

# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102216649 A

(43) 申请公布日 2011. 10. 12

(21) 申请号 200980145148. 1

藤本修一

(22) 申请日 2009. 11. 13

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司

11127

(30) 优先权数据

代理人 党晓林 王小东

2008-292232 2008. 11. 14 JP

2008-299340 2008. 11. 25 JP

2009-019880 2009. 01. 30 JP

2009-091356 2009. 04. 03 JP

(51) Int. Cl.

F16H 3/093 (2006. 01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

2011. 05. 12

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2009/069322 2009. 11. 13

(87) PCT申请的公布数据

W02010/055905 JA 2010. 05. 20

(71) 申请人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 西田尚人 畑山一马 藤村章

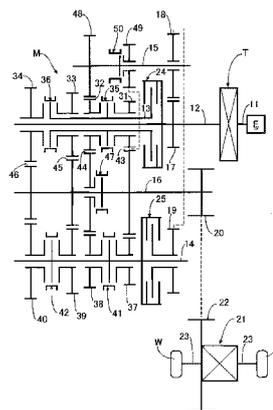
权利要求书 1 页 说明书 30 页 附图 78 页

(54) 发明名称

变速器

(57) 摘要

一种变速器, 设在第一副输入轴 (13) 上的第一齿轮组的齿轮 (31 ~ 34) 和设在第二副输入轴 (14) 上的第二齿轮组的齿轮 (37 ~ 39) 共用设在输出轴 (16) 上的第三齿轮组的齿轮 (43 ~ 46), 第一副输入轴 (13) 经由第一离合器 (24) 传递主输入轴 (12) 的驱动力, 第二副输入轴 (14) 经由惰轮 (17 ~ 19) 及第二离合器 (25) 传递主输入轴 (12) 的驱动力, 所以能够实现部件数量的削减及变速器的小型化。另外, 在确立任何变速档时, 由于第一、第二离合器 (24, 25) 的切换时刻和同步装置 (35, 36, 41, 42) 的切换时刻的前后关系是任意的, 所以能够防止因所述时刻的偏差导致的换挡冲击的发生, 从而能够实现顺畅的变速。



1. 一种变速器,其特征在于,  
该变速器具有:  
输入发动机的驱动力的主输入轴;  
第一副输入轴,其与所述主输入轴同轴地配置,并经由第一离合器选择性地与该主输入轴结合;  
第二副输入轴,其与所述主输入轴平行地配置,并经由第二离合器选择性地与该主输入轴结合;  
输出轴,其与所述主输入轴平行地配置并向驱动轮传递驱动力;  
惰轴,其与所述主输入轴平行地配置并支承倒车惰轮;  
由多个齿轮构成的第一齿轮组,该多个齿轮配置在所述第一副输入轴上,并经由同步装置选择性地与该第一副输入轴结合;  
由多个齿轮构成的第二齿轮组,该多个齿轮配置在所述第二副输入轴上,并经由同步装置选择性地与该第二副输入轴结合;以及  
由多个齿轮构成的第三齿轮组,该多个齿轮与所述输出轴结合,并与所述第一齿轮组的齿轮及所述第二齿轮组的齿轮啮合,  
所述第三齿轮组的各齿轮被所述第一齿轮组的各齿轮及所述第二齿轮组的各齿轮共用,从所述主输入轴向所述第二副输入轴传递驱动力的惰轮支承于所述惰轴。
2. 如权利要求 1 所述的变速器,其特征在于,  
所述第一离合器配置在所述第一副输入轴上,所述第二离合器配置在所述第二副输入轴上,所述第二离合器将所述主输入轴的驱动力经由所述惰轮传递给所述第二副输入轴。
3. 如权利要求 2 所述的变速器,其特征在于,  
所述第一离合器、第二离合器配置在所述第一副输入轴和第二副输入轴的与所述发动机相反侧的端部。
4. 如权利要求 1 ~ 3 的任一项所述的变速器,其特征在于,  
所述第一倒车惰轮和所述第二倒车惰轮中的任一方相对于所述惰轴自由地结合 / 脱开,所述第一倒车惰轮支承于所述惰轴并与所述第三齿轮组的任一齿轮啮合,所述第二倒车惰轮支承于所述惰轴并与固定地设置于所述第一副输入轴的齿轮啮合。
5. 如权利要求 4 所述的变速器,其特征在于,  
所述倒车惰轮与所述第三齿轮组的齿轮中的最低变速档的齿轮啮合。
6. 如权利要求 1 ~ 5 的任一项所述的变速器,其特征在于,  
在所述主输入轴与所述第一离合器、第二离合器之间配置有主离合器,在从所述主离合器至所述第一离合器、第二离合器的动力传递路径上连接有电动发电机。

## 变速器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及将与发动机连接的主输入轴的驱动力经由第一、第二离合器选择性地分配给第一、第二副输入轴的、所谓双离合器型的变速器。

### 背景技术

[0002] 作为前进 8 速的双离合器型的变速器,公知下述专利文献 1 记载的变速器。该变速器的构成要素数量少且紧凑,但由于必须基本上使各变速档间的比率比一定,在确保起步时的变速性能和高速行驶时的燃耗性能这两者的比率设定方面存在缺少自由度的问题。作为其他的实施例,公开了一种考虑到比率调整用而追加了两组齿轮的结构,因此,变速器的全长增加,而且,存在不能单独调整 1 速变速档以及 8 速变速档的比率的问题。而且,专利文献 1 记载的技术方案中,在最高速档的齿轮啮合数都为 2 那么多,所以,存在对于多档化的本来的目的即改善燃耗性能来说不利的问题。

[0003] 另外,在下述专利文献 2 中,提出了一种减少最高速档的齿轮的啮合数的变速器,但是,该变速器的构成要素数量多,所以,全长增加,存在难以轻量化以及紧凑化的问题。

[0004] 另外,专利文献 1 的其他实施例的变速器和专利文献 2 的变速器,由于设在主轴及中间轴的一方的万向接头机构和设在另一方的驱动齿轮相邻地配置,所以,为了避免它们的干涉,只能扩大两轴的轴间距离,或扩大轴向尺寸,存在更难以轻量化及紧凑化的问题。

[0005] 专利文献 1:日本专利第 3733893 号公报

[0006] 专利文献 2:日本特开 2007-225040 号公报

[0007] 发明的开示

[0008] 发明所要解决的课题

[0009] 而且,上述专利文献 1 记载的变速器,当在 4 速变速档和 5 速变速档之间进行换档时,由于需要使两个离合器的一方进行从卡合→卡合解除的切换,且使另一方进行从卡合解除→卡合的切换,并且,使两个同步装置的一方进行从接→断的切换,并且使另一方进行从断→接的切换,所以,存在这些时刻稍有偏差就会导致难以顺畅地变速的问题。

[0010] 即,在从 4 速变速档向 5 速变速档进行升档时,在两个离合器的切换结束的瞬间,若两个同步装置的切换没有结束,则存在一瞬间确立 3 速变速档的可能性,相反地,若在两个离合器的切换结束之前两个同步装置的切换就结束了,则存在一瞬间确立 6 速变速档的可能性,有发生换档冲击的可能性。

[0011] 本发明是鉴于前述的情况作出的发明,其目的在于能够顺畅地进行双离合器型的变速器的变速。

[0012] 用于解决课题的手段

[0013] 为了实现上述目的,根据本发明,提出了一种变速器,其第一特征在于,该变速器具有:输入发动机的驱动力的主输入轴;第一副输入轴,其与所述主输入轴同轴地配置,并经由第一离合器选择性地与该主输入轴结合;第二副输入轴,其与所述主输入轴平行地配置,并经由第二离合器选择性地与该主输入轴结合;输出轴,其与所述主输入轴平行地配置

并向驱动轮传递驱动力；惰轴，其与所述主输入轴平行地配置并支承倒车惰轮；由多个齿轮构成的第一齿轮组，该多个齿轮配置在所述第一副输入轴上，并经由同步装置选择性地与该第一副输入轴结合；由多个齿轮构成的第二齿轮组，该多个齿轮配置在所述第二副输入轴上，并经由同步装置选择性地与该第二副输入轴结合；以及由多个齿轮构成的第三齿轮组，该多个齿轮与所述输出轴结合，并与所述第一齿轮组的齿轮及所述第二齿轮组的齿轮啮合，所述第三齿轮组的各齿轮被所述第一齿轮组的各齿轮及所述第二齿轮组的各齿轮共用，从所述主输入轴向所述第二副输入轴传递驱动力的惰轮支承于所述惰轴。

[0014] 另外，根据本发明，提出了一种变速器，在所述第一特征的基础上，其第二特征在于，所述第一离合器配置在所述第一副输入轴上，所述第二离合器配置在所述第二副输入轴上，所述第二离合器将所述主输入轴的驱动力经由所述惰轮传递给所述第二副输入轴。

[0015] 另外，根据本发明，提出了一种变速器，在所述第二特征的基础上，其第三特征在于，所述第一离合器、第二离合器配置在所述第一副输入轴和第二副输入轴的与所述发动机相反侧的端部。

[0016] 另外，根据本发明，提出了一种变速器，在所述第一～第三特征中的任一特征的基础上，其第四特征在于，所述第一倒车惰轮和所述第二倒车惰轮中的任一方相对于所述惰轴自由地结合/脱开，所述第一倒车惰轮支承于所述惰轴并与所述第三齿轮组的任一齿轮啮合，所述第二倒车惰轮支承于所述惰轴并与固定地设置于所述第一副输入轴的齿轮啮合。

[0017] 另外，根据本发明，提出了一种变速器，在所述第四特征的基础上，其第五特征在于，所述第一倒车惰轮与所述第三齿轮组的齿轮中的最低变速档的齿轮啮合。

[0018] 另外，根据本发明，提出了一种变速器，在所述第一～第五特征中的任一特征的基础上，其第六特征在于，在所述主输入轴与所述第一离合器、第二离合器之间配置有主离合器，在从所述主离合器至所述第一离合器、第二离合器的动力传递路径上连接有电动发电机。

[0019] 此外，实施例的第一同步装置 35、第二同步装置 36、第三同步装置 41 及第四同步装置 42 与本发明的同步装置对应，实施例的 1 速-2 速-倒车从动齿轮 43 与本发明的最低变速档的齿轮对应。

[0020] 发明的效果

[0021] 根据本发明的第一特征，设在第一副输入轴上的第一齿轮组的齿轮和设在第二副输入轴上的第二齿轮组的齿轮共用设在输出轴上的第三齿轮组的齿轮，其中，第一副输入轴经由第一离合器传递主输入轴的驱动力，第二副输入轴经由第二离合器传递主输入轴的驱动力，因此，能够通过齿轮的共有化实现部件数量的削减及变速器的小型化。而且，使惰轴兼用于倒车齿轮的支承及惰轮的支承，因此，能够实现部件数量的进一步削减及变速器的进一步小型化。而且，在确立任何变速档时，由于第一、第二离合器的切换时刻和同步装置的切换时刻的前后关系是任意的，所以能够防止因所述时刻的偏差导致的换档冲击的发生从而能够进行顺畅的变速。

[0022] 另外，根据本发明的第二特征，将第一离合器配置在第一副输入轴上，将第二离合器配置在第二副输入轴上，第二离合器将主输入轴的驱动力经由惰轮传递到第二副输入轴，因此，通过选择性地卡合第一离合器和第二离合器，能够以不同的转速选择性地驱动第

一副输入轴和第二副输入轴。而且,由于第一、第二离合器被分离开,所以,不仅能够将它们配置在同一平面上从而使变速器的轴向尺寸小型化,还能够原样使用一般构造的离合器,有助于成本降低。

[0023] 另外,根据本发明的第三特征,由于将第一离合器、第二离合器配置在第一副输入轴和第二副输入轴的与发动机相反侧的端部,因此,不会妨碍发动机以及主输入轴,能够容易地进行第一、第二离合器的维护。

[0024] 另外,根据本发明的第四特征,在支承于惰轴并与第三齿轮组中的任一齿轮啮合的第一倒车惰轮、和支承于惰轴并与固定地设置于第一副输入轴的齿轮啮合的第二倒车惰轮中,使任一倒车惰轮与惰轴结合,由此能够确立倒车变速档。这样,不经由被支承在第一副输入轴上且与第三齿轮组的齿轮啮合的第一齿轮组的齿轮,而经由固定地设置于第一副输入轴上的齿轮来确立倒车变速档,所以,能够废除输出轴上的同步装置从而使变速器的轴向尺寸小型化。

[0025] 另外,根据本发明的第五特征,由于第一倒车惰轮与第三齿轮组的齿轮中的最低变速档的齿轮啮合,所以,能够容易地确保倒车变速档的减速比。

[0026] 另外,根据本发明的第六特征,在主输入轴与第一离合器、第二离合器之间配置有主离合器,在从主离合器至第一、第二离合器的动力传递路径上连接有电动发电机,所以,能够进行基于发动机的驱动力的行驶、基于电动发电机的驱动力的行驶、基于发动机及电动发电机双方的驱动力的行驶、通过发动机的驱动力进行行驶过程中基于电动发电机的发电、以及基于电动发电机的再生制动的发电,不会使变速器的轴向尺寸大型化,能够无遗漏地对其所有变速档发挥混合动力车辆的功能。

[0027] 附图的简单说明

[0028] 图 1 是变速器的概要图。(第一实施例)

[0029] 图 2 是表示 1 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0030] 图 3 是表示 2 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0031] 图 4 是表示 3 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0032] 图 5 是表示 4 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0033] 图 6 是表示 5 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0034] 图 7 是表示 6 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0035] 图 8 是表示 7 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0036] 图 9 是表示 8 速变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0037] 图 10 是表示倒车变速档确立状态的图。(第一实施例)

[0038] 图 11 是变速器的概要图。(第二实施例)

[0039] 图 12 是变速器的概要图。(第三实施例)

[0040] 图 13 是表示倒车变速档确立状态的图。(第三实施例)

[0041] 图 14 是变速器的概要图。(第四实施例)

[0042] 图 15 是表示倒车变速档确立状态的图。(第四实施例)

[0043] 图 16 是变速器的概要图。(第五实施例)

[0044] 图 17 是变速器的概要图。(第六实施例)

[0045] 图 18 是表示倒车变速档确立状态的图。(第六实施例)

- [0046] 图 19 是变速器的概要图。(第七实施例)
- [0047] 图 20 是通过电动发电机进行辅机驱动时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0048] 图 21 是 1 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0049] 图 22 是 2 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0050] 图 23 是 3 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0051] 图 24 是 4 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0052] 图 25 是 5 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0053] 图 26 是 6 速变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0054] 图 27 是倒车变速档确立时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0055] 图 28 是通过 6 速变速档进行再生制动时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0056] 图 29 是通过发动机进行发电时的驱动力传递路径的说明图。(第七实施例)
- [0057] 图 30 是变速器的概要图。(第八实施例)
- [0058] 图 31 是变速器的概要图。(第九实施例)
- [0059] 图 32 是变速器的概要图。(第十实施例)
- [0060] 图 33 是变速器的概要图。(第十一实施例)
- [0061] 图 34 是变速器的概要图。(第十二实施例)
- [0062] 图 35 是变速器的概要图。(第十三实施例)
- [0063] 图 36 是变速器的概要图。(第十四实施例)
- [0064] 图 37 是变速器的概要图。(第十五实施例)
- [0065] 图 38 是通过第二电动发电机进行辅机驱动时的驱动力传递路径的说明图。(第十五实施例)
- [0066] 图 39 是通过发动机进行发电时的驱动力传递路径的说明图。(第十五实施例)
- [0067] 图 40 是借助于通过发动机的驱动力使电动发电机发电而得到的电力来驱动第二电动发电机进行行驶的情况的说明图。(第十五实施例)
- [0068] 图 41 是在通过第二电动发电机进行行驶过程中通过电动发电机起动发动机的情况的说明图。(第十五实施例)
- [0069] 图 42 是通过电动发电机及第二电动发电机进行行驶时的驱动力传递路径的说明图。(第十五实施例)
- [0070] 图 43 是混合动力车辆用变速器的概要图。(第十六实施例)
- [0071] 图 44 是混合动力车辆用变速器的概要图。(第十七实施例)
- [0072] 图 45 是混合动力车辆用变速器的概要图。(第十八实施例)
- [0073] 图 46 是变速器的概要图。(第十九实施例)
- [0074] 图 47 是表示 1 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0075] 图 48 是表示 2 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0076] 图 49 是表示 3 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0077] 图 50 是表示 4 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0078] 图 51 是表示 5 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)

- [0079] 图 52 是表示 6 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0080] 图 53 是表示 6 速变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0081] 图 54 是表示倒车变速档确立状态的图。(第十九实施例)
- [0082] 图 55 是变速器的概要图。(第二十实施例)
- [0083] 图 56 是变速器的概要图。(第二十一实施例)
- [0084] 图 57 是变速器的概要图。(第二十二实施例)
- [0085] 图 58 是变速器的概要图。(第二十三实施例)
- [0086] 图 59 是变速器的概要图。(第二十四实施例)
- [0087] 图 60 是与图 1 对应的变速器的剖视图。(第二十四实施例)
- [0088] 图 61 是表示 1 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0089] 图 62 是表示 2 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0090] 图 63 是表示 3 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0091] 图 64 是表示 4 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0092] 图 65 是表示 5 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0093] 图 66 是表示 6 速变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0094] 图 67 是表示倒车变速档确立状态的图。(第二十四实施例)
- [0095] 图 68 是变速器的概要图(7 速变速档确立时)。(第二十五实施例)
- [0096] 图 69 是变速器的概要图。(第二十六实施例)
- [0097] 图 70 是变速器的概要图。(第二十七实施例)
- [0098] 图 71 是表示 1 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0099] 图 72 是表示 2 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0100] 图 73 是表示 3 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0101] 图 74 是表示 4 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0102] 图 75 是表示 5 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0103] 图 76 是表示 6 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0104] 图 77 是表示 7 速变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0105] 图 78 是表示倒车变速档确立状态的图。(第二十七实施例)
- [0106] 标号说明
- [0107] 12 :主输入轴 ;
- [0108] 13 :第一副输入轴 ;
- [0109] 14 :第二副输入轴 ;
- [0110] 15 :惰轴 ;
- [0111] 16 :输出轴 ;
- [0112] 18 :惰轮 ;
- [0113] 24 :第一离合器 ;
- [0114] 25 :第二离合器 ;
- [0115] 31 :2 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0116] 32 :4 速 - 倒车驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0117] 33 :6 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;

- [0118] 34 :8 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0119] 35 :第一同步装置 ( 同步装置 ) ;
- [0120] 36 :第二同步装置 ( 同步装置 ) ;
- [0121] 37 :1 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0122] 38 :3 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0123] 39 :5 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0124] 40 :7 速驱动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0125] 41 :第三同步装置 ( 同步装置 ) ;
- [0126] 42 :第四同步装置 ( 同步装置 ) ;
- [0127] 43 :1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 ( 齿轮,最低变速档的齿轮 ) ;
- [0128] 44 :3 速 -4 速从动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0129] 45 :5 速 -6 速从动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0130] 46 :7 速 -8 速从动齿轮 ( 齿轮 ) ;
- [0131] 48 :第一倒车惰轮 ( 倒车惰轮 ) ;
- [0132] 49 :第二倒车惰轮 ( 倒车惰轮 ) ;
- [0133] 52 :倒车惰轮 ;
- [0134] Cm :主离合器 ;
- [0135] E :发动机 ;
- [0136] MG :电动发电机 ;
- [0137] W :驱动轮。

[0138] 用于实施发明的最佳方式

[0139] 以下,基于附图对本发明的实施例进行说明。

[0140] ( 实施例 1)

[0141] 图 1 ~图 10 是表示本发明的第一实施例的附图。

[0142] 如图 1 所示,前进 8 速、后退 1 速的自动变速器 M 具有 :经由液力变矩器 T 同轴地连接在发动机 E 的曲轴 11 上的主输入轴 12 ;相对旋转自如地嵌合在主输入轴 12 的外周的第一副输入轴 13 ;与主输入轴 12 平行地配置的第二副输入轴 14 ;与主输入轴 12 平行地配置的惰轴 15 ;以及与主输入轴 12 平行地配置的输出轴 16。

[0143] 固定地设置在主输入轴 12 上的惰轮驱动齿轮 17 与相对旋转自如地支承在惰轴 15 上的惰轮 18 啮合,惰轮 18 与相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 啮合。因此,在主输入轴 12 旋转时,第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 始终旋转着。另外,固定地设置在输出轴 16 上的末级驱动齿轮 20 与差速齿轮 21 的末级从动齿轮 22 啮合,差速齿轮 21 经由左右的驱动轴 23、23 连接在左右的驱动轮 W、W 上。

[0144] 主输入轴 12 经由由湿式多板离合器构成的第一离合器 24 能够与第一副输入轴 13 结合,并且,主输入轴 12 经由惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18、惰轮从动齿轮 19 及由湿式多板离合器构成的第二离合器 25 能够与第二副输入轴 14 结合。即,通过选择性地卡合第一、第二离合器 24、25,能够选择性地主输入轴 12 的驱动力向第一、第二副输入轴 13、14 且向同方向传递。此时,通过设定惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 的齿数,能够任意设定第一副输入轴 13 的转速和第二副输入轴 14 的转速的比。

[0145] 在第一副输入轴 13 上分别独立且相对旋转自如地支承有 2 速驱动齿轮 31、4 速 - 倒车驱动齿轮 32、6 速驱动齿轮 33 及 8 速驱动齿轮 34, 2 速驱动齿轮 31 和 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 通过第一同步装置 35 能够选择性地与第一副输入轴 13 结合, 另外, 6 速驱动齿轮 33 及 8 速驱动齿轮 34 通过第二同步装置 36 能够选择性地与第一副输入轴 13 结合。

[0146] 另一方面, 在第二副输入轴 14 上分别独立且相对旋转自如地支承有 1 速驱动齿轮 37、3 速驱动齿轮 38、5 速驱动齿轮 39 及 7 速驱动齿轮 40, 1 速驱动齿轮 37 及 3 速驱动齿轮 38 通过第三同步装置 41 能够与第二副输入轴 14 结合, 另外, 5 速驱动齿轮 39 及 7 速驱动齿轮 40 通过第四同步装置 42 能够选择性地与第二副输入轴 14 结合。

[0147] 在输出轴 16 上固定地设置有 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43、5 速 -6 速从动齿轮 45 和 7 速 -8 速从动齿轮 46, 且 3 速 -4 速从动齿轮 44 相对旋转自如地被支承在输出轴 16 上, 3 速 -4 速从动齿轮 44 通过第五同步装置 47 能够与输出轴 16 结合。

[0148] 在惰轴 15 上固定地设置有第一倒车惰轮 48, 且相对旋转自如地支承有第二倒车惰轮 49, 第二倒车惰轮 49 通过第六同步装置 50 能够与惰轴 15 结合。

[0149] 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 与 1 速驱动齿轮 37 及 2 速驱动齿轮 31 啮合, 3 速 -4 速从动齿轮 44 与 3 速驱动齿轮 38 及 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 啮合, 5 速 -6 速从动齿轮 45 与 5 速驱动齿轮 39 及 6 速驱动齿轮 33 啮合, 7 速 -8 速从动齿轮 46 与 7 速驱动齿轮 40 及 8 速驱动齿轮 34 啮合。另外, 第一倒车惰轮 48 与 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 啮合, 并且, 第二倒车惰轮 49 与 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 啮合。

[0150] 此外, 本实施例的变速器由于是自动变速器 M, 所以, 第一~第六同步装置 35、36、41、42、47、50 通过电子控制的未图示的执行器进行动作。

[0151] 下面, 对具有上述构成的自动变速器 M 的 1 速~8 速变速档及倒车变速档的确立进行说明。

[0152] 如图 2 所示, 在确立 1 速变速档时, 在通过第三同步装置 41 使 1 速驱动齿轮 37 结合在第二副输入轴 14 上的状态下, 第二离合器 25 卡合从而使惰轮从动齿轮 19 与第二副输入轴 14 结合。在该状态下, 发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W: 液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第三同步装置 41 → 1 速驱动齿轮 37 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0153] 如图 3 所示, 在确立 2 速变速档时, 在通过第一同步装置 35 使 2 速驱动齿轮 31 结合在第一副输入轴 13 上的状态下, 第一离合器 24 卡合从而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下, 发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W: 液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 → 2 速驱动齿轮 31 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0154] 如图 4 所示, 在确立 3 速变速档时, 在通过第三同步装置 41 使 3 速驱动齿轮 38 结合在第二副输入轴 14 上、且进一步通过第五同步装置 47 使 3 速 -4 速从动齿轮 44 结合在输出轴 16 上的状态下, 第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 与第二副输入轴 14 结合。在该状态下, 发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W: 液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴

14 → 第三同步装置 41 → 3 速驱动齿轮 38 → 3 速 -4 速从动齿轮 44 → 第五同步装置 47 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0155] 如图 5 所示,在确立 4 速变速档时,在通过第一同步装置 35 使 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 结合在第一副输入轴 13 上、且进一步通过第五同步装置 47 使 3 速 -4 速从动齿轮 44 结合在输出轴 16 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 → 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 → 3 速 -4 速从动齿轮 44 → 第五同步装置 47 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0156] 如图 6 所示,在确立 5 速变速档时,在通过第四同步装置 42 使 5 速驱动齿轮 39 结合在第二副输入轴 14 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 与第二副输入轴 14 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第四同步装置 42 → 5 速驱动齿轮 39 → 5 速 -6 速从动齿轮 45 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0157] 如图 7 所示,在确立 6 速变速档时,在通过第二同步装置 36 使 6 速驱动齿轮 33 结合在第一副输入轴 13 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第二同步装置 36 → 6 速驱动齿轮 33 → 5 速 -6 速从动齿轮 45 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0158] 如图 8 所示,在确立 7 速变速档时,在通过第四同步装置 42 使 7 速驱动齿轮 40 结合在第二副输入轴 14 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 与第二副输入轴 14 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第四同步装置 42 → 7 速驱动齿轮 40 → 7 速 -8 速从动齿轮 46 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0159] 如图 9 所示,在确立 8 速变速档时,在通过第二同步装置 36 使 8 速驱动齿轮 34 结合在第一副输入轴 13 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第二同步装置 36 → 8 速驱动齿轮 34 → 7 速 -8 速从动齿轮 46 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0160] 如图 10 所示,在确立倒车变速档时,在通过第一同步装置 35 使 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 结合在第一副输入轴 13 上、且进一步通过第六同步装置 50 使第二倒车惰轮 49 结合在惰轴 15 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 → 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 → 第一倒车惰轮 48 → 惰轴 15 → 第六同步装置 60 → 第二倒车惰轮 49 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮

43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。此时,在驱动力的传递路径中介设有最低变速档的大直径的第一、第二倒车惰轮 48、49,由此,输出轴 16 的旋转方向与确立前进变速档时的旋转方向相反,并且驱动轮 W、W 以充分大的变速比向后退方向反转。

[0161] 此外,与旋转的 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 啮合的 3 速 -4 速从动齿轮 44 以与 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 不同的转速进行旋转,但由于 3 速 -4 速从动齿轮 44 通过第五同步装置 47 从输出轴 16 断开,所以,能够无障碍地确立倒车变速档。

[0162] 如以上所述,根据本实施例,由于将使主输入轴 12 的驱动力传递到第一副输入轴 13 的第一离合器 24 和使主输入轴 12 的驱动力传递到第二副输入轴 14 的第二离合器 25 分开地分别配置在第一、第二副输入轴 13、14 上,所以,与将一体化的第一、第二离合器配置在主输入轴 12 上的情况相比,能够简化第一、第二离合器 24、25 的结构,且能够使这些离合器的尺寸小型化,削减其制造成本。

[0163] 另外,由于利用共用的惰轴 15 来支承用于将主输入轴 12 的驱动力传递至第二副输入轴 14 的惰轮 18 和用于确立倒车变速档的第一、第二倒车惰轮 48、49,所以,与将惰轮 18 及第一、第二倒车惰轮 48、49 分别支承在不同的轴上的情况相比,能够使自动变速器 M 小型化。

[0164] 而且,使设在输出轴 16 上的 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 为 1 速变速档、2 速变速档及倒车变速档的确立所共有,使设在输出轴 16 上的 3 速 -4 速从动齿轮 44 为 3 速变速档及 4 速变速档的确立所共有,使设在输出轴 16 上的 5 速 -6 速从动齿轮 45 为 5 速变速档及 6 速变速档的确立所共有,使设在输出轴 16 上的 7 速 -8 速从动齿轮 46 为 7 速变速档及 8 速变速档的确立所共有,所以,使合计四个齿轮 43、44、45、46 分别为两个或三个变速档的确立所共用,能够谋求部件数量的削减及自动变速器 M 的小型化。

[0165] 而且,在确立任何的变速档时,由于第一、第二离合器 24、25 的切换时刻和第一~第六同步装置 35、36、41、42、47、50 的切换时刻的前后关系是任意的,所以,能够防止因所述时刻的偏差导致发生换档冲击,从而能够实现顺畅的变速。

[0166] (实施例 2)

[0167] 下面,基于图 11 对本发明的第二实施例进行说明。此外,在第二实施例~第六实施例中,对与第一实施例的构成要素对应的构成要素标注与第一实施例的构成要素的标号相同的标号,由此省略重复的说明。另外,在第一~第六实施例中所使用的标号在第一~第六实施例中完结,与其他的实施例的标号无关系。

[0168] 第二实施例是第一实施例的变形,在第一实施例中,第一离合器 24 及第二离合器 25 被配置在第一副输入轴 13 及第二副输入轴 14 的靠近发动机 E 侧的端部的位置,而在第二实施例中,不同点在于,第一离合器 24 及第二离合器 25 被配置在第一副输入轴 13 及第二副输入轴 14 的与发动机 E 相反侧的端部。

[0169] 根据该第二实施例,除了第一实施例的作用效果,由于第一、第二离合器 24、25 不与输出轴 16 干涉,所以,扩大其径向尺寸从而确保容量,由此,能够使变速器 M 的轴向尺寸小型化。而且,由于第一、第二离合器 24、25 的容量增加,能够将这些第一、第二离合器 24、25 作为起步离合器来使用。而且,不会妨碍发动机 E 以及液力变矩器 T,能够容易地进行第一、第二离合器 24、25 的维护。

[0170] (实施例 3)

[0171] 下面,基于图 12 及图 13 对本发明的第三实施例进行说明。

[0172] 第三实施例是第二实施例的变形,在第二实施例中,在惰轴 15 上固定设置第一倒车惰轮 48 并相对旋转自如地支承第二倒车惰轮 49,通过第六同步装置 50 将第二倒车惰轮 49 结合在惰轴 15 上,但在第三实施例中,不同点在于,将第一倒车惰轮 48 相对旋转自如地支承在惰轴 15 上,并在惰轴 15 上固定设置第二倒车惰轮 49,通过第六同步装置 50 将第一倒车惰轮 48 结合在惰轴 15 上,并且使第一倒车惰轮 48 与在第一同步装置 35 的套筒上设置的齿轮 51 啮合。

[0173] 如图 13 所示,在确立倒车变速档时,在通过第六同步装置 50 将第一倒车惰轮 48 结合在惰轴 15 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 的齿轮 51 → 第一倒车惰轮 48 → 第六同步装置 50 → 惰轴 15 → 第二倒车惰轮 49 → 1 速 - 2 速 - 倒车从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。此时,在驱动力的传递路径上介设有第一、第二倒车惰轮 48、49,由此,输出轴 16 的旋转方向与确立前进变速档时的旋转方向相反,驱动轮 W、W 向后退方向反转。

[0174] 在第一、第二实施例中,由于在确立倒车变速档时,4 速 - 倒车驱动齿轮 32 及 3 速 - 4 速从动齿轮 44 旋转,所以,需要通过第五同步装置 47 解除 3 速 - 4 速从动齿轮 44 和输出轴 16 的结合,但在第三实施例中,由于通过设在第一同步装置 35 的套筒上的齿轮 51 驱动第一倒车惰轮 48,所以,3 速 - 4 速从动齿轮 44 不旋转,因此,不需要第五同步装置 47,能够进一步削减部件数量,且能够使变速器 M 的轴向尺寸小型化。

[0175] (实施例 4)

[0176] 下面,基于图 14 及图 15 说明本发明的第四实施例。

[0177] 第四实施例与第一~第三实施例的不同点在于,将主输入轴 12 的旋转以不同的转速分配给第一副输入轴 13 及第二副输入轴 14 的构造。

[0178] 即,在第一~第三实施例中,在第一副输入轴 13 上配置第一离合器 24,在第二副输入轴 14 上配置第二离合器 25,但在第四实施例中,第一离合器 24 及第二离合器 25 以重合且集中的状态配置在主输入轴 12 的轴线上。

[0179] 主输入轴 12 和第一副输入轴 13 夹持第一离合器 24 地同轴配置,若卡合第一离合器 24,则主输入轴 12 直接与第一副输入轴 13 结合。另外,相对旋转自如地被支承在第一副输入轴 13 上的惰轮驱动齿轮 17 能够经由第二离合器 25 结合在主输入轴 12 上。因此,与第一~第三实施例同样,通过选择性地卡合第一、第二离合器 24、25,能够将主输入轴 12 的驱动力选择性地且向同方向地向第一、第二副输入轴 13、14 传递,而且,通过惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 的齿数的设定,能够任意设定第一副输入轴 13 的转速及第二副输入轴 14 的转速的比。

[0180] 另外,在惰轴 15 上相对旋转自如地支承有一个倒车惰轮 52,该倒车惰轮 52 经由第六同步装置 50 能够结合在惰轴 15 上。

[0181] 但是,根据该第四实施例,与第一~第三实施例同样,通过对第一、第二离合器 24、25 及第一~第四同步装置 35、36、41、42 进行控制,能够确立 1 速变速档~8 速变速档。

[0182] 另外,如图 15 所示,在确立倒车变速档时,在通过第六同步装置 50 使倒车惰轮 52 结合在惰轴 15 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 与惰轮驱动齿轮 17 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轴 15 → 第六同步装置 50 → 倒车惰轮 52 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。此时,在驱动力的传递路径上介设有倒车惰轮 52,由此,输出轴 16 的旋转方向与确立前进变速档时的旋转方向相反,驱动轮 W、W 向后退方向反转。

[0183] 通过该第四实施例,由于在倒车变速档确立时,3 速 -4 速从动齿轮 44 不旋转,因此与第三实施例同样,也不需要第五同步装置 47,从而能够进一步削减部件数量,并且能够使变速器 M 的轴向尺寸小型化。而且,能够充分确保第一、第二离合器 24、25 的径向尺寸,所以,即使使第一、第二离合器 24、25 的总的轴向尺寸比第一、第二离合器 24、25 单体的轴向尺寸之和,也能够确保必要的容量。

[0184] (实施例 5)

[0185] 下面,基于图 16 对本发明的第五实施例进行说明。

[0186] 第五实施例是第四实施例的变形,将第四实施例的 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 相对旋转自如地支承在输出轴 16 上,并能够通过第七同步装置 53 结合在输出轴 16 上。

[0187] 在 7 速变速档或 8 速变速档那样的高速变速档的情况下,由于输出轴 16 高速旋转,所以与固定地设置在输出轴 16 上的大直径的 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 啮合的小径的 1 速驱动齿轮 37、2 速驱动齿轮 31 或倒车惰轮 52 以高速空转,有可能对支承这些齿轮的轴承的耐久性产生不好影响。因此,在本实施例中,在确立高速变速档时,通过第七同步装置 53 使 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 从输出轴 16 断开,由此,能够解决上述问题。

[0188] (实施例 6)

[0189] 下面,基于图 17 及图 18 说明本发明的第六实施例。

[0190] 第六实施例是第三实施例的变形,在第三实施例中,第一倒车惰轮 48 能够通过第六同步装置 50 与惰轴 15 结合,第二倒车惰轮 49 固定地设置在惰轴 15 上,但在第六实施例中,第二倒车惰轮 49 能够通过第六同步装置 50 与惰轴 15 结合,第一倒车惰轮 48 固定地设置在惰轴 15 上。

[0191] 另外,在第三实施例中,从设在第一副输入轴 13 上的第一同步装置 35 的齿轮 51 向第一倒车惰轮 48 输入驱动力,但在第六实施例中,从固定地设置在第一副输入轴 13 的右端的倒车驱动齿轮 54 向第一倒车惰轮 48 输入驱动力。而且,在第三实施例中,固定地设置在第一副输入轴 13 上的 2 速驱动齿轮 31 在第六实施例中相对旋转自如地被支承在第一副输入轴 13 上。

[0192] 如图 18 所示,在确立倒车变速档时,在通过第六同步装置 50 使第二倒车惰轮 49 结合在惰轴 15 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 结合。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 倒车驱动齿轮 54 → 第一倒车惰轮 48 → 惰轴 15 → 第六同步装置 50 → 第二倒车惰轮 49 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。此时,在驱动力的传递路径上介设有第一、第二倒车惰轮 48、49,由此,输出轴 16 的旋转方向与前进变速档确立时的

旋转方向相反,驱动轮 W、W 向后退方向反转。

[0193] 在第一、第二实施例中,在倒车变速档确立时,由于 4 速 - 倒车驱动齿轮 32 及 3 速 -4 速从动齿轮 44 旋转,所以,需要通过第五同步装置 47 解除 3 速 -4 速从动齿轮 44 和输出轴 16 的结合,而在第六实施例中,由于通过设在第二副输入轴 13 上的倒车驱动齿轮 54 驱动第一倒车惰轮 48,所以 3 速 -4 速从动齿轮 44 不旋转,由此,不需要第五同步装置 47,从而能够进一步削减部件数量,且能够使变速器 M 的轴向尺寸小型化。

[0194] 以上,对本发明的第一~第六实施例进行了说明,但本发明能够在不脱离其主旨的范围内进行各种设计变更。

[0195] 例如,第一~第六实施例的自动变速器 M 具有液力变矩器 T,但在要求轴向的尺寸更小型化的情况下,也能够废除液力变矩器 T。

[0196] 另外,在第一~第六实施例中,例示了自动变速器 M,但还可以在液力变矩器 T 的位置上设置自动化的手动离合器。

[0197] 另外,在确立倒车变速档时,通过第六同步装置 50 使倒车惰轮 48、49、52 结合在惰轴 15 上,取代这种方式,还可以通过同步装置使输出轴 15 上的与倒车惰轮 48、49、52 啮合的 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 43(本发明的最低变速档的齿轮)结合在输出轴 15 上。

[0198] 另外,除了作为变速离合器以外,还可以将第一、第二离合器 24、25 作为起步离合器使用。

[0199] 另外,第一、第二离合器 24、25 不限于湿式多板离合器,还可以为干式离合器。

[0200] (实施例 7)

[0201] 下面,基于图 19 ~ 图 29 说明本发明的第七实施例。

[0202] 如图 19 所示,适用于混合动力车辆的双离合器型的变速器 T 中,与输入有发动机 E 的驱动力的主输入轴 11 同轴地配置有第一副输入轴 12,在主输入轴 11 及第一副输入轴 12 之间配置有主离合器 Cm 及电动发电机 MG。以包围主离合器 Cm 的外周的方式同轴地配置的电动发电机 MG 具有定子 13 及转子 14,转子 13 被连接在第一副输入轴 12 上。

