据 EP-A-0149012，在一类似的结构中，油所经过的横截面作为车辆速度的函数而变化。

本发明的目的在于提出一种类型的传动装置，其中，可选择的耦合（离合）装置是由可变化的对抗作用的力控制，并且在传动比变换期间  
15 可以避免冲击。

本发明的技术方案

根据本发明，该传动装置包括有齿的相互啮合装置组合，和摩擦耦合装置，在该耦合装置中，一可动的啮合元件通过相反作用力施加装置而起作用，至少一个相反作用力施加装置向可动的啮合元件施加一个  
20 力，该力为传动比自动选择相关的运行参数的测量量度，根据摩擦耦合装置处于耦合状态还是处于非耦合状态，该有齿的组合具有两种不同的传动比，其特征是，安装有冲击吸收装置，用于至少制动一些位于摩擦耦合（离合）装置的耦合和非耦合状态之间的可动啮合元件的运动。

由于制动可动的啮合元件，该冲击吸收装置特别能防止在上述情况  
25 中所出现的冲击。

最好，相反作用力施加装置包括有引入力到传动装置中的可控制力的施加装置，被引入到传动装置中的力模拟正常控制该装置的相反作用力之一的增大或再现，因此，与仅由基本相反作用力施加装置自动控制的情况相比较，更加促进了该装置在传动比之一情况下的运行。

如果可控制的力的施加装置包括有液压执行机构，那么冲击吸收装置可能在执行机构的压力腔的排出通道中存在有一压力降，这样当为了使可控制力处于零或低值状态，执行机构中的压力消失或减小时，可动  
30

的啮合元件只在使执行机构的压力腔排放的方向上以低速移动。

5 根据本发明的另一个目的，控制传动装置的方法包括有，有齿的相互啮合装置的组合和摩擦耦合装置，根据由摩擦耦合装置处于耦合状态还是非耦合状态而确定的两个传动比的一个或另一个，摩擦耦合装置使齿的组合运行，一种方法，其中摩擦耦合装置的可动啮合元件受两个基本相反作用的力作用，在稳定新状态的意义上，其中之一是由摩擦耦合装置的每一状态变化而变化的，至少一个相反作用力施加装置对可动的啮合元件施加一力，该力是与传动比的自动选择相关的运行参数的量度，其特征是：

10 此外，使可动啮合元件受一控制力支配，以有选择地促使两种状态之一出现；

至少制动啮合元件一个方向的运动。

15 可控制的力可以是相对较小的，因为它只是一种附加力，因此有可能以相当低的能耗而产生。冲击和振动由于至少在啮合元件的一个运动方向制动而避免，例如在相应于可控力消失的方向上。

根据本发明的优越性能，当基本的相反作用力，或可控制力必须克服以使摩擦耦合装置改变其耦合状态的力作为预定的运行参数的函数而变化时，可控的力的强度也作为这些运行参数的函数而变化。

20 这样，当为改变摩擦耦合装置的状态而引入可控力施加装置时，它们所产生的力只是适当地大于所克服的相反作用力。这样就防止了在由此作用所引起的传动比变化期间的冲击，而可以不管运行参数是何值。

在本说明书的其余部分，当相对输入速度以相应低速输出时，该传动比称作“低”。在相反的情况下，该传动比称作“高”。

25 参照给出的非限定性的实施例，从以下说明可以看出本发明的其他特征和优点。

#### 附图说明

图 1 所示为一种处于静止状态的本发明所述的具有两级传动比的传动装置的纵剖面的一半部分视图；

30 图 2 和 3 所示为类似于图 1 的视图，分别相当于减速运行和直接驱动运行状态；

图 4 所示为图 1 至 3 所示的驱动装置的控制流程图；

图 5 所示为类似图 3 的视图，但其为第二种方案。

## 实施例

图 1 中所述的传动装置具有两级传动比，它特别适用于摩托车，该装置包括有与该装置的轴线 12 成一直线的输入轴 2a 和输出轴 2b。输入轴 2a 5 2b 直接或间接驱动一差速器输入轴，以便驱动车辆的驱动轮。在传动装置的输出轴 2b 与差速器的输入轴之 2a 间，例如可以安装具有两级或更多级传动比的另一传动装置，和/或人工控制的前进/倒退转换机构。

输入轴 2a 和输出轴 2b 相对传动装置的壳体 4 轴向固定。

10 传动装置包括有行星齿轮系 7 构成的差速齿轮装置。该齿轮系 7 包括带有内齿的冠轮 8 和带有外齿的太阳轮 9，它们两者通过以相同的角度围绕传动装置轴线 12 的而与支撑在行星架 13 上的行星轮 11 啮合，行星架刚性地连接到输出轴 2b 上。行星轮 11 可以自由地围绕行星架 13 的偏心轴 14 转动。太阳轮 9 可以围绕传动装置的轴线 12，相对于其所环绕的输出轴 2b 转动。然而，一自由轮装置 16 防止太阳轮 9 在反向方向，也 15 就是说在与输入轴 2a 正常转动方向相反的方向上，相对传动装置壳体 4 转动。

