[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
B60K 41/06

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98104118.3

[43] 授权公告日 2003 年 5 月 14 日

[11] 授权公告号 CN 1108247C

[22] 申请日 1998.2.5 [21] 申请号 98104118.3

[30] 优先权

[32] 1997. 2. 5 [33] US [31] 795918

[71] 专利权人 易通公司

地址 美国俄亥俄州

[72] 发明人 D·P·杰内克 J·A·斯特拜

[56] 参考文献

CN1140140A 1997.01.15 B60K23/00

CN87102677A 1987.12.16 B60K41/28

US5089965A 1992.02.18 B60K41/18

US5591102A 1997.01.07 B60K41/04

审查员 连书勇

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

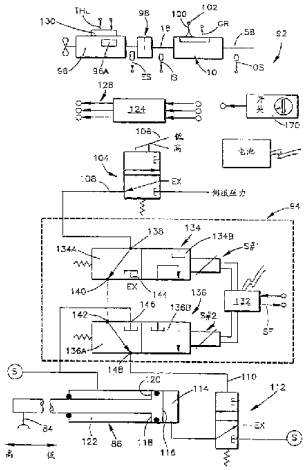
代理人 傅 康 陈景峻

权利要求书 1 页 说明书 13 页 附图 6 页

[54] 发明名称 功率降低情况下的自动变速传动系统

[57] 摘要

一种改进的车用自动分段式机械变速传动系统。在功率降低情况下，分段部分被保持接合于其当前接合的分段档位传动比，直到车速降低低于一参考值(OS < REF？)或者主传动部分(12)换入空档(GR = N？)。



ISSN1008-4274

1.一种分段式自动机械变速传动系统，包括一具有与一分段式辅助传动部分串联在一起的主传动部分，一用于接收包括表示已接合传动比、车速和系统功率降低状态诸信号的输入信号的电子控制装置，并按照预定的逻辑规则处理诸信号，以便对系统的各致动器发出指令输出信号，所述致动器包括一使所述分段部分自动变速换档的致动器，该系统的特征在于：

所述电子控制装置包括当系统功率开始降低时起作用的逻辑，用以防止所述分段部分自动变速换档，直至至少下述情形之一被检测到：（a）车速降低低于一参考值；或者（b）换入主传动部分的空档。

2.根据权利要求1所述的系统，其特征在于所述参考值小于15MPH（英里/小时）。

3.根据权利要求1所述的系统，其特征在于所述参考值小于10MPH（英里/小时）。

4.根据权利要求1所述的系统，其特征在于还具有一驾驶员致动的启动开关，用以手动选择系统的功率增加和功率降低状态。

功率降低情况下的自动变速传动系统

此申请与下述已转让给本申请的受让人伊顿公司（EATON CORPORATION）待批准的美国申请有关：

申请号 08/439，908

申请日 1995年5月12日

名 称 自动与手动分段换档控制阀总成

申请号 08/649，829

申请日 1996年4月30日

名 称 用于自动机械变速系统的同步和档位啮合传感逻辑系统

申请号 08/649，831

申请日 1996年4月30日

名 称 带有自动分段换档的半自动换档执行系统

申请号 （96－登记号－114）

申请日 （与本申请相同）

名 称 手动换入自动高档位传动比的检测系统

申请号 （96－登记号－116）

申请日 （与本申请相同）

名 称

申请号 （96－登记号－117）

申请日 （与本申请相同）

名 称 防摆动逻辑系统

申请号 （96－登记号－119）
申请日 （与本申请相同）
名 称 分离确定装置

申请号 （96－登记号－121）
申请日 （与本申请相同）
名 称 齿轮传动比接合的确定装置

申请号 （96－登记号－122）
申请日 （与本申请相同）
名 称 向递减操作方式转换的装置

发明领域

本发明涉及一种车用至少部分自动机械变速的系统以及用于此系统的功率损失控制程序。尤其是涉及一种至少在某些主传动比部分具有自动分段变速换档的，至少部分自动分段换档型机械变速系统，以及用于此系统的功率损失控制程序。

背景技术

需在低速传动比手动换档而在高速传动比具有自动换档控制的部分自动的车用变速系统在现有技术中是公知的，正如美国专利4,722,248；4,850,236；5,038,627；5,393,276；5,393,277和5,498,195所描述的那样，所述诸美国专利公开的内容结合于此作为参考。

只具有自动分段换档的半自动机械变速系统在现有技术中是公知的，正如美国专利5,435,212所描述的那样，该美国专利公开的内容结合于此作为参考。

需手动换档的分段式和区段－分段组合式车用变速系统在现有技术中是公知的，正如美国专利3,799,002； 4,754,665 ； 4,974,468 5,000,060； 5,370,013和5,390,561所描述的那样，上述诸美国专利公开的内容结合于此作为参考。

发明内容

为此，本发明的目的在于提供一种用于至少部分自动车用机械变速系统的新的改进型功率损失控制方法/系统。

根据本发明，提供一种分段式自动机械变速传动系统，该系统包括一具有与一分段式辅助传动部分串联在一起的主传动部分，一用于接收包括表示已接合传动比、车速和系统功率降低状态诸信号的输入信号的电子控制装置，并按照预定的逻辑规则处理诸信号，以便对系统的各致动器发出指令输出信号，所述致动器包括一使所述分段部分自动变速换档的致动器，该系统的特征在于：

所述电子控制装置包括当系统功率开始降低时起作用的逻辑，用以防止所述分段部分自动变速换档，直至至少下述情形之一被检测到：（a）车速降低低于一参考值；或者（b）换入主传动部分的空档。

上述内容由所提供的车用半自动机械变速控制系统/方法来实现，当车辆驾驶员将启动控制转至断开位置，从而使已接合的分段分保持在此时所接合的传动比直到车速低于一参考值时，或者主变速传动部分换至空档时，所述控制系统/方法起作用。上述功率损失控制在需要发动机制动的条件下，使无意识分段部分空档工况出现的可能减至最小。