[0203] 与主输入轴 11 及第一副输入轴 12 平行地配置有第二副输入轴 15、惰轴 16、输出轴 17 及辅机驱动轴 18,固定地设置在第二副输入轴 12 上的惰轮驱动齿轮 19 与固定地设置在惰轴 16 上的惰轮 20 啮合,该惰轮 20 与固定地设置在第二副输入轴 15 上的惰轮从动齿轮 21 啮合。因此,第一副输入轴 12 及第二副输入轴 15 经由惰轮驱动齿轮 19、惰轮 20 及惰轮从动齿轮 21 始终连接,并以由惰轮驱动齿轮 19、惰轮 20 及惰轮从动齿轮 21 的齿数确定的一定的转速比向同方向旋转。

[0204] 通过与固定地设置在惰轴 16 上的惰轮 20 啮合的辅机驱动齿轮 22,辅机驱动轴 18 进行旋转,则设在辅机驱动轴 18 上的液压泵 23 及空调压缩机 24 被驱动。在液压泵 23 上连接有对其产生的液压进行储存的储压器 25。

[0205] 为了对第一副输入轴 12 和在其外周相对旋转自如地嵌合的第一套筒 26 进行结合及结合解除,在第一副输入轴 12 的轴端配置有第一离合器 C1。在第一套筒 26 上相对旋转自如地支承有倒车驱动齿轮 27、2 速驱动齿轮 28、4 速驱动齿轮 29 及 6 速驱动齿轮 30,倒车驱动齿轮 27 及 2 速驱动齿轮 28 能够通过倒车 -2 速同步装置 31 选择性地结合在第一套筒 26 上,并且,4 速驱动齿轮 29 及 6 速驱动齿轮 30 能够通过 4 速 -6 速同步装置 32 选择性地结合在第一套筒 26 上。

[0206] 为了对第二副输入轴 15 和在其外周相对旋转自如地嵌合的第二套筒 33 进行结合及结合解除,在第二副输入轴 15 的轴端配置有第二离合器 C2。在第二套筒 33 上相对旋转自如地支承有 1 速驱动齿轮 34、3 速驱动齿轮 35 及 5 速驱动齿轮 36,1 速驱动齿轮 34 能够通过 1 速同步装置 37 结合在第二套筒 33 上,并且,3 速驱动齿轮 35 及 5 速驱动齿轮 36 能够通过 3 速-5 速同步装置 38 选择性地结合在第二套筒 33 上。

[0207] 在输出轴 17 上固定设置有 1 速-倒车从动齿轮 39、2 速从动齿轮 40、3 速-4 速从动齿轮 41、5 速-6 速从动齿轮 42,另外,在惰轴 16 上相对旋转自如地支承有倒车惰轮 43。在 1 速-倒车从动齿轮 39 上经由惰轴 16 的倒车惰轮 43 啮合有第一套筒 26 的倒车驱动齿轮 27,并且在 1 速-倒车从动齿轮 39 上啮合有第二套筒 33 的 1 速驱动齿轮 34。在 2 速从动齿轮 40 上啮合有第一套筒 26 的 2 速驱动齿轮 28。3 速-4 速从动齿轮 41 与第一套筒 26 的 4 速驱动齿轮 29 和第二套筒 33 的 3 速驱动齿轮 35 啮合。在 5 速-6 速从动齿轮 42 上啮合有第一套筒 26 的 6 速驱动齿轮 30 和第二套筒 33 的 5 速驱动齿轮 36。

[0208] 固定地设置在输出轴 17 上的末级驱动齿轮 44 与设在差速齿轮 45 上的末级从动齿轮 46 啮合,在从差速齿轮 45 向左右延伸的车轴 47、47 上连接有驱动轮 W、W。

[0209] 下面,对具有上述构成的第七实施例的作用进行说明。

[0210] 如图 20 所示,在使变速器 T 成为空档 (neutral) 状态并驱动电动发电机 MG 后,电动发电机 MG 的驱动力以第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 辅机驱动齿轮 22 → 辅机驱动轴 18 的路径被传递,液压泵 23 及空调压缩机 24 被驱动。液压泵 23 开始工作,由此储压器 25 被蓄压,能够进行车辆以 1 速变速档起步所必需的第二离合器 C2 的卡合。车辆一旦起步,由于行驶中第一副输入轴 12 及第二副输入轴 15 必然旋转,所以,液压泵 23 与其连动地进行动作,由此,确保变速所需的液压。

[0211] 如图 21 所示,在确立 1 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 与第一副输入轴 12 结合,第二离合器 C2 卡合而使第二副输入轴 15 与第二套筒 33 结合,1 速同步装置 37 动作而使 1 速驱动齿轮 34 结合在第二套筒 33 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 惰轮从动齿轮 21 → 第二副输入轴 15 → 第二离合器 C2 → 第二套筒 33 → 1 速同步装置 37 → 1 速驱动齿轮 34 → 1 速-倒车从动齿轮 39 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0212] 如图 22 所示,在确立 2 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 与第一副输入轴 12 结合,第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 与第一套筒 26 结合,倒车-2 速同步装置 31 动作而使 2 速驱动齿轮 28 结合在第一套筒 26 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 第一离合器 C1 → 第一套筒 26 → 倒车-2 速同步装置 31 → 2 速驱动齿轮 28 → 2 速从动齿轮 40 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0213] 如图 23 所示,在确立 3 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 与第一副输入轴 12 结合,第二离合器 C2 卡合而使第二副输入轴 15 与第二套筒 33 结合,3 速-5 速同步装置 38 动作而使 3 速驱动齿轮 35 结合在第二套筒 33 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 惰轮从动齿轮 21 → 第二副输入轴 15 → 第二离合器 C2 → 第二套筒

33 → 3 速 -5 速同步装置 38 → 3 速驱动齿轮 35 → 3 速 -4 速从动齿轮 41 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0214] 如图 24 所示,在确立 4 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 结合在第一副输入轴 12 上,第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 结合在第一套筒 26 上,4 速 -6 速同步装置 32 动作而使 4 速驱动齿轮 29 结合在第一套筒 26 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 第一离合器 C1 → 第一套筒 26 → 4 速 -6 速同步装置 32 → 4 速驱动齿轮 29 → 3 速 -4 速从动齿轮 41 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0215] 如图 25 所示,在确立 5 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 结合在第一副输入轴 12 上,第二离合器 C2 卡合而使第二副输入轴 15 结合在第二套筒 33 上,3 速 -5 速同步装置 38 动作而使 5 速驱动齿轮 36 结合在第二套筒 33 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 惰轮从动齿轮 21 → 第二副输入轴 15 → 第二离合器 C2 → 第二套筒 33 → 3 速 -5 速同步装置 38 → 5 速驱动齿轮 36 → 5 速 -6 速从动齿轮 42 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0216] 如图 26 所示,在确立 6 速变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 结合在第一副输入轴 12 上,第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 结合在第一套筒 26 上,4 速 -6 速同步装置 32 动作而使 6 速驱动齿轮 30 结合在第一套筒 26 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 第一离合器 C1 → 第一套筒 26 → 4 速 -6 速同步装置 32 → 6 速驱动齿轮 30 → 5 速 -6 速从动齿轮 42 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0217] 如图 27 所示,在确立倒车变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 结合在第一副输入轴 12 上,第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 结合在第一套筒 26 上,倒车 -2 速同步装置 31 动作而使倒车驱动齿轮 27 结合在第一套筒 26 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W 使得驱动轮 W、W 反方向旋转:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 第一离合器 C1 → 第一套筒 26 → 倒车 -2 速同步装置 31 → 倒车驱动齿轮 27 → 倒车惰轮 43 → 1 速 - 倒车从动齿轮 39 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0218] 在上述的 1 速变速档~6 速变速档及倒车变速档确立时,若解除主离合器 Cm 的卡合而将电动发电机 MG 作为电动机进行驱动,则能够代替发动机 E 的驱动力而利用电动发电机 MG 的驱动力使车辆行驶。另外,若在卡合主离合器 Cm 的状态下驱动发动机 E 及电动发电机 MG 双方,则能够利用电动发电机 MG 的驱动力辅助发动机 E 的驱动力而使车辆行驶。另外,在全部的变速档中,无论是基于发动机 E 的驱动力的行驶还是基于电动发电机 MG 的驱动力的行驶,液压泵 23 及空调压缩机 24 都始终被驱动。

[0219] 如图 28 所示,在例如以 6 速变速档行驶中使车辆减速的情况下,解除主离合器 Cm 的卡合而使第一副输入轴 12 从主输入轴 11 及发动机 E 断开,由此,通过从驱动轮 W、W 被逆传递的驱动力使电动发电机 MG 作为发电机发挥功能,能够通过再生制动将车辆的动能作为电能进行回收。该再生制动也能够 6 速变速档以外的全部变速档进行。

[0220] 如图 29 所示,在车辆停止中,未图示的电池的残余容量为预定值以下时,卡合主

离合器 Cm 后, 发动机 E 的驱动力以主输入轴 11 → 主离合器 Cm 的路径被传递给电动发电机 MG, 能够将电动发电机 MG 作为发电机进行驱动并对电池进行充电。此时, 发动机 E 的驱动力以主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 辅机驱动齿轮 22 → 辅机驱动轴 18 的路径被传递, 所以, 液压泵 23 及空调压缩机 24 也被驱动。

[0221] 如以上所述, 由于将电动发电机 MG 连接在从主离合器 Cm 至第一、第二副离合器 C1、C2 的动力传递路径上, 所以, 通过卡合第一、第二离合器 C1、C2 的某一方, 能够将电动发电机 MG 的驱动力选择性地传递到第一副输入轴 12 及第二副输入轴 15 的全部的驱动齿轮, 能够没有遗漏地发挥上述的混合动力车辆的功能。另外, 由于将配置在主输入轴 11 及第一副输入轴 12 之间的主离合器 Cm 收纳在电动发电机 MG 的转子 14 的内部, 所以, 在电动发电机 MG 的轴向宽度内, 能够配置电动发电机 MG 及主离合器 Cm 双方, 能够有效利用本来能使轴向尺寸小型化的双离合器式的变速器 T 的特性, 同时能够使其适用于混合动力车辆。

[0222] 另外, 在混合动力车辆中, 通过使发动机 E 怠速停止 (idle stop) 来谋求燃料消耗率的降低, 但若因发动机 E 的停止, 液压泵 23 停止, 则在通过电动发电机 MG 进行起步的情况下存在不能向变速器 T 供给变速用的液压的问题, 在本实施例中, 由于能够通过电动发电机 MG 的驱动力来驱动液压泵 23 (参照图 20), 所以, 无需另外追加电动液压泵, 能够削减部件数量并谋求成本降低。

[0223] 尤其, 在本实施例中, 将储压器 25 连接在液压泵 23 上, 所以, 即使在使电动发电机 MG 停止的状态下, 通过储压器 25 中所蓄压的液压也能够进行变速器 T 的变速。因此, 在通过电动发电机 MG 进行起步时, 在使一直驱动液压泵 23 的电动发电机 MG 临时停止后, 卡合第二离合器 C2 而确立 1 速变速档, 然后, 若驱动电动发电机 MG 而使车辆起步, 则能够抑制第二离合器 C2 的所不希望发热从而谋求耐久性的提高。

[0224] 而且, 即使在发动机 E 的停止状态下也能够通过电动发电机 MG 的驱动力驱动空调压缩机 24 (参照图 20), 所以, 能够使空调压缩机 24 始终工作从而能够防止室内环境的恶化。

[0225] (实施例 8)

[0226] 下面, 基于图 30 对本发明的第八实施例进行说明。此外, 在第八实施例~第十八实施例中, 对与第七实施例的构成要素对应的构成要素, 标注与第七实施例的构成要素的标号相同的标号, 并省略重复的说明。另外, 在第七~第十八实施例中所使用的标号在第七~第十八实施例中完结, 与其他的实施例的标号无关。

[0227] 第七实施例中, 在第一套筒 26 上配置倒车 -2 速同步装置 31, 在输出轴 17 上固定设置 1 速 - 倒车从动齿轮 39 及 2 速从动齿轮 40, 而第八实施例中, 在第一套筒 26 上配置 2 速同步装置 51, 在输出轴 17 上固定设置 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 52, 而且, 能够通过倒车同步装置 53 使倒车惰轮 43 结合在惰轴 16 上。

[0228] 因此, 在确立 2 速变速档时, 主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 与第一副输入轴 12 结合, 第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 结合在第一套筒 26 上, 2 速同步装置 51 动作而使 2 速驱动齿轮 28 结合在第一套筒 26 上。其结果为, 发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W: 主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 第一离合器 C1 → 第一套筒 26 → 2 速同步装置 51 → 2 速驱动齿轮 28 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 52 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0229] 在确立倒车变速档时,主离合器 Cm 卡合而使主输入轴 11 结合在第一副输入轴 12 上,第一离合器 C1 卡合而使第一副输入轴 12 结合在第一套筒 26 上,倒车同步装置 53 动作而使倒车惰轮 43 结合在惰轴 16 上。其结果为,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到驱动轮 W、W 使得驱动轮 W、W 反方向旋转:主输入轴 11 → 主离合器 Cm → 第一副输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 19 → 惰轮 20 → 惰轴 16 → 倒车同步装置 53 → 倒车惰轮 43 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 52 → 输出轴 17 → 末级驱动齿轮 44 → 末级从动齿轮 46 → 差速齿轮 45 → 车轴 47、47。

[0230] 通过该第八实施例,也能够得到与第七实施例同样的作用效果。

[0231] (实施例 9)

[0232] 下面,基于图 31 对本发明的第九实施例进行说明。

[0233] 第九实施例使第七实施例的前进变速档数从 6 速增加到 7 速,与第七实施例相反,奇数档的齿轮及同步装置,也就是说 1 速 - 倒车驱动齿轮 54、3 速驱动齿轮 35、5 速驱动齿轮 36、7 速驱动齿轮 55、1 速 -3 速同步装置 56 及 5 速 -7 速同步装置 57 被支承在第一套筒 26 上,倒车档的齿轮、偶数档的齿轮及同步装置,也就是说倒车驱动齿轮 27、2 速驱动齿轮 28、4 速驱动齿轮 29 及 6 速驱动齿轮 30、倒车 -2 速同步装置 31 及 4 速 -6 速同步装置 32 被支承在第二套筒 33 上。在输出轴 17 上固定设置有 1 速 - 倒车从动齿轮 39、2 速 -3 速从动齿轮 58、4 速 -5 速从动齿轮 59 及 6 速 -7 速从动齿轮 60。

[0234] (实施例 10)

[0235] 下面,基于图 32 对本发明的第十实施例进行说明。

[0236] 第十实施例使第八实施例的前进变速档数从 6 速增加到 8 速,2 速驱动齿轮 28、4 速驱动齿轮 29、6 速驱动齿轮 30、8 速驱动齿轮 61、2 速 -4 速同步装置 62 及 6 速 -8 速同步装置 63 被支承在第一套筒 26 上,1 速驱动齿轮 34、3 速驱动齿轮 35、5 速驱动齿轮 36、7 速驱动齿轮 55、1 速 -3 速同步装置 56 及 5 速 -7 速同步装置 57 被支承在第二套筒 33 上。在输出轴 17 上固定设置有 1 速 -2 速从动齿轮 64、2 速 -3 速从动齿轮 41、5 速 -6 速从动齿轮 42 及 7 速 -8 速从动齿轮 65。

[0237] 通过这些第九、第十实施例,在使变速档数增加的同时能够实现与第七、第八实施例同样的作用效果。

[0238] (实施例 11、实施例 12)

[0239] 下面,基于图 33 及图 34 分别说明本发明的第十一实施例及第十二实施例。

[0240] 第十一、第十二实施例分别是上述的第七、第八实施例的变形,将在第七、第八实施例中以包围对主输入轴 11 及第一副输入轴 12 进行结合的主离合器 Cm 的方式设置的电动发电机 MG 设在辅机驱动轴 18 的轴线上。在发动机 E 和主离合器 Cm 之间配置有液力变矩器 TC。该液力变矩器 TC 也能够省略。

[0241] 通过该实施例,只要将电动发电机 MG 作为电动机驱动,即使在发动机 E 停止时,也能够驱动液压泵 23 及空调压缩机 24,还能够使电动发电机 MG 的驱动力从辅机驱动轴 18 传递到第一副输入轴 12 及第二副输入轴 15,在车辆减速时,能够使电动发电机 MG 发挥发电机的作用而进行再生制动。

[0242] 而且,通过第十一、第十二实施例,能够在得到与第七、第八实施例同样的作用效果的同时,使电动发电机 MG 从变速器 T 的端部向中央部移动,能够有助于变速器 T 的轴向

尺寸的小型化。

[0243] (实施例 13、实施例 14)

[0244] 下面,基于图 35 及图 36,分别说明本发明的第十三实施例及第十四实施例。

[0245] 第十三、第十四实施例分别是上述的第十一、第十二实施例的变形,将在第十一、第十二实施例中配置在电动发电机 MG 外部的空调压缩机 24 收纳在电动发电机 MG 的转子 14 的内部。通过该构成,在电动发电机 MG 的轴向的宽度内收纳空调压缩机 24,能够使变速器 T 的轴向尺寸小型化。

[0246] (实施例 15)

[0247] 下面,基于图 37 ~ 图 42 说明本发明的第十五实施例。

[0248] 第十五实施例是组合第七实施例(参照图 19)及第十一实施例(参照图 33)的实施例,除了具有配置在第七实施例的主输入轴 11 及第一副输入轴 12 之间的电动发电机 MG,还具有与辅机驱动轴 18 同轴地配置的第二电动发电机 MG'。电动发电机 MG 及第二电动发电机 MG' 能够同时或相互独立地动作,在其中一方作为电动机发挥作用时,另一方也能够作为发电机发挥作用。

[0249] 另外,第七实施例的主离合器 Cm 是将主输入轴 11 与电动发电机 MG 的转子 14 及第一副输入轴 12 结合的结构,但第十五实施例以后的实施例的主离合器 Cm 由第一主离合器 Cm1 及第二主离合器 Cm2 构成,第一主离合器 Cm1 使电动发电机 MG 的转子 14 结合在主输入轴 11 上,第二主离合器 Cm2 使电动发电机 MG 的转子 14 结合在第一副输入轴 12 上。

[0250] 通过该第十五实施例,与图 19 ~ 图 29 所示的第七实施例的变速器 T 的动作形态相比,能够实现更多样的动作形态。

[0251] 在第七实施例的电动发电机 MG 进行辅机驱动时(参照图 20),在发动机 E 起动前,通过电动发电机 MG 的驱动力来驱动液压泵 23 及空调压缩机 24,通过液压泵 23 对储压器 25 进行蓄压,由此,能够进行车辆以 1 速变速档起步所必需的第二离合器 C2 的卡合,通过第十五实施例,如图 38 所示,由于能够通过第二电动发电机 MG' 来驱动液压泵 23 及空调压缩机 24,所以,能够降低从电动发电机 MG 至液压泵 23 及空调压缩机 24 的驱动力传递系统的摩擦损耗。

[0252] 另外,在第七实施例的 1 速 ~ 6 速变速档及倒车变速档确立时(参照图 21 ~ 图 27),能够通过发动机 E 的驱动力及电动发电机 MG 的一方或双方的驱动力进行起步或行驶,但根据第十五实施例,能够通过电动发电机 MG、第二电动发电机 MG' 及发动机 E 这三个驱动源的任意组合(包括单独)进行起步或行驶。

[0253] 另外,在第七实施例的 6 速变速档再生制动时(参照图 28),对电动发电机 MG 进行再生制动从而将车身的动能作为电能进行回收,但根据第十五实施例,能够对电动发电机 MG 及第二电动发电机 MG' 的一方或双方进行再生制动从而更有效地进行能量的回收。

[0254] 另外,在通过第七实施例的发动机 E 的驱动力进行充电时(参照图 29),通过发动机 E 的驱动力使电动发电机 MG 作为发电机发挥作用,通过发电的电力对电池充电,但通过第十五实施例,如图 39 所示,能够通过发动机 E 的驱动力使电动发电机 MG 及第二电动发电机 MG' 的一方或双方进行发电从而对电池充电。

[0255] 另外,如图 40 所示,在通过第一主离合器 Cm1 使主驱动轴 11 结合在电动发电机 MG 的转子 14 上的状态下,通过发动机 E 的驱动力使电动发电机 MG 作为发电机发挥作用来进

行发电,通过该发电的电力将第二电动发电机 MG' 作为电动机进行驱动,从而能够使车辆行驶。

[0256] 另外,如图 41 所示,在使发动机 E 停止并通过第二电动发电机 MG' 进行行驶中,通过第一主离合器 Cm1 使主驱动轴 11 结合在电动发电机 MG 的转子 14 上,由此,能够使电动发电机 MG 作为起动机发挥作用从而使发动机 E 起动。

[0257] 另外,如图 42 所示,通过第二主离合器 Cm2 使第一副输入轴 12 结合在电动发电机 MG 的转子 14 上,由此,不会使发动机 E 打滑,能够通过电动发电机 MG 及第二电动发电机 MG 双方使车辆起步或行驶。

[0258] 这样,由于除了电动发电机 MG 还设有第二电动发电机 MG', 因此,能够使电动发电机 MG 及第二电动发电机 MG' 的一方或两方作为电动机或发电机发挥作用,或使一方作为电动机发挥作用而使另一方作为发电机发挥作用,由此,能够更多样地发挥混合动力车辆的功能,提高商品性。

[0259] (实施例 16 ~ 实施例 18)

[0260] 图 43 ~ 图 45 示出了本发明的第十六 ~ 第十八实施例,图 43 的第十六实施例是在图 30 的第八实施例的辅机驱动轴 18 上附加了第二电动发电机 MG' 的结构,图 44 的第十七实施例是在图 31 的第九实施例的辅机驱动轴 18 上附加了第二电动发电机 MG' 的结构,图 45 的第十八实施例是在图 32 的第十实施例的辅机驱动轴 18 上附加了第二电动发电机 MG' 的结构。

[0261] 通过这些第十六 ~ 第十八实施例,也能够得到与上述的第十五实施例同样的作用效果。

[0262] 以上,说明了本发明的第七 ~ 第十八实施例,但本发明在不脱离其主旨的范围内能够进行各种设计变更。

[0263] 例如,在第七 ~ 第十八实施例中,将电动发电机 MG 设在第一副输入轴 12 或辅机驱动轴 18 上,但还能够将电动发电机 MG 设在从主离合器 Cm 至第一、第二副离合器 C1、C2 的动力传递路径上的任意的任意的位置。

[0264] 另外,在第七 ~ 第十八实施例中,将液压泵 23 设在了辅机驱动轴 18 上,但也可以将其设在第一副输入轴 12、第二副输入轴 15、惰轴 16 中的任何一个上。

[0265] 另外,在第七、第八实施例中,通过被惰轮 20 驱动的辅机驱动轴 18 来驱动液压泵 23 及空调压缩机 24,但还能够使这些液压泵 23 及空调压缩机 24 从变速器 T 断开,并通过另外设置的专用的电动机进行驱动。

[0266] 另外,在第九 ~ 第十二实施例中,通过直接连结在辅机驱动轴 18 上的电动发电机 MG 来驱动设在辅机驱动轴 18 上的液压泵 23 及空调压缩机 24,但是,也能够使这些液压泵 23 及空调压缩机 24 从变速器 T 断开,并通过另外设置的专用的电动机进行驱动。

[0267] 另外,还可以在第二电动发电机 MG' 的内部配置空调压缩机 24。

[0268] (实施例 19)

[0269] 下面,基于图 46 ~ 图 54 说明本发明的第十九实施例。

[0270] 如图 46 所示,前进 7 速、后退 1 速的自动变速器 M 具有:经由液力变矩器 T 与发动机 E 的曲轴 11 同轴地连接的主输入轴 12;与主输入轴 12 同轴地配置的第一副输入轴 13;与主输入轴 12 平行地配置的第二副输入轴 14;与主输入轴 12 平行地配置的惰轴 15;以及

与主输入轴 12 平行地配置的输出轴 16。

[0271] 相对旋转自如地支承在第一副输入轴 13 上的惰轮驱动齿轮 17 与固定地设置在惰轴 15 上的第一惰轮 18A 啮合,固定地设置在惰轴 15 上的第二惰轮 18B 与固定地设置在第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 啮合。另外,固定地设置在输出轴 16 上的末级驱动齿轮 20 与差速齿轮 21 的末级从动齿轮 22 啮合,差速齿轮 21 经由左右的驱动轴 23、23 连接在左右的驱动轮 W、W 上。

[0272] 在主输入轴 12 的下游端,由湿式多板离合器构成的第一离合器 24 及第二离合器 25 以重合且集中的状态配置。若卡合第一离合器 24,则主输入轴 12 的驱动力被直接传递给第一副输入轴 13。另外,若卡合第二离合器 25,则主输入轴 12 的驱动力经由惰轮驱动齿轮 17、第一、第二惰轮 18A、18B 及惰轮从动齿轮 19 被传递至第二副输入轴 14。因此,通过选择性地卡合一体化的第一、第二离合器 24、25,能够将主输入轴 12 的驱动力选择性地且沿同方向地传递给第一、第二副输入轴 13、14。

[0273] 在第一副输入轴 13 上固定设置有 2 速驱动齿轮 31,并且,4 速驱动齿轮 32 及 6 速驱动齿轮 33 分别独立地以相对旋转自如的方式支承在第一副输入轴 13 上,4 速驱动齿轮 32 及 6 速驱动齿轮 33 通过第一同步装置 34 能够选择性地结合在第一副输入轴 13 上。

[0274] 另一方面,1 速驱动齿轮 35、3 速驱动齿轮 36 及 5 速驱动齿轮 37 分别独立地以相对旋转自如的方式支承在第二副输入轴 14 上,1 速驱动齿轮 35 经由单向离合器 38 能够结合在第二副输入轴 14 上,3 速驱动齿轮 36 及 5 速驱动齿轮 37 通过第二同步装置 39 能够选择性地结合在第二副输入轴 14 上。

[0275] 在输出轴 16 上相对旋转自如地支承有 7 速从动齿轮 40 及 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41,并且在输出轴 16 上固定设置有 3 速 -4 速从动齿轮 42 及 5 速 -6 速从动齿轮 43。7 速从动齿轮 40 及 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 能够经由第三同步装置 44 选择性地结合在输出轴 16 上。7 速从动齿轮 40 与相对旋转自如地支承在第一副输入轴 13 上的惰轮驱动齿轮 17 啮合,1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 与相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上的 1 速驱动齿轮 35、相对旋转自如地支承在第一副输入轴 13 上的 2 速驱动齿轮 31、相对旋转自如地支承在惰轴 15 上的倒车齿轮 45 啮合。倒车齿轮 45 经由爪形离合器 46 能够结合在惰轴 15 上。

[0276] 此外,本实施例的变速器是自动变速器 M,所以第一~第三同步装置 34、39、44 及爪形离合器 46 通过被电子控制的未图示的执行器进行动作。

[0277] 下面,对具有上述构成的自动变速器 M 的 1 速~7 速变速档及倒车变速档的确立进行说明。

[0278] 如图 47 所示,在确立 1 速变速档时,在通过第三同步装置 44 使 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 结合在输出轴 16 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 第一惰轮 18A → 惰轴 15 → 第二惰轮 18B → 惰轮从动齿轮 19 → 第二副输入轴 14 → 单向离合器 38 → 1 速驱动齿轮 35 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 → 第三同步装置 44 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0279] 如图 48 所示,在确立 2 速变速档时,在通过第三同步装置 44 使 1 速 -2 速 - 倒车

从动齿轮 41 结合在输出轴 16 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 2 速驱动齿轮 31 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0280] 如图 49 所示,在确立 3 速变速档时,在通过第二同步装置 39 使 3 速驱动齿轮 36 结合在第二副输入轴 14 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 第一惰轮 18A → 惰轴 15 → 第二惰轮 18B → 惰轮从动齿轮 19 → 第二副输入轴 14 → 第二同步装置 39 → 3 速驱动齿轮 36 → 3 速 -4 速从动齿轮 42 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0281] 如图 50 所示,在确立 4 速变速档时,在通过第一同步装置 34 使 4 速驱动齿轮 32 结合在第一副输入轴 13 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 34 → 4 速驱动齿轮 32 → 3 速 -4 速从动齿轮 42 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0282] 如图 51 所示,在确立 5 速变速档时,在通过第二同步装置 39 使 5 速驱动齿轮 37 结合在第二副输入轴 14 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 第一惰轮 18A → 惰轴 15 → 第二惰轮 18B → 惰轮从动齿轮 19 → 第二副输入轴 14 → 第二同步装置 39 → 5 速驱动齿轮 37 → 5 速 -6 速从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0283] 如图 52 所示,在确立 6 速变速档时,在通过第一同步装置 34 使 6 速驱动齿轮 23 结合在第一副输入轴 13 上的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 34 → 6 速驱动齿轮 33 → 5 速 -6 速从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0284] 如图 53 所示,在确立 7 速变速档时,在通过第三同步装置 44 使 7 速从动齿轮 40 结合在输出轴 16 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径被传递到驱动轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 7 速从动齿轮 40 → 第三同步装置 44 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0285] 如图 54 所示,在确立倒车速变速档时,在通过第三同步装置 44 使 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 结合在输出轴 16 上、且通过爪形离合器 46 使倒车齿轮 45 结合在惰轴 15 上的状态下,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上。在该状态下,

发动机 E 的驱动力以如下路径传递至驱动轮 W、W 使得驱动轮 W、W 反方向旋转：液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 第一惰轮 18A → 惰轴 15 → 爪形离合器 46 → 倒车齿轮 45 → 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0286] 此外,如图 49 及图 51 所示,在确立 3 速及 5 速变速档时,第二离合器 25 卡合而使得第二副输入轴 14 旋转,该旋转在 3 速变速档确立时经由 3 速驱动齿轮 36 及 3 速 -4 速从动齿轮 42 被传递到输出轴 16,该旋转在 5 速变速档确立时经由 5 速驱动齿轮 37 及 5 速 -6 速从动齿轮 43 被传递到输出轴 16。此时,存在从第二副输入轴 14 经由单向离合器 38、1 速驱动齿轮 35、1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 向输出轴 16 传递驱动力的路径,但由于与 1 速驱动齿轮 35 的转速相比,第二副输入轴 14 的转速高,所以单向离合器 38 被维持在滑离 (slip) 状态从而不会妨碍 3 速及 5 速变速档的确立。

[0287] 另外,如图 48 所示,在确立 2 速变速档时,第二离合器 25 不卡合,第二副输入轴 14 从主驱动轴 12 断开。此时,即使欲从旋转的输出轴 16 侧经由 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 及 1 速驱动齿轮 35 向第二副输入轴 14 逆传递驱动力,由于单向离合器 38 滑离,所以,不会产生所述驱动力的逆传递,能够避免由第二副输入轴 14 的打滑而引起的摩擦的增加。不过,在倒车变速档确立时,由于输出轴 16 沿与前进变速档确立时相反的方向旋转,所以,虽然驱动力从逆旋转的输出轴 16 侧经由单向离合器 38 向第二副输入轴 14 逆传递,但是,倒车变速档确立的时间比较短,因此,由第二副输入轴 14 的打滑而引起的摩擦的增加在实际使用时不会成为问题。

[0288] 如以上所述,根据本实施例,能够使设在输出轴 16 上的 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 为 1 速变速档、2 速变速档及倒车变速档的确立所共用,能够使设在输出轴 16 上的 3 速 -4 速从动齿轮 42 为 3 速变速档及 4 速变速档的确立所共用,能够使设在输出轴 16 上的 5 速 -6 速从动齿轮 43 为 5 速变速档及 6 速变速档的确立所共用,所以,能够通过齿轮的共有化实现部件数量的削减及变速器 M 的小型化。

[0289] 而且,使 1 速驱动齿轮 35 经由单向离合器 38 支承在第二副输入轴 14 上,所以,无需同步装置就能够确立 1 速变速档,能够在避免变速器 M 的大型化的同时增加前进变速档数。

[0290] 另外,在惰轴 15 上固定设置有第一、第二惰轮 18A、18B,使主输入轴 12 的驱动力经由第二离合器 25、惰轮驱动齿轮 17、第一、第二惰轮 18A、18B 及惰轮从动齿轮 19 传递到第二副输入轴 14,所以,通过惰轮驱动齿轮 17、第一、第二惰轮 18A、18B 及惰轮从动齿轮 19 的齿数的选择,能够任意设定第一副输入轴 13 及第二副输入轴 14 的转速比。

[0291] 另外,利用共用的惰轴 15 来支承用于将主输入轴 12 的驱动力向第二副输入轴 14 传递的第一、第二惰轮 18A、18B 和用于确立倒车变速档的倒车齿轮 45,所以,与分别通过单独的轴来支承第一、第二惰轮 18A、18B 及倒车齿轮 45 的情况相比,能够使自动变速器 M 小型化。

[0292] 而且,通过第二离合器 25 的卡合向惰轴 15 传递驱动力的惰轮驱动齿轮 17 与以自由地结合 / 脱开的方式支承在输出轴 16 上的最高变速档的齿轮即 7 速从动齿轮 70 啮合,所以,确立 7 速变速档时,主输入轴 12 的驱动力不经由第一副输入轴 13、第二副输入轴 14、惰轴 15 而直接传递到输出轴 16,能够减少高车速巡行 (cruising) 时在长时间范围内确立

的频率高的 7 速变速档中的变速器 M 的摩擦从而降低燃料消耗率。

[0293] 在最高变速档即 7 速变速档的下一档的 6 侧变速档确立时,主输入轴 12 的驱动力不通过由惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 构成的惰轮 (idle) 系统,而经由第一副输入轴 13 传递到输出轴 16,所以,能够将摩擦抑制到最小限度从而降低燃料消耗率。这样,根据本实施例,在以中高车速巡行时在长时间范围确立的频率高的最高变速档的 7 速变速档及其下一档的 6 速变速档,能够有效降低燃料消耗率。

[0294] 另外,在最高变速档的齿轮即 7 速从动齿轮 70 相对于输出轴 16 进行结合 / 脱开时、以及最低变速档的齿轮即 1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41 相对于输出轴 16 进行结合 / 脱开时共用第三同步装置 44,所以,能够谋求变速器的小型、轻量化。

[0295] (实施例 20)

[0296] 下面,基于图 55 对本发明的第二十实施例进行说明。此外,在第二十实施例~第二十三实施例中,对与第十九实施例的构成要素对应的构成要素标注与第十九实施例的构成要素的标号相同的标号,并省略重复的说明。另外,在第十九~第二十三实施例中使用的标号在第十九~第二十三实施例中完结,与其他的实施例的标号无关。

[0297] 在第十九实施例中,使 1 速驱动齿轮 35 经由单向离合器 38 支承在第二副输入轴 14 上,但在第二十实施例中,使 1 速驱动齿轮 35 经由第四同步装置 47 支承在第二副输入轴 14 上。通过该第二十实施例,使 1 速驱动齿轮 35 通过第四同步装置 47 相对于第二副输入轴 14 结合 / 脱开,由此,能够实现与第十九实施例同样的作用效果。

[0298] (实施例 21)

[0299] 下面,基于图 56 说明本发明的第二十一实施例。

[0300] 第二十一实施例是废除第十九实施例(参照图 46)的 1 速驱动齿轮 35 及单向离合器 38 的实施例,因此,前进的变速档数从 7 档减少为 6 档。因此,第二十一实施例的 1 速驱动齿轮 31'、2 速驱动齿轮 36'、3 速驱动齿轮 32'、4 速驱动齿轮 37'、5 速驱动齿轮 33'、6 速从动齿轮 40'、1 速 - 倒车从动齿轮 41'、2 速 -3 速从动齿轮 42' 及 4 速 -5 速从动齿轮 43' 分别对应第十九实施例的 2 速驱动齿轮 31、3 速驱动齿轮 36、4 速驱动齿轮 32、5 速驱动齿轮 37、6 速驱动齿轮 33、7 速驱动齿轮 40、1 速 -2 速 - 倒车从动齿轮 41、3 速 -4 速从动齿轮 42 及 5 速 -6 速从动齿轮 43。

[0301] 而且,如第十九实施例的 2 速变速档~7 速变速档及倒车变速档确立时那样对第一、第二离合器 24、25、第一~第三同步装置 34、39、44 及爪形离合器 46 进行控制,由此,在第二十一实施例中能够确立 1 速变速档~6 速变速档及倒车变速档。

[0302] (实施例 22)

[0303] 下面,基于图 57 说明本发明的第二十二实施例。

[0304] 在第十九实施例中,在第一副输入轴 13 上支承偶数档的驱动齿轮,即 2 速驱动齿轮 31、4 速驱动齿轮 32 及 6 速驱动齿轮 33,在第二副输入轴 14 上支承奇数档的驱动齿轮,即 1 速驱动齿轮 35、3 速驱动齿轮 36 及 5 速驱动齿轮 37,但在第二十二实施例中,在第一副输入轴 13 上支承奇数档的驱动齿轮,即 1 速驱动齿轮 31'、3 速驱动齿轮 32' 及 5 速驱动齿轮 33',在第二副输入轴 14 上支承偶数档的驱动齿轮,即 2 速驱动齿轮 36' 及 4 速驱动齿轮 37'。因此,在第二十二实施例中,第二副输入轴 14 相对于第一副输入轴 13 被增速。

[0305] 1 速驱动齿轮 31' 经由单向离合器 38 被支承在第一副输入轴 13 上。1 速 -2 速 - 倒

车从动齿轮 41、3 速 -4 速从动齿轮 42 及 5 速从动齿轮 43'' 被固定地设置在输出轴 16 上。另外,第一、第二惰轮 18A、18B 被统一成一个惰轮 18。

[0306] 根据该第二十二实施例,通过卡合第一离合器 24 来确立 1 速变速档。另外,卡合第二离合器 25,并通过第二同步装置 39 使 2 速驱动齿轮 36' 结合在第二副输入轴 14 上,由此确立 2 速变速档。另外,卡合第一离合器 24,并通过第一同步装置 34 使 3 速驱动齿轮 32' 结合在第一副输入轴 13 上,由此确立 3 速变速档。

[0307] 另外,卡合第二离合器 25,并通过第二同步装置 39 使 4 速驱动齿轮 37' 结合在第二副输入轴 14 上,由此确立 4 速变速档。另外,卡合第一离合器 24,并通过第一同步装置 34 使 5 速驱动齿轮 33' 结合在第一副输入轴 13 上,由此确立 5 速变速档。另外,卡合第一离合器 24,并通过第三同步装置 44 使 6 速从动齿轮 40' 结合在输出轴 16 上,由此确立 6 速变速档。另外,卡合第二离合器 25,并通过爪形离合器 46 使倒车齿轮 45 结合在惰轴 15 上,由此确立倒车变速档。