冠轮 8 转动锁定，但通中介物花键 17 相对输入轴 2a 可以轴向自由滑动。

20 离合器 18 安装在冠轮 8 的周围。它包括有与环形盘 22 交错排列的一组环形盘 19 的层叠组件。盘 19 转动锁定于冠轮 8 上，但能够轴向滑动。为此目的，盘 19 具有啮合在与冠轮 8 为一体的花键 21 内的内齿。盘 22 相对行星架 13 被转动地锁定，但可以轴向滑动。为了此目的，壳体 20 在其径向的内表面上包括有一花键 23，该花键 23 一方面与盘 22 的内齿滑动啮合，而另一方面与行星架 13 的外齿 24 滑动啮合。

25 盘 19 和 22 的层叠组件可以轴向地夹持在与行星架 13 为一体的保持板 26，和为壳体 20 一部分的可动的板 27 之间。

壳体 20 支撑安装在离合器 18 周围环中的离心飞重 29。

因此，该飞重对于传动装置的输出轴 2b 被转动地锁定。

30 每一飞重具有径向地位于盘 19 和 22 外部的固体 31，和一经过一碟状弹簧 34 压在保持板 26 外部表面的动作支臂 32。该臂 32 通过一弯曲臂 33 被连接到固体 31 上，弯曲臂 33 围绕相对装置的轴线 12 切向取向的轴线 28 铰接到壳体 20 上。WO-A-91/13275 记载了上述飞重的铰接安装的

有利方案。飞重的重心  $G$  位于固体 31 内部或附近，处于距平行于该装置轴线 12 测量的轴线 28 一定距离。

因此，行星架 13 的转动就使飞重 29 的固体 31，在它们的离心力  $F_a$  作用下围绕切向轴线 28 径向向外转动，以使它们从由停止构件 36 所确定的静止位置，向一在图 3 中表示的扩展位置运动。

这引起臂 32 与飞重的较轴 28 的轴线之间的相对的轴向移动，因此在臂 32 和壳体 20 之间也产生了相对的轴向移动。相对于所对应的飞重 29 的离心伸展的移动方向，壳体 20 通过一轴向推力轴承 82，以相对转动自由度地轴向压在冠轮 8 上。

因此，壳体 20 相对臂 32 的移动，导致臂 32 和离合器 18b 可动板 27 相向的相对运动。此相对移动相应于碟状弹簧 34 的压缩，和/或相应于可动板 27 在离合器 18 啮合方向向保持板 26 的位移。

当传动装置处于图 1 所示的静止状态时，碟状弹簧 34 通过在静止状态时被紧靠的飞重 29 的中介作用，向壳体 20 传送一个啮合离合器 18 的力，这样，传动装置的输入轴 2a 可转地与输出轴 2b 耦合，并且该传动装置构成一能传递由碟状弹簧的啮合力所确定的某一最大值转矩的直接驱动。

而且，冠轮 8，行星轮 11 和太阳轮 9 的齿，都是螺旋形的。因此，在载荷作用下啮合的每对齿中，出现相反的轴向推力，它们正比于周向传动力，并因此正比于输入轴 2a 的转矩和输出轴 2b 的转矩。螺旋齿的倾斜方向应选择成使得当其传动一驱动转矩时，在冠轮 8 中出现的轴向推力  $P_{ac}$  (图 2) 作用于某一方向，在该方向，冠轮 8 通过推力轴承 B2，推动可动板 27。这样，当轴向推力  $P_{ac}$  存在时，冠轮 8 在将板 27 从离合器 18 的保持板 26 分离开的方向，推动板 27。不仅与冠轮 8 而且也与太阳轮 9 啮合的行星轮 11 承受两个相互抵消的相反的轴向反作用  $PS_1$  和  $PS_2$ ，太阳轮 19 由于与行星轮 11 相啮合承受一轴向推力  $P_{ap}$ ，其数值与冠轮 8 的轴向推力  $P_{ac}$  相等但方向相反。太阳轮 9 的推力  $P_{ap}$  通过推力轴承 B3 传递到壳体 4。轴向推力  $P_{ac}$  相对于壳体 4，因此也相对于离合器的保持板 26 并在使离合器 18b 趋于脱离的方向，施加到离合器的可动的板 27 上。通过推力轴承 B2 传递到壳体 20 的该力，易于使飞重 29 的臂 32 和保持板 26 相向地运动，将飞重 29 维持在它们的静止位置，并压缩碟状弹簧 34。

这是图 2 中所示的状况。假定这种状况产生，现在描述该传动装置的基本运作。只要通过输入轴 2a 传送到装置上的转矩是这样的，即冠轮 8 中的轴向推力  $P_{ac}$  足够压缩碟状弹簧 34，并将飞重 29 维持在图 2 所示的静止位置，则离合器的保持板 26 与可动板 27 之间的分离就使得盘 19 和 22 在没有从一个向另外一个传送转矩情况下，相互克服滑动。在这种情况下，行星架 13 能以不同于输入轴 2a 的速度转动，并被输出轴所驱动的载荷固定不动。其结果是，行星轮 11 往往起运动换向装置的作用，也就是说使太阳轮 9 的转动方向，与冠轮 8 的转动方向相反。但是，这由于自由轮 16 而被阻止。因此，太阳轮 9 被自由轮 16 固定不动，而行星架 13 以太阳轮 9 的零速度与冠轮 8 和输入轴 2a 的速度之间的速度转动。因此，该装置作为一减速装置运行。如果转速增加而转矩保持不变，则飞重 29 的离心力在保持板 26 与可动板 27 之间产生一个比轴向力  $P_{ac}$  大的轴向啮合力，把可动板 27 推向保持板 26，以实现直接驱动。