附图说明

本发明的此目的和其他目的以及优点结合附图所示最佳实施例的描述将变得更加清楚明了。

图1和1A为一典型分段式或分段－区段组合式变速传动装置的剖视图；

图2为图1和1A变速传动装置的手动换档模式及传动比梯级的示意图；

图3为具有手动与自动分段换档并利用本发明的控制系统的部分自动机械变速系统的示意图；

图4为用于图3系统中控制阀总成的阀状态表；

图5类似于图2，为图3变速传动系统的换档模式及传动比梯级的示意图；

图6为图3系统的分离确认逻辑的曲线图；

图7为本发明控制逻辑的示意图。

具体实施方式

图1，1A和2示出将本发明的控制系统用于此而带来优越性的典型分段一区段组合式机械变速传动装置10。

装置10具有与一辅助传动部分14串联在一起的一主传动部分12，所述辅助传动部分14具有既可为区段亦可分段式的传动机构。一般来说，装置10置于一单个的多部件壳体16内，并包括一输入轴18，该输入轴18通过有选择地分离而通常为接合的主摩擦离合器由原动机（如一柴油机）来驱动。

主传动部分12中，输入轴18带有一输入齿轮20，用于驱动至少一根中间轴总成22。最好如现有技术中所公知的那样以及美国专利3,105,395和3,335,616所描述的那样，所述专利公开的内容结合于此作为参考，输入齿轮20同时以基本相同的转速驱动基本相同的主部分诸中间轴总成。所述主传动部分诸中间轴总成的每一个均包括一由轴承26和28支承于壳体16内的主部分中间轴24，且主部分的中间轴齿轮30,32,34, 和36固定于其上。主部分的驱动轴或主轴齿轮40,42,和44围绕所述传动装置的主轴46，并且在某一时刻可有选择地由滑动接合套48和50使其与主轴46接合，以便一起转动，正如现有技术中已公知的那样。接合套48还被用来使输入齿轮20与主轴46相接合，以便在输入轴18与主轴46之间提供直接驱动。最好每一主传动部分的主轴齿轮均围绕着主轴46，两者处于常啮合状态，并且由相应的中间轴齿轮组可移动地支承，这种装配结构及由此带来的特殊优点在前述的美国专利3,105,395和3,335,616中予以详述。一般来说，接合套48和50由相应的换档拨叉或换档叉52和54使其轴向定位，所述换档拨叉与换档杆壳体总成56相配合，如美国专利4,920,815和5,000,060所示的结构。在最佳实施例中，接合套48和50是公知的非同步双动爪式接合器。

主传动部分的主轴齿轮44为倒档齿轮，并借助于传统的中间空转齿轮57（见图1A）与中间轴齿轮38常啮合。主传动部分的主轴齿轮32带有动力取出装置及类似装置。爪式接合器48和50为三位置接合器，在此，它们

可位于一对中的轴向不可移动如图所示的非接合位置，或者位于向右的全接合位置，或者位于向左的全接合位置。

辅助传动部分14与主传动部分12串联于一起，且为3-配置，4-速分段/区段组合式，如前述的美国专利4,754,665所示。主轴46延伸到辅助传动部分14，并且被止推定位于输出轴58的内端，该输出轴58从传动装置的后端伸出。

在最佳实施例中辅助传动部分14具有多根基本相同的副中间轴总成60（见图1A），每一总成具有由轴承64和66支承于壳体16内的副中间轴62，并固接有三个辅助传动部分的副中间轴齿轮68，70和72，以便一起转动。副中间轴齿轮68支承辅助传动部分的分段齿轮74并与其常啮合。副中间轴齿轮70支承辅助传动部分的分段/区段齿轮76并与其常啮合，该齿轮76在其邻近主轴46的同轴内端的端部围绕着输出轴58。副中间轴齿轮72支承辅助传动部分的区段齿轮78并与其常啮合，该齿轮78围绕着输出轴58。为此，副中间轴齿轮68与分段齿轮74构成第一齿轮配置，副中间轴齿轮70与分段/区段齿轮76构成第二齿轮配置，而副中间轴齿轮72与区段齿轮78构成分段/区段组合式辅助传动部分14的第三配置或齿轮组。

滑动2-位置爪式接合套80用来使分段齿轮74或者分段/区段齿轮76有选择地与主轴46接合，同时，一2-位置同步接合组件82用来使分段/区段齿轮76或者区段齿轮78有选择地与输出轴58接合。

所述分段爪式接合套80是一2-位置接合套总成，该总成可相对于主轴46有选择地定位于分别与齿轮76或齿轮74啮合的极右或极左位置。所述爪式接合套80借助于由2-位置活塞致动器控制的换档拨叉84沿轴向定位，所述致动器86通常可由驾驶员选择开关如换档手柄上的按钮或类似物如现有技术已知的那样来操纵。2-位置同步(区段)接合组件82也为一2-位置接合器，该接合器可相对于输出轴58有选择地定位于相应的极右或极左位置，用以接合齿轮78或者76。接合组件82借助于由2-位置活塞机构90操纵的换档拨叉88定位，所述活塞机构90的致动以及控制在此前的美国专利4,974,468中详述。

如图1-2所示那样，借助于有选择地使上述分段接合套80与区段接合器82沿轴向定位于各自相应的向前与向后的轴向位置，可以得到主轴相对于输出轴转动的四个不同的传动比。为此，辅助传动部分14是一可在其输入（主轴46）输出（输出轴58）之间提供4个可选择速度或传动比的区段与分段组合式3-配置辅助部分。主传动部分12提供一倒档和三个可能的供选择的前进速度。然而，可选择的所述主传动部分的前进档传动比之一，即与主轴齿轮42有关的低档传动比不能用于高速区段。因此，变速传动装置10较适当地设计为“（2＋1）×（2×2）”型，根据低档传动比分段的需要以及实际情况，该装置10提供九个或者十个可供选择的速度。

接合器82（区段接合器）应当是一种同步接合器，而双作用接合套80（所述分段接合套）无需同步式的。变速传动装置10的手动变速换档模式图示于图2中。在变速杆沿垂直方向分支表示分段变速换档，而沿水平方向从H型模式图的3/4和5/6分支到7/8和9/10分支表示从所述变速传动装置10的低速区段至高速区段的变速换档。如上所述，手动分段换档以通常的方式借助于车辆驾驶员致动的分段按钮或类似件〔一般置于变速杆手柄处〕来实现，而区段接合换档总成的操作是对变速杆在所述变速换档模式图中间与极右分支之间移动的自动响应，如图2所示。这种通用类型的区段变速换档装置在现有技术中是已知的，并且可以参照下述的美国专利3,429,202； 4,455,883； 4,561,325和4,663,725，所述诸美国专利公开的内容结合于此作为参考。手动操纵分段-区段致动器在现有技术中是已知的，并且可以参照下述的美国专利5,193,410；5,199,314和5,329,826，所述诸美国专利公开的内容结合于此作为参考。