[0308] 在该第二十二实施例中,使单向离合器 48 具有第二十一实施例的第三同步装置 44 的功能的一半,由此,能够在使第三同步装置 44 小型化的同时发挥与第二十一实施例同样的作用效果。

[0309] 另外,由于惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18、惰轮从动齿轮 19 及最高变速档的 6 速驱动齿轮 40' 被配置在同一面上,因此,能够使惰轮 18 的数量减少到一个从而谋求变速器 M 的小型、轻量化和轴向尺寸的小型化。能够使惰轮 18 的数量减少到一个并将惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18、惰轮从动齿轮 19 及 6 速驱动齿轮 40' 配置在同一面上的理由为:使第二副输入轴 14 相对于第一副输入轴 13 增速,由此,惰轮驱动齿轮 17 变成大直径而惰轮从动齿轮 19 变成小直径,因此,惰轮从动齿轮 19 不会与 6 速驱动齿轮 40' 干涉。

[0310] (实施例 23)

[0311] 下面,基于图 58 说明本发明的第二十三实施例。

[0312] 第二十三实施例是第二十二实施例的变形,在第二十三实施例中,使第二十二实施例的变速器 T 的除了第一、第二离合器 24、25 以外的部分左右倒置,并使末级驱动齿轮 20 从输出轴 16 的轴端移动到输出轴 16 上的 3 速 -4 速从动齿轮 42 及 5 速从动齿轮 43'' 之间。

[0313] 通过该第二十三实施例,通过将末级驱动齿轮 20 配置在变速器 T 的轴向中间部,能够谋求缩短变速器的轴向尺寸。

[0314] 以上,对本发明的第十九~第二十三实施例进行了说明,但本发明在不脱离其主旨的范围内能够进行各种设计变更。

[0315] 例如,第十九~第二十三实施例的自动变速器 M 具有液力变矩器 T,但是,在要求轴向的尺寸更小型化的情况下,也能够废除液力变矩器 T。

[0316] 另外,在第十九~第二十三实施例中,例示了自动变速器 M,但还可以在液力变矩器 T 的位置上设置自动化的手动离合器。

[0317] 另外,在第二十一实施例中,在惰轴 15 上固定惰轮 18 并将倒车齿轮 45 支承为相对旋转自如,但是,还可以固定倒车齿轮 45 并将惰轮 18 支承为相对旋转自如。

[0318] 另外,还可以将第一、第二离合器 24、25 除变速离合器以外作为起步离合器使用。

[0319] 另外,第一、第二离合器 24、25 不限于湿式多板离合器,还可以是干式离合器。

[0320] (实施例 24)

[0321] 下面,基于图 59 ~图 67 对本发明的第二十四实施例进行说明。

[0322] 如图 59 及图 60 所示,前进 6 速、后退 1 速的自动变速器 M 具有:经由液力变矩器 T 同轴地连接在发动机 E 的曲轴 11 上的主输入轴 12;相对旋转自如地嵌合在主输入轴 12 外周的第一副输入轴 13;与主输入轴 12 平行地配置的第二副输入轴 14;与主输入轴 12 平行地配置的情轴 15;以及与主输入轴 12 平行地配置的输出轴 16。

[0323] 固定地设置在主输入轴 12 上的惰轮驱动齿轮 17 与相对旋转自如地支承在情轴 15 上的惰轮 18 啮合,惰轮 18 与相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 啮合。因此,在主输入轴 12 旋转时,第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 总是旋转。另外,固定地设置在输出轴 16 上的末级驱动齿轮 20 与差速齿轮 21 的末级从动齿轮 22 啮合,差速齿轮 21 经由左右的驱动轴 23、23 连接在左右的车轮 W、W 上。

[0324] 主输入轴 12 通过由湿式多板离合器构成的第一离合器 24 能够结合在第一副输入轴 13 上,并且,主输入轴 12 通过惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18、惰轮从动齿轮 19 及由湿式多板离合器构成的第二离合器 25 能够结合在第二副输入轴 14 上。即,通过选择性地卡合第一、第二离合器 24、25,能够使主输入轴的驱动力选择性地且沿同方向地向第一、第二副输入轴 13、14 传递。此时,通过惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 的齿数的设定,能够对第一副输入轴 13 的转速及第二副输入轴 14 的转速的比进行任意设定。

[0325] 倒车驱动齿轮 31、2 速驱动齿轮 32、4 速驱动齿轮 33 及 6 速驱动齿轮 34 分别独立地且相对旋转自如地支承在第一副输入轴 13 上,倒车驱动齿轮 31 及 2 速驱动齿轮 32 能够通过第一同步装置 35 选择性地结合在第一副输入轴 13 上,另外,4 速驱动齿轮 33 及 6 速驱动齿轮 34 能够通过第二同步装置 36 选择性地结合在第一副输入轴 13 上。

[0326] 另一方面,1 速驱动齿轮 37、3 速驱动齿轮 38 及 5 速驱动齿轮 39 分别独立地且相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上,1 速驱动齿轮 37 能够通过第三同步装置 40 结合在第二副输入轴 14 上,另外,3 速驱动齿轮 38 及 5 速驱动齿轮 39 能够通过第四同步装置 41 选择性地结合在第二副输入轴 14 上。

[0327] 另外,在输出轴 16 上固定设置有倒车 -1 速从动齿轮 42、2 速从动齿轮 43、3 速 -4 速从动齿轮 44 和 5 速 -6 速从动齿轮 45。倒车 -1 速从动齿轮 42 与相对旋转自如地被支承在情轴 15 上的倒车惰轮 46 及 1 速驱动齿轮 37 啮合,2 速从动齿轮 43 仅与 2 速驱动齿轮 32 啮合,3 速 -4 速从动齿轮 44 与 3 速驱动齿轮 38 及 4 速驱动齿轮 33 啮合,5 速 -6 速从动齿轮 45 与 5 速驱动齿轮 39 及 6 速驱动齿轮 34 啮合。

[0328] 此外,本实施例的变速器由于是自动变速器 M,所以,第一~第四同步装置 35、36、40、41 通过被电子控制的未图示的执行器进行动作。

[0329] 下面,对具有上述构成的自动变速器 M 的 1 速~6 速变速档及倒车变速档的确立进行说明。

[0330] 如图 61 所示,在确立 1 速变速档时,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 结合在第二副输入轴 14 上,并且通过第三同步装置 40 使 1 速驱动齿轮 37 结合在第二副输入轴 14 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第三同步装置 40 → 1 速驱动齿轮 37 → 倒车 -1 速从动齿轮 42 → 输出轴 16 → 末

级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0331] 如图 62 所示,在确立 2 速变速档时,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上,并通过第一同步装置 35 使 2 速驱动齿轮 32 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 → 2 速驱动齿轮 32 → 2 速从动齿轮 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0332] 如图 63 所示,在确立 3 速变速档时,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 结合在第二副输入轴 14 上,并通过第四同步装置 41 使 3 速驱动齿轮 38 结合在第二副输入轴 14 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第四同步装置 41 → 3 速驱动齿轮 38 → 3 速 -4 速从动齿轮 44 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0333] 如图 64 所示,在确立 4 速变速档时,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上,并通过第二同步装置 36 使 4 速驱动齿轮 33 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第二同步装置 36 → 4 速驱动齿轮 33 → 3 速 -4 速从动齿轮 44 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0334] 如图 65 所示,在确立 5 速变速档时,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 结合在第二副输入轴 14 上,并通过第四同步装置 41 使 5 速驱动齿轮 39 结合在第二副输入轴 14 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第四同步装置 41 → 5 速驱动齿轮 39 → 5 速 -6 速从动齿轮 45 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0335] 如图 66 所示,在确立 6 速变速档时,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上,并通过第二同步装置 36 使 6 速驱动齿轮 34 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第二同步装置 36 → 6 速驱动齿轮 34 → 5 速 -6 速从动齿轮 45 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0336] 如图 67 所示,在确立倒车变速档时,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上,并通过第一同步装置 35 使倒车驱动齿轮 31 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 第一同步装置 35 → 倒车驱动齿轮 31 → 倒车惰轮 46 → 倒车 -1 速从动齿轮 42 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。此时,在驱动力的传递路径上介设有倒车惰轮 46,由此,输出轴 16 的旋转方向与前进变速档确立时的旋转方向相反,车轮 W、W 向后退方向反转。

[0337] 如以上所述,根据本实施例,分别将用于将主输入轴 12 的驱动力传递到第一副输

入轴 13 的第一离合器 24 和用于将主输入轴 12 的驱动力传递到第二副输入轴 14 的第二离合器 25 分开地配置在第一、第二副输入轴 13、14 上,所以,与将一体化的第一、第二离合器配置在主输入轴 12 上的情况相比,能够简化第一、第二离合器 24、25 的构造,使其尺寸小型化,并能够削减它们的制造成本。

[0338] 另外,利用共用的惰轴 15 来支承用于将主输入轴 12 的驱动力传递到第二副输入轴 14 的惰轮 18 和用于确立倒车变速档的倒车惰轮 46,因此,与分别通过单独的轴来支承惰轮 18 及倒车惰轮 46 的情况相比,能够使自动变速器 M 小型化。

[0339] 而且,使设在输出轴 16 上的倒车 -1 速从动齿轮 42 被倒车变速档及 1 速变速档的确立所共用,使设在输出轴 16 上的 3 速 -4 速从动齿轮 44 被 3 速变速档及 4 速变速档的确立所共用,使设在输出轴 16 上的 5 速 -6 速从动齿轮 45 被 5 速变速档及 6 速变速档的确立所共用,因此,使合计三个齿轮 43、44、45 共用于两个变速档的确立,能够谋求部件数量的削减及自动变速器 M 的小型化。

[0340] 另外,在本实施例中,使用共用于 3 速变速档及 4 速变速档的 3 速 -4 速从动齿轮 44、和共用于 5 速变速档及 6 速变速档的 5 速 -6 速从动齿轮 45,但是不使用共用于 1 速变速档及 2 速变速档的 1 速 -2 速从动齿轮,而是使用共用于 1 速变速档及倒车变速档的倒车 -1 速从动齿轮 42,其理由如下。

[0341] 假设在使用 1 速 -2 速从动齿轮的情况下,根据第一、第二副输入轴 13、14 的转速比和 1 速 -2 速从动齿轮、3 速 -4 速从动齿轮 44 及 5 速 -6 速从动齿轮 45 的共用关系,必然得出 1 速变速档~6 速变速档间的齿轮比率比大致一定,难以应对如下需求:将 1 速变速档、2 速变速档那样的低速变速档的齿轮比率设定得大从而提高起步性能,将 5 速变速档、6 速变速档那样的高速变速档的齿轮比率设定得小从而提高燃耗性能。

[0342] 但是,根据本实施例,不使用共用于 1 速变速档及 2 速变速档的 1 速 -2 速从动齿轮,而使用共用于 1 速变速档及倒车变速档的倒车 -1 速从动齿轮 42,且 2 速变速档不进行从动齿轮的共用而单独地设定齿轮比率,由此,能够相互不影响地自由地设定如 1 速变速档、2 速变速档那样的低速变速档齿轮比率和如 5 速变速档、6 速变速档那样的高速变速档的齿轮比率,能够同时谋求起步性能及燃耗性能的提高。

[0343] 此外,在该情况下,在设定倒车变速档的齿轮比率时虽存在制约,但在本实施例中,由于能够确保倒车变速档的通常的齿轮比率、即 1 速变速档的齿轮比率及 2 速变速档的齿轮比率间的值,因此,没有妨碍。

[0344] (实施例 25)

[0345] 下面,基于图 68 说明本发明的第二十五实施例。此外,在第二十五实施例及第二十六实施例中,对与第二十四实施例的构成要素对应的构成要素标注与第二十四实施例的构成要素的标号相同的标号,由此省略重复的说明。另外,在第二十四~第二十六实施例中使用的标号在第二十四~第二十六实施例中完结,与其他的实施例的标号无关。

[0346] 第二十四实施例的自动变速器 M 为前进 6 速、后退 1 速的变速器,但第二十五实施例的自动变速器 M 是追加了 7 速变速档的前进 7 速、后退 1 速的变速器。

[0347] 用于确立 7 速变速档而追加的部件有两个,即相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上的 7 速驱动齿轮 47、和固定地设置在输出轴 16 上且与所述 7 速驱动齿轮 47 始终啮合的 7 速从动齿轮 48。因此,第二离合器 25 卡合而使惰轮从动齿轮 19 结合在第二副输入

轴 14 上,并通过第三同步装置 40 使 7 速驱动齿轮 47 结合在第二副输入轴 14 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二离合器 25 → 第二副输入轴 14 → 第三同步装置 40 → 7 速驱动齿轮 47 → 7 速从动齿轮 48 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0348] 第二十五实施例的其他的作效果与上述的第二十四实施例的作效果相同。

[0349] (实施例 26)

[0350] 下面,基于图 69 说明本发明的第二十六实施例。

[0351] 在第二十四实施例中,在第一副输入轴 13 侧配置第一离合器 24,在第二副输入轴 14 侧配置第二离合器 25,但在第二十六实施例中,在第一副输入轴 13 侧集中地配置有第一离合器 24 及第二离合器 25。

[0352] 即,在同轴地配置的主输入轴 12 和第一副输入轴 13 之间配置有一体化的第一离合器 24 及第二离合器 25,位于径向内侧的第一离合器 24 使主输入轴 12 与第一副输入轴 13 连接,位于径向外侧的第二离合器 25 使主输入轴 12 与惰轮驱动齿轮 17 连接。而且,惰轮从动齿轮 19 固定地设置在第二副输入轴 14 上。

[0353] 因此,在卡合第一离合器 24 后,主输入轴 12 的旋转传递到第一副输入轴 13,在卡合第二离合器 25 后,主输入轴 12 的旋转经由惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 传递到第二副输入轴 14。第一~第四同步机构 35、36、40、41 的动作和各变速档的确立之间的关系与第二十四实施例相同。

[0354] 通过该第二十六实施例,使设在输出轴 16 上的倒车 -1 速从动齿轮 42 为倒车变速档及 1 速变速档的确立所共有,使设在输出轴 16 上的 3 速 -4 速从动齿轮 44 为 3 速变速档及 4 速变速档的确立所共有,使设在输出轴 16 上的 5 速 -6 速从动齿轮 45 为 5 速变速档及 6 速变速档的确立所共有,因此,使合计三个齿轮 43、44、45 分别共用于两个变速档的确立,从而能够谋求部件数量的削减及自动变速器 M 的小型化。

[0355] 以上,说明了本发明的第二十四~第二十六实施例,但本发明在不脱离其主旨的范围内能够进行各种设计变更。

[0356] 例如,第二十四~第二十六实施例的自动变速器 M 具有液力变矩器 T,但在要求轴向的尺寸更小型化的情况下,还能够废除液力变矩器 T。

[0357] 另外,在第二十四~第二十六实施例中,例示了自动变速器 M,但还可以在液力变矩器 T 的位置设置自动化的手动离合器。

[0358] (实施例 27)

[0359] 下面,基于图 70 ~图 78 说明本发明的第二十七实施例。此外,在第二十七实施例中使用的标号在第二十七实施例中完结,与其他的实施例的标号无关。

[0360] 如图 70 所示,前进 7 速、后退 1 速的自动变速器 M 具有:经由液力变矩器 T 同轴地连接在发动机 E 的曲轴 11 上的主输入轴 12;与主输入轴 12 同轴地配置的第一副输入轴 13;与主输入轴 12 平行地配置的第二副输入轴 14;与主输入轴 12 平行地配置的惰轴 15;以及与主输入轴 12 平行地配置的输出轴 16。

[0361] 固定地设置在第一副输入轴 13 上的惰轮驱动齿轮 17 与固定地设置在惰轴 15 上的惰轮 18 啮合,惰轮 18 与固定地设置在第二副输入轴 14 上的惰轮从动齿轮 19 啮合。另

外,固定地设置在输出轴 16 上的末级驱动齿轮 20 与差速齿轮 21 的末级从动齿轮 22 啮合,差速齿轮 21 经由左右的驱动轴 23、23 连接在左右的车轮 W、W 上。

[0362] 若卡合由湿式多板离合器构成的第一离合器 24,则主输入轴 12 的驱动力直接传递到第一副输入轴 13。另外,若卡合由湿式多板离合器构成的第二离合器 25,则主输入轴 12 的驱动力经由惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 传递到第二副输入轴 14。因此,通过选择性地卡合被一体化的第一、第二离合器 24、25,能够将主输入轴 12 的驱动力选择性地且沿同方向传递到第一、第二副输入轴 13、14。

[0363] 在第一副输入轴 13 上固定设置有 1 速驱动齿轮 31,且 3 速驱动齿轮 32、5 速驱动齿轮 33 及 7 速驱动齿轮 34 分别独立地相对旋转自如地被支承在第一副输入轴 13 上,3 速驱动齿轮 32 及 5 速驱动齿轮 33 能够通过第一同步装置 35 选择性地结合在第一副输入轴 13 上,另外,7 速驱动齿轮 34 能够通过第二同步装置 36 结合在第一副输入轴 13 上。

[0364] 另一方面,2 速驱动齿轮 37、4 速驱动齿轮 38 及 6 速驱动齿轮 39 分别独立地相对旋转自如地被支承在第二副输入轴 14 上,2 速驱动齿轮 37 及 4 速驱动齿轮 38 能够通过第三同步装置 40 选择性地结合在第二副输入轴 14 上,另外,6 速驱动齿轮 39 能够通过第四同步装置 41 结合在第二副输入轴 14 上。

[0365] 另外,1 速从动齿轮 42 经由单向离合器 43 被支承在输出轴 16 上,且在输出轴 16 上固定设置有 2 速 -3 速 - 倒车从动齿轮 44、4 速 -5 速从动齿轮 45、6 速 -7 速从动齿轮 46。1 速从动齿轮 42 与固定地设置在第一副输入轴 13 上的 1 速驱动齿轮 31 啮合,2 速 -3 速 - 倒车从动齿轮 44 与以下齿轮啮合:相对旋转自如地支承在第二副输入轴 14 上的 2 速驱动齿轮 37;相对旋转自如地支承在第一副输入轴 13 上的 3 速驱动齿轮 32;以及相对旋转自如地支承在惰轴 15 上的倒车齿轮 47。倒车齿轮 47 能够经由爪形离合器 48 结合在惰轴 15 上。

[0366] 此外,本实施例的变速器由于是自动变速器 M,因此,第一~第四同步装置 35、36、40、41 及爪形离合器 48 通过被电子控制的未图示的执行器进行动作。

[0367] 下面,对具有上述构成的自动变速器 M 的 1 速~7 速变速档及倒车变速档的确立进行说明。

[0368] 如图 71 所示,在确立 1 速变速档时,在第一~第四同步装置 35、36、40、41 及爪形离合器 48 全部未卡合的状态下,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第一离合器 24 → 第一副输入轴 13 → 1 速驱动齿轮 31 → 1 速从动齿轮 42 → 单向离合器 43 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0369] 如图 72 所示,在确立 2 速变速档时,第二离合器 25 卡合而使主输入轴 12 结合在惰轮驱动齿轮 17 上,并通过第三同步装置 40 使 2 速驱动齿轮 37 结合在第二副输入轴 14 上。在该状态下,发动机 E 的驱动力以如下路径传递到车轮 W、W:液力变矩器 T → 主输入轴 12 → 第二离合器 25 → 惰轮驱动齿轮 17 → 惰轮 18 → 惰轮从动齿轮 19 → 第二副输入轴 14 → 第三同步装置 40 → 2 速驱动齿轮 37 → 2 速 -3 速 - 倒车从动齿轮 44 → 输出轴 16 → 末级驱动齿轮 20 → 末级从动齿轮 22 → 差速齿轮 21 → 驱动轴 23、23。

[0370] 如图 73 所示,在确立 3 速变速档时,第一离合器 24 卡合而使主输入轴 12 结合在第一副输入轴 13 上,并通过第一同步装置 35 使 3 速驱动齿轮 32 结合在第一副输入轴 13

上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径传递到车轮W、W:液力变矩器T→主输入轴12→第一离合器24→第一副输入轴13→第一同步装置35→3速驱动齿轮32→2速-3速-倒车从动齿轮44→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0371] 如图74所示,在确立4速变速档时,第二离合器25卡合而使主输入轴12结合在惰轮驱动齿轮17上,并通过第三同步装置40使4速驱动齿轮38结合在第二副输入轴14上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径传递到车轮W、W:液力变矩器T→主输入轴12→第二离合器25→惰轮驱动齿轮17→惰轮18→惰轮从动齿轮19→第二副输入轴14→第三同步装置40→4速驱动齿轮38→4速-5速从动齿轮45→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0372] 如图75所示,在确立5速变速档时,第一离合器24卡合而使主输入轴12结合在第一副输入轴13上,并通过第一同步装置35使5速驱动齿轮33结合在第一副输入轴13上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径传递到车轮W、W:液力变矩器T→主输入轴12→第一离合器24→第一副输入轴13→第一同步装置35→5速驱动齿轮33→4速-5速从动齿轮45→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0373] 如图76所示,在确立6速变速档时,第二离合器25卡合而使主输入轴12结合在惰轮驱动齿轮17上,并通过第四同步装置41使6速驱动齿轮39结合在第二副输入轴14上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径传递到车轮W、W:液力变矩器T→主输入轴12→第二离合器25→惰轮驱动齿轮17→惰轮18→惰轮从动齿轮19→第二副输入轴14→第四同步装置41→6速驱动齿轮39→6速-7速从动齿轮46→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0374] 如图77所示,在确立7速变速档时,第一离合器24卡合而使主输入轴12结合在第一副输入轴13上,并通过第二同步装置36使7速驱动齿轮34结合在第一副输入轴13上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径传递到车轮W、W:液力变矩器T→主输入轴12→第一离合器24→第一副输入轴13→第二同步装置36→7速驱动齿轮34→6速-7速从动齿轮46→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0375] 如图78所示,在确立倒车速变速档时,第二离合器25卡合而使主输入轴12结合在惰轮驱动齿轮17上,并通过爪形离合器48使倒车齿轮47结合在惰轴15上。在该状态下,发动机E的驱动力以如下路径被传递至车轮W、W并使车轮W、W反方向旋转:液力变矩器T→主输入轴12→第二离合器25→惰轮驱动齿轮17→惰轮18→惰轴15→倒车齿轮47→2速-3速-倒车从动齿轮44→输出轴16→末级驱动齿轮20→末级从动齿轮22→差速齿轮21→驱动轴23、23。

[0376] 因此,在3速、5速及7速变速档确立时,第一离合器24卡合从而第一副输入轴13旋转,该旋转在3速变速档确立时经由3速驱动齿轮32及2速-3速-倒车从动齿轮44传递到输出轴16,在5速变速档确立时经由5速驱动齿轮33及4速-5速从动齿轮45传递到输出轴16,在7速变速档确立时经由7速驱动齿轮34及6速-7速从动齿轮46传递到输出轴16。此时,存在将驱动力从第一副输入轴13经由1速驱动齿轮31、1速从动齿轮42及单

向离合器 43 传递到输出轴 16 的路径,但由于与 1 速从动齿轮 42 的转速相比,输出轴 16 的转速高,单向离合器 43 被维持在滑离状态,从而不妨碍 3 速、5 速及 7 速变速档的确立。

[0377] 在 2 速、4 速及 6 速变速档确立时,第一离合器 24 变为不连接,第一副输入轴 13 从主驱动轴 12 断开。此时,即使驱动力从旋转的输出轴 16 侧经由单向离合器 43 向第一副输入轴 13 侧逆传递,由于单向离合器 43 滑离,所以不会发生所述驱动力的逆传递,能够避免因第一副输入轴 13 的打滑导致的摩擦的增加。不过,在倒车变速档确立时,由于输出轴 16 沿与前进变速档确立时相反的方向旋转,因此,驱动力会从逆旋转的输出轴 16 侧经由单向离合器 43 向第一副输入轴 13 侧逆传递,但由于倒车变速档确立的时间比较短,因此,因第一副输入轴 13 的打滑导致的摩擦的增加在实际使用时不成为问题。

[0378] 如以上所述,根据本实施例,使设在输出轴 16 上的 2 速-3 速-倒车从动齿轮 44 共用于 2 速变速档、3 速变速档及倒车变速档的确立,使设在输出轴 16 上的 4 速-5 速从动齿轮 45 共用于 4 速变速档及 5 速变速档的确立,使设在输出轴 16 上的 6 速-7 速从动齿轮 46 共用于 6 速变速档及 7 速变速档的确立,因此,通过齿轮的共有化能够实现部件数量的削减及变速器 M 的小型化。

[0379] 而且,由于使固定地设置在第一副输入轴 13 上的 1 速驱动齿轮 31 与经由单向离合器 43 被支承在输出轴 16 上的 1 速从动齿轮 42 啮合,所以,不需要同步装置就能够确立 1 速变速档,能够避免变速器 M 的大型化,同时使前进变速档数增加。

[0380] 另外,在惰轴 15 上固定设置有惰轮 18,使主输入轴 12 的驱动力经由第二离合器 25、惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 传递到第二副输入轴 14,所以,通过惰轮驱动齿轮 17、惰轮 18 及惰轮从动齿轮 19 的齿数的选择能够任意设定第一副输入轴 13 及第二副输入轴 14 的转速比。

[0381] 另外,由于利用共用的惰轴 15 支承用于将主输入轴 12 的驱动力传递到第二副输入轴 14 的惰轮 18 和用于确立倒车变速档的倒车齿轮 47,因此,与分别通过单独的轴来支承惰轮 18 及倒车齿轮 47 的情况相比,能够使自动变速器 M 小型化。

[0382] 以上,对本发明的第二十七实施例进行了说明,但本发明能够在不脱离其主旨的范围内进行各种设计变更。

[0383] 例如,第二十七实施例的自动变速器 M 具有液力变矩器 T,但在要求轴向的尺寸更小型化的情况下,还能够废除液力变矩器 T。

[0384] 另外,在第二十七实施例中,例示了自动变速器 M,但还可以在液力变矩器 T 的位置上设置自动化的手动离合器。

[0385] 另外,在第二十七实施例中,在惰轴 15 上固定惰轮 18 而相对旋转自由地支承倒车齿轮 47,但还可以固定倒车齿轮 47 而相对旋转自如地支承惰轮 18。

[0386] 另外,除了作为变速离合器以外,还可以将第一、第二离合器 24、25 作为起步离合器使用。

[0387] 另外,第一、第二离合器 24、25 不限于湿式多板离合器,还可以为干式离合器。

[0388] 另外,代替使 1 速从动齿轮 42 通过单向离合器 43 相对于输出轴 16 结合/脱开的结构,还可以使 1 速驱动齿轮 31 通过同步装置相对于第一副输入轴 13 结合/脱开。