当离合器 18 啮合时，全部功率直接从被闭锁到输入轴 2a 上的冠 8，被传送到被闭锁到输出轴 2b 上的行星架 13。因此，行星齿轮系 7 的齿不再工作，也就是说它们不再传送任何力，也就不产生任何的轴向力。所以，由于离心力产生的轴向推力可以完全用于板 26 和 27 上使之相互啮合。因此，变换为直接驱动的过程是很清楚的：一旦盘 19 和 22 开始相互摩擦并传送部分功率，载荷正比例地从齿去除、轴向推力  $P_{ac}$  正比例地减小，并且离心力的优势增大，直到离合器完全变为直接驱动。

可以发生输出轴 2b 的转速减小，和/或传送转矩增加到一点，在该处飞重 29 不再在离合器 18 中提供足以传送该转矩的啮合力。在这种情况下，离合器 18 开始打滑，太阳轮 9 的速度减小直到消失为止。自由轮 16 固定太阳轮并且再现齿力  $P_{ac}$ ，以使离合器分离，结果此时传动装置作为减速装置运行。这样，每次发生从减速运行向直接驱动运行的变换，在稳定重新运行的传动比的意义上讲，轴向力  $P_{ac}$  是变化的。这是非常有利的，在一方面，是为了避免绕一定的临界运行点非常频繁地变换；在另一方面，为了使离合器 18 的打滑情况只是瞬时的。

由于在传动是静止状态时啮合离合器，碟状弹簧 34 在传动装置的输入和输出之间形成一种机械耦合。这样，当车辆不动时，并且发动机本身也处于停止状态，车辆被发动机阻止。如果离合器 18 在静止状态被分离，车辆在向前驱动中将不能防止自由运动，因为在这种情况下，由于发

动机 5 使冠轮 8 固定不动，将使太阳轮 9 的自由轮 16 不能防止的正常方向上转动。

5 现在参照图 1，来描述所设置的附加装置，这些附加装置是为了使传动装置在不是由碟状弹簧 34，离心飞重 29 和冠轮 8 的齿的轴向力所确定的状况下，有选择地完成减速运行。

10 为了此目的，该传动装置包括有一制动器 43，它有能使太阳轮 9 对于与自由轮 16 相独立的壳体 4 固定不动。换句话说，制动器 43 在太阳轮 9 和壳体 4 之间可操作地平行于自由轮 16 安装。液压活塞 44 以轴向滑动方式安装，以便有选择地作用和放开制动器 43。制动器 43 和活塞 44 是环形形状，它们的轴线是传动装置的轴线 12。活塞 44 与一可选择地供给压力油的液压腔 46 相邻，该压力油用于在作用制动器 43 的方向推动活塞 44。

15 而且，活塞 44 刚性地连接到通过轴向推力轴承 B4 可以压靠在壳体 20 的推杆 47。该组件是这样的，当腔室 46 中的压力向作用制动器 43 的位置推动活塞 44 时，在制动器 43 啮合前，壳体 20 足够地回推，以使离合器分离。

这样，当活塞 44 处于施加制动（图 2）的位置时，在阻退运行情况中即使行星架 13 趋于比冠轮 8 更快地转动时，太阳轮 9 也不动，而在离合器 18 的分离时，则可实现减速运行。

20 上述组件 43，44，46，47 构成一种装置，它适用于当驾驶员希望增大发动机制动作用，例如下坡时，或当希望增大输出轴 2b 的驱动转矩时，使车辆驾驶员强制该装置作减速装置运行。当转矩是驱动转矩时，制动器 43 如果啮合，它与自由轮 16 一起施加额外的作用，但这不是缺点。

25 腔室 46 的供给和排出通过电阀门 69 控制。当它处于静止状态时，电阀门 69（图 1 和 3）用一耐液压的排泄通道 151 连接腔室 46。当电阀门 69 通电驱动时，它使腔室 46 与排泄通道 151 断开，并连接到由发动机 5 驱动的泵 57 的出口。与电阀门 69 的状态无关，泵 57 也适用于该传动装置的润滑回路（没示出）。

30 电阀门 69 由控制装置 152 控制，其中控制装置 152 与检测车辆速度（或输出轴 2b 转速）的检测器 153、适于驾驶员使用的“手动/自动”选择器 154 的位置检测器、加速踏板 156 的位置检测器以及用于驾驶员在

传动装置的两种不同的自动状态间进行选择的“普通/运动”选择器 157 相连。

可以看出，当车辆静止不动时，碟状弹簧 34 使传动装置处于直接驱动的状态。在起动时，因此需要出现齿力  $P_{ac}$ ，以使传动装置向减速运行变换，结果则可以利用最低的传动比实现起动。这必然地会引起不愉快的冲击。为了防止此情况，其装配为，当发动机转动（泵 57 在动作）但由检测器 153 检测的输出轴 2b 的速度小于某一用“S”表示的最低限度时，制动器 43，活塞 44 和推杆 47 组件使该传动装置处于减速状态。这样，当输出轴 2b 开始运动，并且只要输出轴的速度不超过最低限度“S”，该传动装置已经执行减速运行。