利用本发明控制系统的车用部分自动机械变速系统92示于图3中。该系统92在低速档传动比（第一档至第八档）为需要手动换档式，而在两高速档之一的手动初始选择之后于高速档〔第九与第十档〕提供自动换档，正如前述美国专利4,722,248； 4,850,236； 5,038,027和5,393,276。用于部分自动操纵系统92的换档模式图示于图5中。

该系统包括一分段控制阀总成94和通过主摩擦离合器98驱动变速传动装置10的输入轴18的原动机（例如柴油机96）。变速传动装置10包括带

变速手柄102的变速杆100，该变速杆同用于手动变速的主传动部分12和辅助传动部分14的区段接合器82 相配合。

具有一选择杆或者按钮的手动操纵分段阀104通常设置于所述变速手柄上，或者两者成一整体，用以手动变换所述分段接合套80。分段阀104为一2-位置,3-通道手动操纵阀，可有效地使第一伺服管路108相应地连于排放〔“Ex”〕伺服压力，以便手动选择或较高档或较低档的分段传动比。伺服压力可等于气源压力〔“S”〕或者为一较低值。在典型的车载气动系统中，气源应被滤清并调节为60－80帕〔psi〕。

所述第一伺服管路108可以经本发明的控制阀总成94顺序地流体连于一第二伺服管路110。该第二伺服管路110有效作用于一2-位置，3-通道伺服阀112，该阀112起作用以便正常地排气或者有选择地对分段活塞/气缸致动总成86的控制腔114加压。所述腔114受到不等面积活塞118较大面积的面116的作用，该活塞118具有常处于加压腔122内的气源压力作用的较小面积的面120。如已知的那样，可采用一弹簧来代替或者与较小面积的活塞面120相结合以向右推压活塞118，如图3所示。

如可以理解的那样，当伺服管路110被排放时，伺服阀112将连通控制腔114以便排放，并且作用于较小面积面120的输送压力使换档拨叉84移动分段接合套80啮合分段的低档位传动比，当伺服管路110被加压时，阀112偏移一距离，以到达使控制腔114加压的一位置，使活塞118向左移动致使分段接合套80啮合分段的高档位传动比。

除在伺服管路108和110之间顺序插入控制阀总成94之外，上述各部件的结构以及功能等同于用来使图1，1A和2所示手动变速传动装置换档的各个部件。

为使系统92能部分自动地操作，最好设置有一基于微处理器的控制器124，用以接收输入信号126并根据预定的逻辑规则处理该信号126，以便对系统的诸致动器发出指令输出信号128，所述致动器如：发动机燃油控制130和电磁驱动器以及错误检测单元132。这种形式的诸控制器可以参照美国专利4,361,060和4,595,986，它们所公开的内容引用于此作为参

考。用于控制器124的程序储存在可用于计算机的存储介质上如软盘，硬盘驱动器，只读光盘(CD-rom)，磁带或者其他外部或内部存储介质。

设置有用于传感发动机速度（ES）和/或输入轴转速（IS）以及输出轴转速（OS）的传感器，还有传感发动机燃油供给THL和电磁阀错误SF的传感器，所述的诸传感器向控制器124提供所需的诸输入信号。随着离合器98的接合，可以假定输入轴的转速等于发动机的转速。

正如已知的那样，发动机96可具有一内置控制器96A和/或借助于符合SAE J-1922,SAE J-1939,ISO 11898或类似规定类型的电子数据传输线连于控制器124。控制器124的全部或者一部分可由与发动机控制器96A相配合的硬件和/或软件来确定。由一传感器提供信号（GR），该信号表示所接合的传动比或者可由输入轴转速或发动机转速除以输出轴转速的商（GR=((IS或ES)/OS±偏差？）来计算和确认的传动比。

本发明的控制阀总成94按顺序插入标准的手动分段换档选择阀104与标准的伺服阀112/分段致动器86之间，并且根据来自控制器124的指令输出信号动作。 该总成94包括根据来自控制器的指令输出信号按序动作的一第一2-位置 ，3-通道电磁控制阀134和一第二2-位置 ，3-通道电磁控制阀136，一电磁驱动器以及错误检测单元132。

所述阀134具有一连于伺服管路108的入口138和两个出口140（连于阀136的一个入口142）和144（接排气）。阀134具有一第一正常或非执行位置，在此位置，入口138与出口140连通因此也就与阀136的入口142连通，同时阀134的出口144关闭。阀134还具有一第二或者使第一电磁阀S＃1通电的致动位置，在此位置，出口140在出口144处连通排气而入口138关闭。

所述阀136具有两个入口142（连于阀134的出口140）和146（连于加压流体源）以及连于控制伺服阀112的第二伺服管路110出口148。阀136具有一第一正常或非执行位置，在此位置，入口142与出口148连通而源自流体源的入口146关闭，阀136还具有一使第二电磁阀S＃2通电的第二致动位置，在此位置，入口142关闭而流体源在入口146处连通出口148和伺服管路110。

图4中示出电磁操纵阀动作的阀状态表。

借助于检测变速杆的状态GR而不是AUTO（见图5）控制器124检测一手动分段操作模式。在此模式（即1—8档位的传动比）中，命令电磁阀控制器使两个电磁阀断电，而阀134和136将处于其非执行位置。伺服管路108经阀134和136与伺服管路110连通，而致动器86将处于选择阀104的手动控制之下。

AUTO或非-AUTO模式状态可由位置传感器或者依据预定的逻辑规则处理ES和OS信号来检测。

在检测到手动换档变换至AUTO位置时，所述控制器将使电磁驱动器和错误检测单元132给第一电磁阀S＃1通电，从而产生一种纯自动分段情形，而当阀134移至其第二位置，在此位置由手动选择阀控制的伺服管路108在入口138处关闭，由此经口140与伺服阀112的顺序连接被关闭。由于阀134处于其所述第二或者致动位置，手动选择阀104不会对伺服阀112或者分段致动器86的控制起作用。