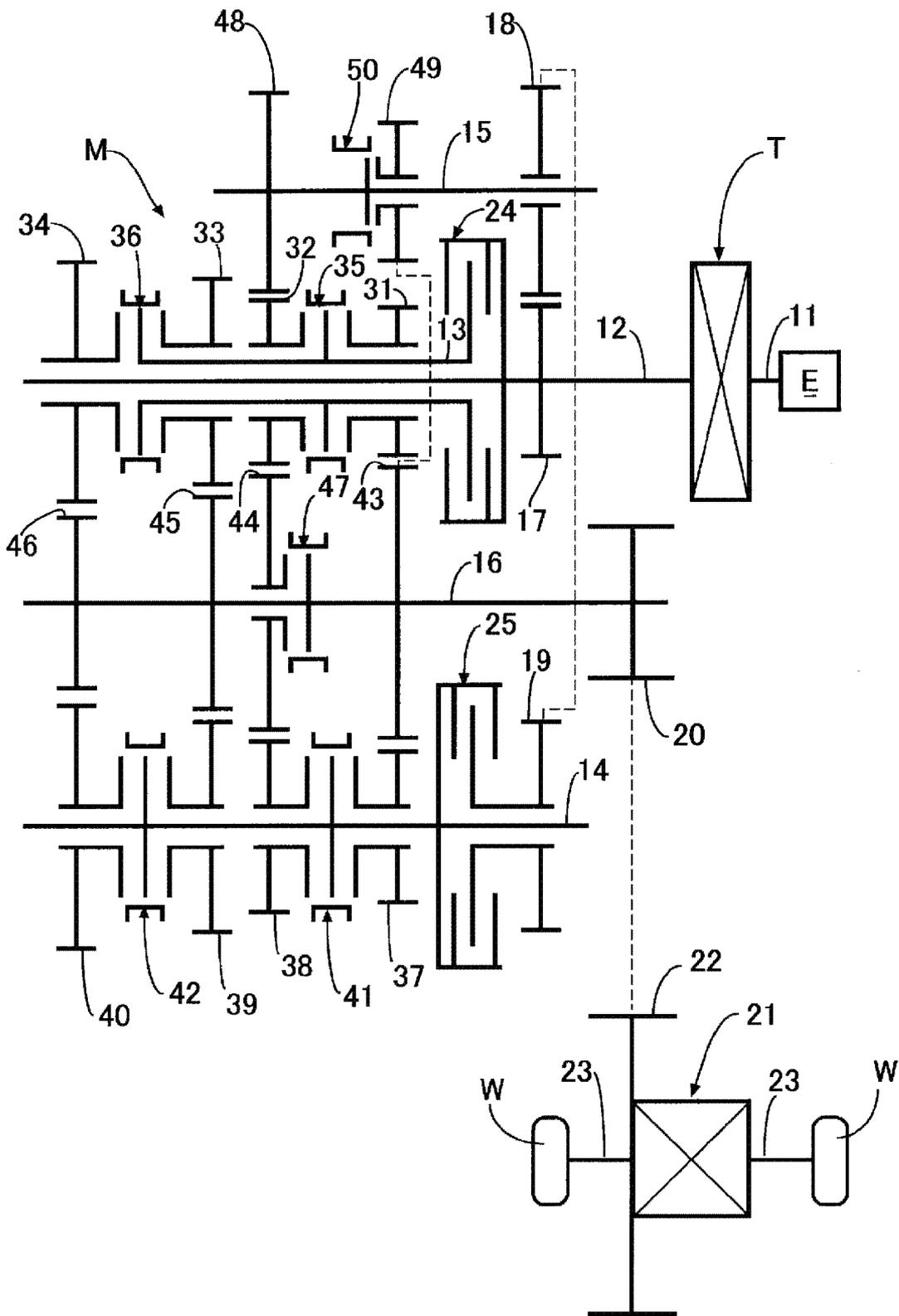


图 1

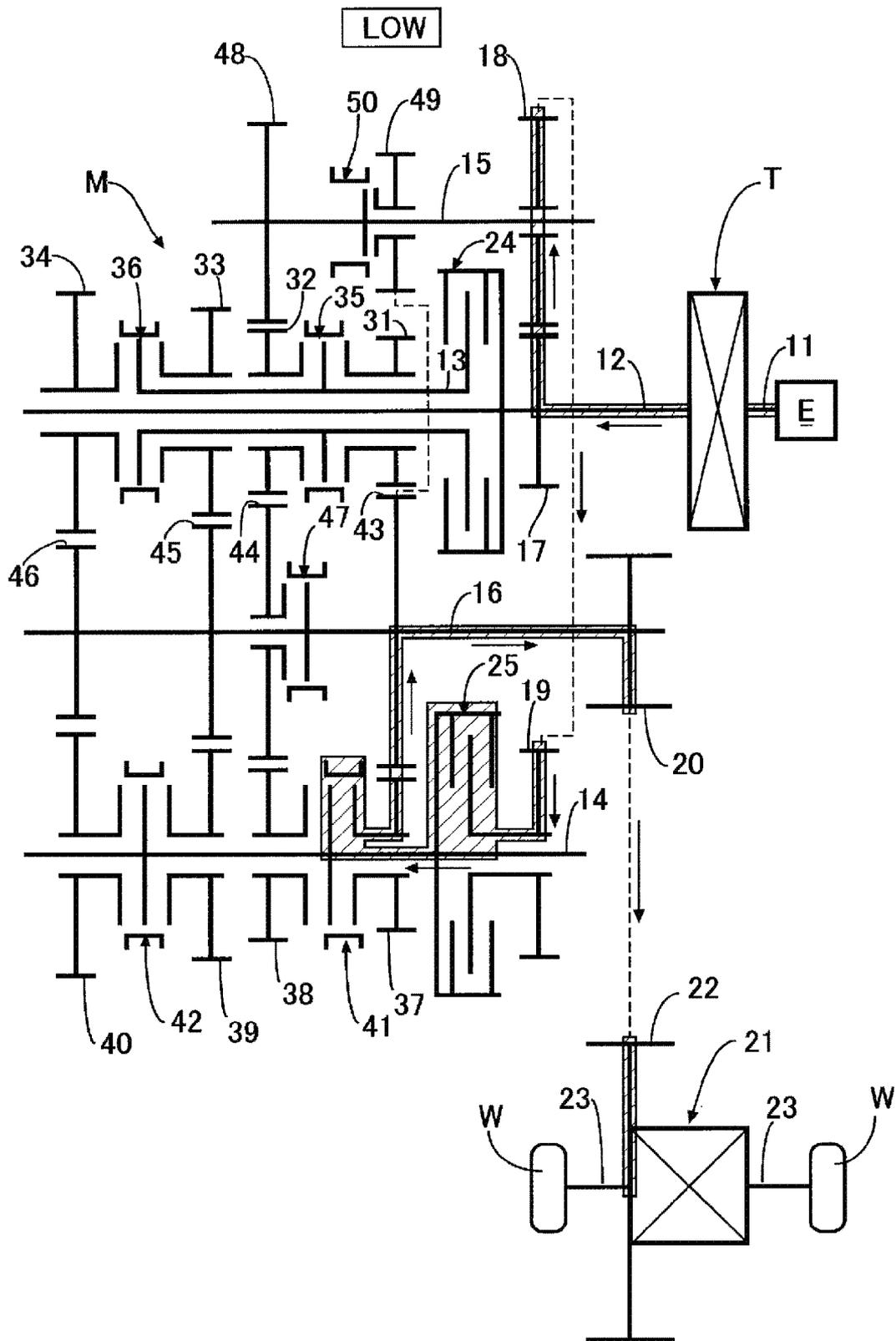


图 2

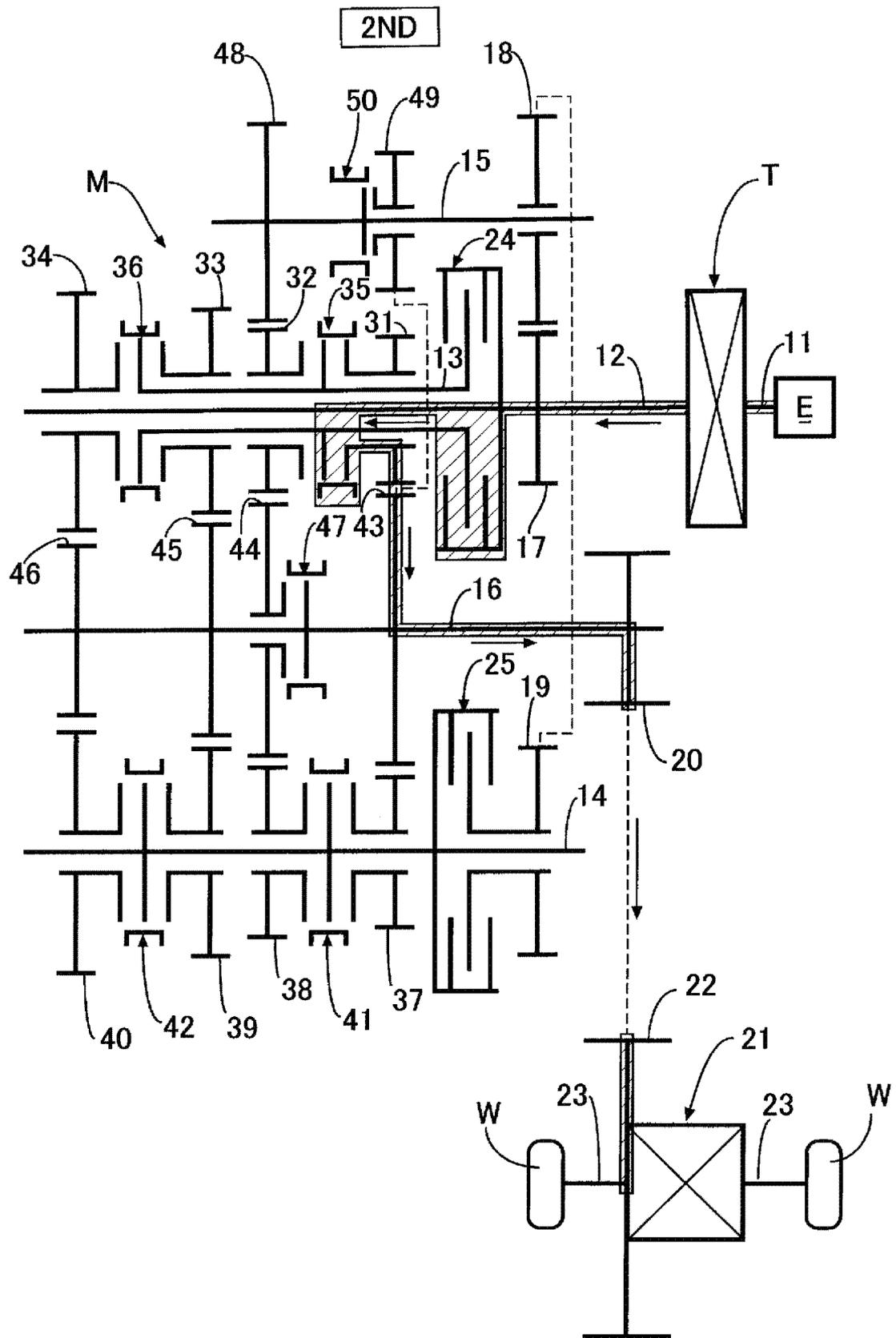


图 3

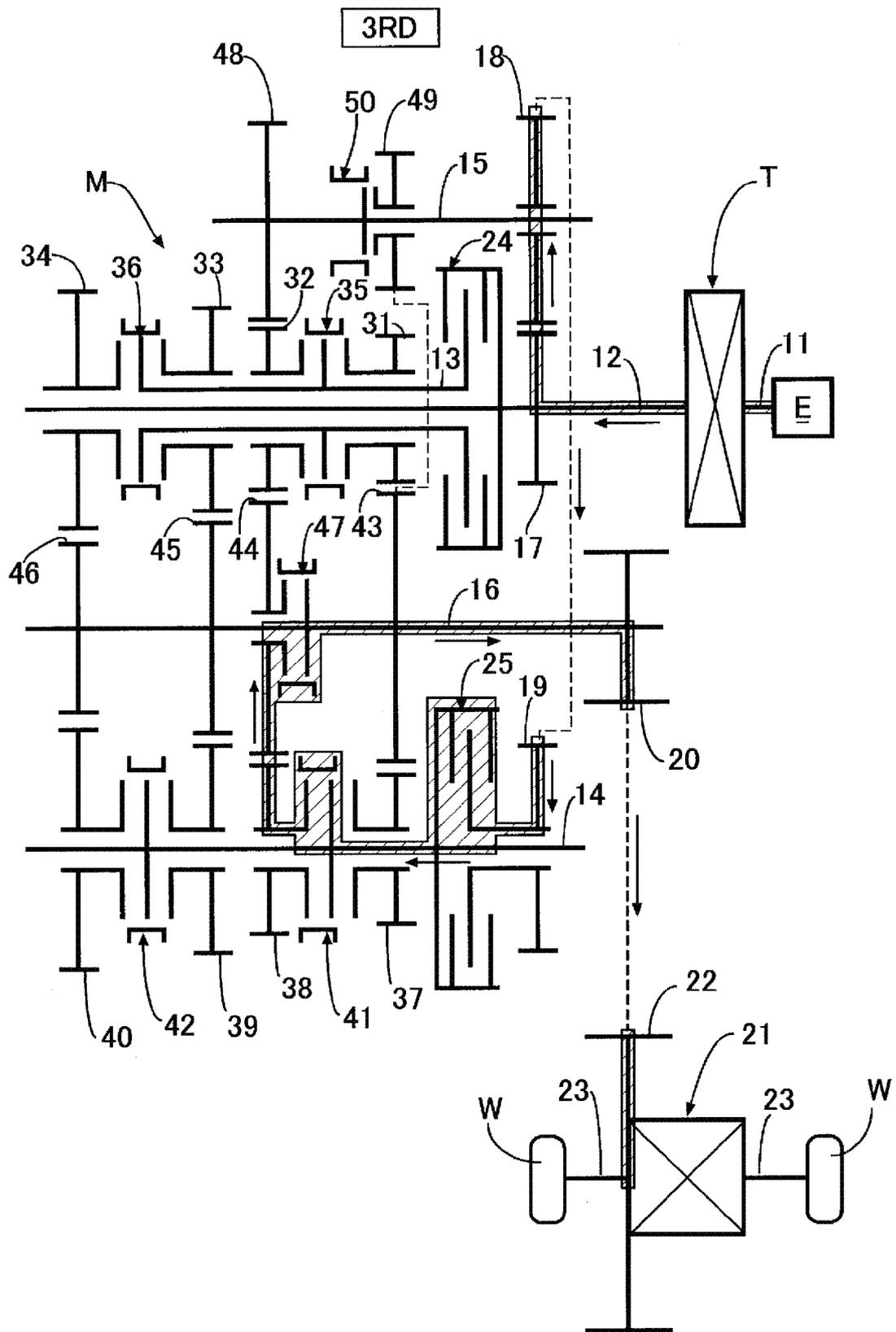


图 4

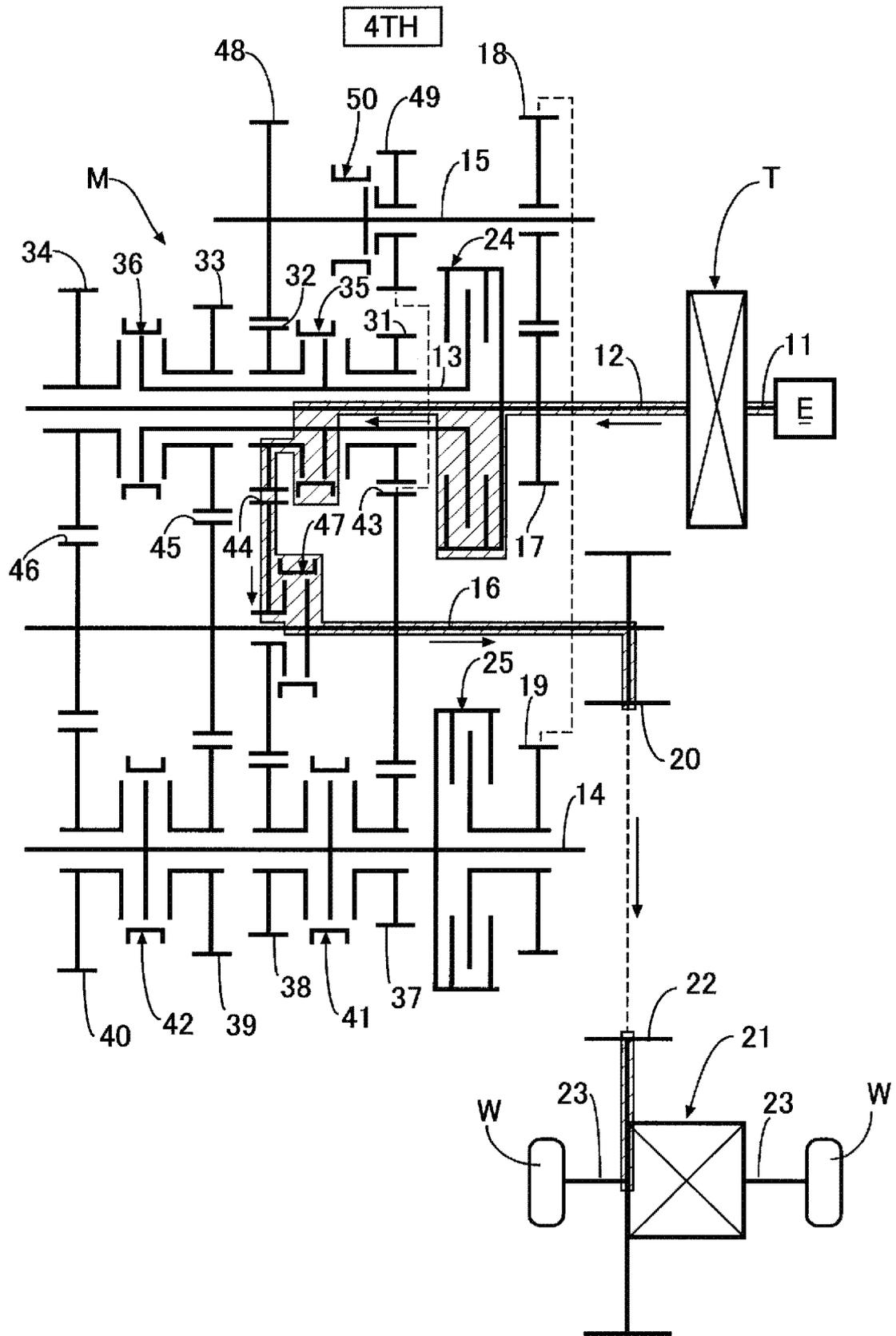


图 5

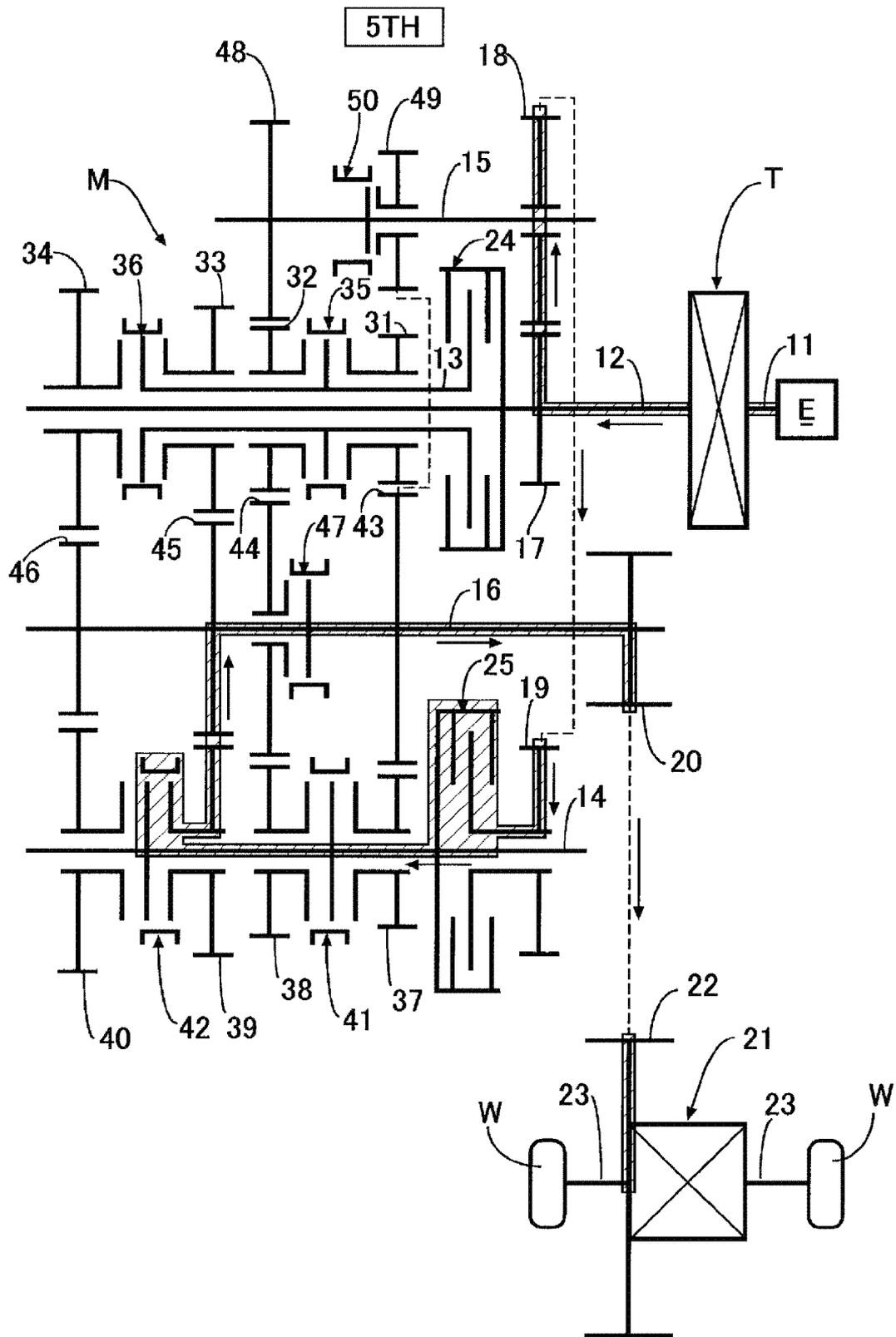


图 6

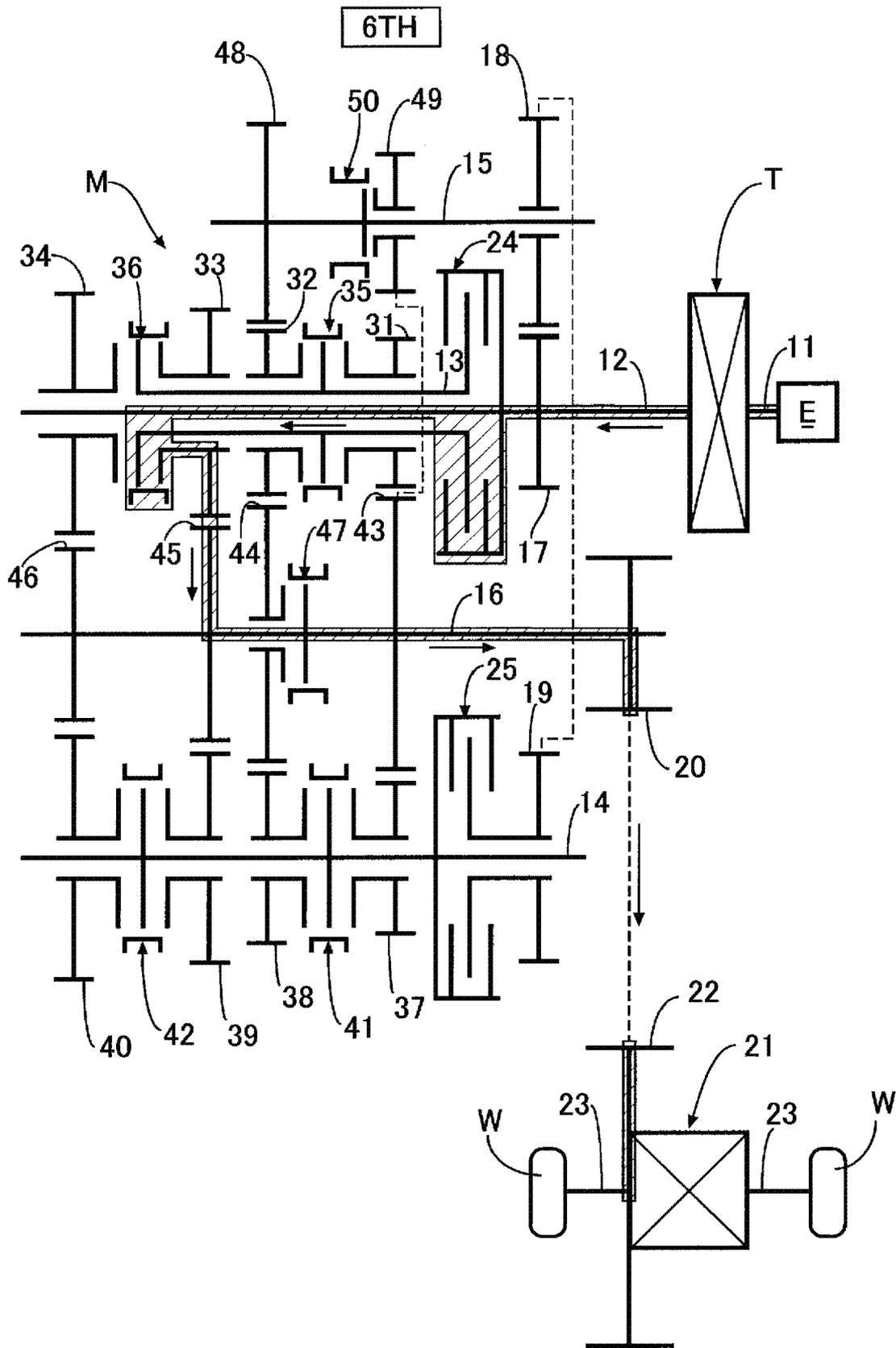


图 7

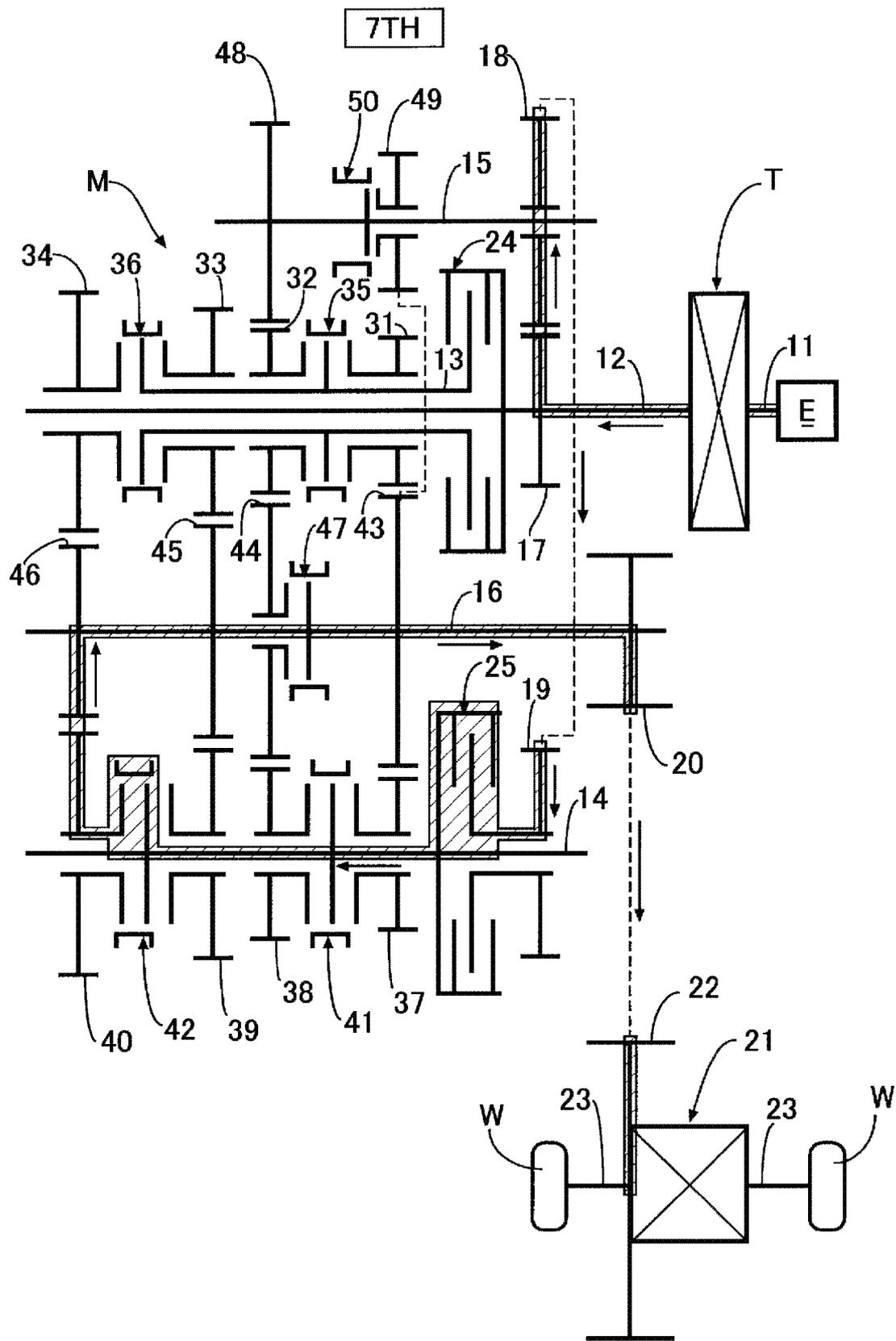


图 8

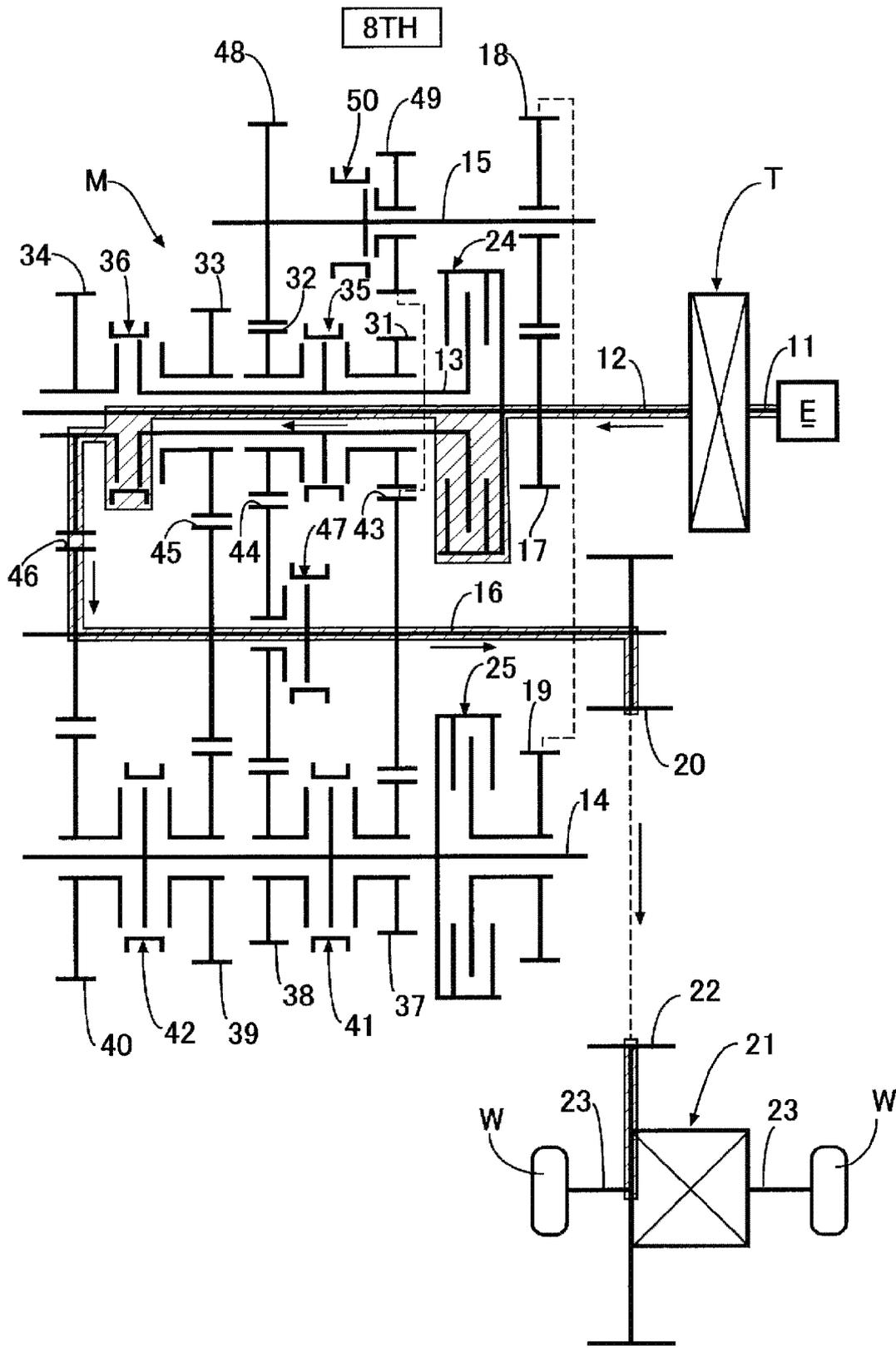


图 9



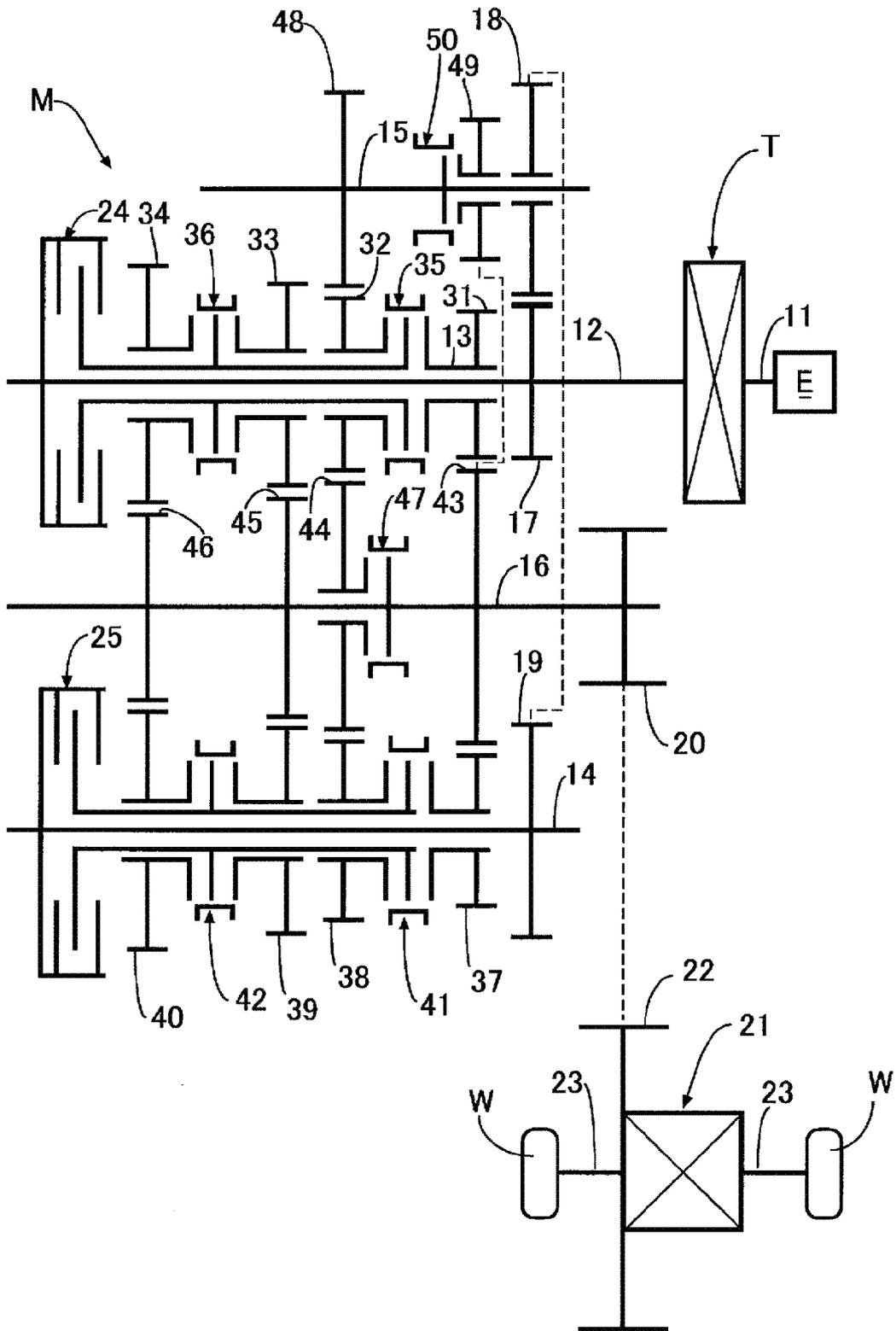


图 11



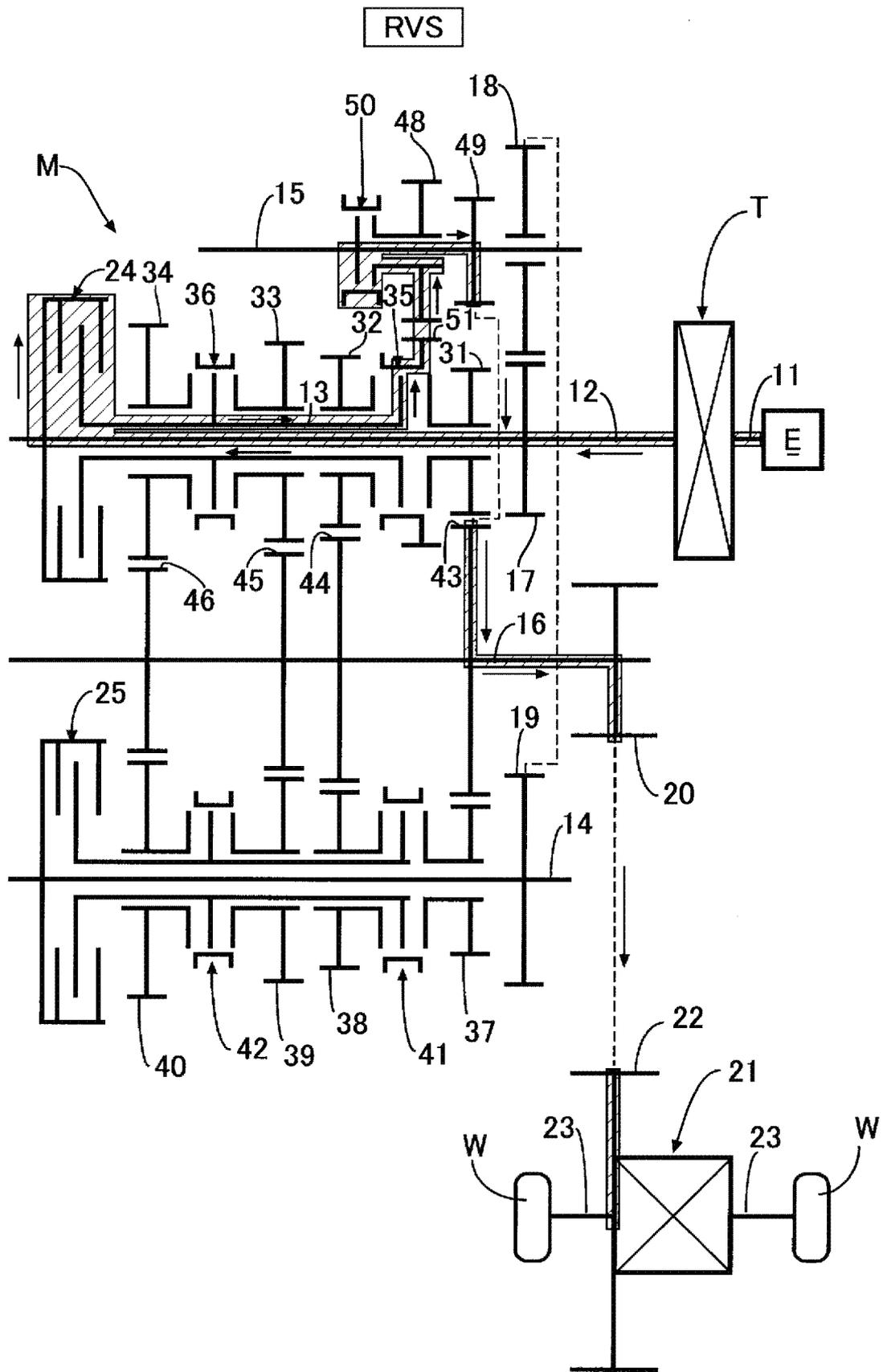


图 13