状态选择器 157 有可能使驾驶员修改最低限度 S。如果驾驶员选择“普通”状态，当传动装置进行减速运行时，该最低限度“S”是低的，并且与例如发动机 5 的转速为 2500 转/分对应。

一旦超过最低限度，阀门 69 使执行机构 44，46 处于排放位置，并且传动装置被允许向直接驱动运行，如果由飞重或弹簧 34 所产生的轴向力能够超过在相反方向指向的齿力  $P_{ac}$ 。如果驾驶员选择“运动”状态，当传动装置执行减速运行时，最低限度 S 是高的，例如对应发动机 5 的转速为 3500 转/分。

在超过最低限度 S 之后，只要传动装置执行减速运行，液压腔室 46 就不被排放，因为没有什么东西向回推动活塞 44。当飞重的力开始超过齿力时，则飞重通过推力轴承 B4 装置，在反推活塞 44 的方向提升和移动壳体 20。这样通过耐液压通道 151 排放腔室 46，并产生作用在活塞上并被传递到壳体 20 上的制动或冲击吸收力。因此，可防止飞重 29 与离合器 18 突然啮合。

当检测器 156 检测加速踏板完全压下时，控制单元 152 使阀门 69 动作，结果腔室 46 被供油，进行减速运行。

“手动/自动”选择器 154 使驾驶员有可能在刚描述过的自动运行和减速运行之间进行选择。在减速运行情况，控制单元 152 使腔室 46 长期供油。

图 4 所示为控制单元 152 的流程图。测试步骤 158 检测“手动/自动”选择器 154 的状态。如果检测器 154 处于“手动”位置，直接对执行机构 44，46 发出指令 159。如果选择器 154 处于“自动”位置，则测试步

5 步骤 161 检测状态选择器 157 的状态，并根据比较结果给出最低限度值 S1 或 S2。最后，车辆速度“V”由检测器 153 装置读出（步骤 162），然后在测试步骤 163 中与最低限度值 S 进行比较。如果速度 V 小于最低限度 S，发出供给执行机构的指令 159。反之，测试步骤 164 控制执行机构的排放（指令 166），除非加速踏板 156 的位置检测器表示出驾驶员的高功率要求，在该情况中，发出供给执行机构的指令 159。

10 这样，实际上在传动装置从减速运行向直接驱动运行改变所有情况中，不论这是在从零速度开始之后，还是从低速再起，或当驾驶员强有力将加速踏板压下之后分离它时，或从“手动”位置向“自动”位置移动选择器 154 时，或选择器 157 从“运动”位置向“普通”位置移动时，在所有这些情况中，腔室 46 加载液压流体，因而必须排放，伴随已经描述的制动作用，以使可动板 27 可与离合器 18 啮合。这在活塞 44 的力在保持作为减速装置运行中是决定因素的情况中是特别有利的：实际上，在这些情况中，活塞 44 的力突然消失会带来使离合器突然啮合的危  
15 险。确实，在所有的这些状况中，由于腔室 46 的难以排放，因此其对冲击的吸收可以防止离合器突然啮合。

当车辆速度减小时，即使驾驶员松开加速踏板，当在减小方向通过最低限度 S 时，传动装置向减速运行变换。驾驶员也可以通过将选择器 154 放置在“手动”位置，而增大发动机制动作用。

20 为了提供液压腔室 46 以实现所述功能，可以采用足够高的液体压力，以克服一定的由飞重 29 在相反方向上产生的轴向力，而不管围绕轴 12 转动的飞轮的转速如何。

25 为了安全和能量节约，最好只向液压腔室 46 供给限制到某一数值的压力，使活塞 44 的轴向力仅足以克服飞重 29 的反向力。从而仅当飞重的转速要足够低，使得向减速运行的变换不致引起发动机 5 超速。

30 在图 1 所示的情况中，发动机和车辆是静止不动的，控制单元 152 和电阀门没有被供能，因此电阀门 69 处于排放腔室 46 的位置。支承在保持板 27 上的碟状弹簧 34 将壳体 20 推向到使离合器 18 啮合和排放腔室 46 的位置。传动装置处于直接驱动，因此允许发动机 5 起停车制动作用。

在图 2 中，腔室 46 借助于齿轮力  $P_{ac}$  和克服飞重 29 或弹簧 34 的力（该组件是这样的，即只是由飞重 29 和弹簧 34 所产生的两个力较大的

分别起作用)而被供能并保持减速运行。也有可能当腔室 46 不被供能时, 齿轮力足以维持减速运行, 但此种情况没有示出。相反, 当发动机转动而离合器 86 分离时, 齿轮力  $P_{ac}$  不再存在, 仅活塞 44 本身克服弹簧 34 的作用, 单独使离合器 18 保持分离。

5 在图 3 中, 腔室 46 没被供能, 并且飞重 29 将壳体推向啮合离合器 18 和排放腔室 46 的位置。该碟状弹簧被压缩。

图 5 所示传动装置仅被说明其与图 1 至 3 所示的传动装置之不同。

使用在冠上带有输入而在行星架上带有输出的行星齿轮系, 很难使其有可能实现减速传动比大于 1.6。

10 在一些情况中, 有可能需要比较大的减速比, 特别是当传动采用几个两级装置, 并且其中一些传动比是通过一个装置换挡为减速运行而另一个是换挡为直接驱动而实现时。因此, 必须是当其执行减速运行时, 两个装置之一的减速比近似等于 3。