在当前实施例中，第九和第十档均为AUTO模式下的传动比，而第八档为“上报（欲换入）的传动比”。一种换档或者意图变换为AUTO模式在下述之一情形下予以确认：

（1）传动比为所述上报传动比，并且

（2）车速超过一第一参考值（REF_1），此后

（3）变换到空档；

或者

（1）车速超过所述第一参考值，并且

（2）传动比为AUTO模式的传动比之一。

所述第一参考值（REF_1）是一输出轴转速，在此期望出现从所述上报档位手动换入高档，而通常情况下的大约为最小输出轴转速时，期望出现从所述上报档位手动换入高档。

在AUTO模式操作时，手动控制104被旁通，并且根据由输出轴转速OS和/或其他传感参数确定的车速，所述控制124将自动确定是否需要从第九档自动换高档至第十档或者从第十档自动换低档至第九档，并将控制发动

机的燃油供给以及所述第二电磁控制阀136，以便执行相同的功能。由于使阀134致动并且阀136处于其正常或者非执行位置，伺服管路110在阀134的口144处被排气，而伺服阀112使活塞/气缸总成86的控制腔114排气，使所述活塞沿分段低档传动比方向推动所述分段接合套。由于所述第二电磁控制阀136被致动，不论阀134的位置如何，伺服管路110均经入口146和阀136的出口148与流体源连通，而伺服阀112将使控制腔114加压，从而使活塞118沿分段高档传动比方向推动所述分段接合套。每当阀136接通，阀134即不起作用以减少热量的产生。

除了使所述分段接合套在AUTO模式适当地定位外，控制器124还将使发动机适当地供给燃料以便脱开现有的分段传动比，并使之同步以接合目标分段传动比。随着检测第八一第九变换高档而进入AUTO模式，将使发动机同步以适应主离合器和分段接合套接合的需要。在本实例中，AUTO模式的连续操作在下述之一情形下予以确认：

（1）经确认的传动比是一AUTO模式下的传动比（即：第九档或第十档），并且

（2）车速超过所述第一参考值（OS*GR上报≥从所述上报档位手动换入期望高档的转速RPM（每分钟转数））；

或者

一AUTO模式的换档变速（第九档一第十档，第十档一第九档）正在进行。

当检测到来自AUTO模式的变速换档已经进行，控制器124启动电磁驱动器和错误检测单元132使两电磁阀不起作用从而使分段控制返回到驾驶员。在本实例中，一非AUTO模式条件在下述之一情形下予以确认：

（1）AUTO模式的变速换档未处于进行中，并且

（2）车速低于一第二参考值（REF_2），此后

（3）换入空档；

或者

（1）AUTO变速换档正在进行，并且

（2）给定时间段之后，一AUTO模式传动比的接合不能被确认；

或者

一非AUTO模式传动比的接合被确认。

首先，紧接前述实例包括一AUTO模式以外的换低档，而第二实例包括在AUTO模式变速换档过程中明显由驾驶员变换到主传动部分的空档。

为一目标传动比的接合提供同步条件的过程中，设定发动机的一转速等于真实的同步转速（ES＝OS*GR_T）加上或者减去约等于30-50RPM（转/分钟）的调整值X。为此，交替地将发动机的转速设定为（ES＝（OS+X）*GR_T）以及 （ES＝（OS－X）*GR_T）.

为了确认接合/未接合，在一时间段内将比值ES/OS与已知的传动比相比较加上或者减去一给定的百分比Y（例如0.5-1.5%）。因此，作为实例，在一时间段如果ES/OS＝GR*（1±Y%）那么则确认接合的GR为真实。调整值X和百分比（偏差）Y这样选取即ES＝（OS+X）*GR_T 或者ES＝（OS－X）*GR_T则ES/OS ≠GR*（1±Y%）。

正如前述共同待批的美国专利申请申请号08/649,829中所描述的上述内容允许利用转速信号，以便不会出现由于发动机同步错误读取的情况下确认已接合的状况和空档状况。

为了确认（所述上报传动比或者AUTO模式传动比之一的）分离，ES/OS的商与正要分离档位的数值相比较，加上或者减去一正要分离档位的调整值，该调整值可超过用来确认接合的所述档位调整值的数值。例如，所述正要分离档位的调整值可等于1.5%,而正要接合档位的调整值可等于1%。

此外，用于确认分离的档位调整值可以设定为在正要分离档位同步的正侧大于负侧，以使空档的错误表示减至最小。仍处于接合档位的转速间隔在所述同步的正侧由于较高的驱动扭矩（所述发动机驱动的车辆趋向于产生较当其滑行而驱动发动机时负扭矩大的正扭矩值。）而趋向于增高。提供较大的正分离档位调整值和较小的负分离档位调整值可以防止在

所述正侧由不适当的油门操作引起错误的空档表示，同时仍可在上述负方向（在此方向大多数的变速换档得以确认）提供快速的空档确认。

在最佳实施例中，计算出的传动比，ES/OS比作一扩展的调整值域，并且仅仅在其继续保持于该值域之外时将确认为分离。在本实例中（见图6），所述计算出的传动比必须落入从［接合的GR*（1－（40*计数器值*循环时间*负分离档位调整值））］到［接合的GR*（1＋(40*计数器值*循环时间*正分离档位调整值））］的范围之外，在此，每当其为真实时计数器值按1增加，而当其为非真实时（以1值减至最小）计数器值则减小。当该计数器值达到或者超过一等于（同步分离时间/循环时间）的值时确认分离。在最佳实施例中，所述负分离档位调整值＝1%，正分离档位调整值＝1.5%，而（40*计数器值*循环时间）的最大值＝6。

该覆盖固定调整值区间（现有技术）的“扩展的调整值域”的优点在于可使分离的确认较快地开始（利用相对较小的初始调整值域），同时提供对空档的错误确认的较好防护（利用相对较大，确认前全扩展值域）。如果计算出的传动比在分离确认过程中落回到所述值域，该值域将减至较小的值（或者至最小值域），而当所述计算出的传动比落在该值域以外则分离过程将继续。这种立即设置成该最小调整值域的“缩小值域”带来的优点在于，它保证快速确认真实的分离，即使某一数据点落入该扩展的调整值域之内，并防止随着由大的扭矩跳动而出现的瞬时转速间隔而产生错误的空档确认。

当电源出现故障时，电磁阀将返回其打开位置，此时管路108和110流体连通，并允许手动选择所有十个前进档传动比。所述电磁驱动器在一个或者两个电磁阀处检测出故障状态，控制器将使两电磁阀再次断电，使两个阀134和136处于其打开位置，并且允许手动选择所有十个前进档传动比。

为此控制阀总成94提供即允许手动又允许自动的分段变速换档的控制，提供适当的中断模式并作为四种附加流体连通〔管路108至口138，管路110至口148，压力源S至口146以及排气Ex至口144）于通常用于手动分段控制所需的模式。