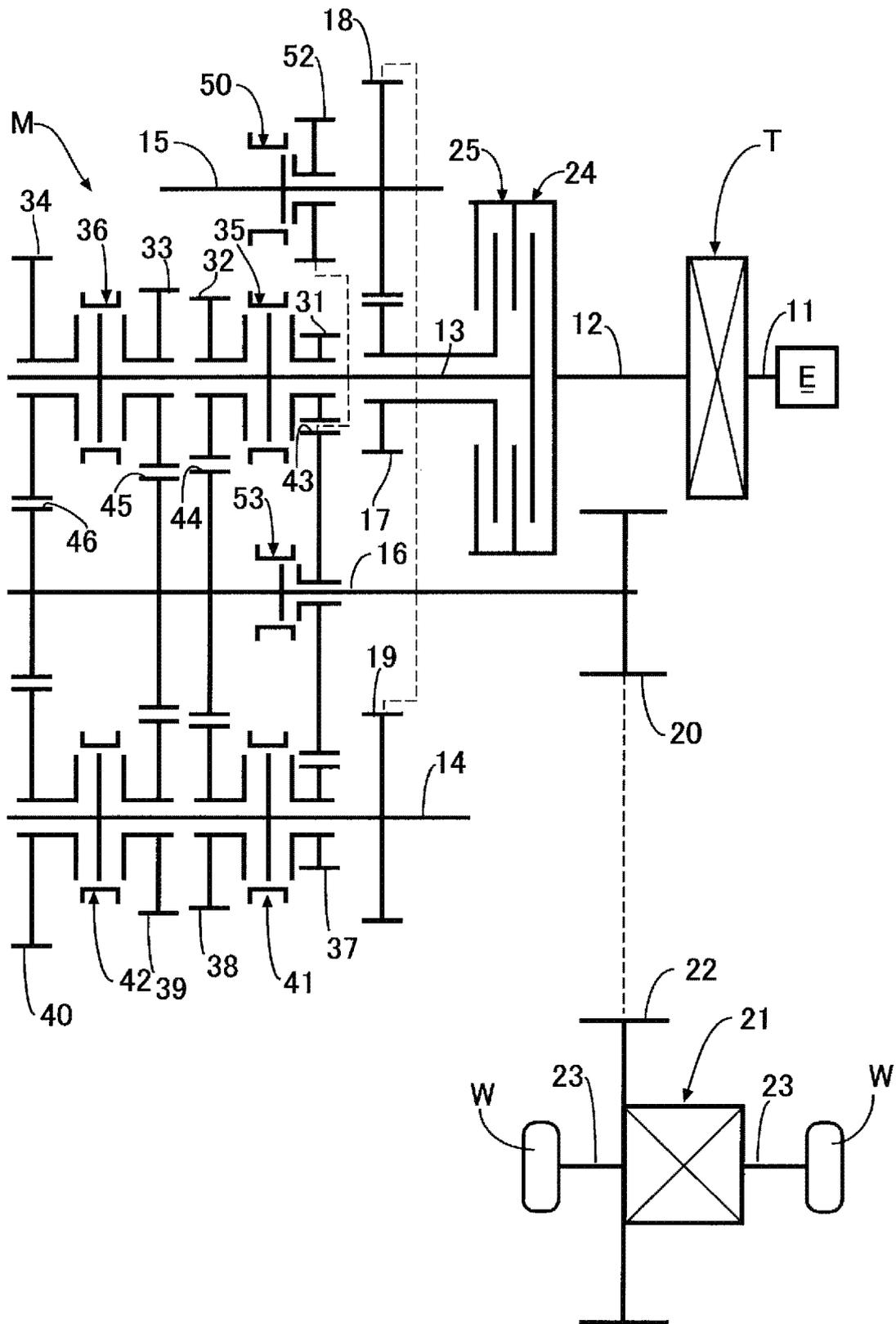


图 16

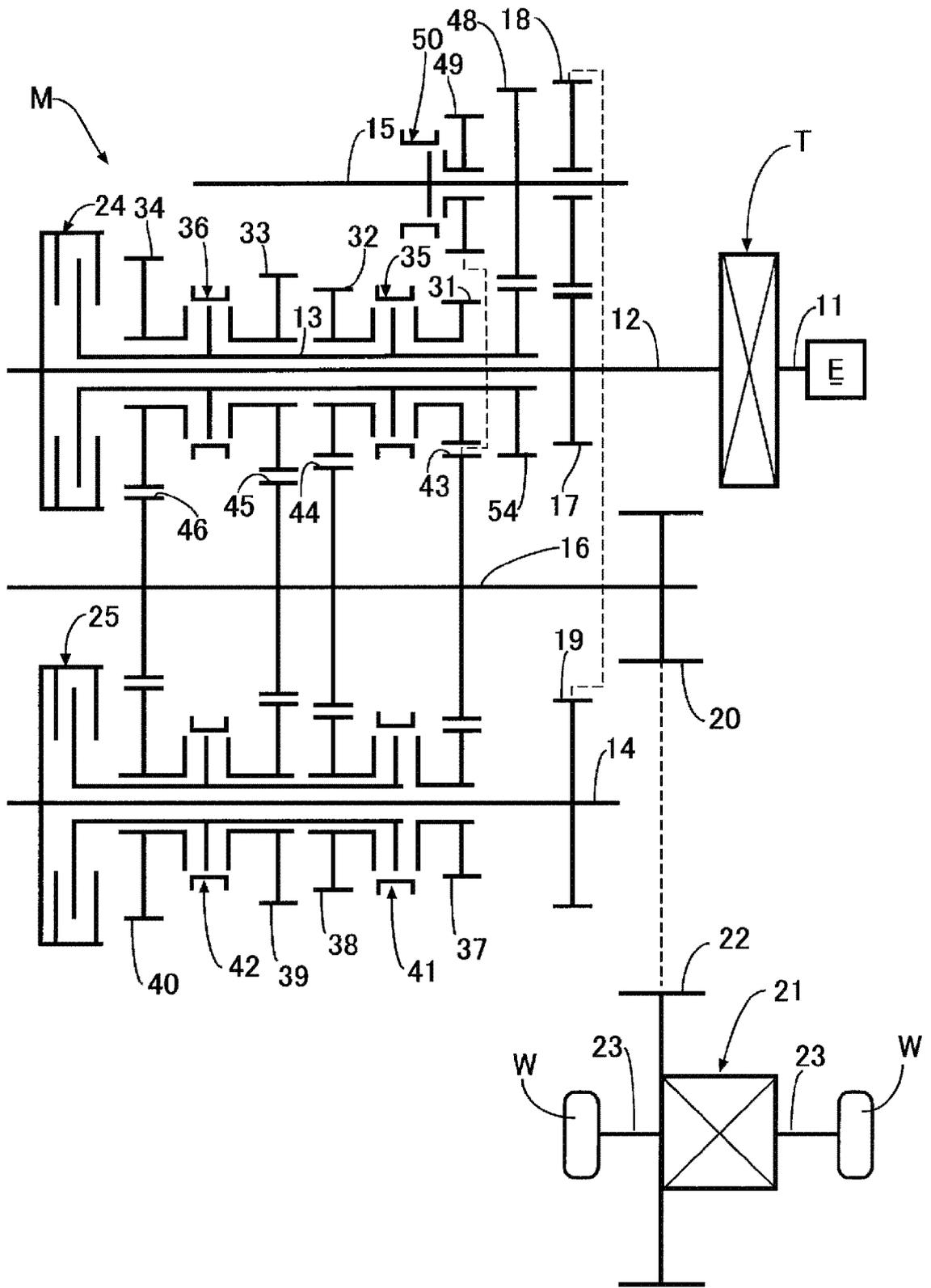


图 17



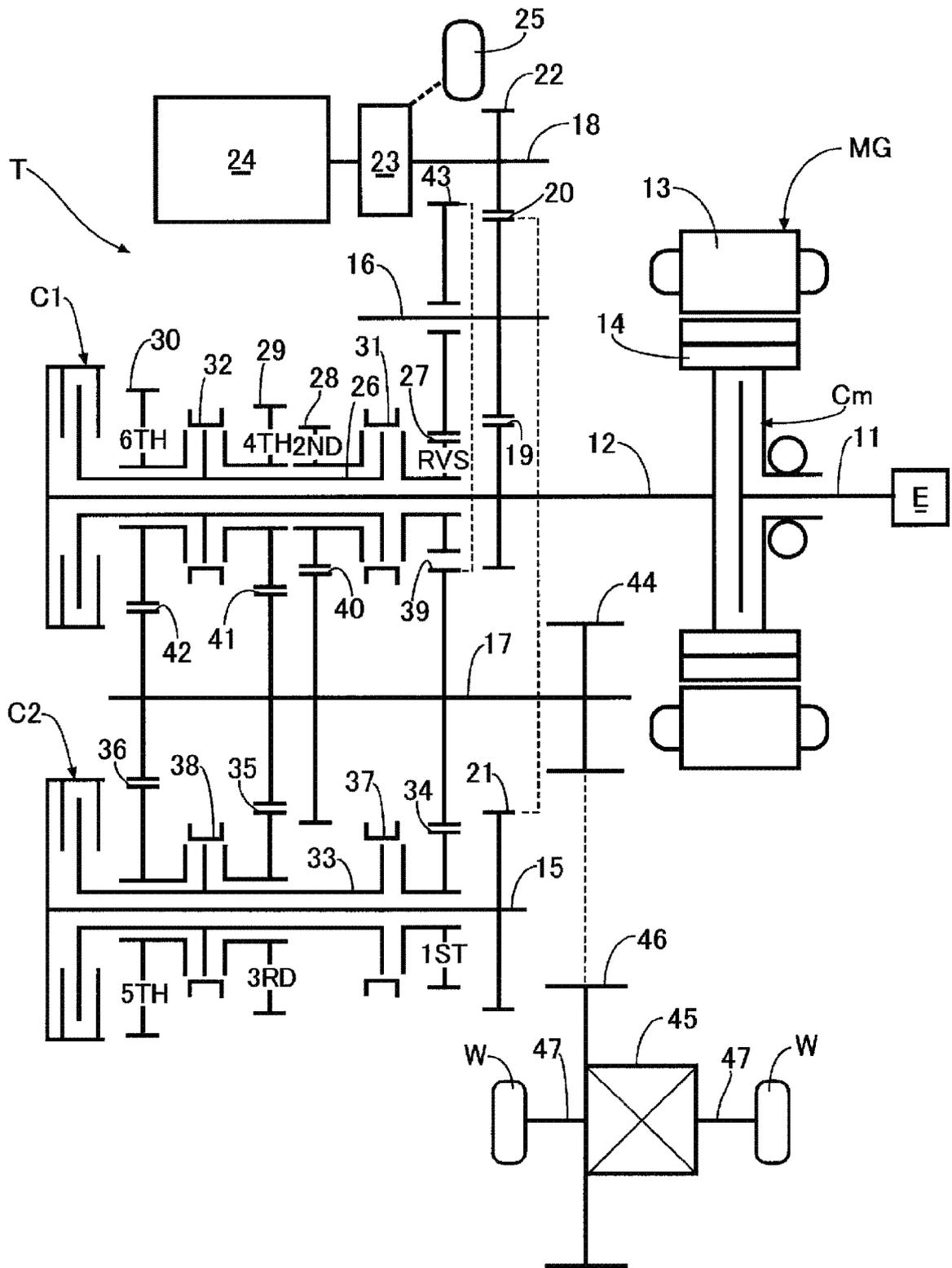


图 19

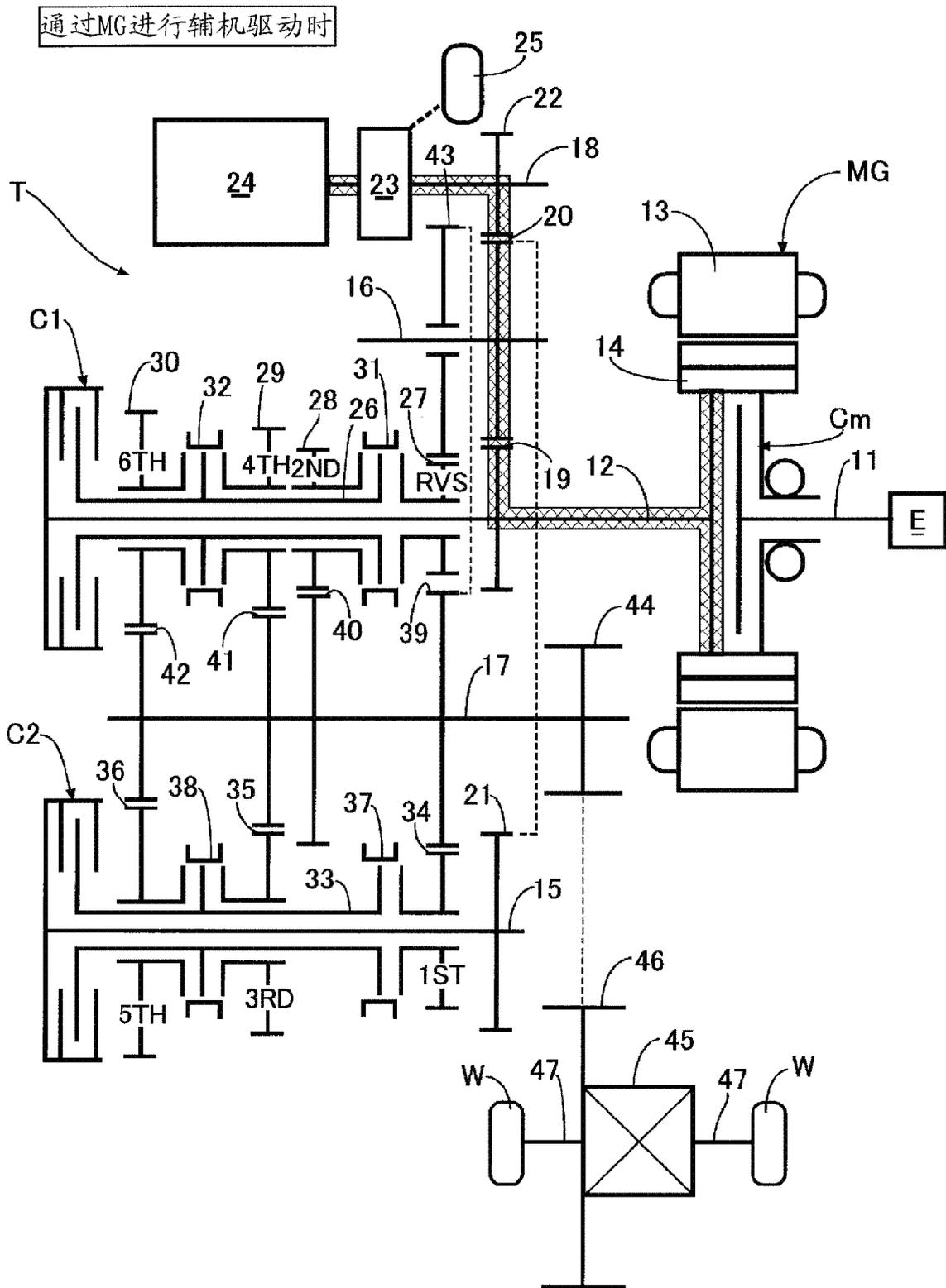


图 20

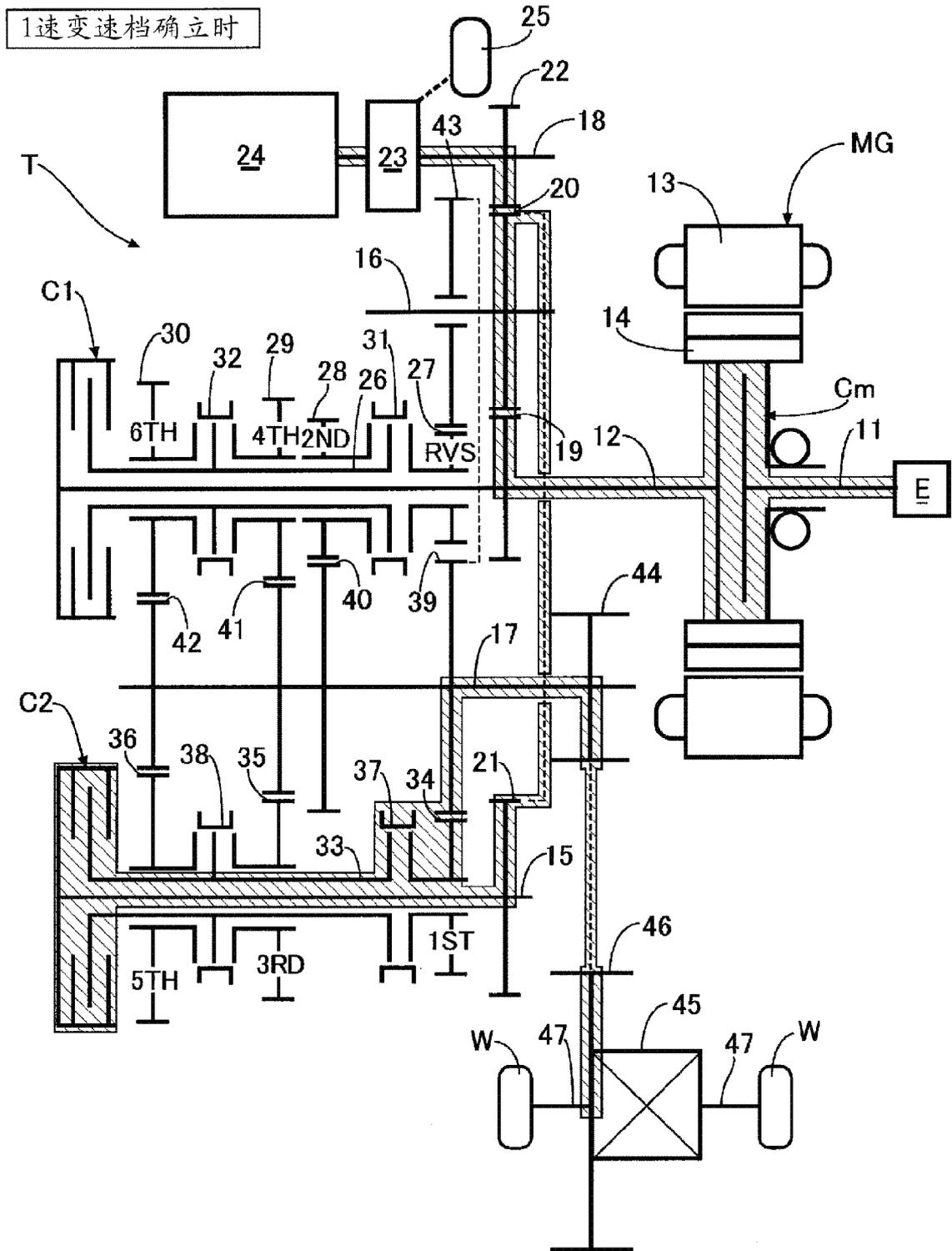


图 21

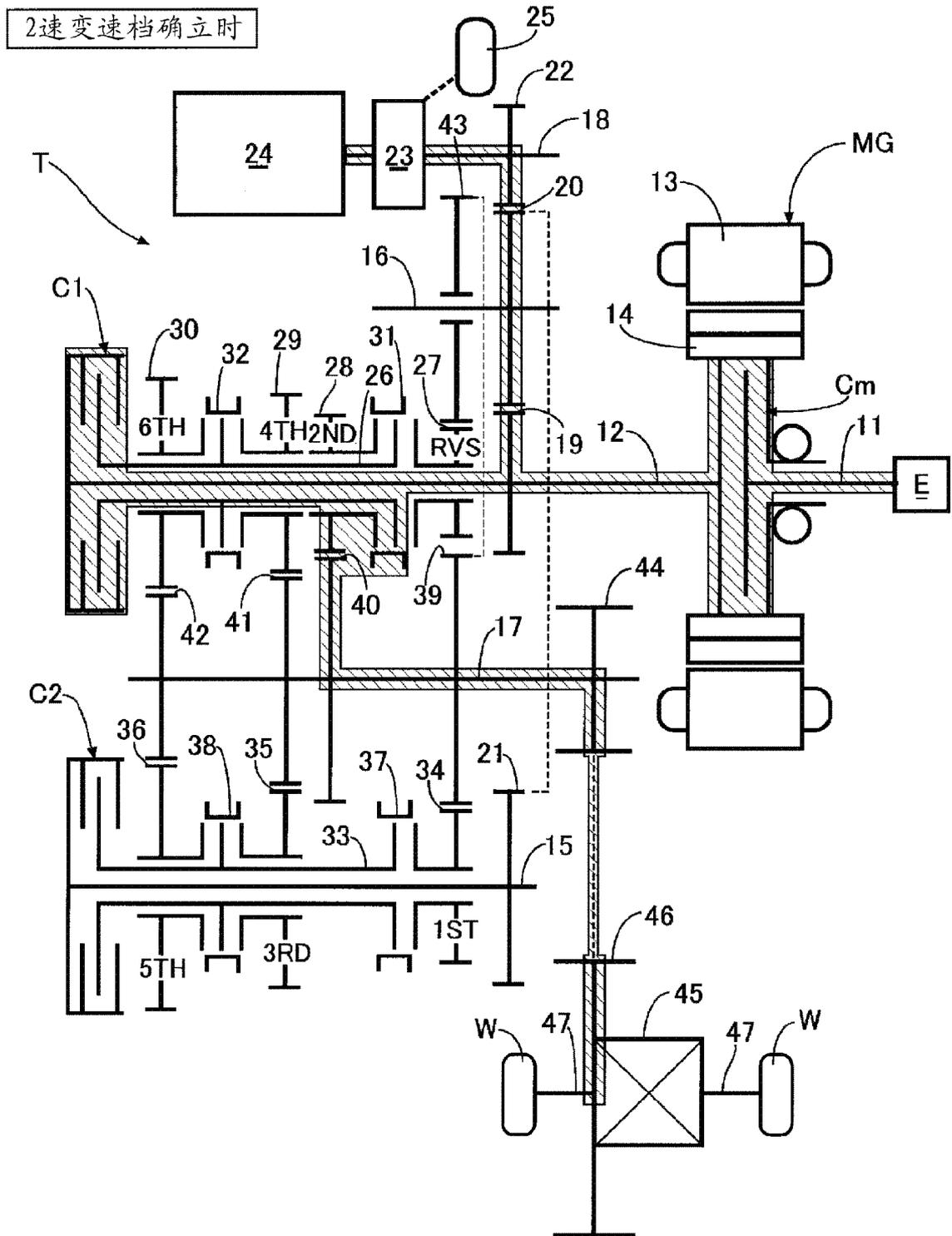


图 22



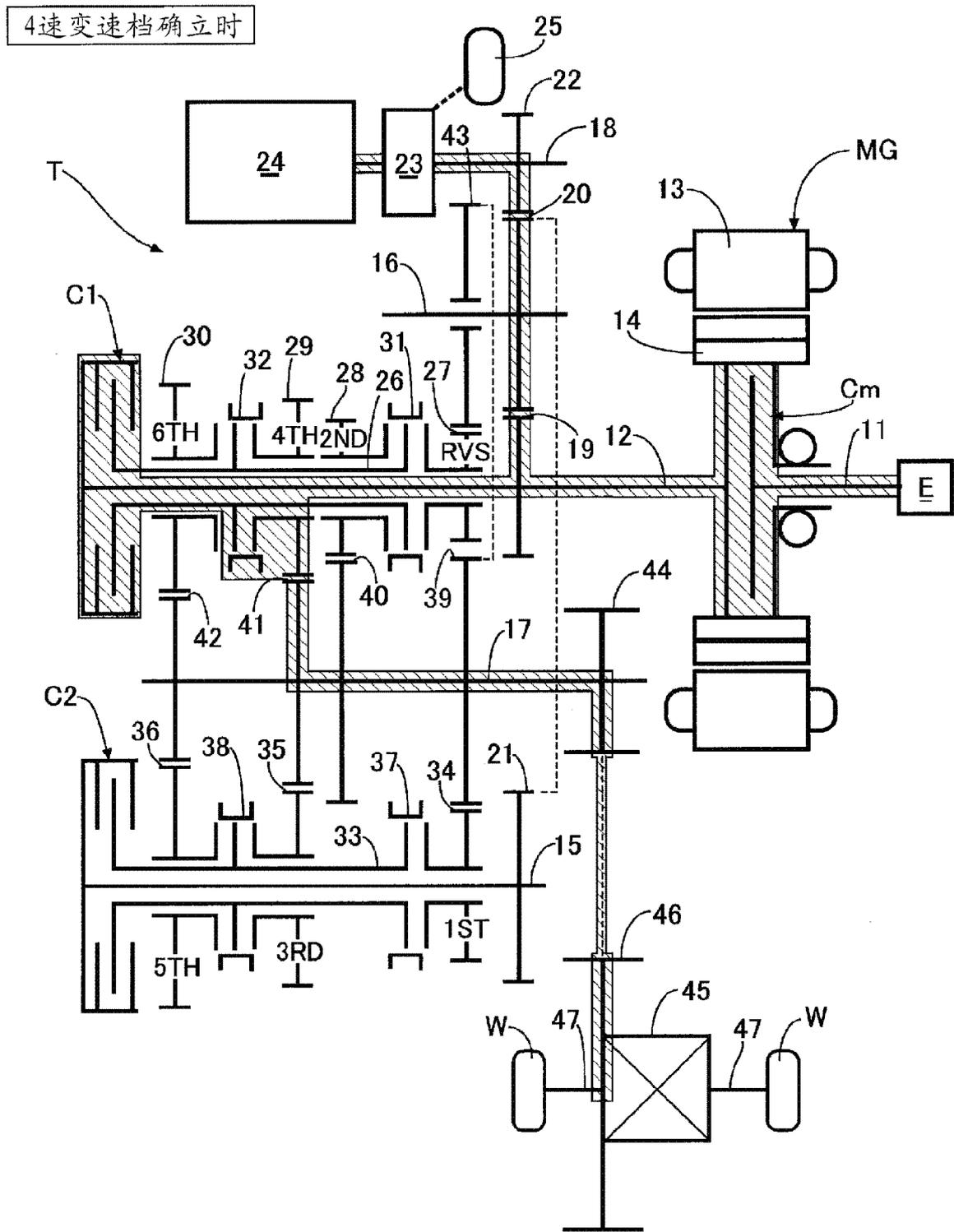


图 24

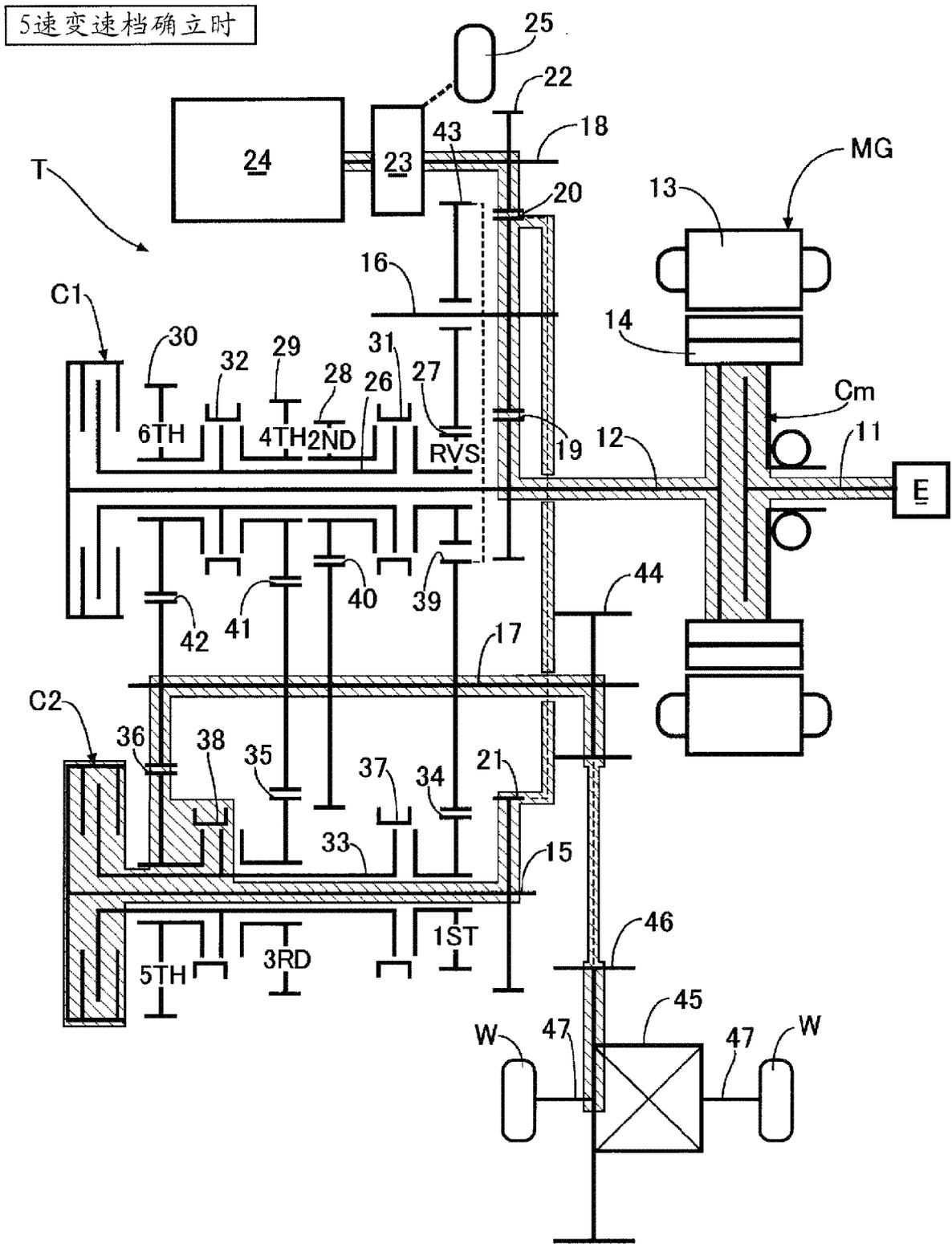


图 25

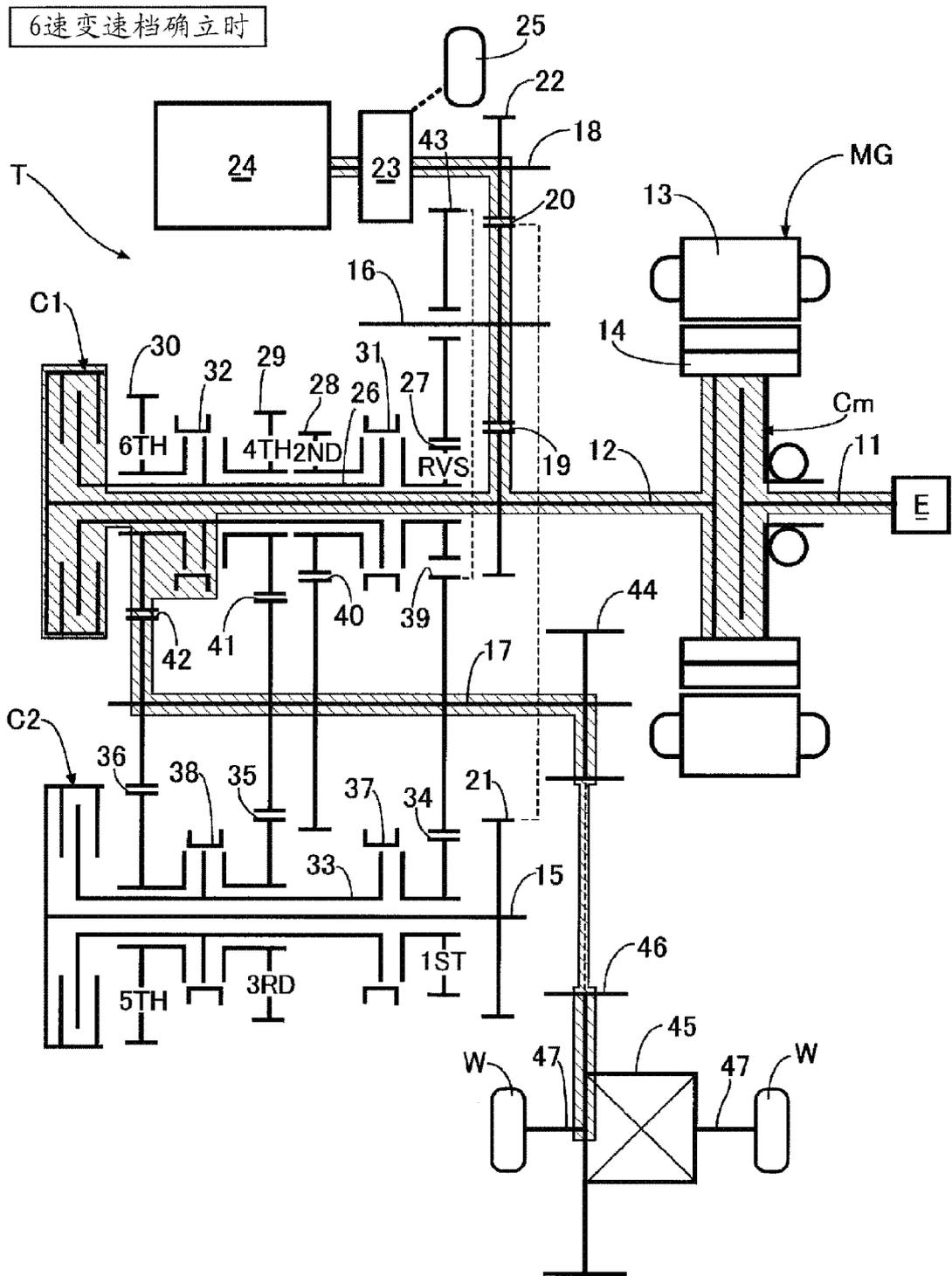


图 26



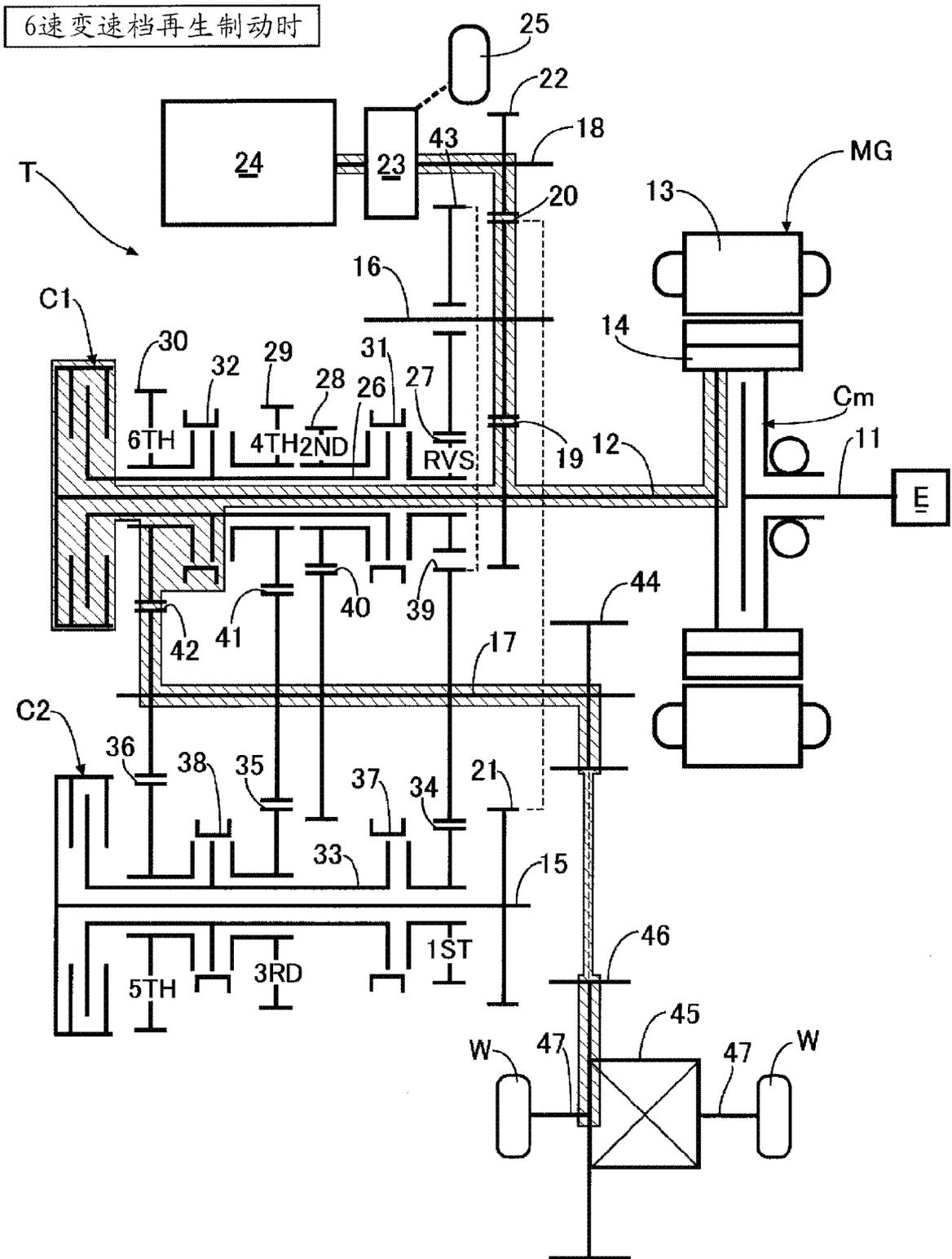


图 28



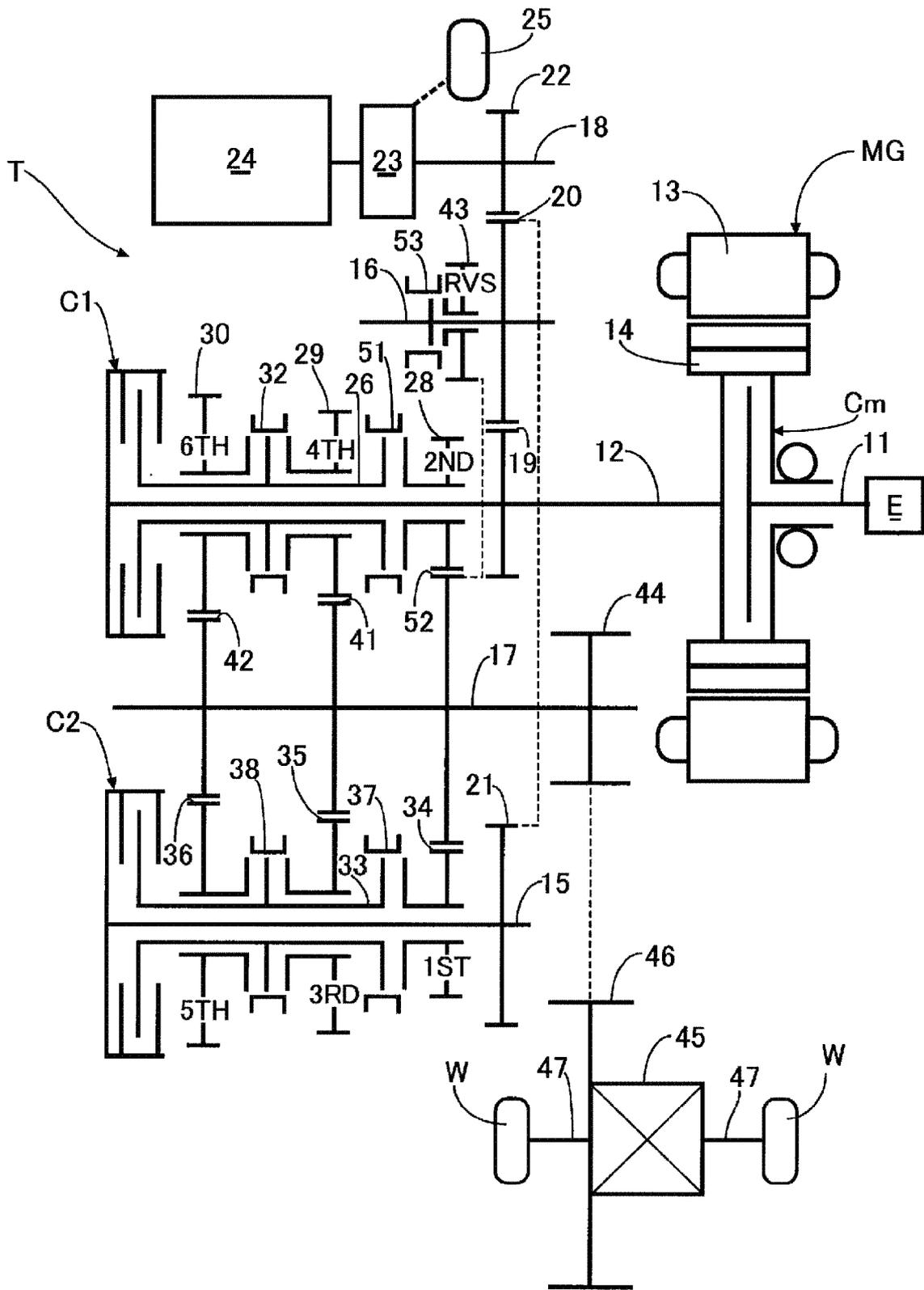


图 30