为了实现它, 其现在为所述太阳轮 9, 该太阳轮 9 滑动地连接到一传动装置的输入轴 2a 上, 并通过推力轴承 B2 装置轴向地压靠在壳体 20 上, 使得其齿力  $P_{ap}$  在离合器 18 的分开方向传送到壳体 20 上。

行星架 13 仍然可转动地闭锁到输出轴 2b 上, 但是由于实际排列的原因, 这种连接不再是直接的, 而是通过壳体 20 和位于壳体 20 与输出轴 2b 之间的轴向花键 167 方式构成的。因此, 壳体 20 可以相对输出轴 20 2b 自由滑动。没有表示出的装置相对壳体 4 轴向地固定输出轴 2b 和行星架 13。

冠轮 8 通过自由轮 16, 并有选择地通过制动器 43, 连接到壳体 4 上。自由轮 16 防止冠轮 8 反方向转动。而且, 冠轮 8 将其轴向齿的推力  $P_{ac}$  通过推力轴承 B3 传到壳体 4 上。

25 离合器 18 的盘 19 啮合在与太阳轮 9 成一体的花键 21 中。

进而, 输出轴 2b 和壳体 20 各带有法兰 168, 169, 在它们之间确定一环状冲击吸收腔室 171, 它通过一耐液压的通道 172 连接到位于输出轴 2b 中心的润滑管道 173。

30 在没有完全表示出的一种方式中, 由泵 59 所供能的上述润滑管道, 沿该传动装置的轴 12 的整个长度分布以润滑轴承、花键、推力轴承、安装圈等。除了通道 172 之外, 特别是由于由壳体 20 所载并在壳体 20 与输出轴 26 之间相对运动期间, 在输出轴 2b 的圆柱支承表面上滑动的两

个密封 174，腔室 174 是液体密封的。花键 167 位于腔室 171 中。组件的结构是当壳体 20 在离合器 18 分离的方向移动时，腔室 171 的容积减小。因此，离合器 18 的分离要求腔室 171 经过狭窄通道 172 排放。

5 这样，在图 5 所示的实施例中，不仅需要排放腔室 46 以防止离合器的突然啮合，也需要通过排放腔室 171 防止它的突然分离，该突然分离将使自由轮 16 突然起作用。在图 5 所示的实施例中，这是特别变化有用的，其中当离合器啮合和分离时，转速变化三倍。当离合器啮合时，腔室 171 再次通过通道 172 吸入油。

10 此外，图 5 中所示装置的功能，与图 1 至 4 所示相似，不同之处仅在于在直接驱动中，离合器 18 将太阳轮 9 而不是冠轮 8 与输出轴 2b 相连；而在减速操作中，冠轮 8 固定不动，其在太阳轮 9 和行星架 13 之间减速比大约为 3，而不是图 1 至 3 中所示实施例中冠轮 8 和行星架 13 之间的减速比为 1.5。

本发明当然并不限于所述和所示的方案。

15 也有可能，当驾驶员要求运动型驱动加速输入轴 2a 转速时，在液压腔室 46 中作用恒定压力，以便在壳体 20 上产生一个去掉由飞重产生的啮合力的力。这样，在直接驱动中用于飞重一给定转速的传动转矩是较低的，而在超过该速度对于所给定的转矩，传动将从减速运行向直接驱动返回时该速度是较高的。

20 控制也可以通过一液控制单元而不是一电子单元实现。

具有两级传动比的所述传动装置可以联合，以构成更复杂的传动，例如如 WO-A-9207206 中所述。本发明也适用于具有多个传动比的传动，特别是 WO-A-9207206 中所述的那些传动。

25 在包括有图 1 或图 5 所示的行星齿轮系 7 的基本结构中，通过承受离心力作用的离合器，可以实现直接驱动运行，在克服飞重作用而使离合器分离的执行机构的作用下，可以实现减速运行，其优点是，执行机构的力随飞重的转速而增加。当执行机构是一液压执行机构 44，46 时，这可以用产生随轴 2b 的速度而增加压力的泵例如 57 实现。这样，为了分离离合器而执行机构进入动作时，离合器以令人满意的渐进的方式分  
30 离，因为执行机构 44，46 的力只是适当地大于飞重的力，而不管转速如何。