参照如图3所示，设置有由驾驶员致动的启动开关170，允许车辆驾驶员选择启动或者关闭车辆操作状态。该启动开关通常需要一钥匙或者用于操纵其的代码并向所述ECU提供信号。

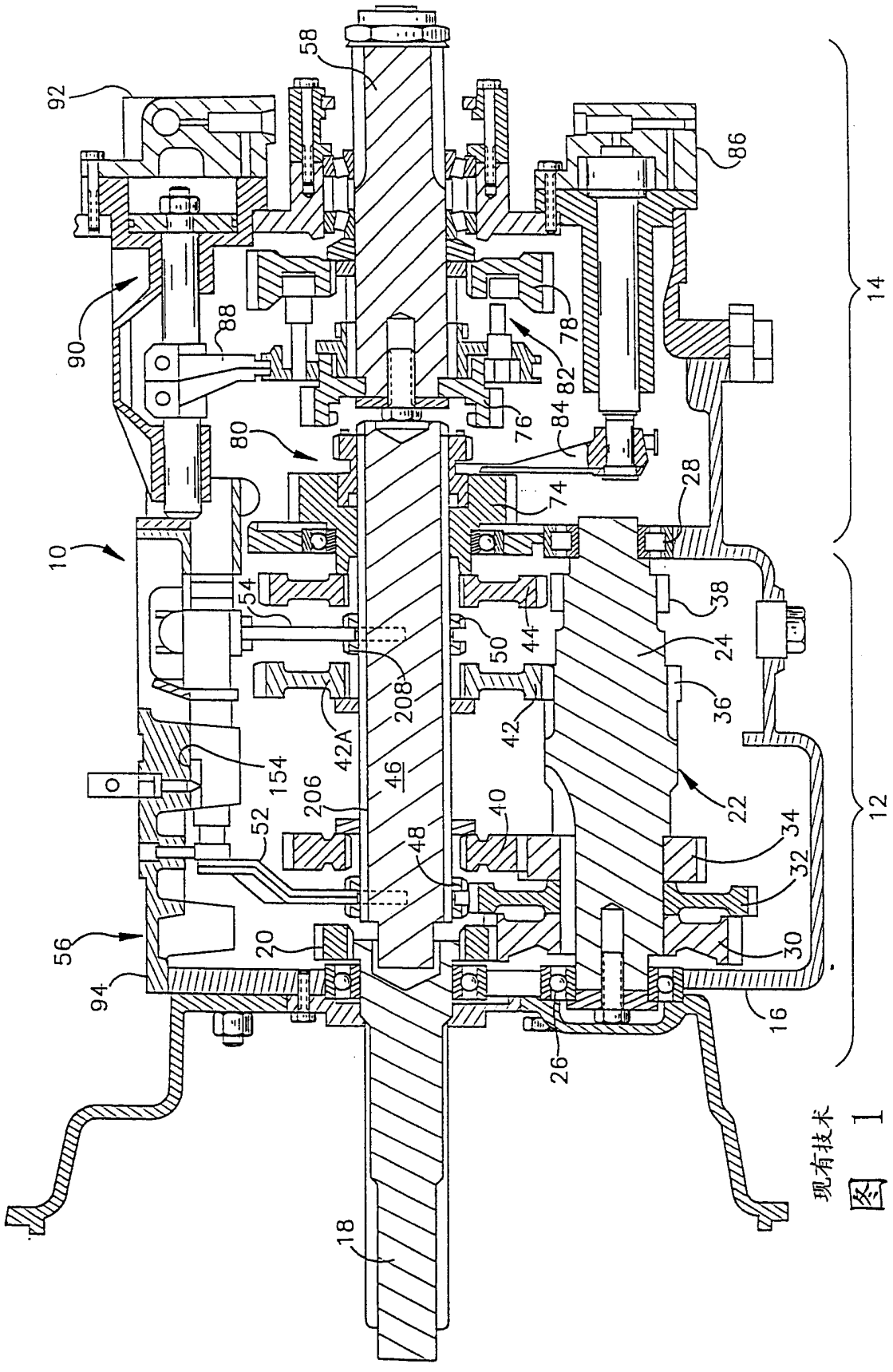
在关闭或者降低功率情况下，如果分段选择器104手动设置不符合分段致动器86的已有状态，分段变速换档可以被启动除非电磁控制阀134和/或136保持其原状态。如果允许分段变速换档在某些降低功率的条件下启动，变速换档可能不会被执行，其结果可能导致无意识和/或不希望的变速传动装置空档状态。由该实例可知，利用非接合分段部分，发动机制动不可能用来制动车辆。

根据图7 所示的本发明，在起动处于断开时，或者在其他可能的降低功率条件下，如果车辆的电系统具有足够的动力给ECU供电并驱动电磁阀S1和S2，所述ECU的逻辑规则将使电磁驱动器和错误检测单元132保持电磁阀S1和/或S2处于其当前的状态，直到或者 （1）车辆速度变成小于一参考值（OS＜REF）和/或 （2）变速传动装置的主传动部分12 换入空档。简言之，在低于10～15MPH（英里/小时）的情况下，发动机制动不太重要，而换入主传动部分空档增加执行分段部分变速换档的可能性和/或表明变速传动装置的空档条件是可接受的。

正如在此所使用的，“主传动部分”传动比位置包括1/2, 2/3, 3/4, 5/6, 7/8和9/10（A）传动比位置，并且区段部分作为手动变速主传动部分的一部分。