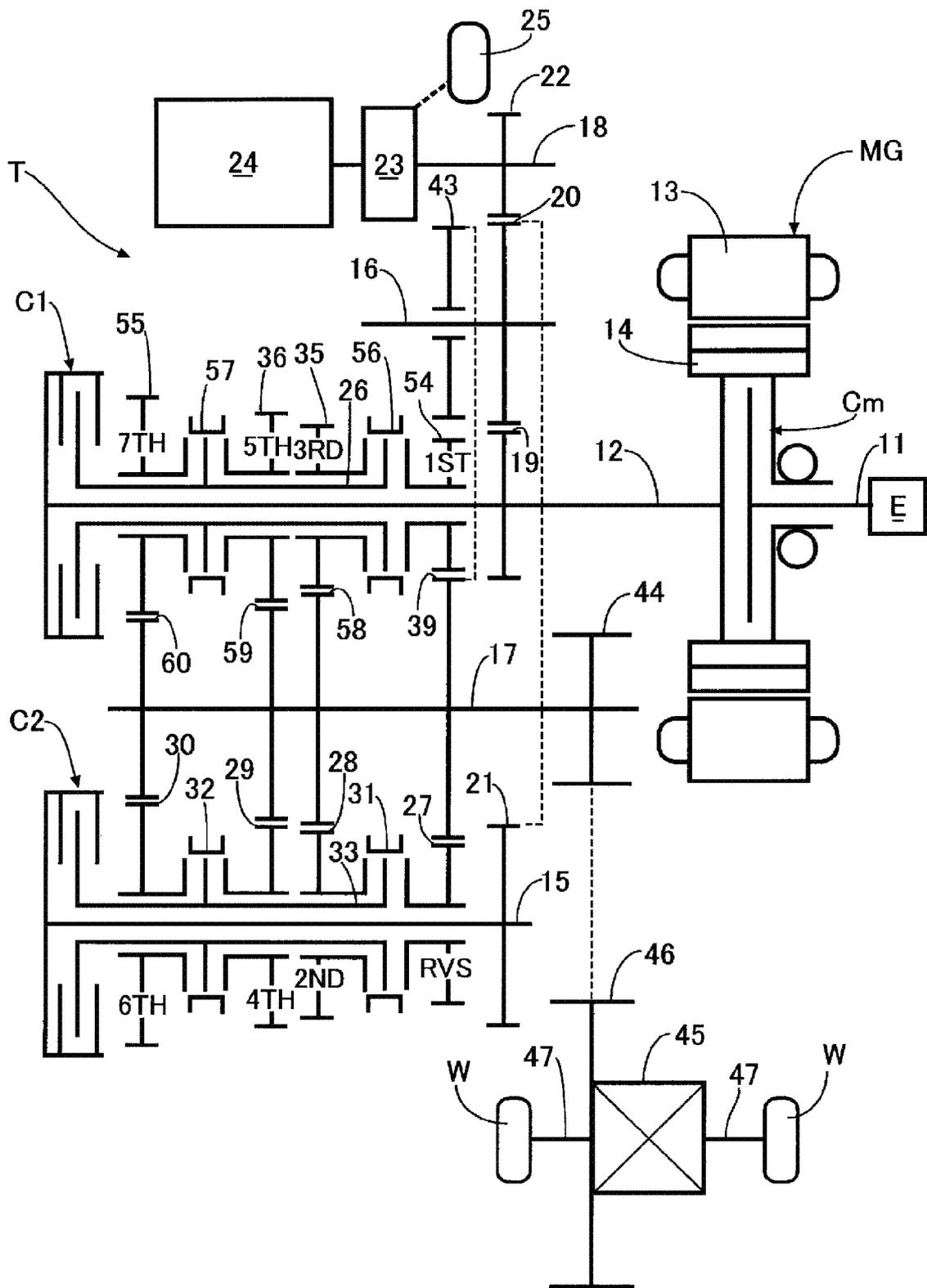


图 31

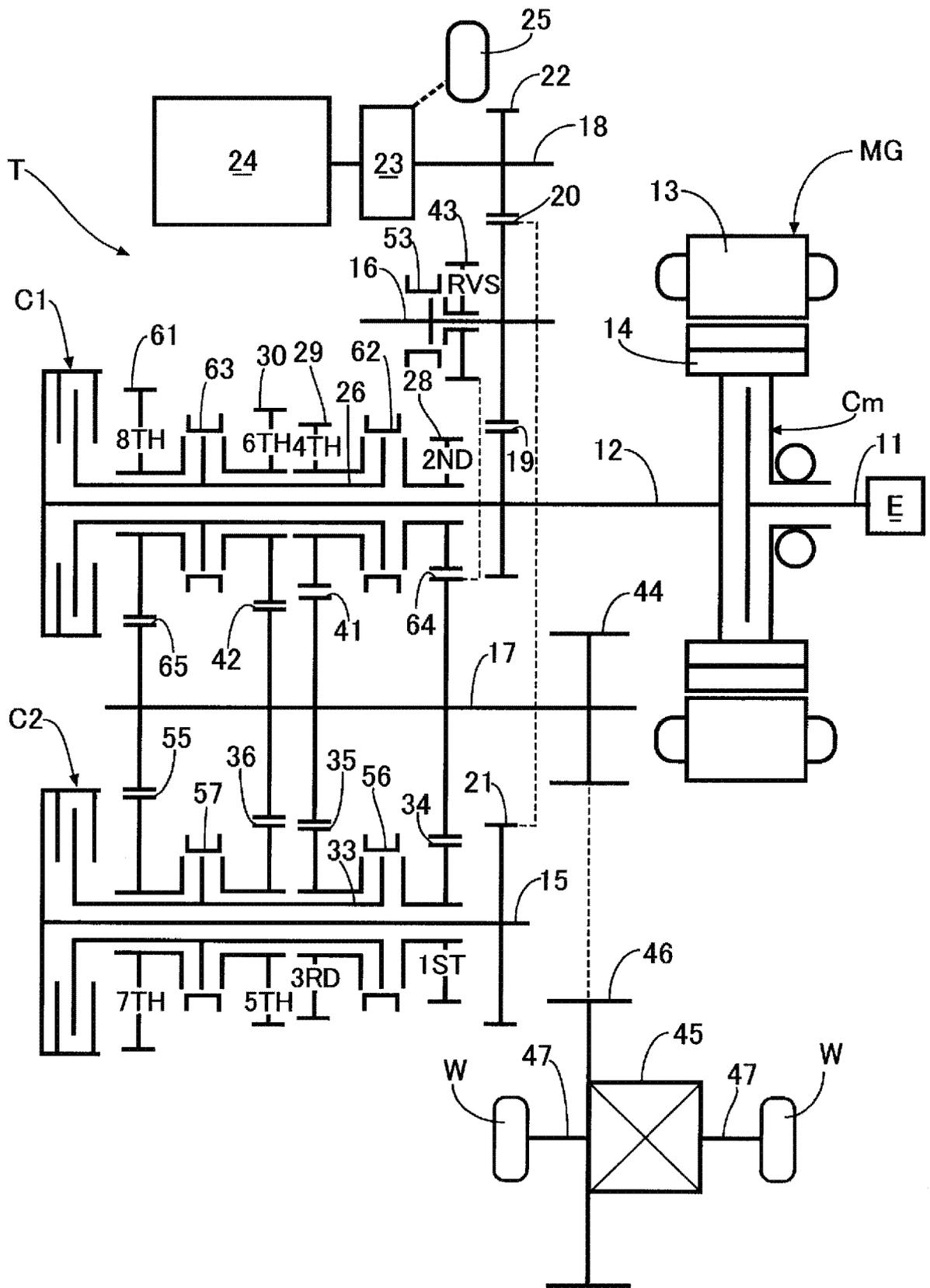


图 32

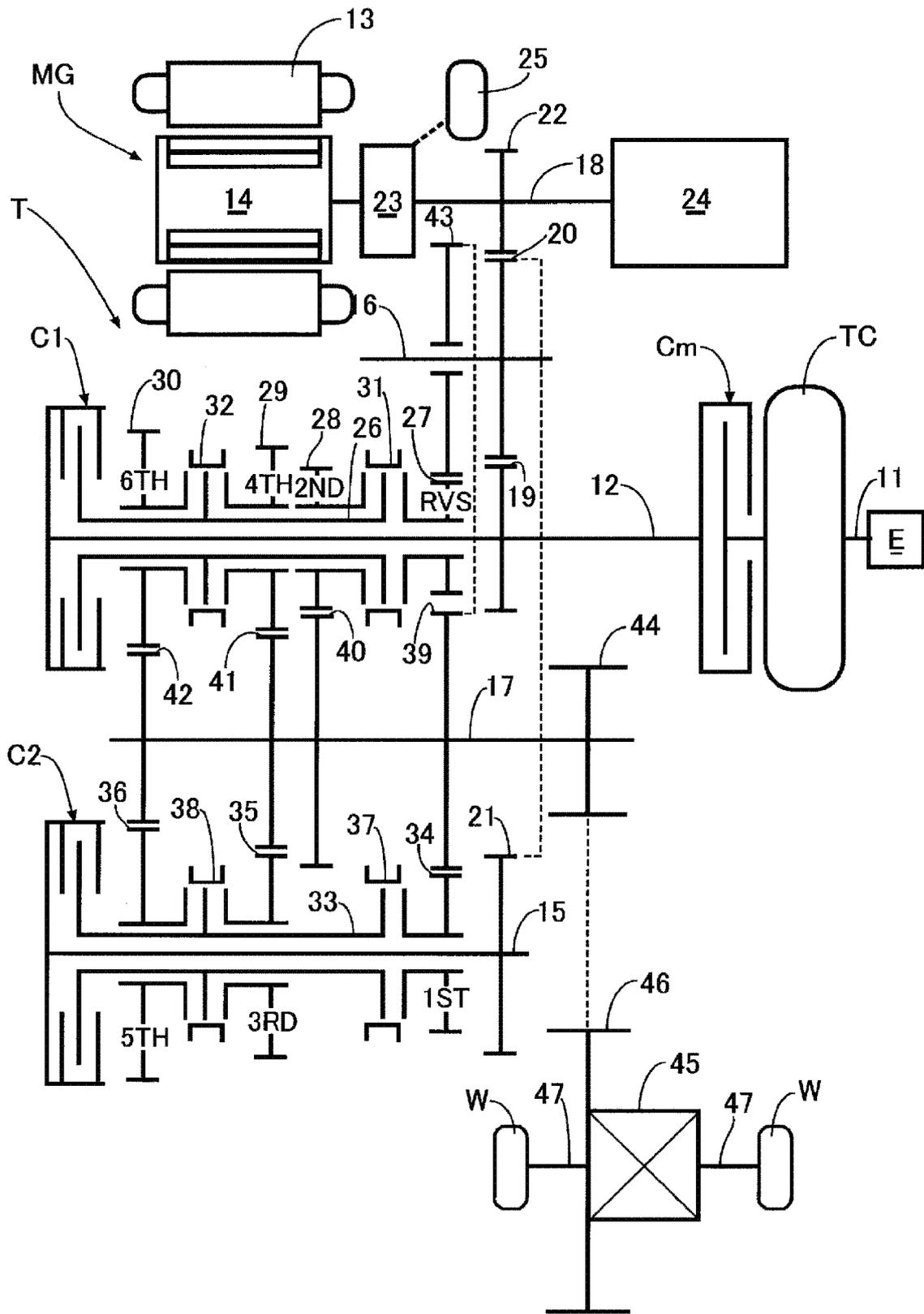


图 33

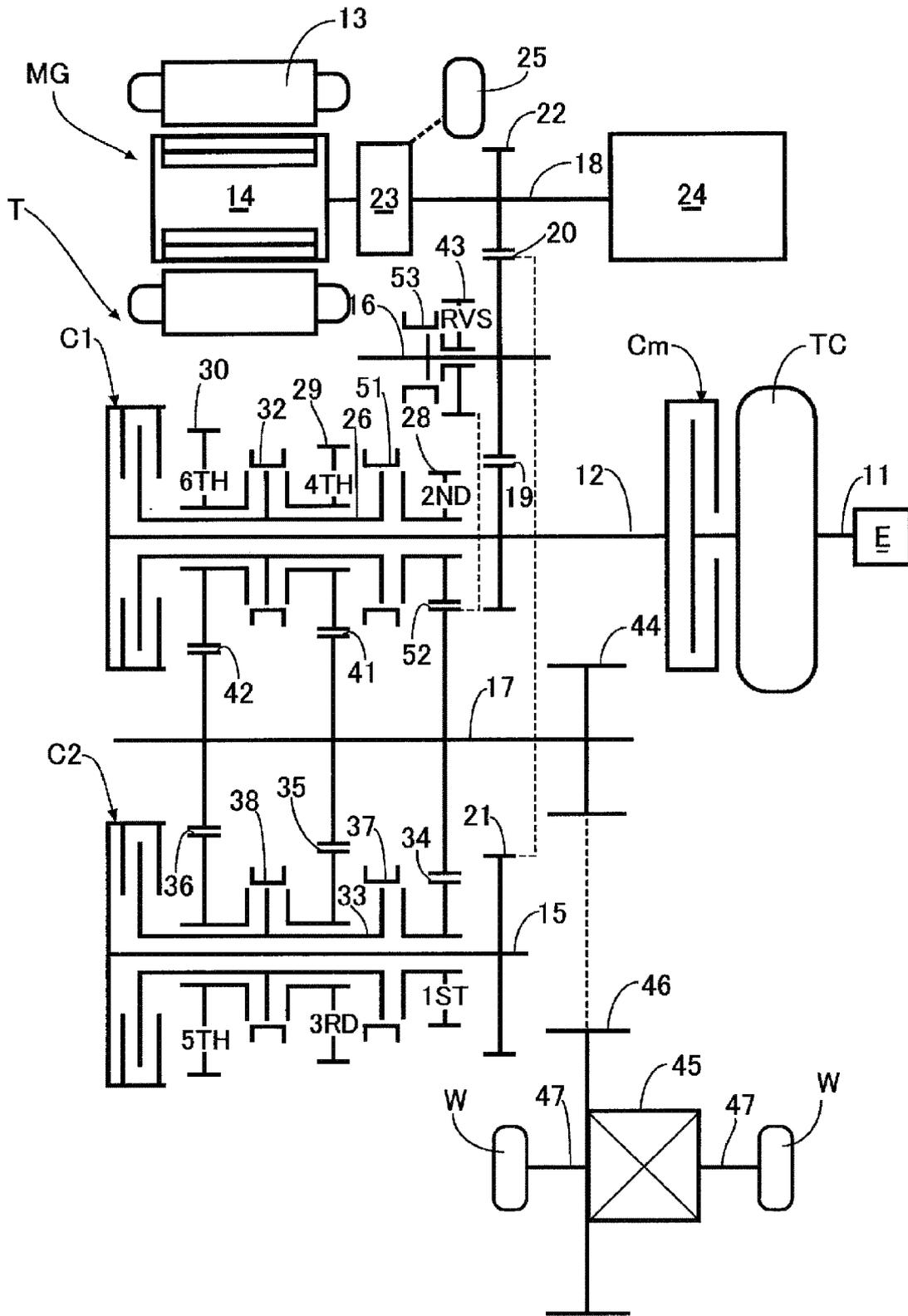


图 34

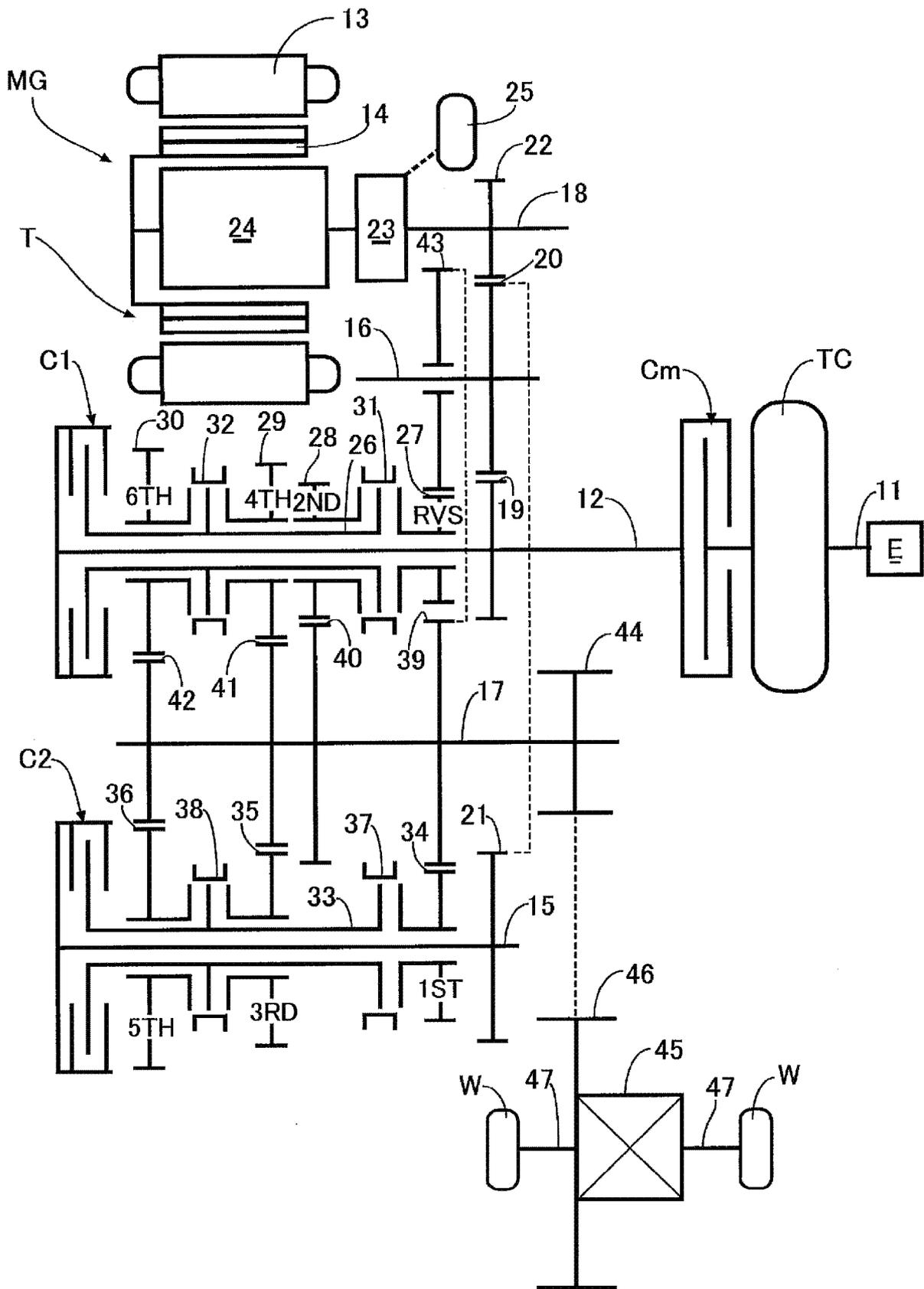


图 35





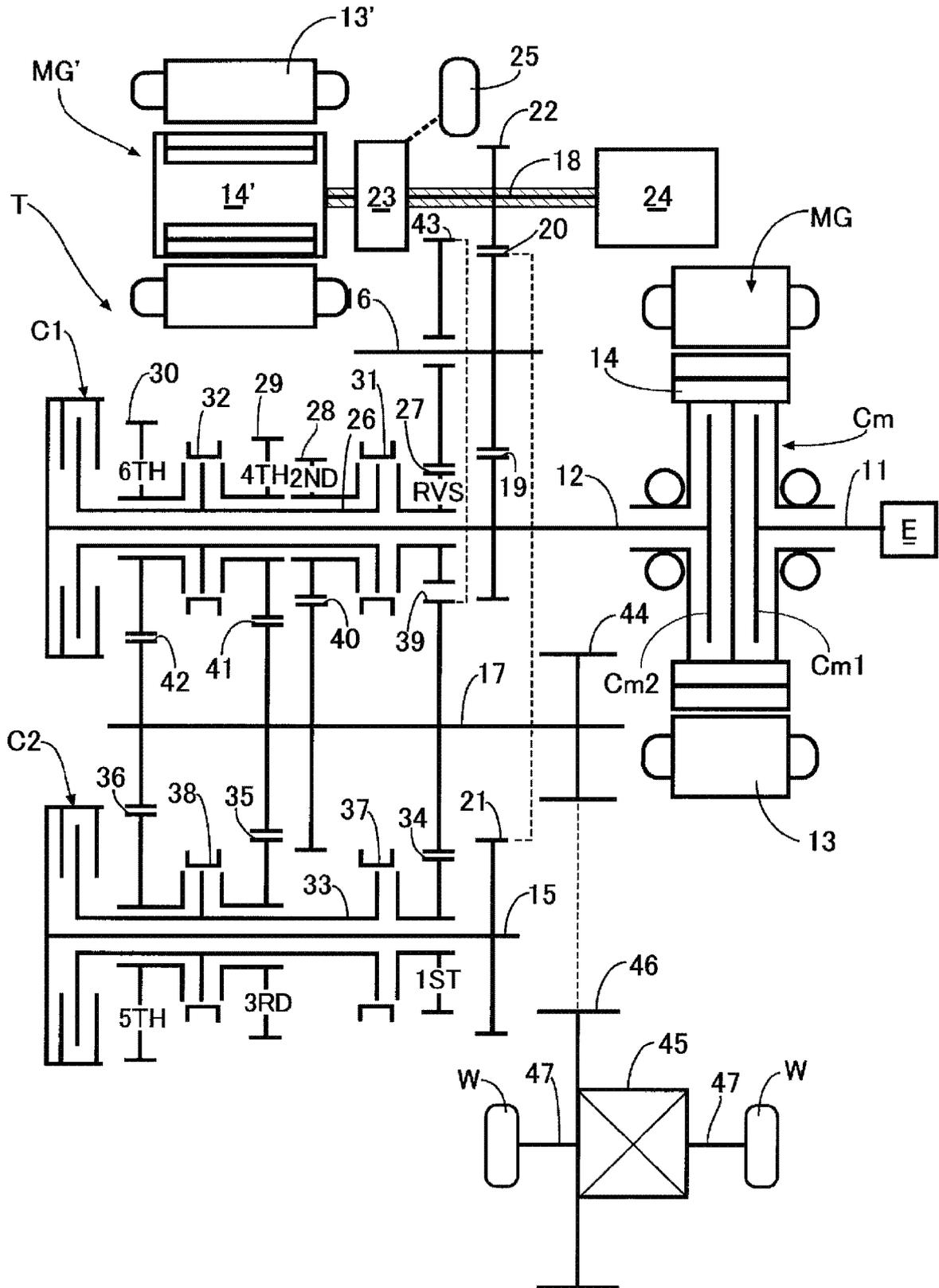


图 38

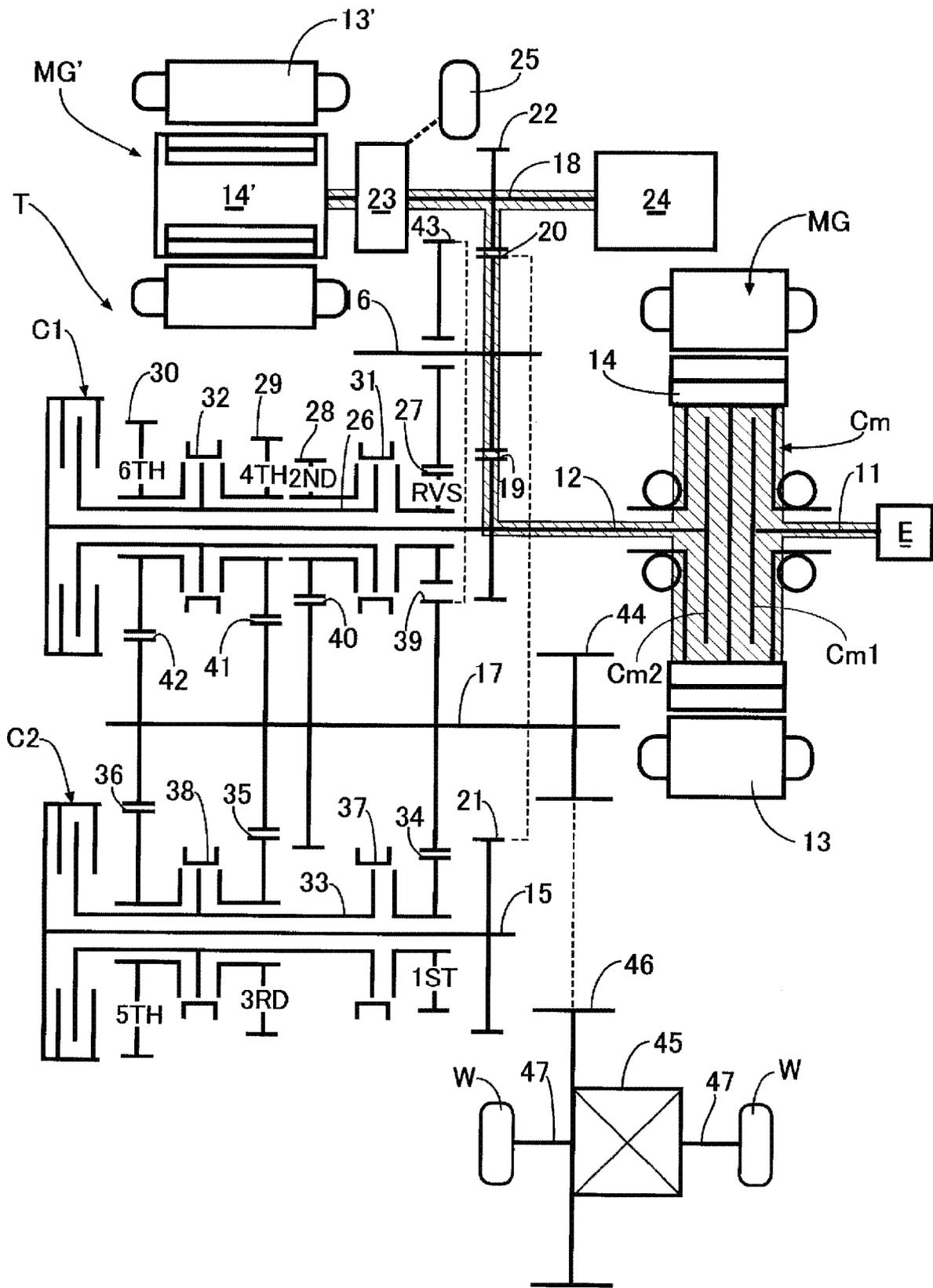


图 39

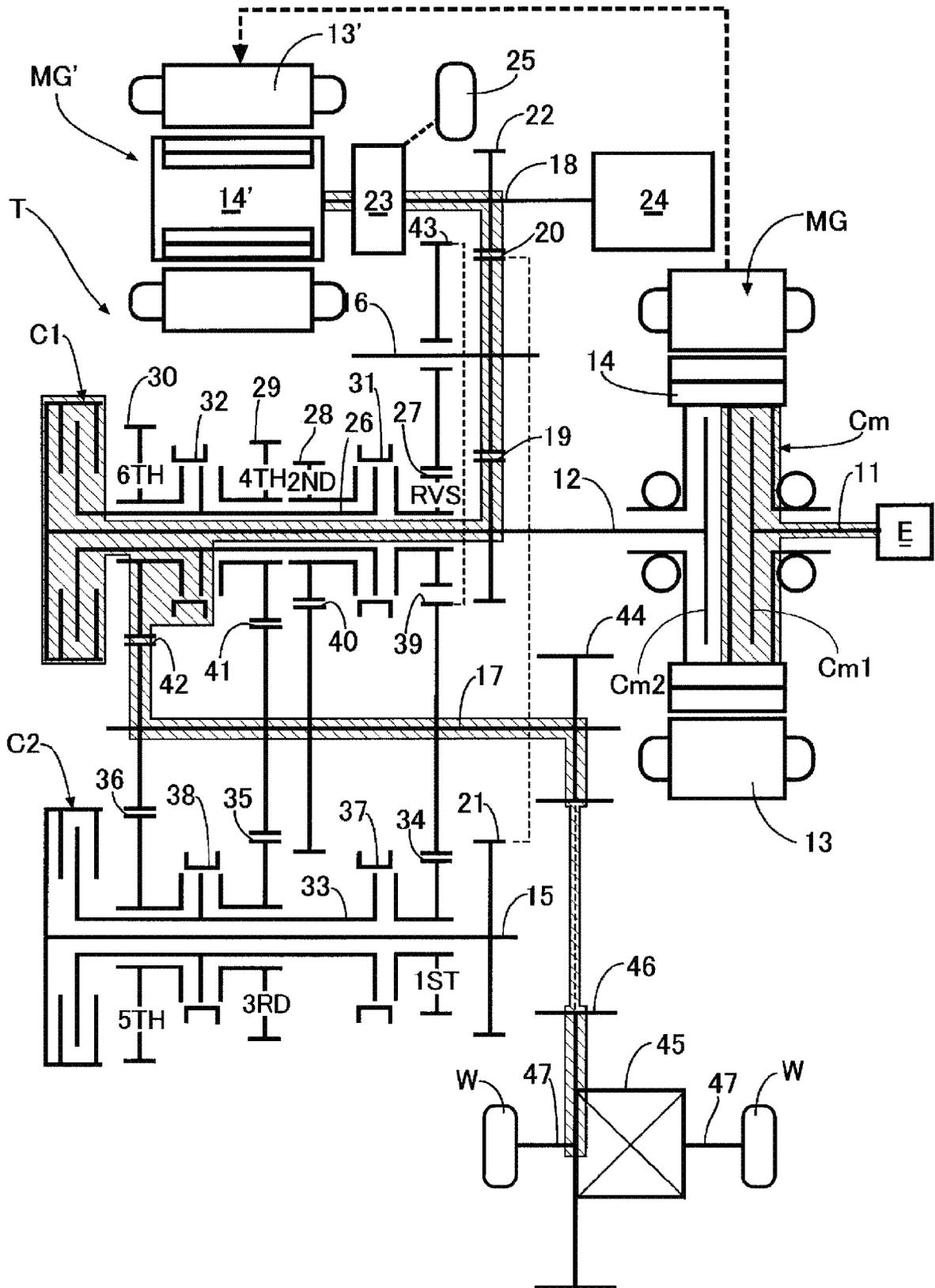


图 40

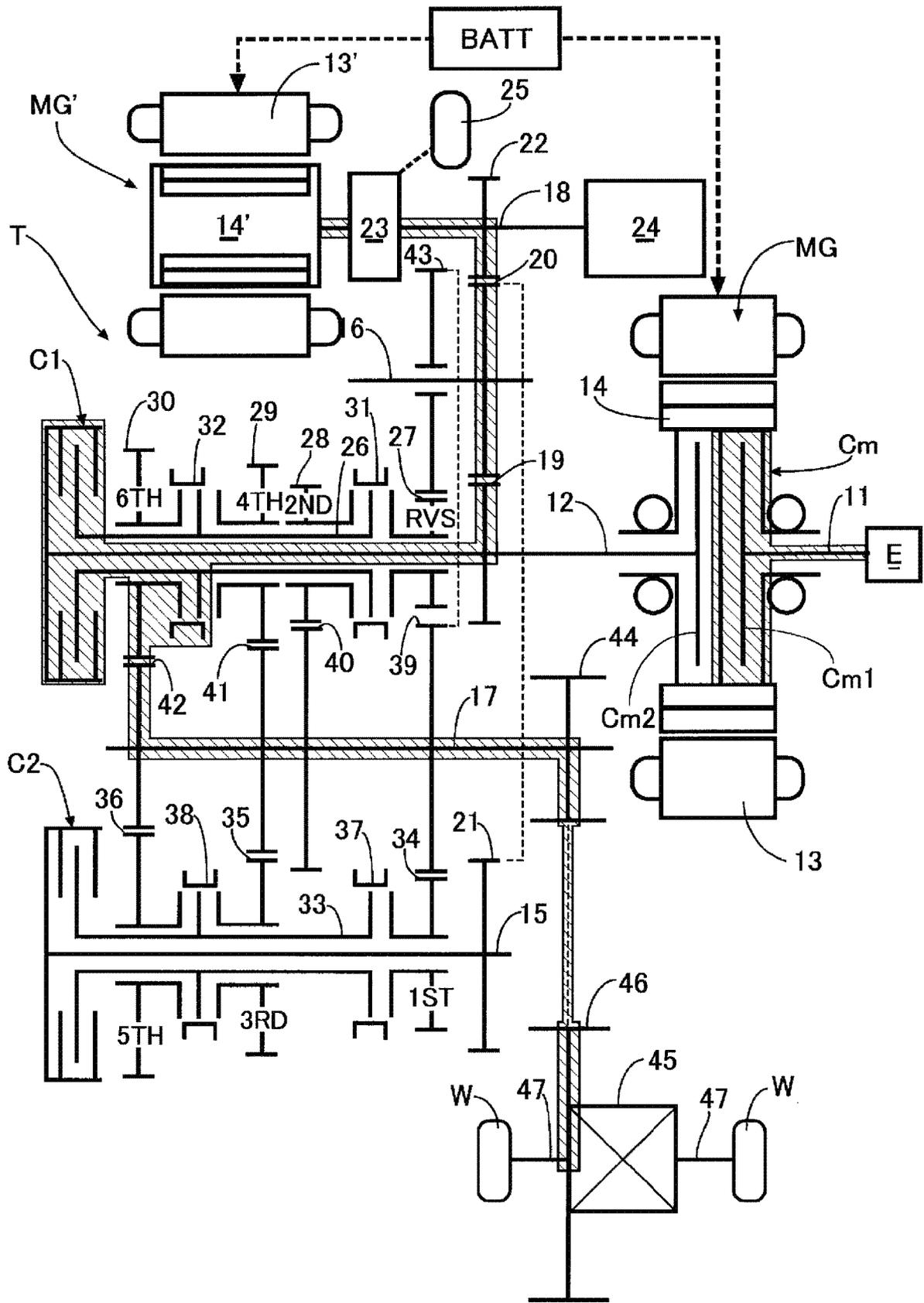


图 41

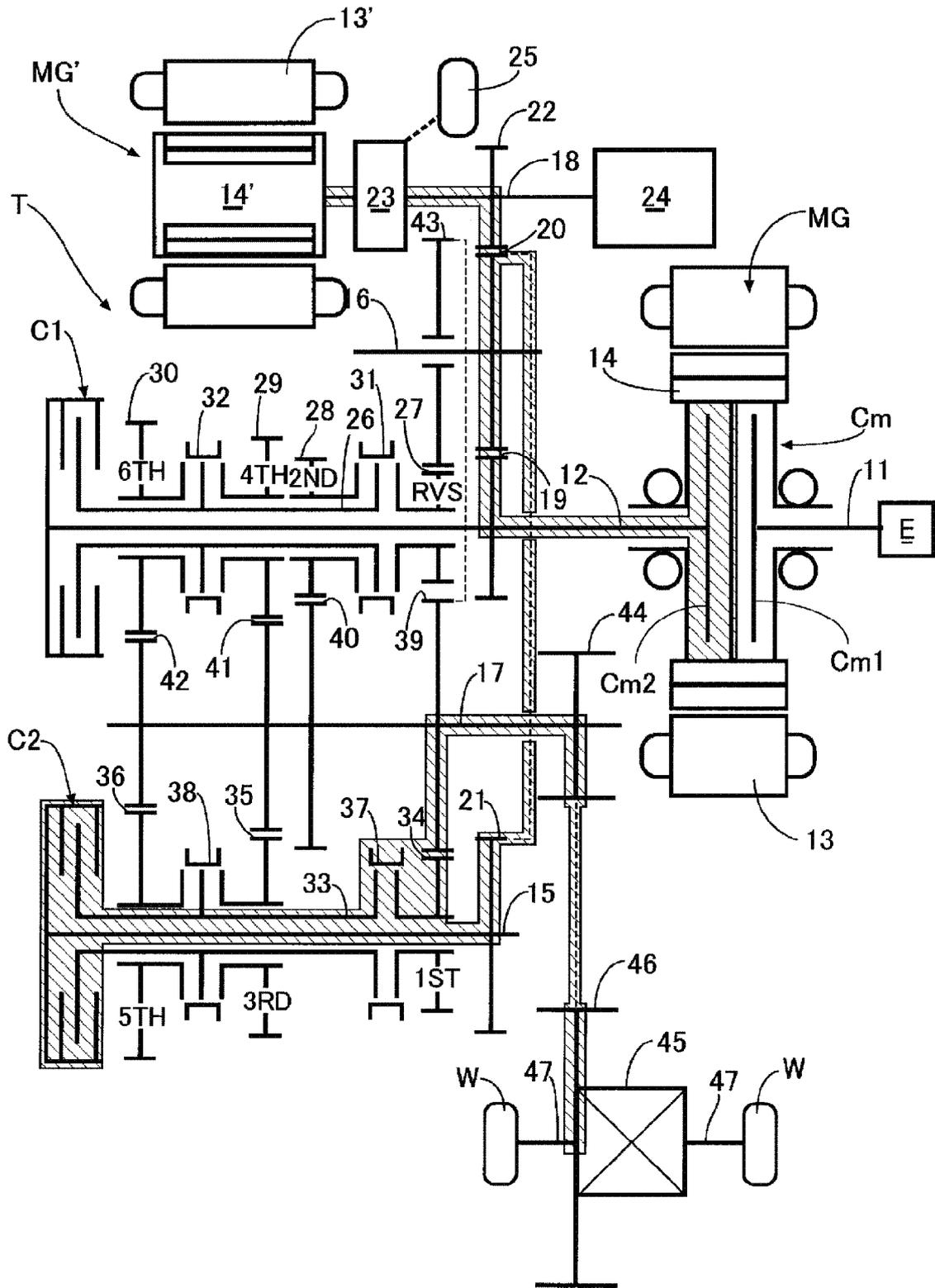


图 42



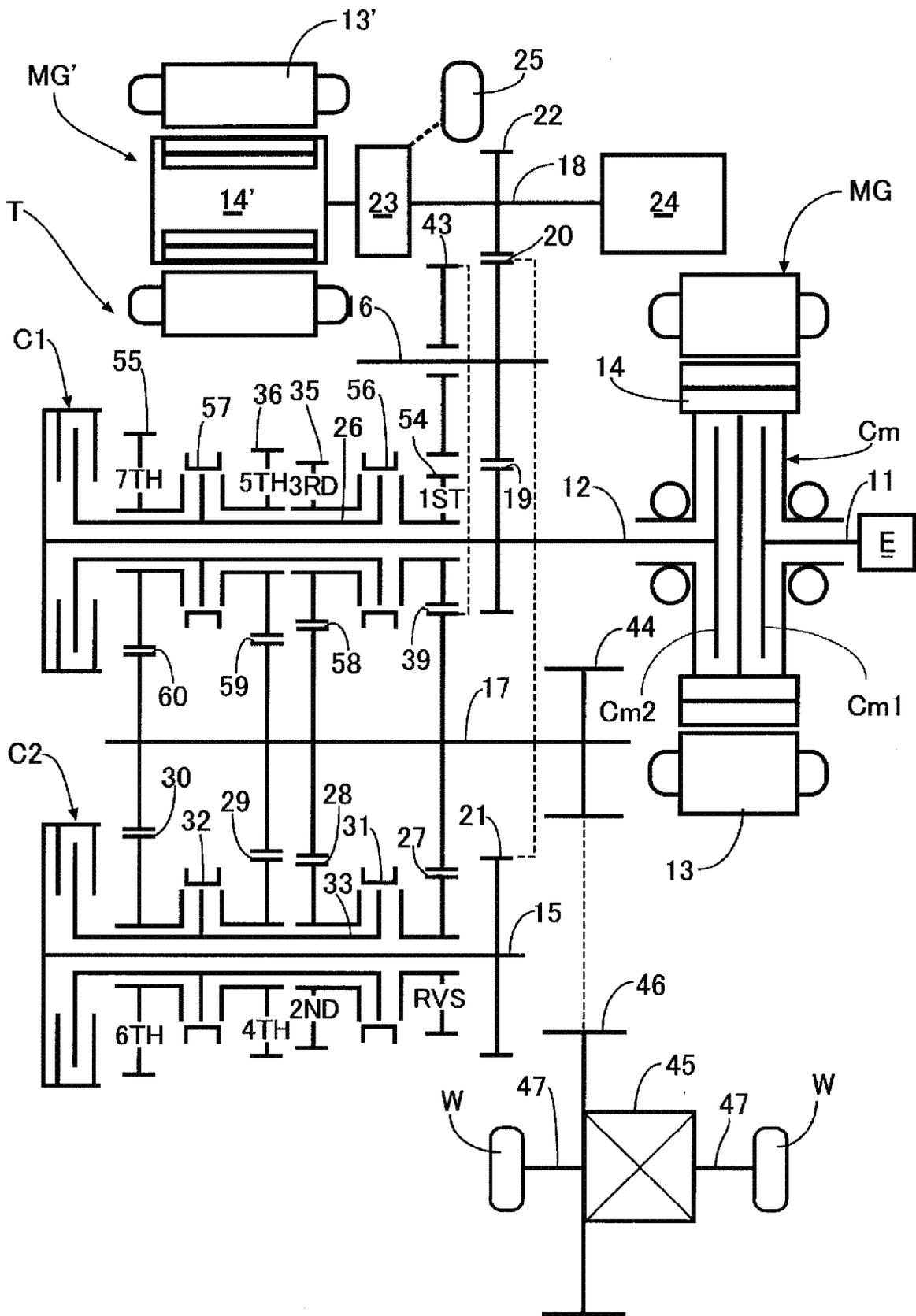


图 44

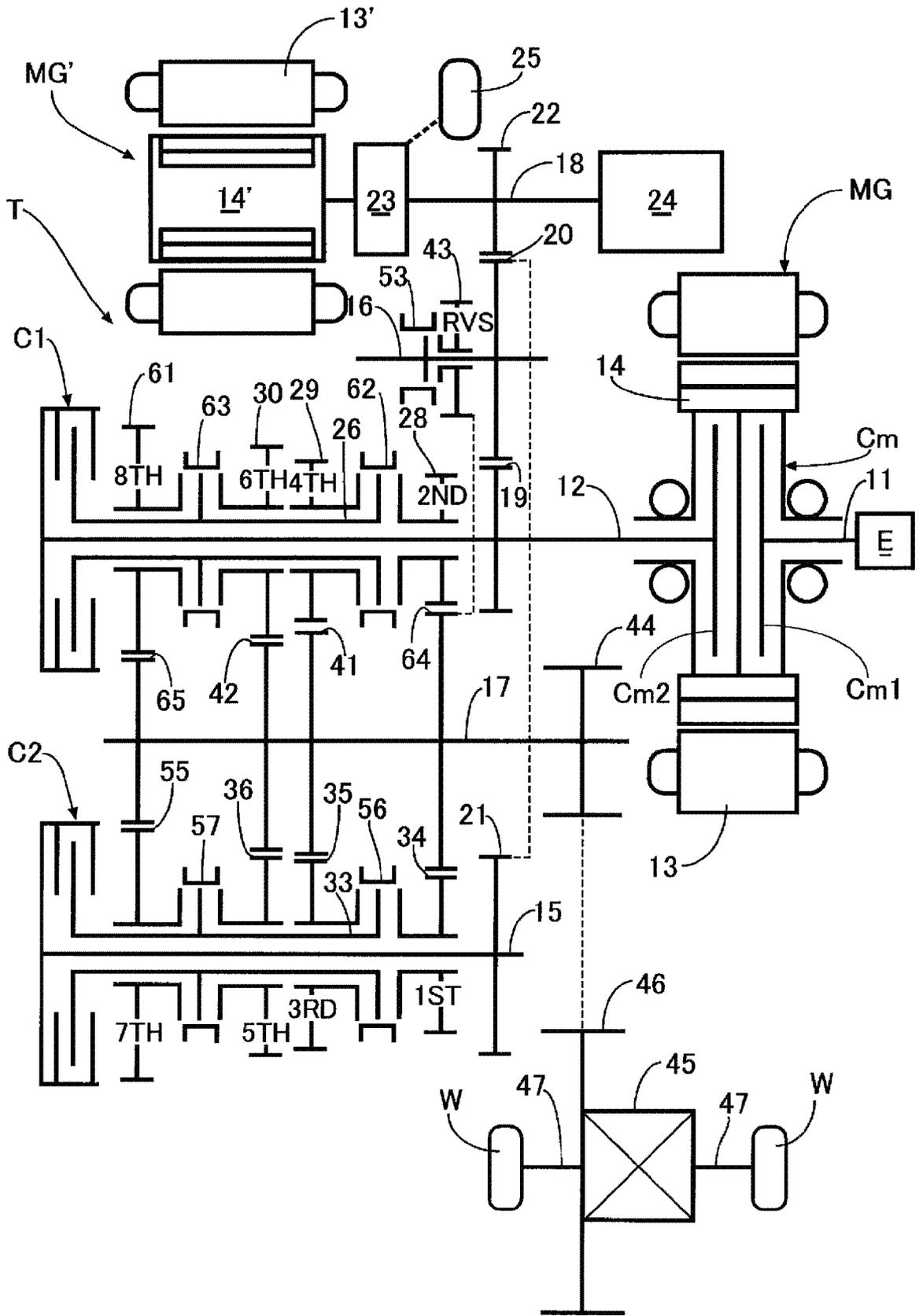