更一般地，本发明的此特征确保在执行机构动作时，产生一变化的

力，该力适当地大于变化的，为了实现离合器状态变换而必须克服此变化的相反作用力。

# 说明书附图

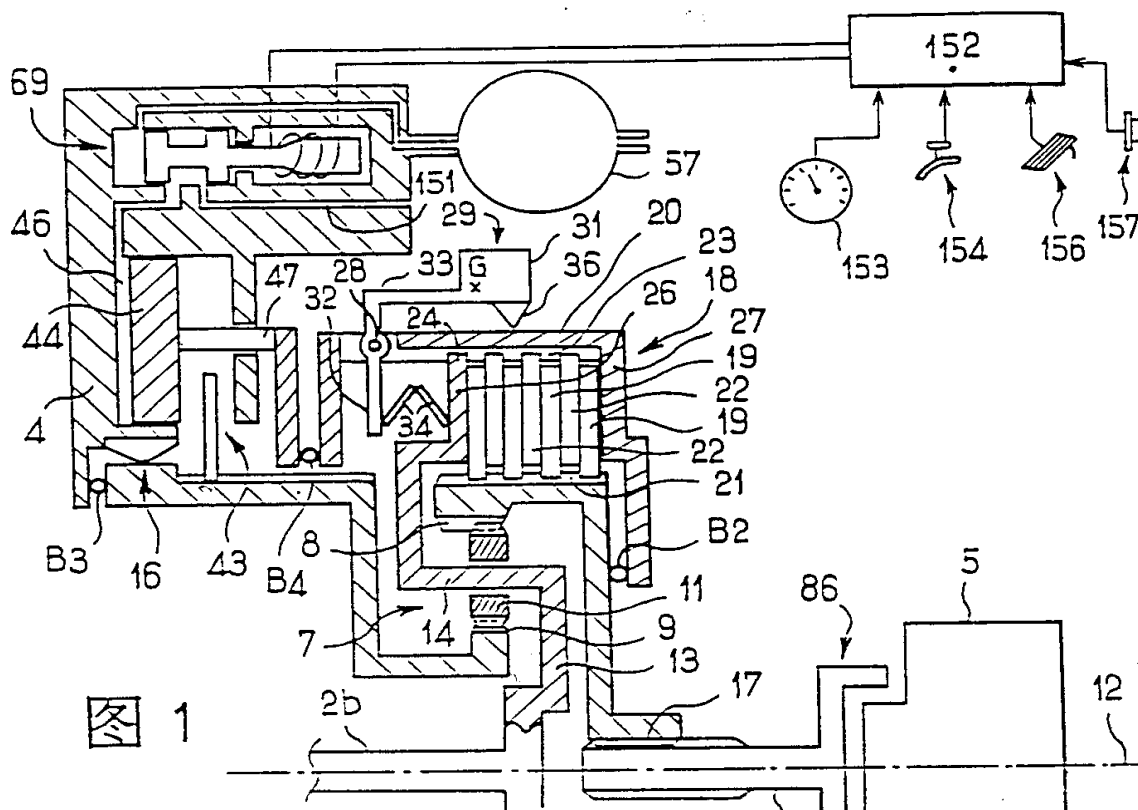