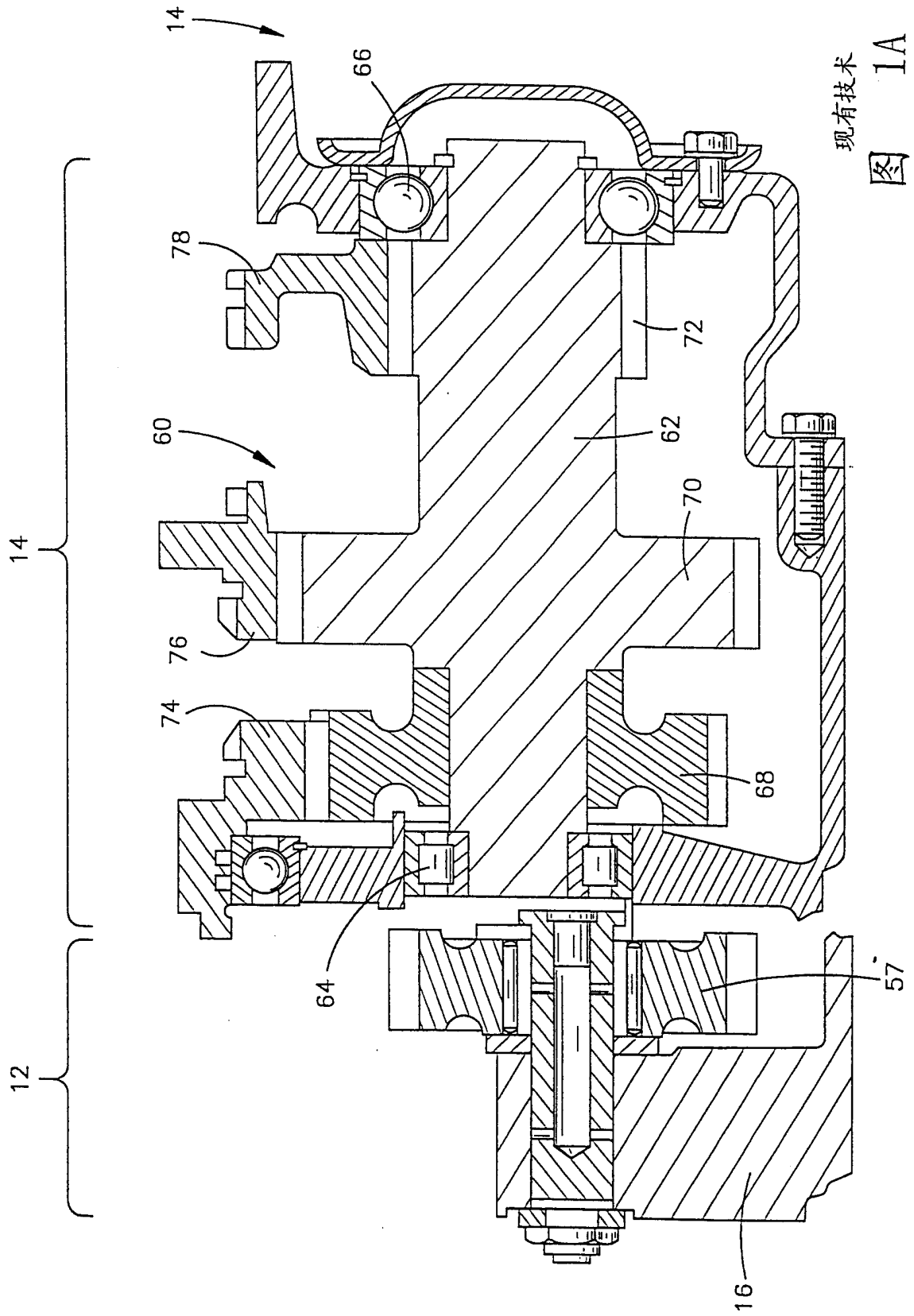
由此，可以了解到已经提供了一种改进的组合式变速传动装置以及变速换档控制机构。

尽管已经较详细地描述了本发明，然而应当明了对最佳实施例的说明只是举例，在不脱离此后所附权利要求的实质和范围内可以作出各种改变以及细节的变化。


58
92
86
90
88
78
82
76
84
80
74
28
14
10
54
38
50
44
24
208
42A
42
36
154
46
206
52
40
22
34
48
32
56
20
30
94
16
26
18
12

现有技术

图 1



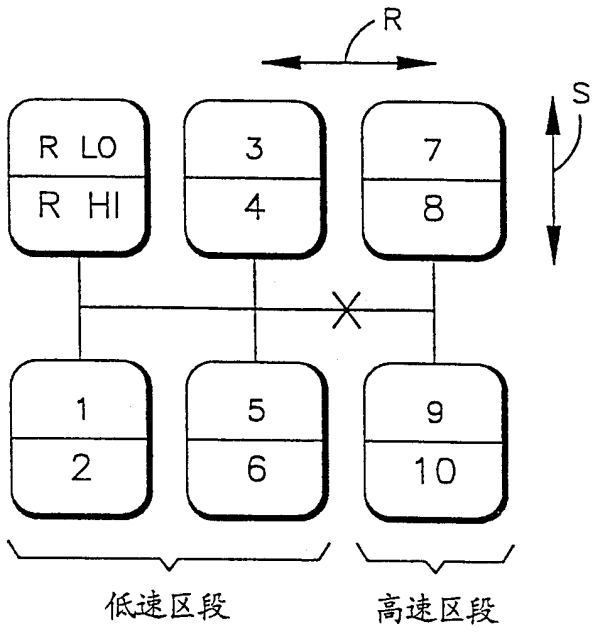
现有技术 图 1A

齿轮传动比

档位	传动比	%传动比梯级
10	0.75	33%
9	1.00	33%
8	1.33	33%
7	1.78	33%
6	2.37	33%
5	3.16	33%
4	4.22	33%
3	5.63	33%
2	7.51	33%
1	10.01	
R HI	9.30	
R LO	12.38	