图 45

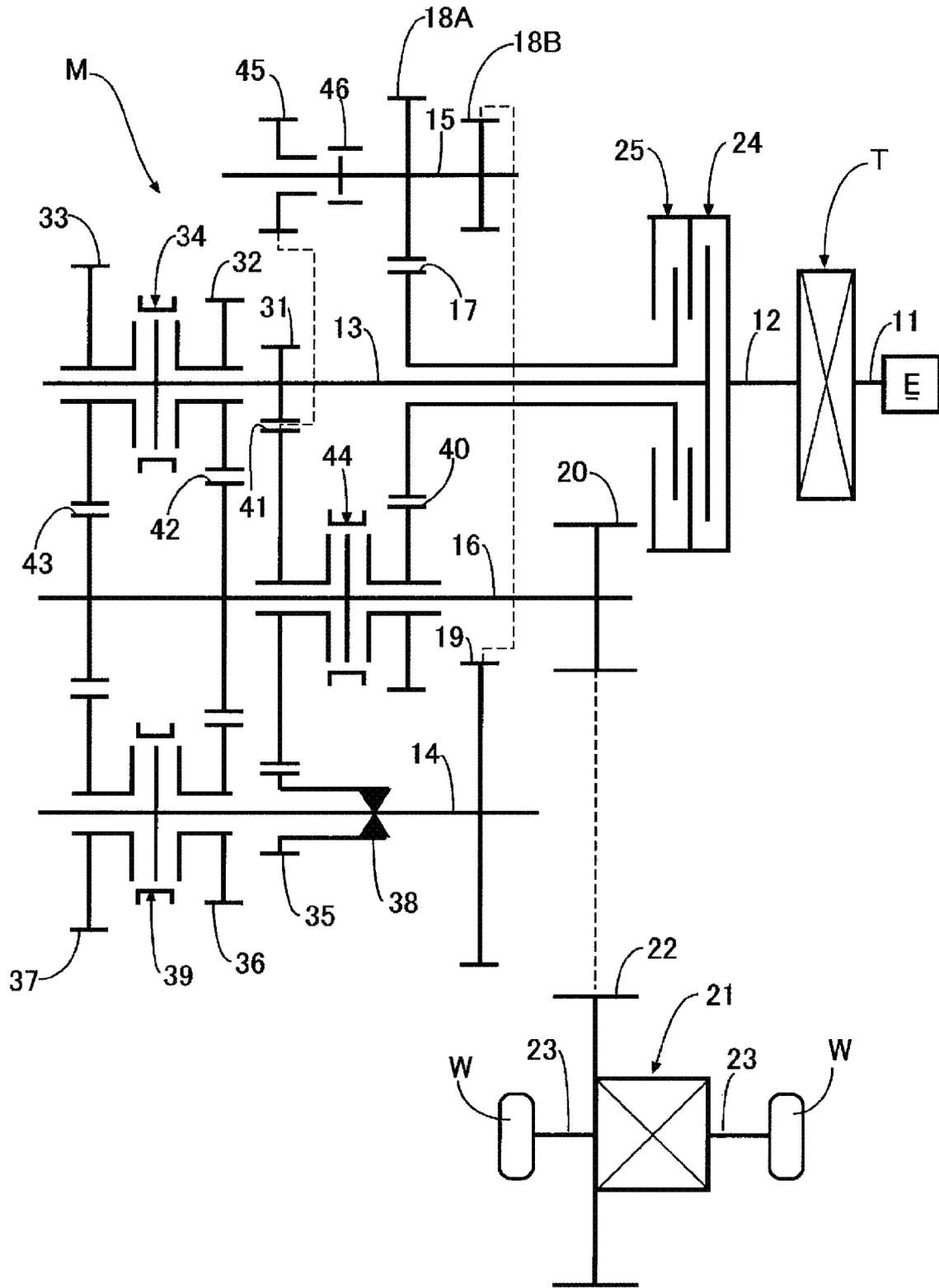


图 46



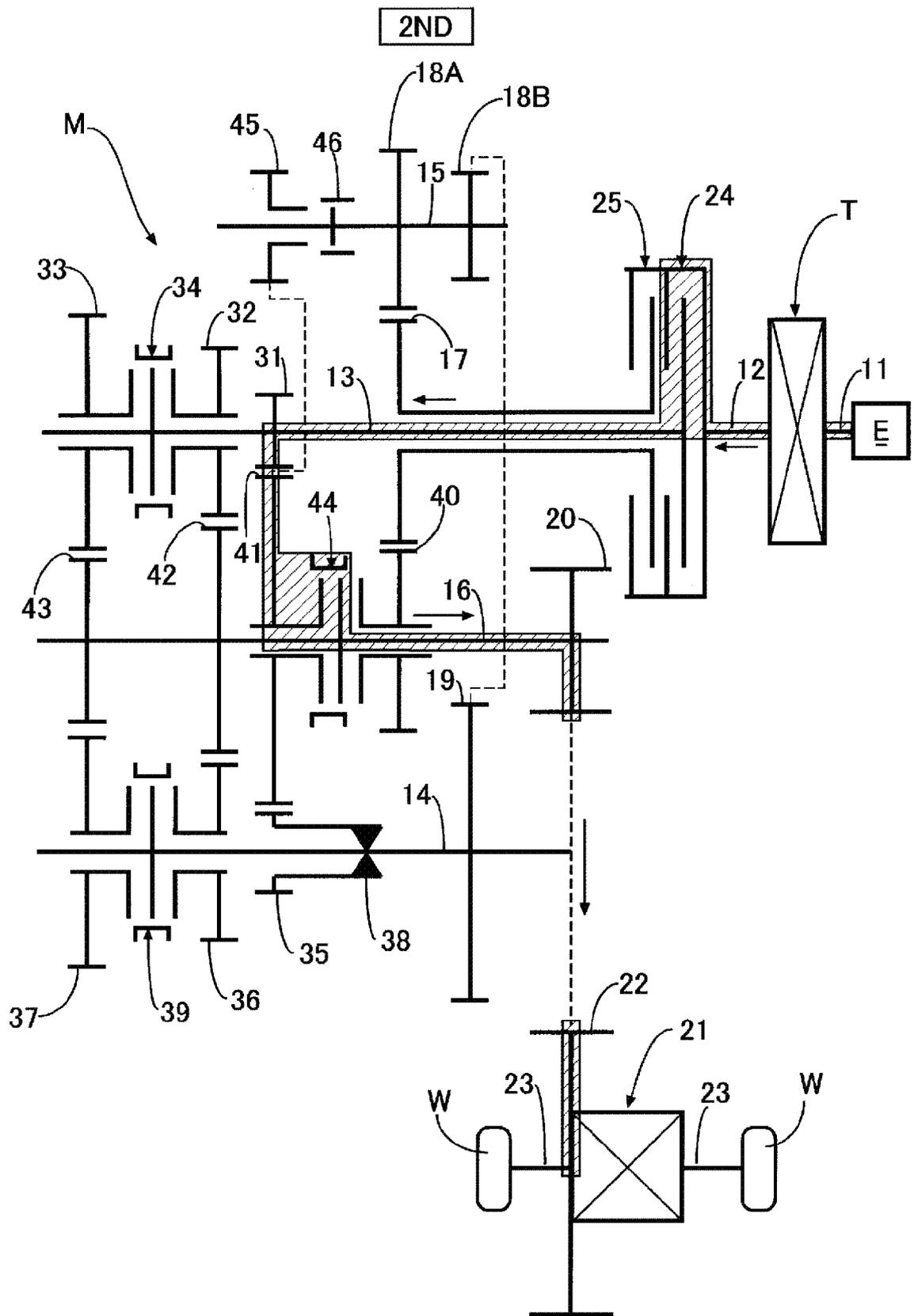


图 48

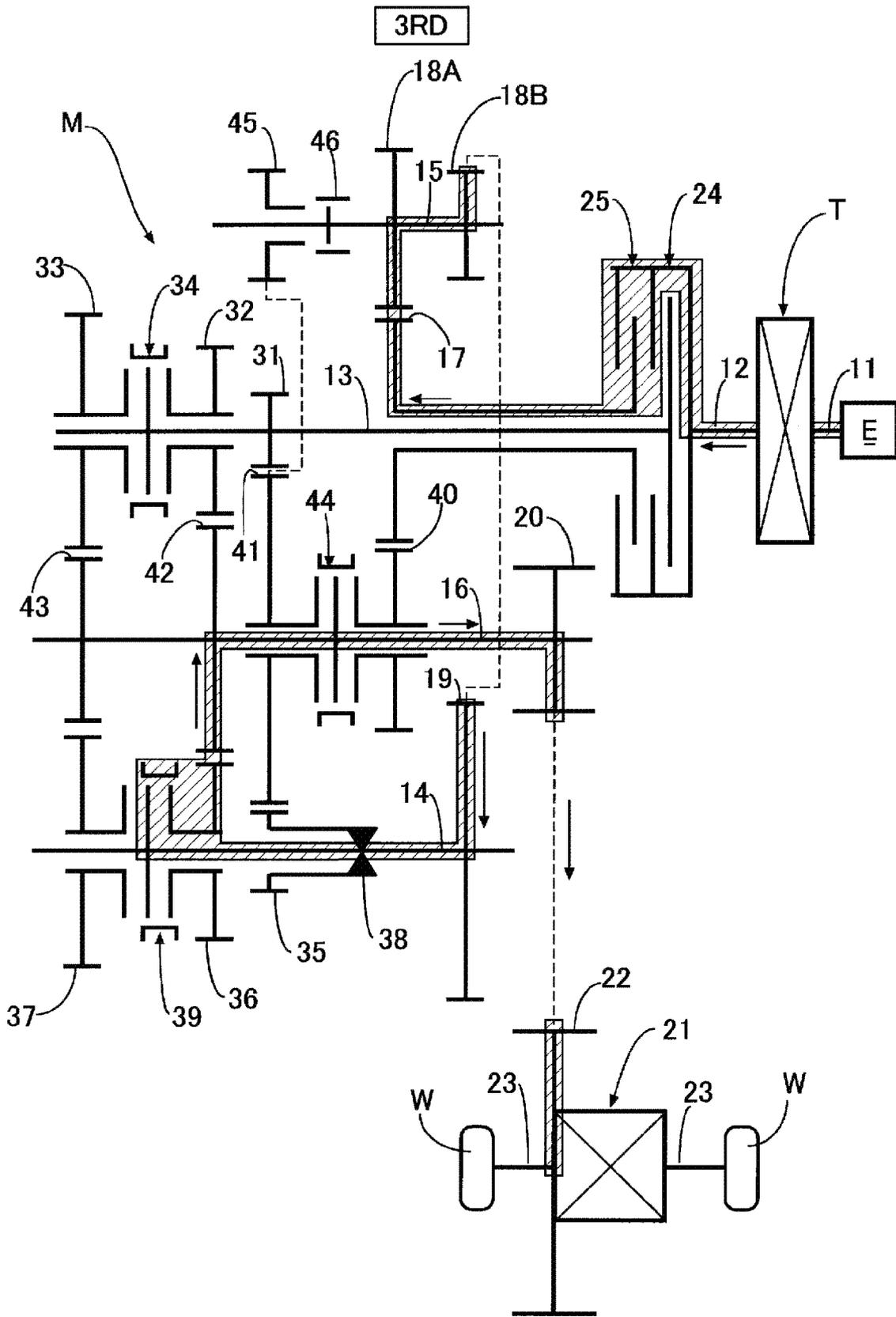


图 49

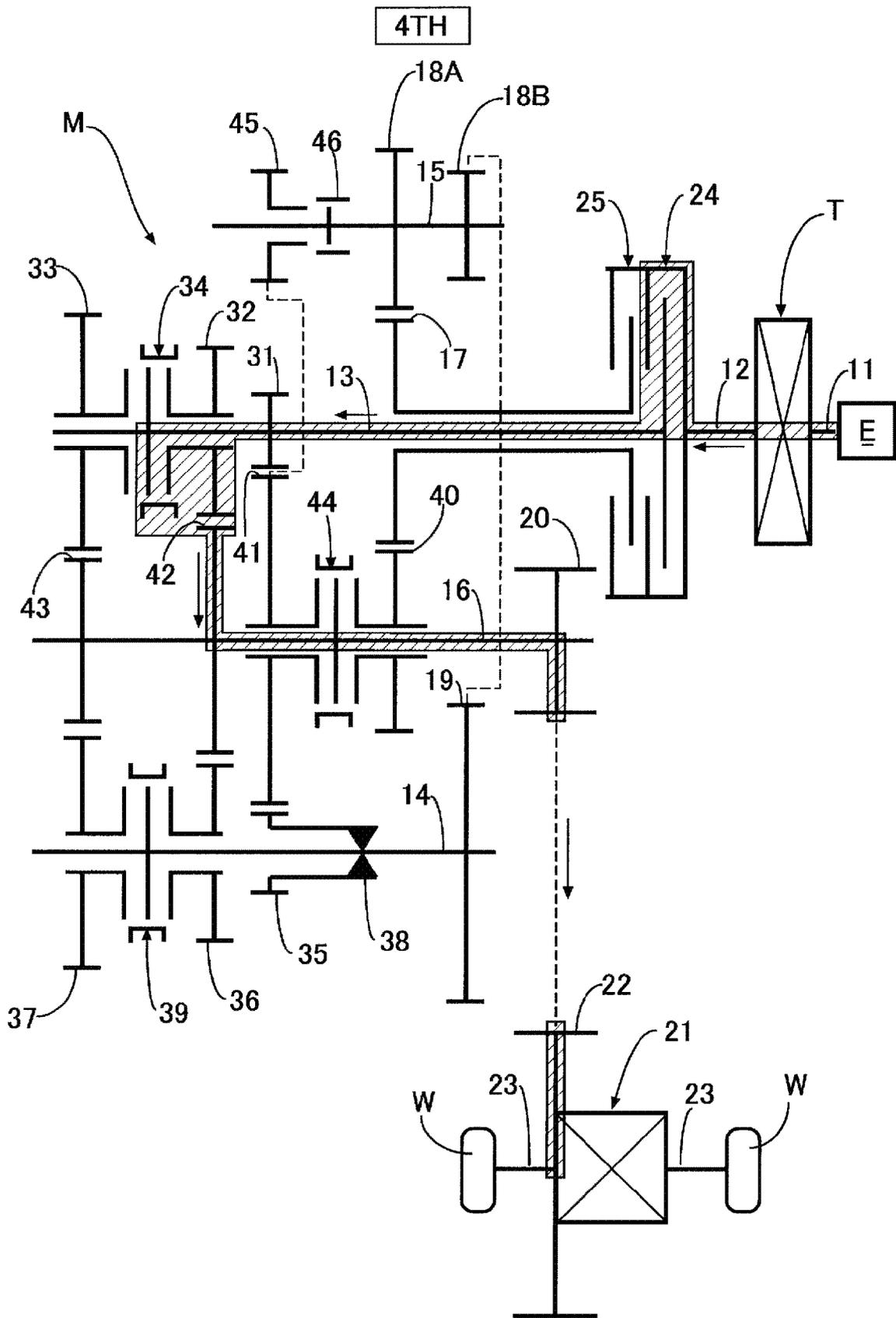


图 50

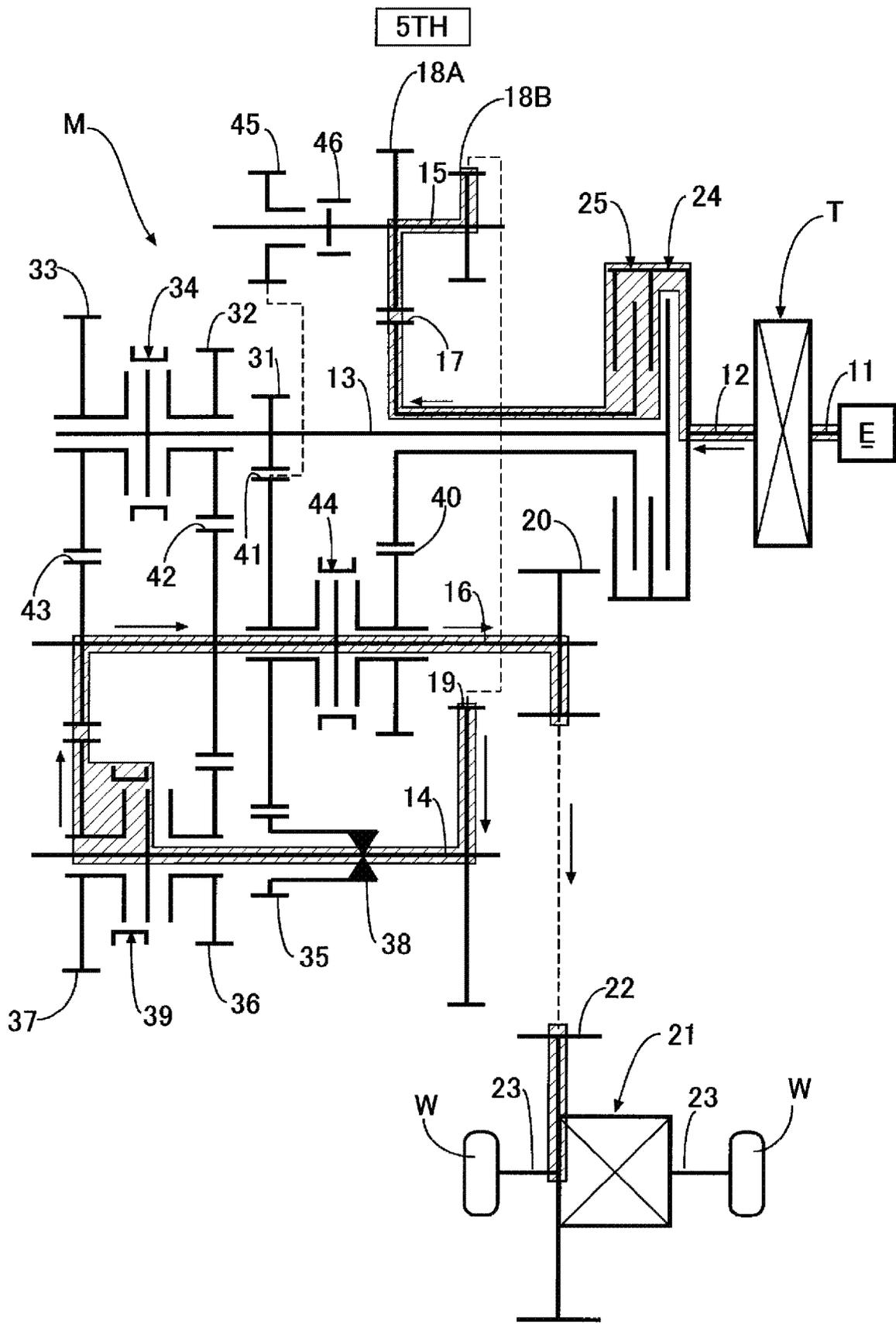


图 51

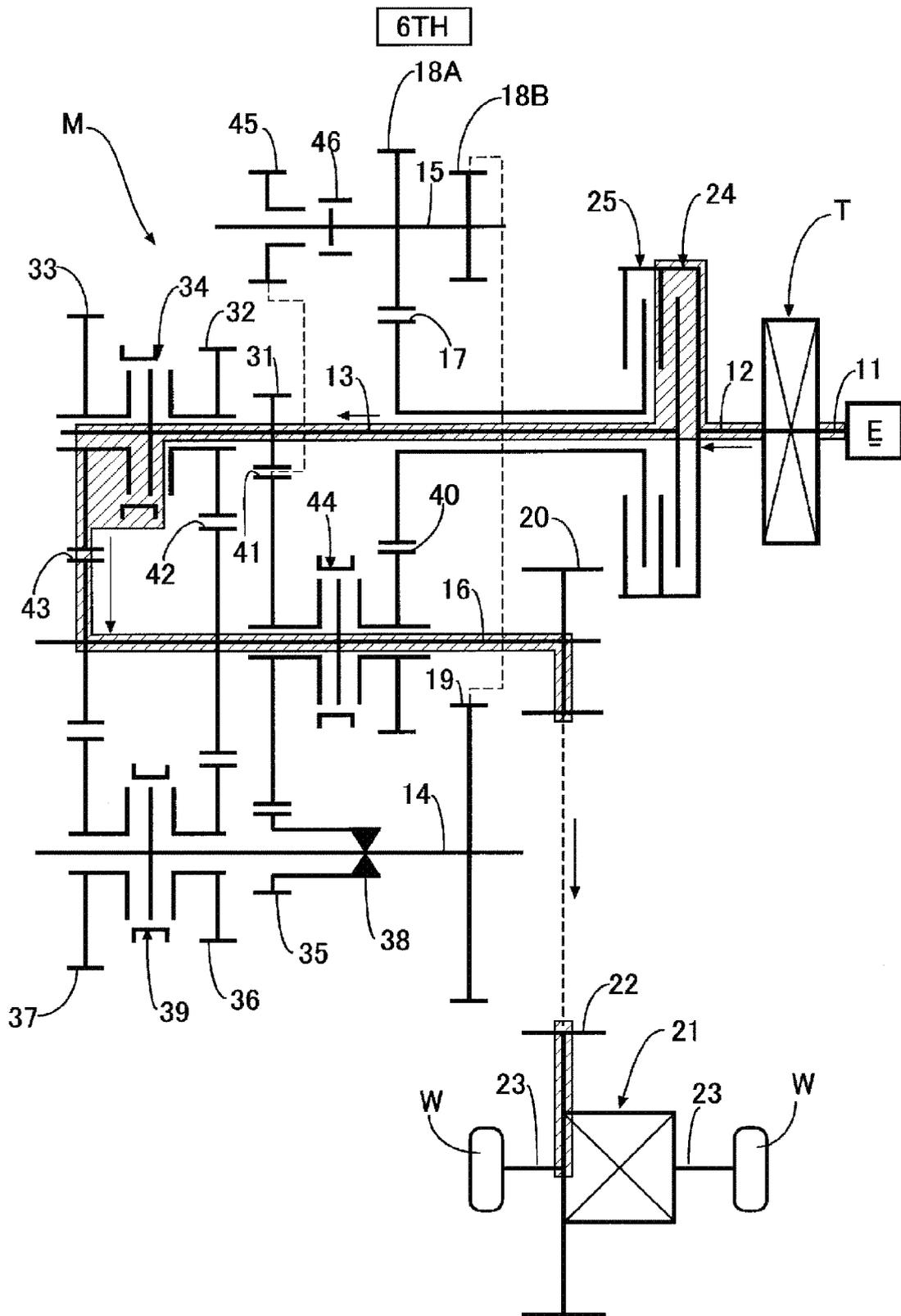


图 52

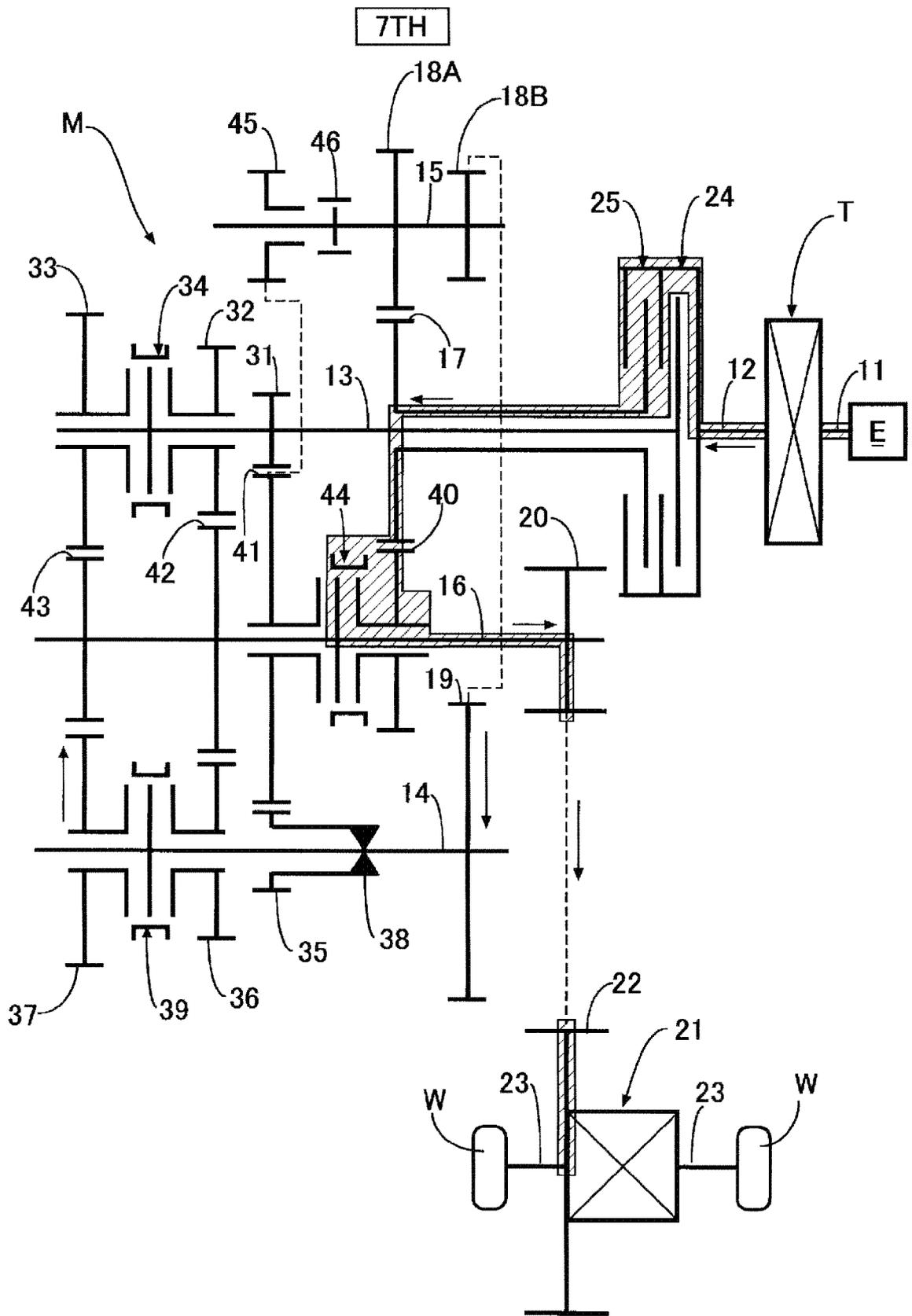


图 53

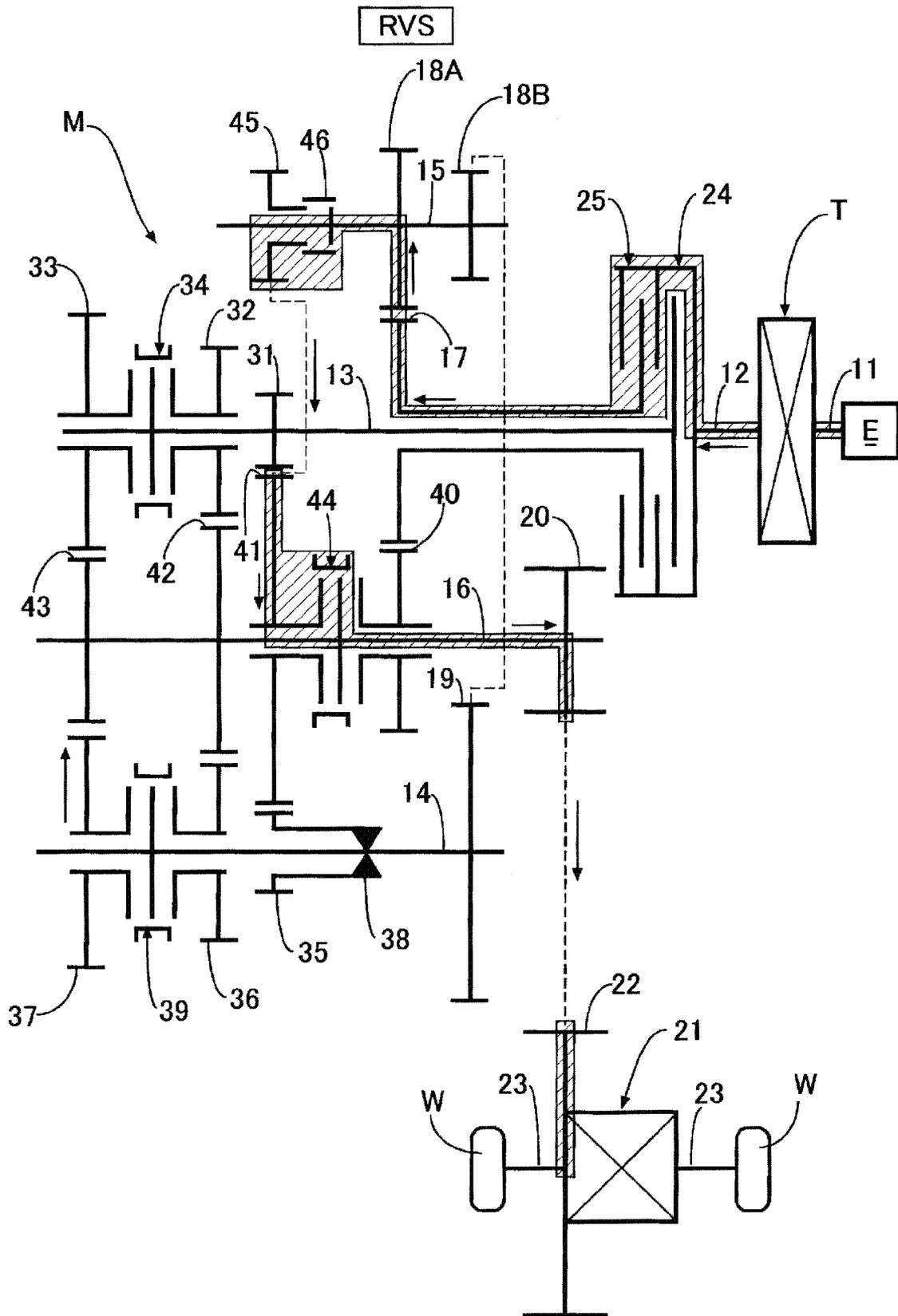


图 54

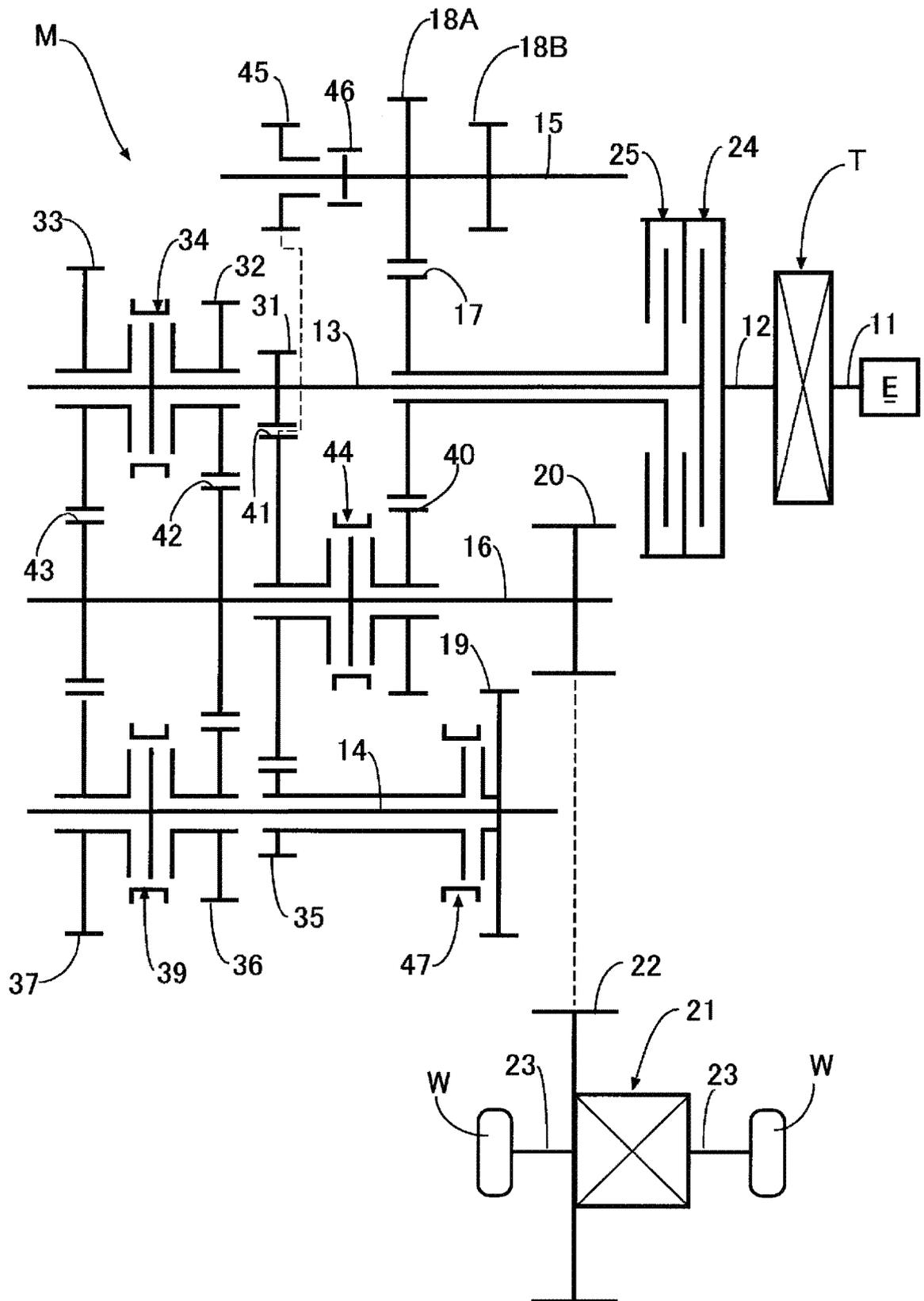


图 55

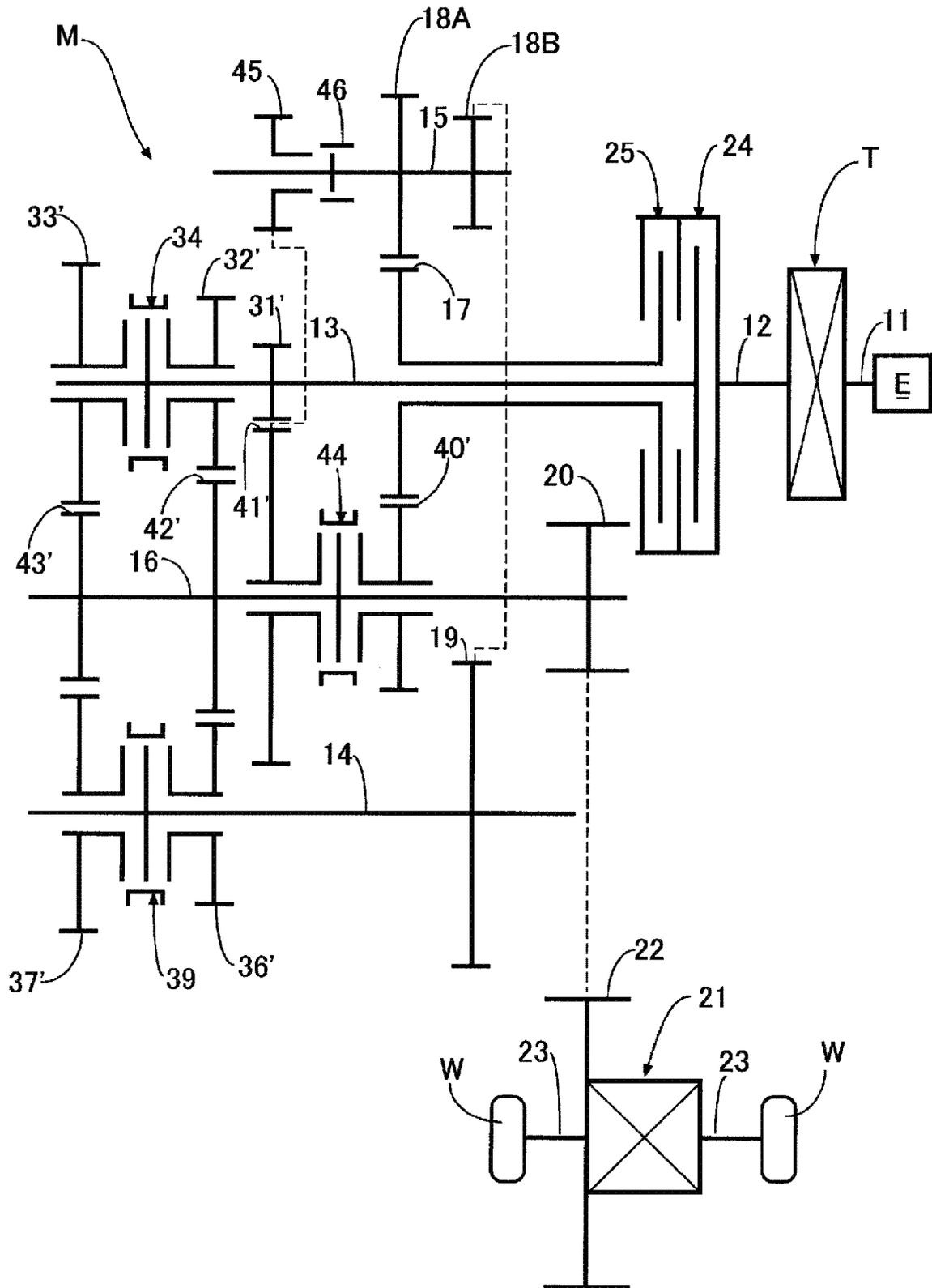


图 56

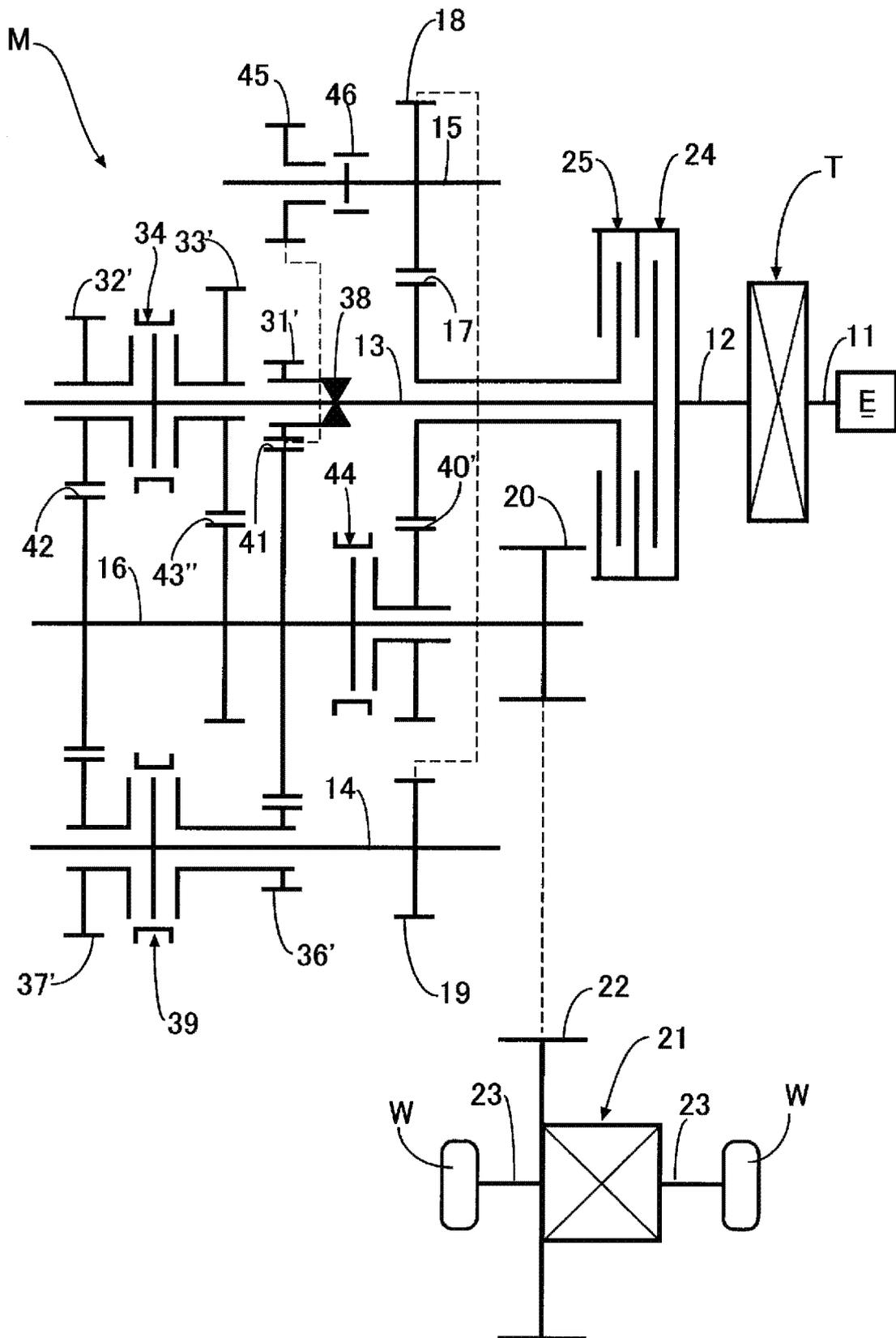