图 1

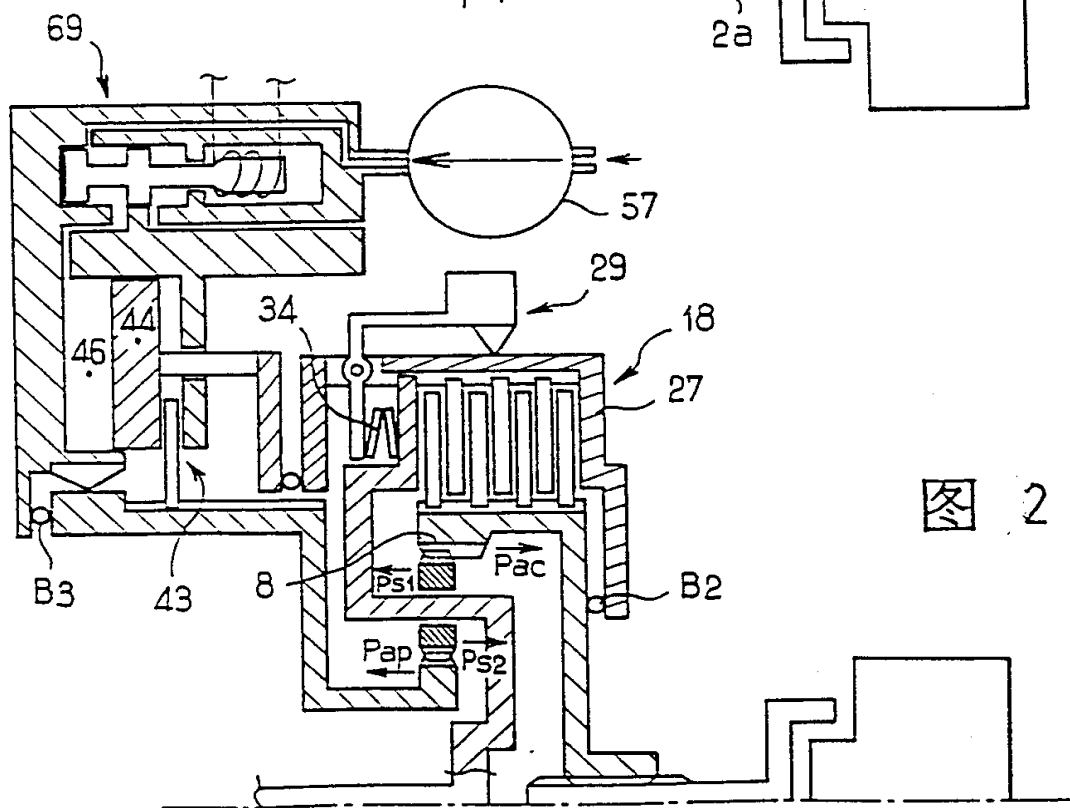


图 2

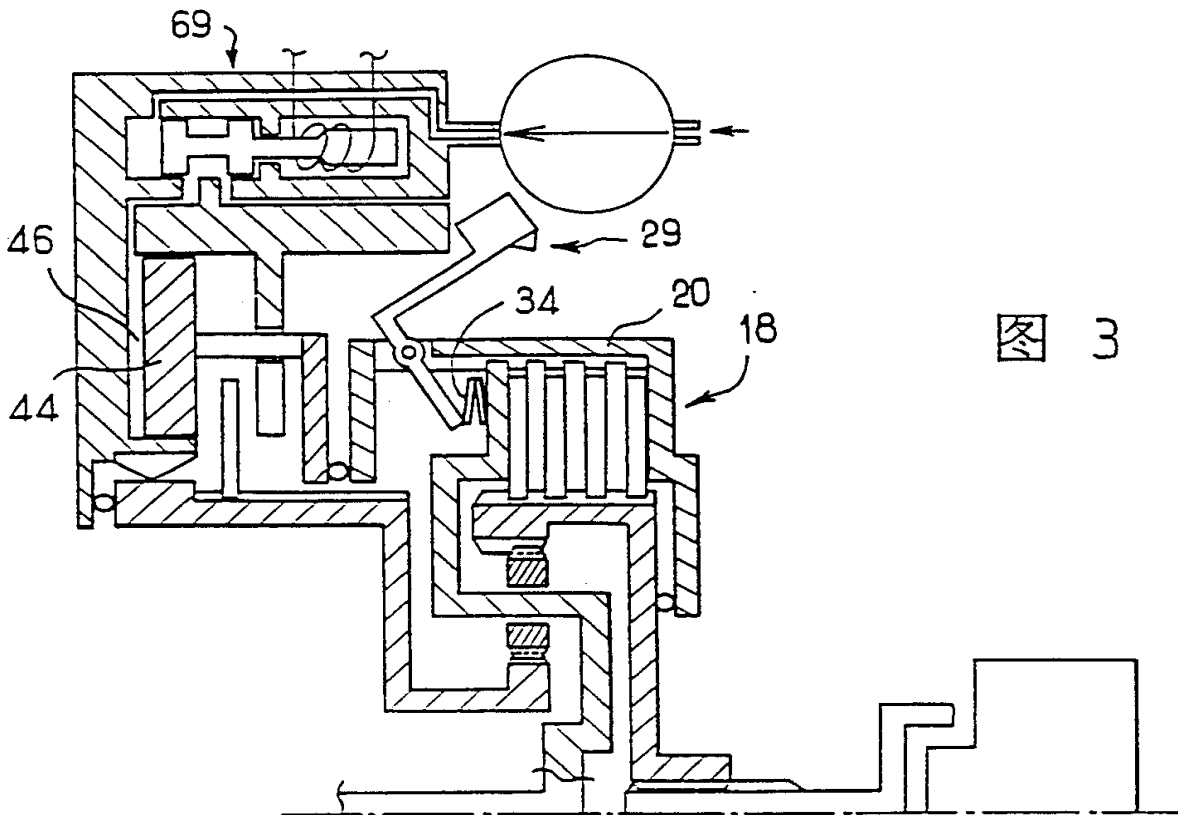