主传动比 13: 1

换档模式图



现有技术

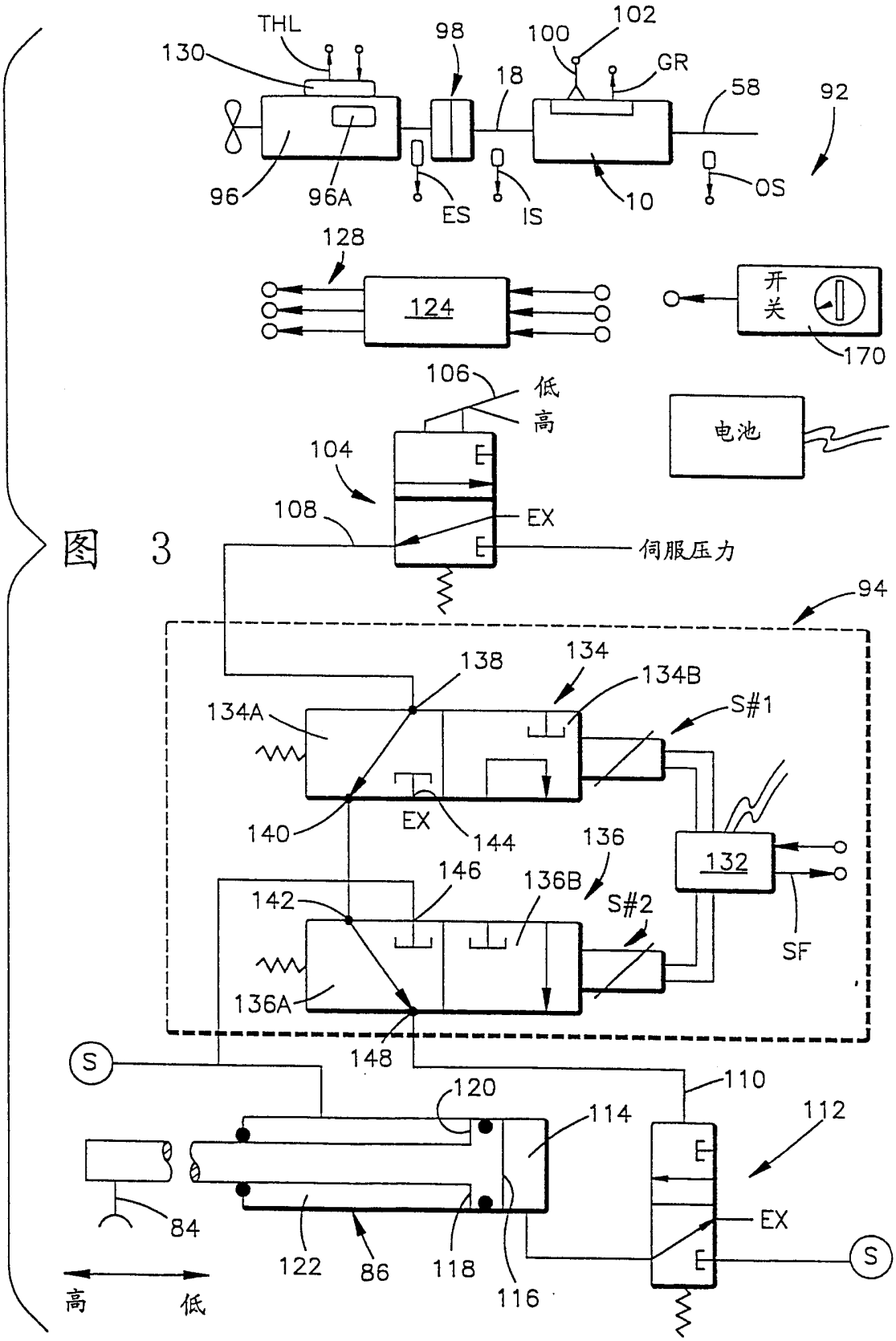
图 2

阀状态表

位档	S #1	S #2
1 – 8	断开	断开
9	接通	断开
10	断开/接通	接通

图 4

图 3


THL
130
98
100
102
GR
18
58
92
96
96A
ES
IS
10
OS
128
124
开关
170
106
低
高
104
108
EX
伺服压力
电池
94
138
134
134B
S#1
134A
140
EX
144
136
132
146
136B
S#2
142
SF
136A
148
S
110
120
114
112
84
122
86
118
116
EX
S
高
低

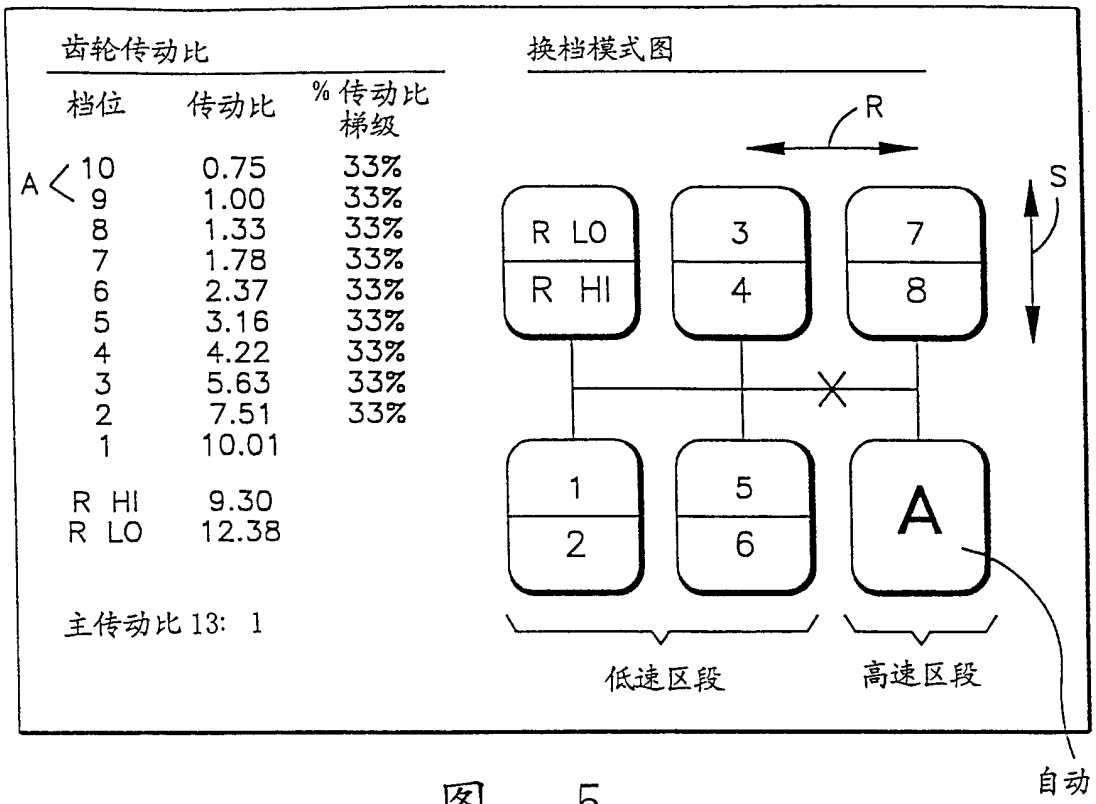

齿轮传动比
档位
传动比
% 传动比梯级
A
10 0.75 33%
9 1.00 33%
8 1.33 33%
7 1.78 33%
6 2.37 33%
5 3.16 33%
4 4.22 33%
3 5.63 33%
2 7.51 33%
1 10.01
R HI 9.30
R LO 12.38
主传动比 13: 1
换档模式图
R
S
R LO
R HI
3
4
7
8
1
2
5
6
A
低速区段
高速区段
自动

图 5

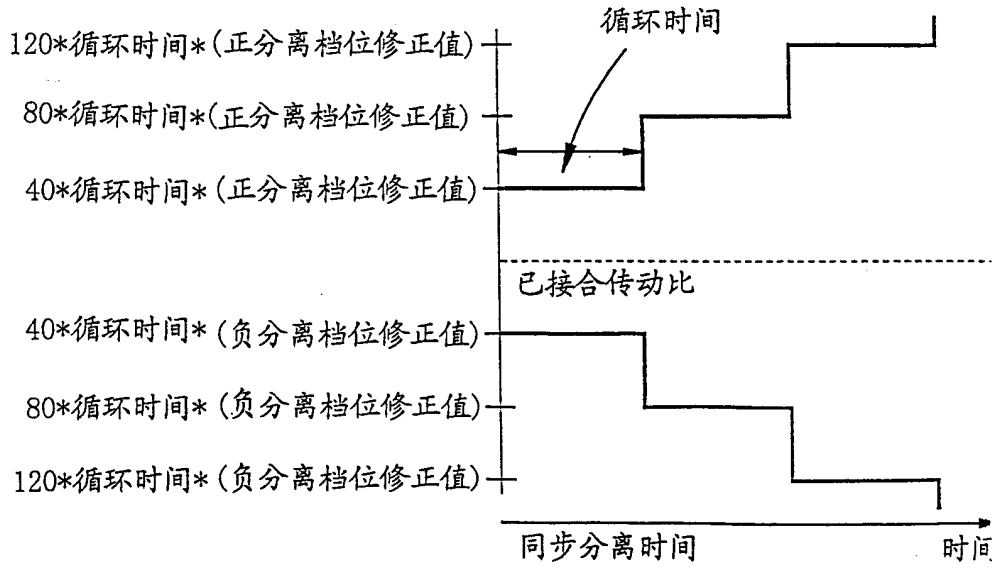

循环时间
120*循环时间*(正分离档位修正值)
80*循环时间*(正分离档位修正值)
40*循环时间*(正分离档位修正值)
已接合传动比
40*循环时间*(负分离档位修正值)
80*循环时间*(负分离档位修正值)
120*循环时间*(负分离档位修正值)
同步分离时间
时间

图 6

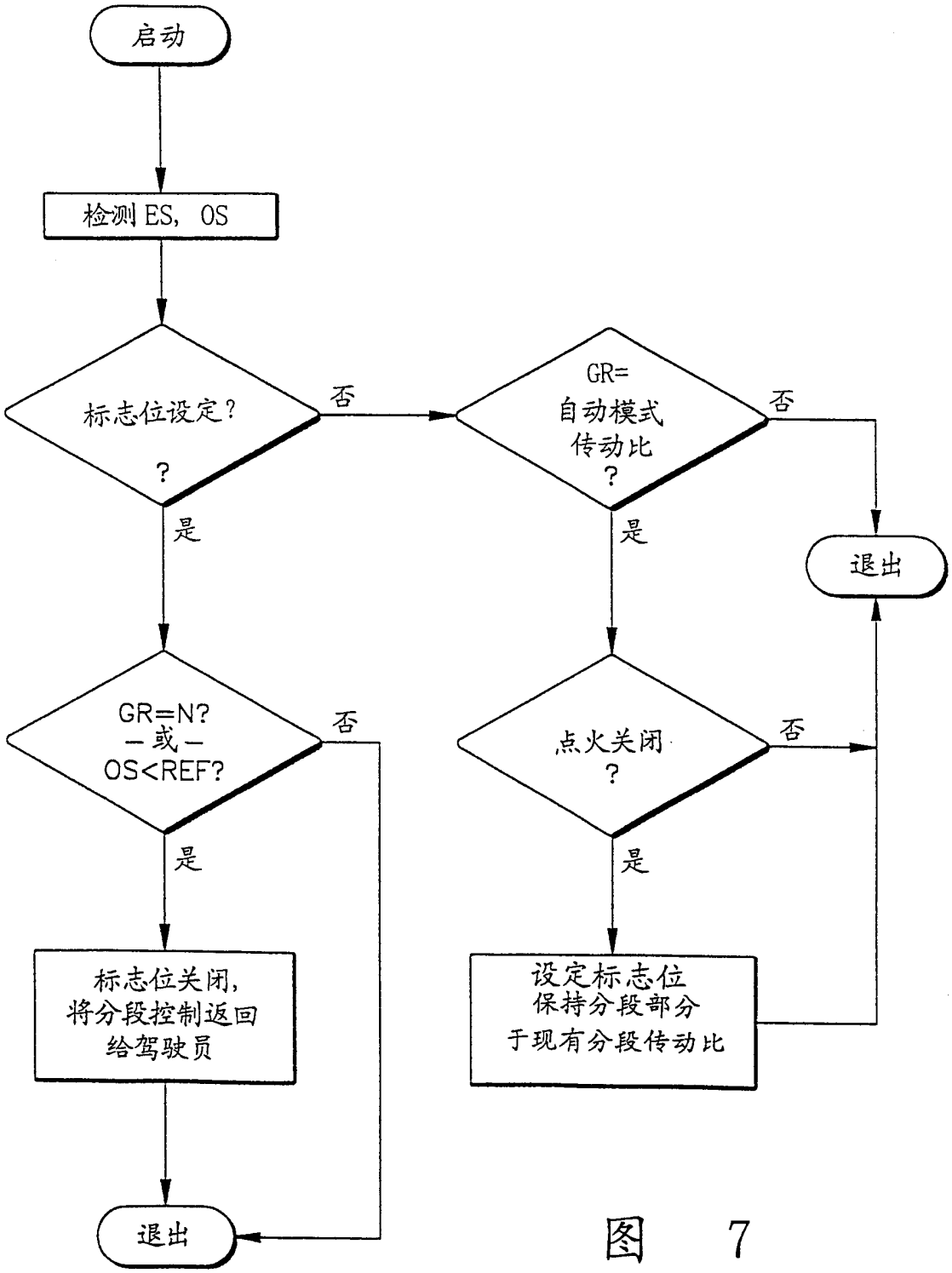

启动
检测 ES, OS
标志位设定?
否
是
GR=
自动模式
传动比
?
否
是
退出
GR=N?
—或—
OS<REF?
否
是
点火关闭
?
否
是
标志位关闭,
将分段控制返回
给驾驶员
设定标志位
保持分段部分
于现有分段传动比
退出

图 7