图 3

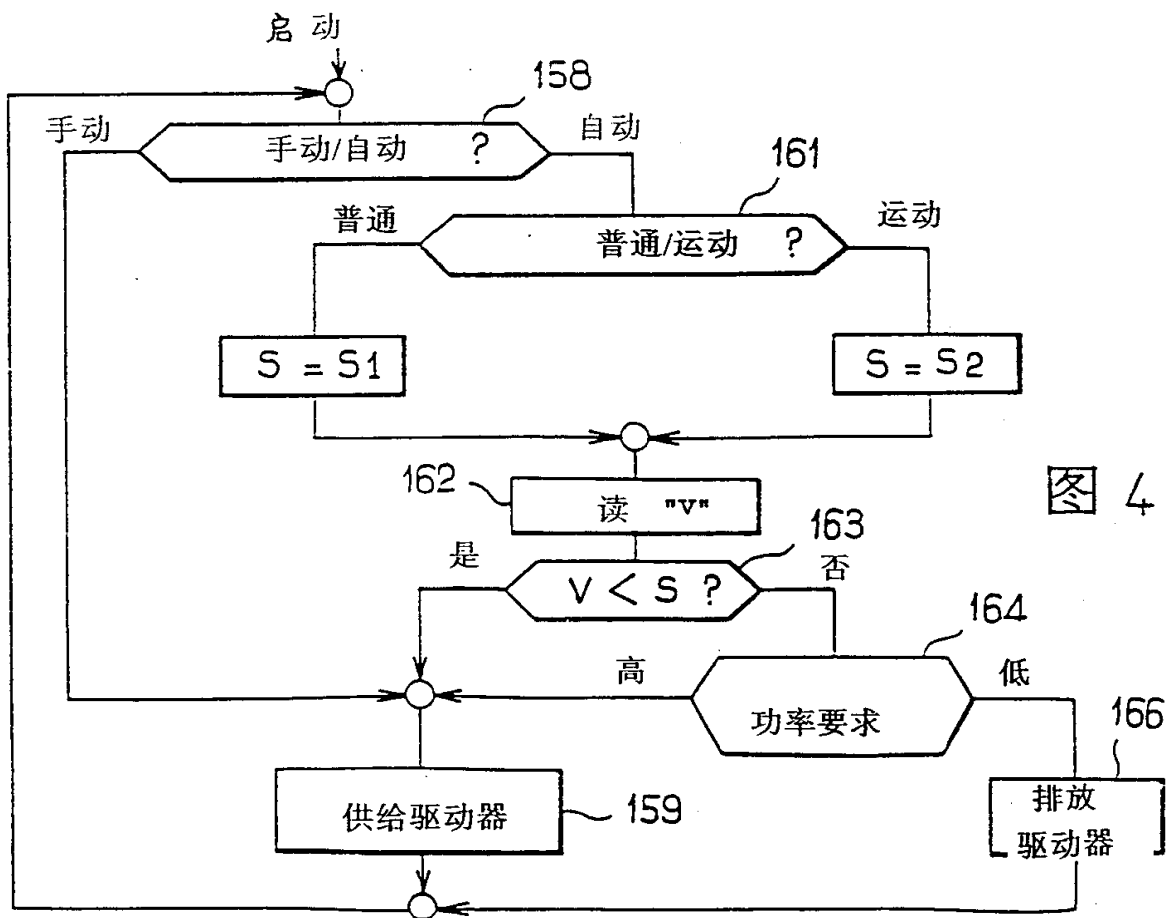


图 4

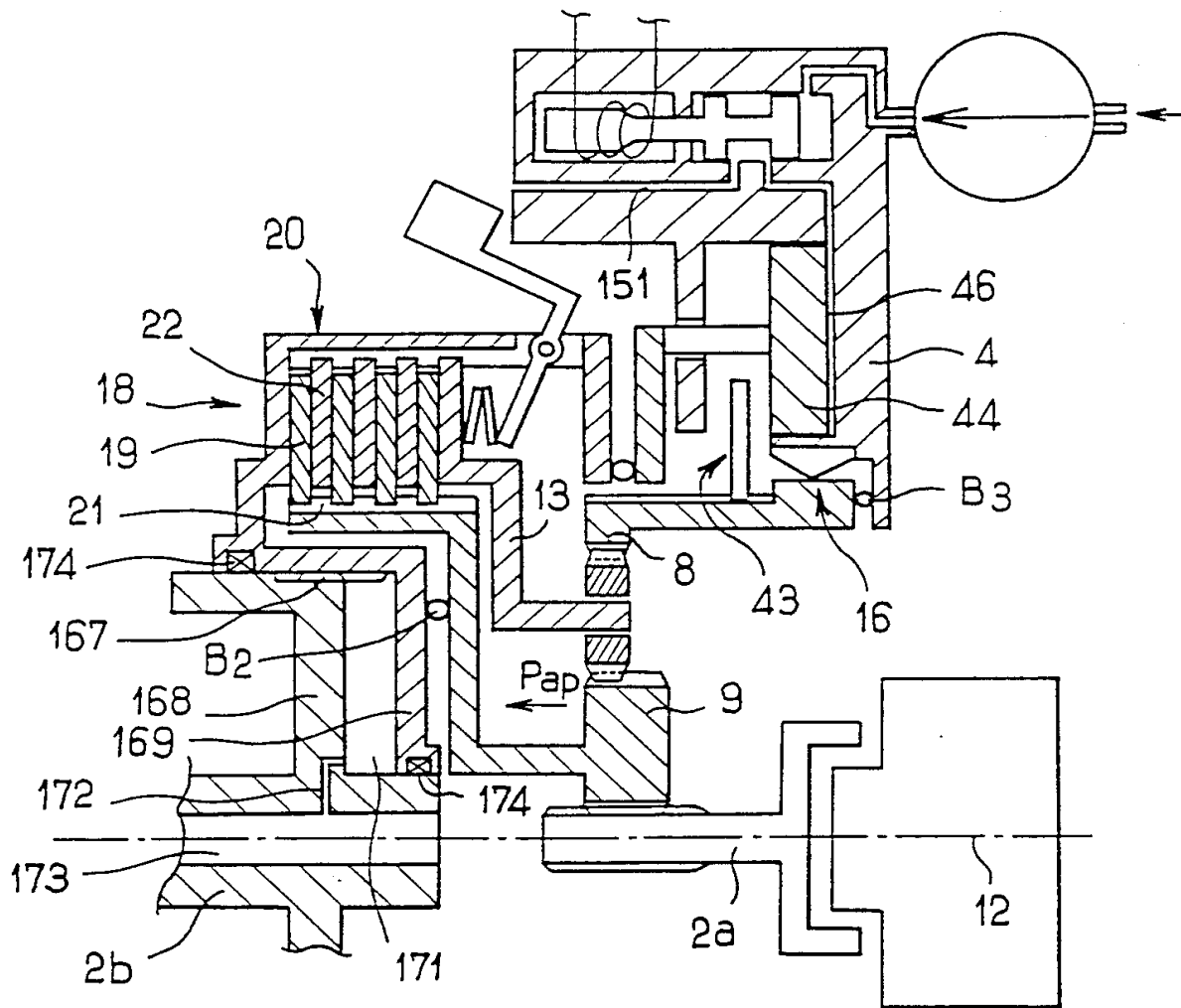


图 5