图 57

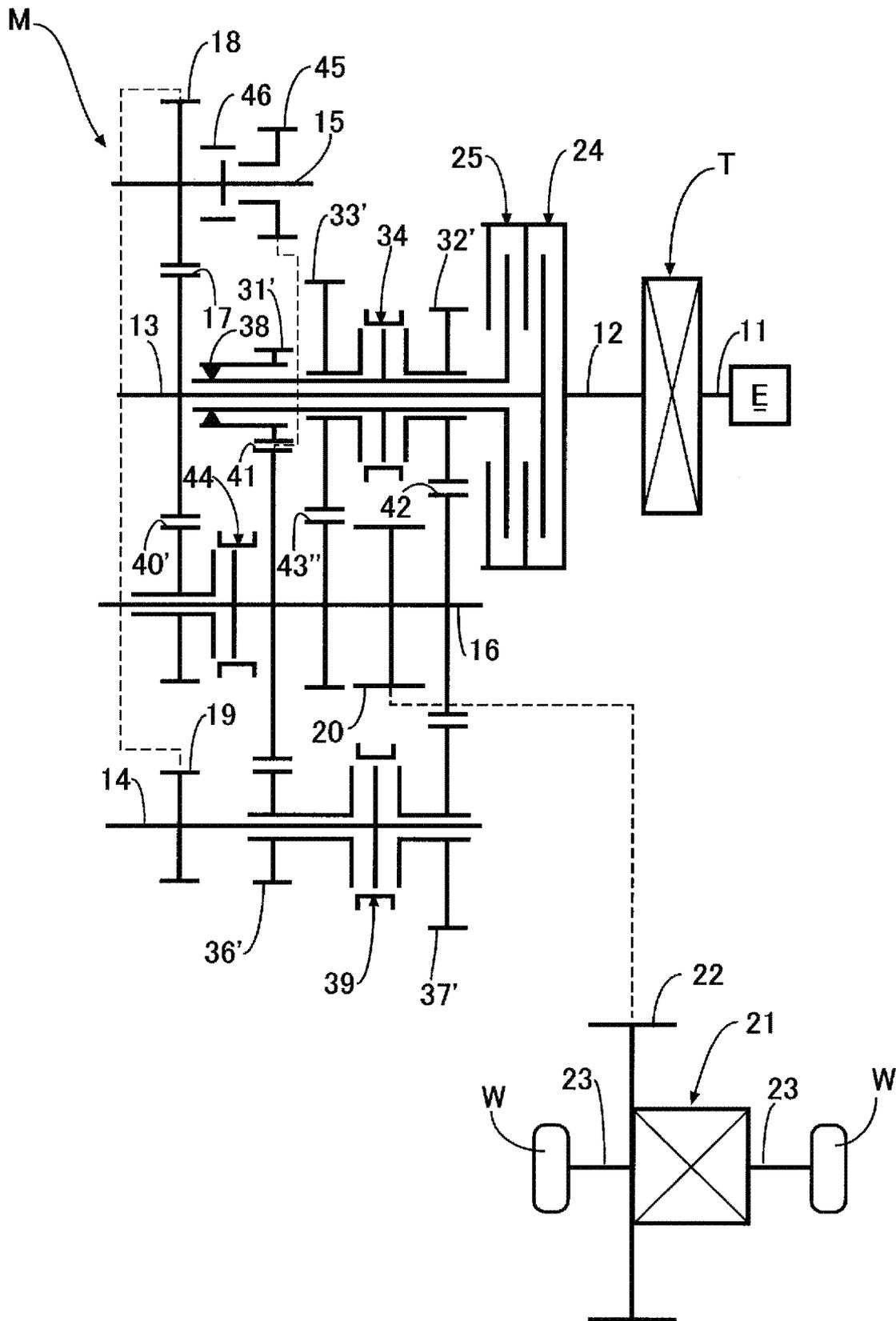


图 58



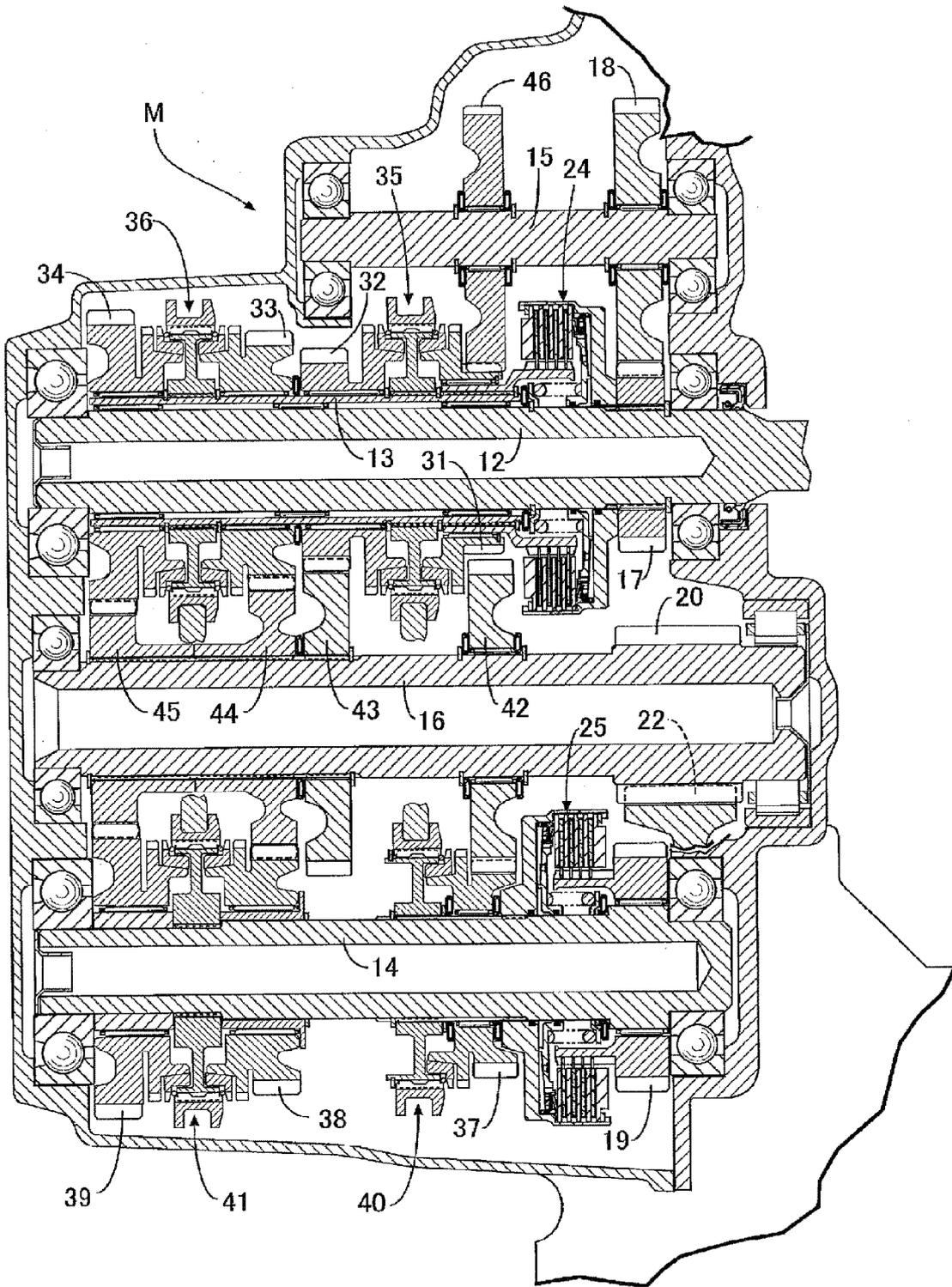


图 60

1速变速档 (LOW)

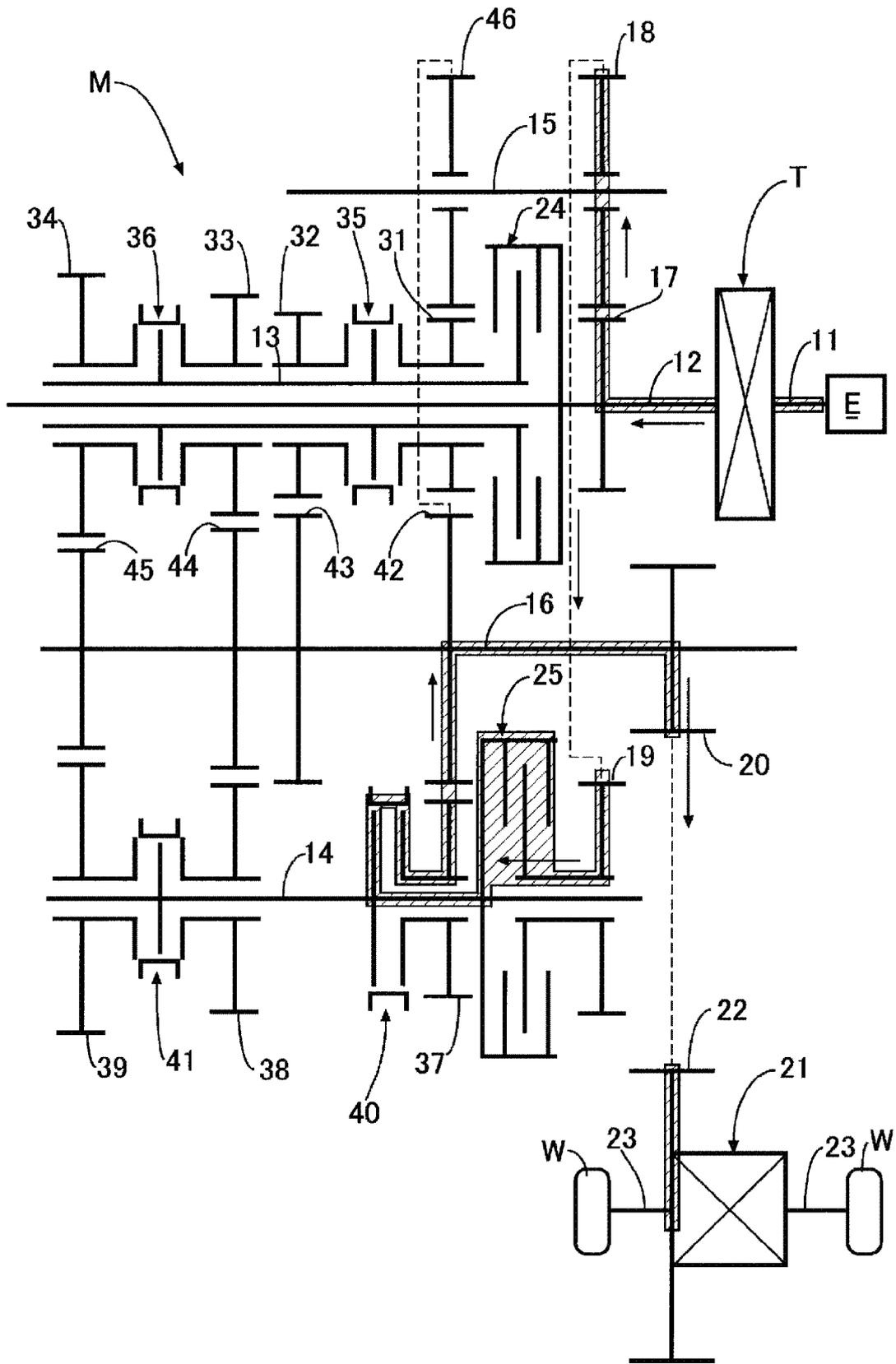


图 61

2速变速档 (2ND)

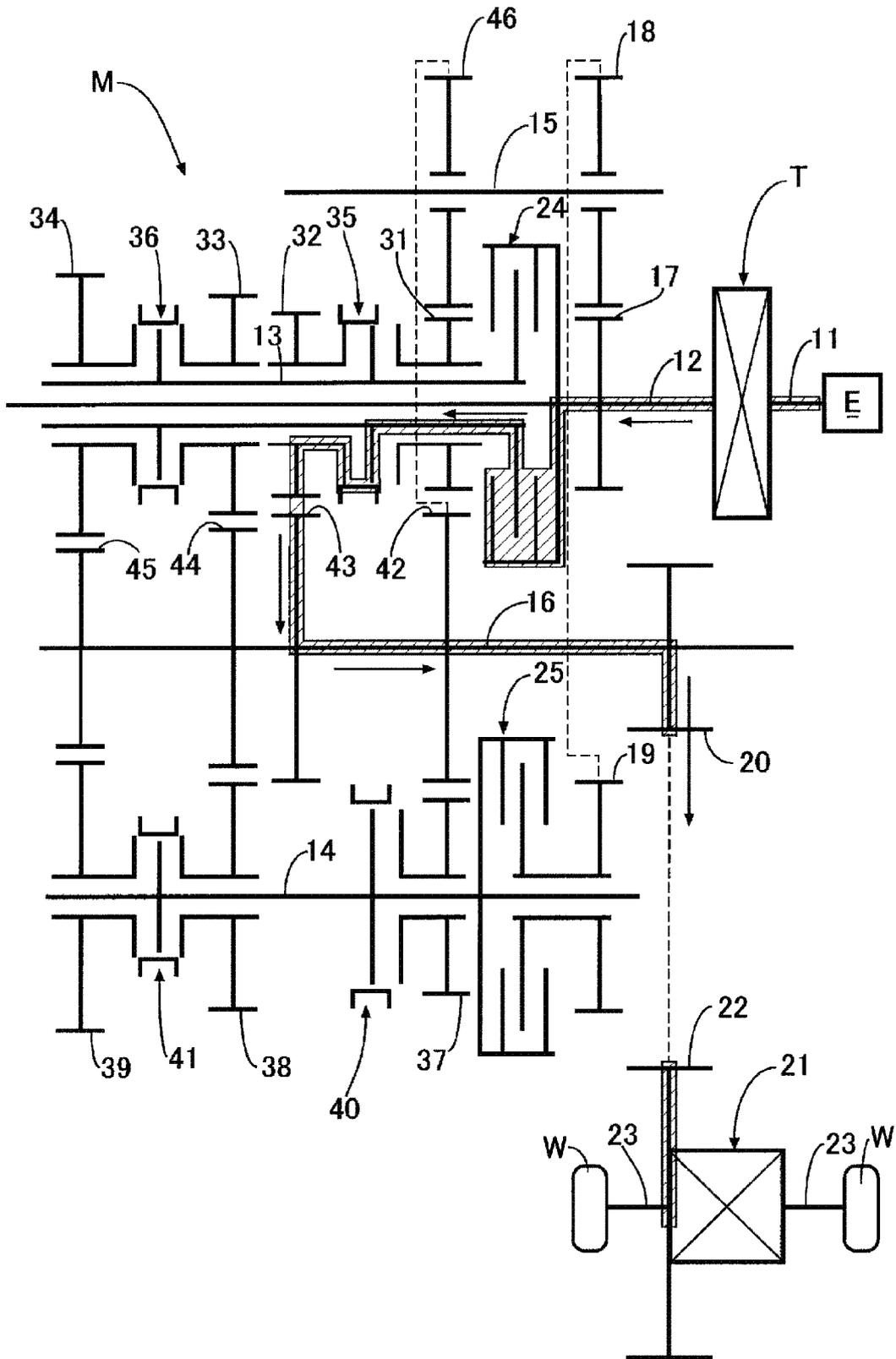


图 62



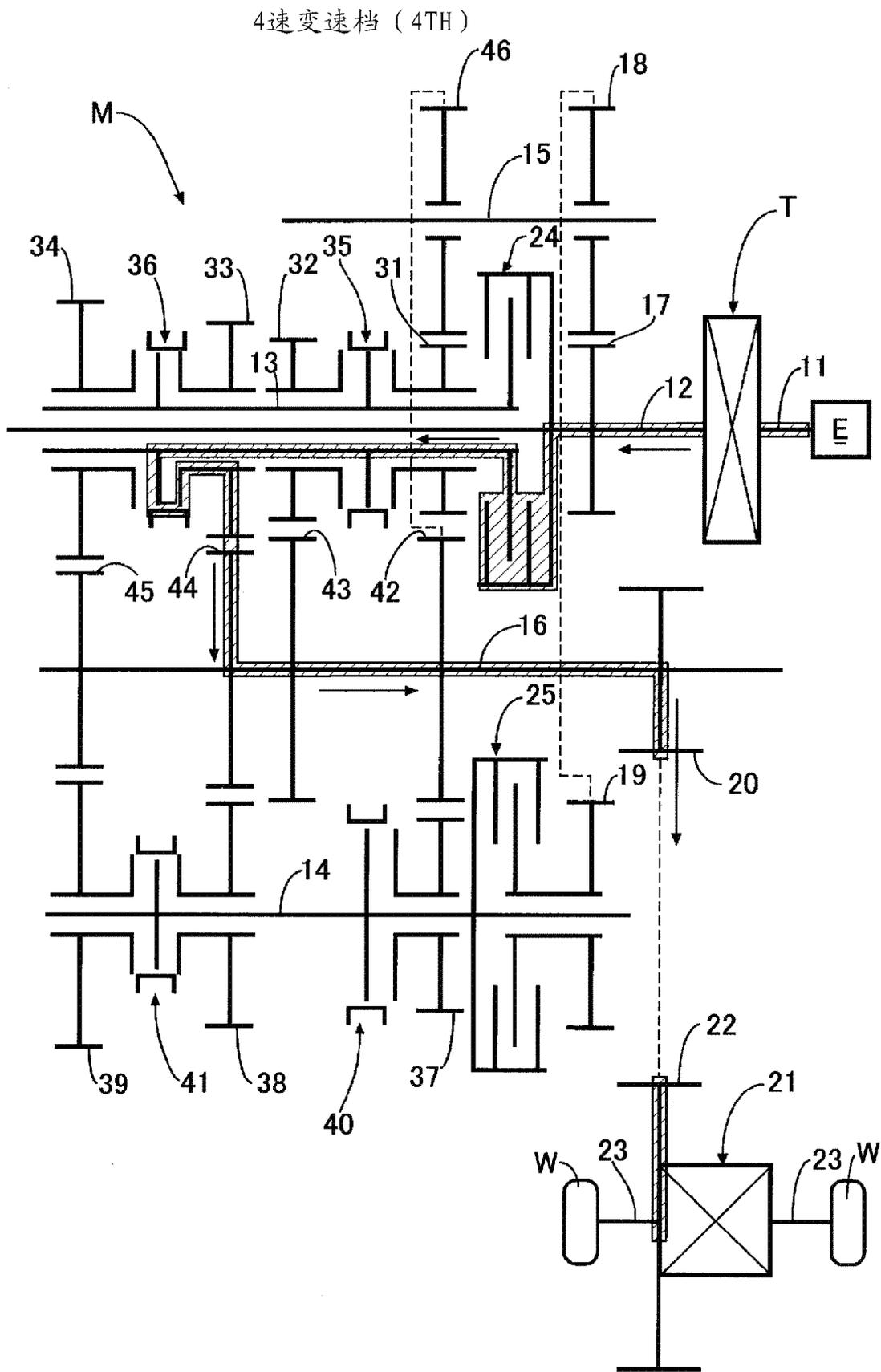


图 64

5速变速档 (5TH)

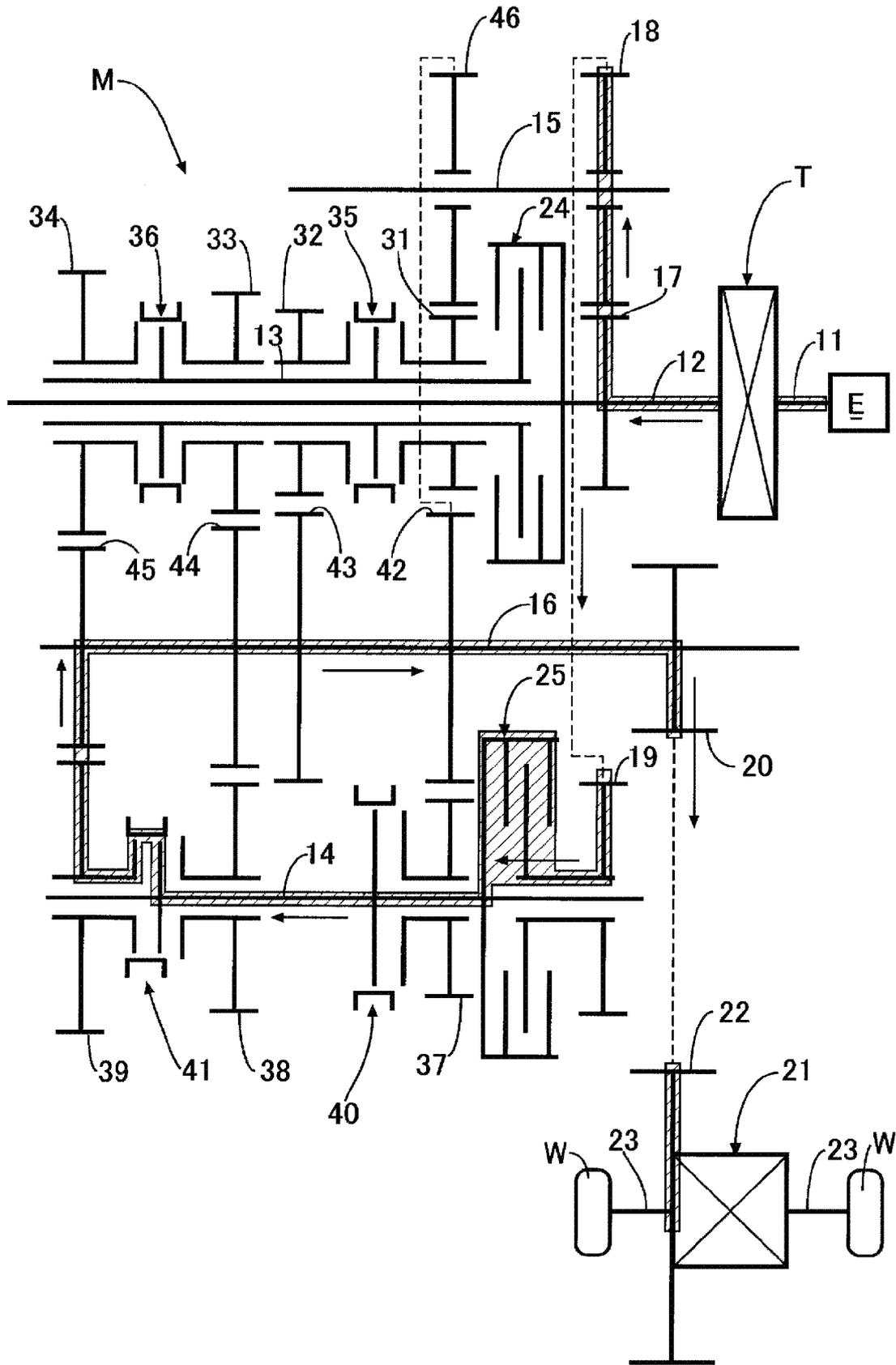


图 65

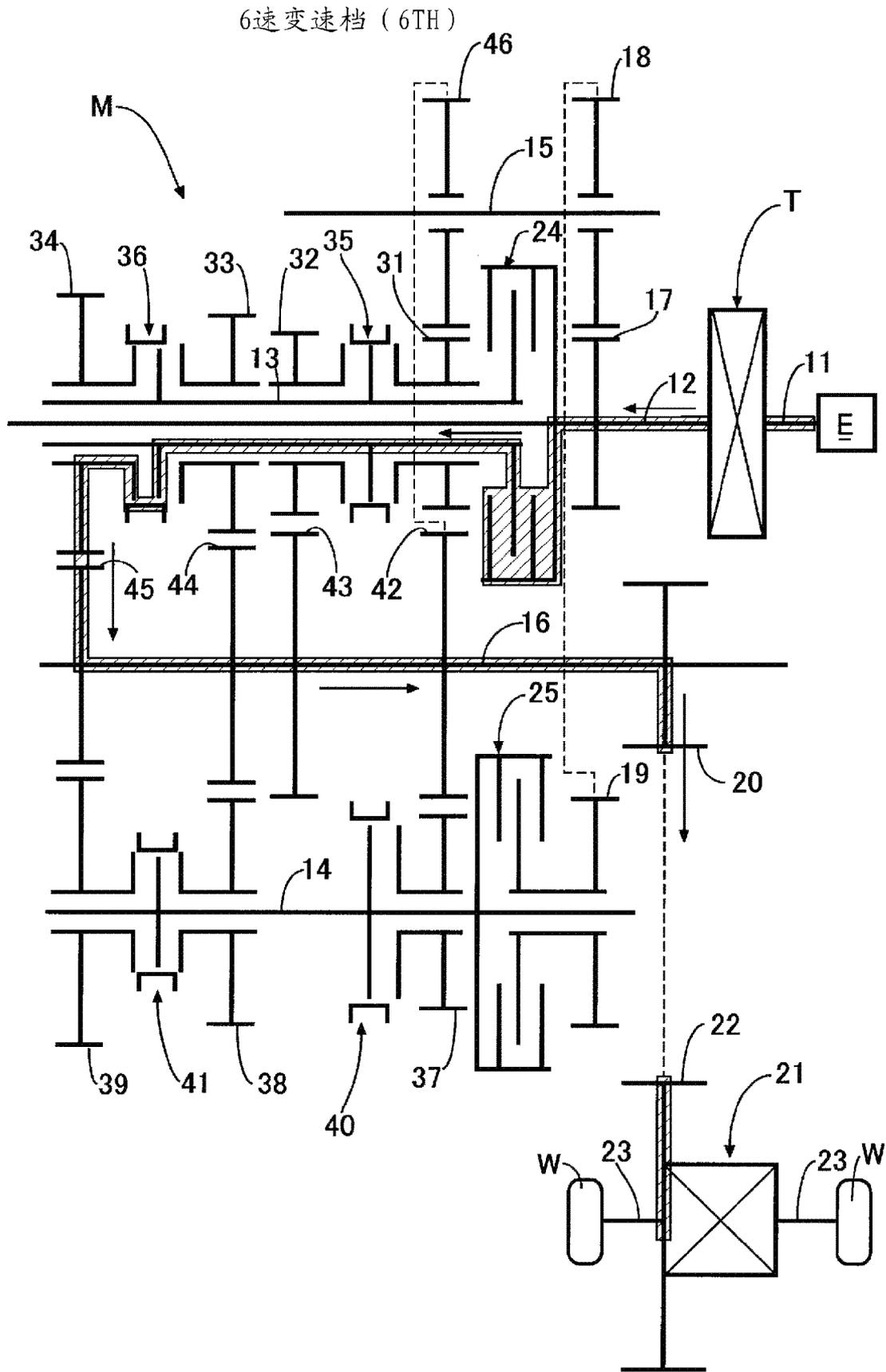


图 66

倒车变速档 (RVS)

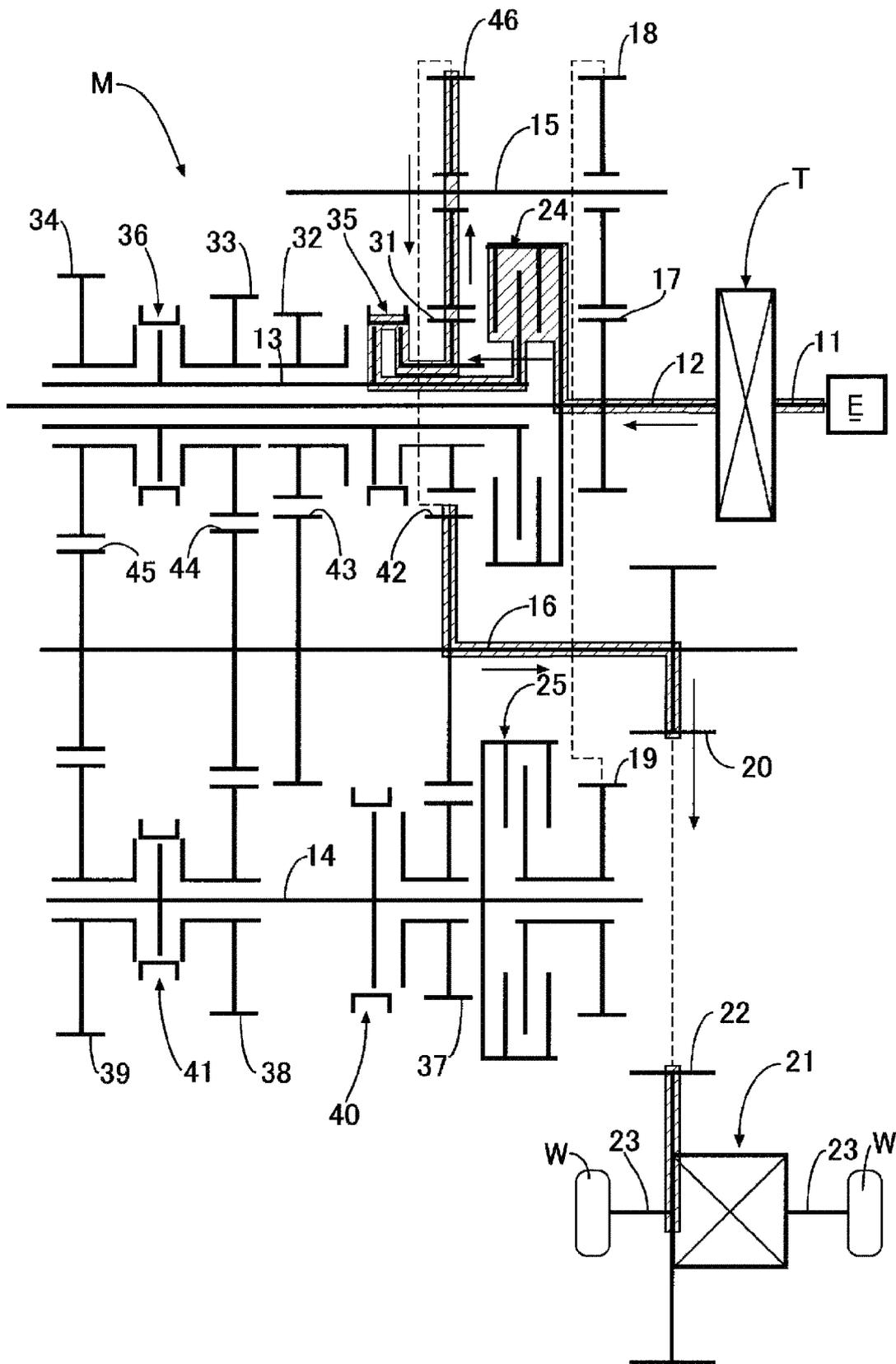


图 67

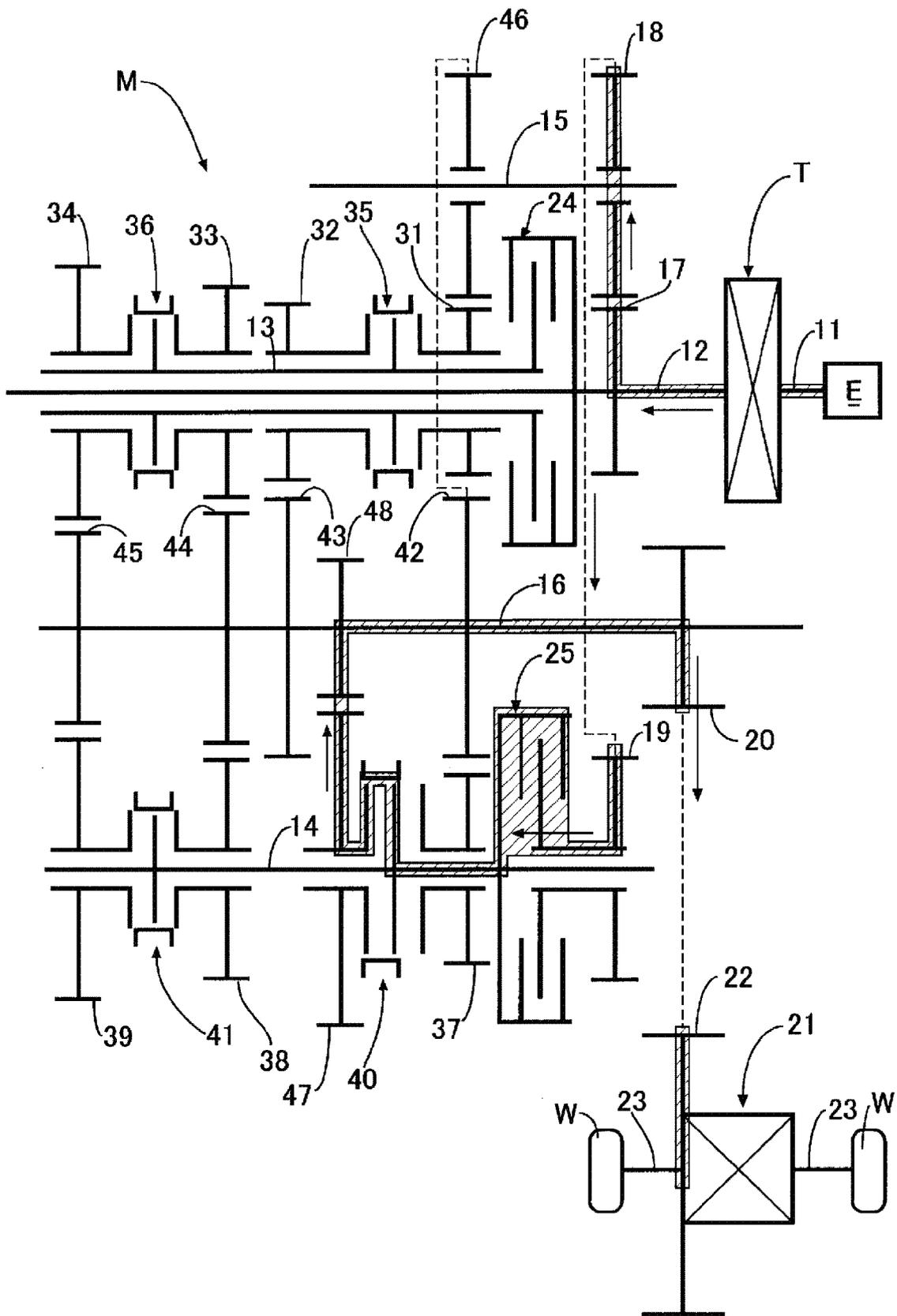


图 68

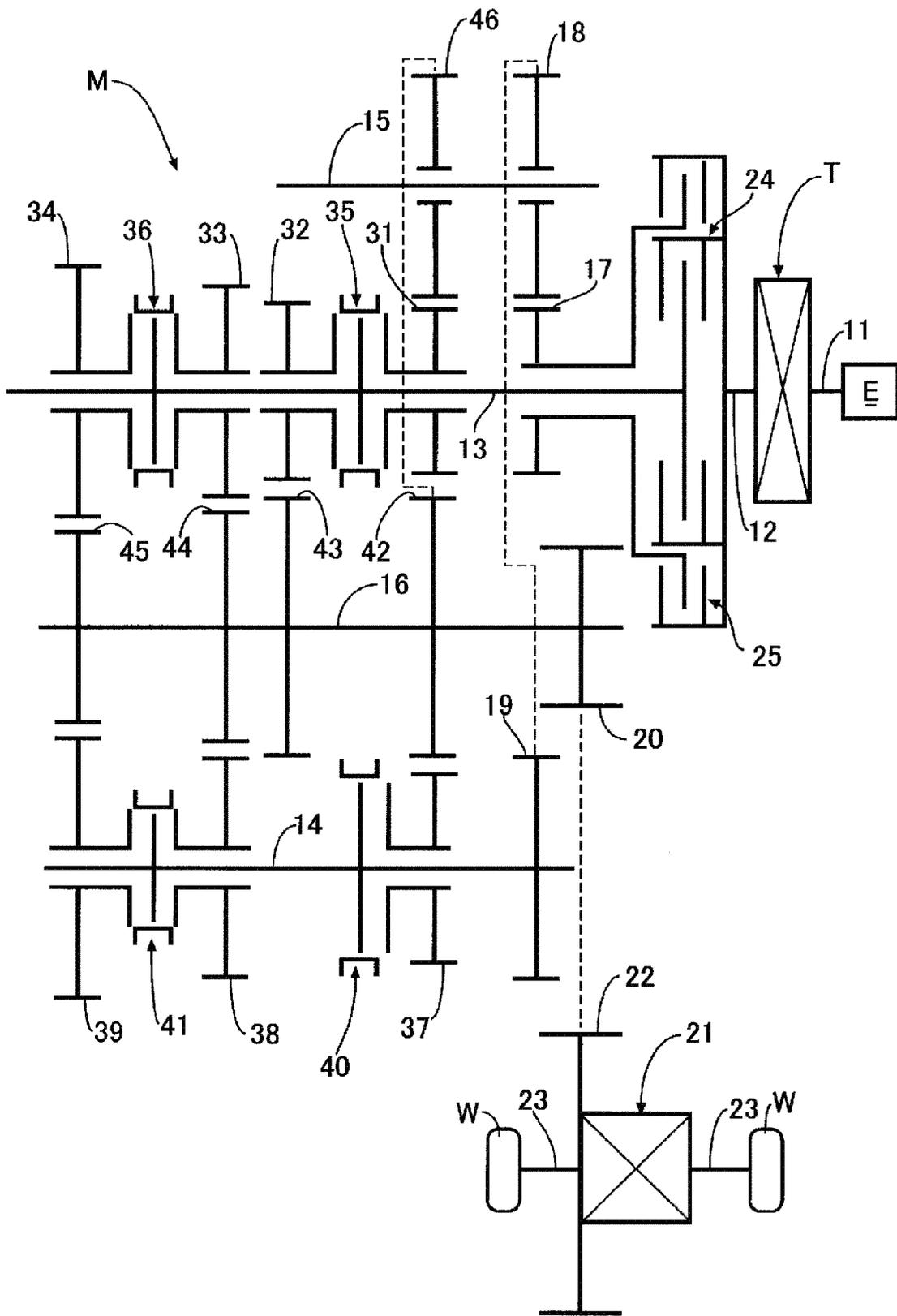


图 69

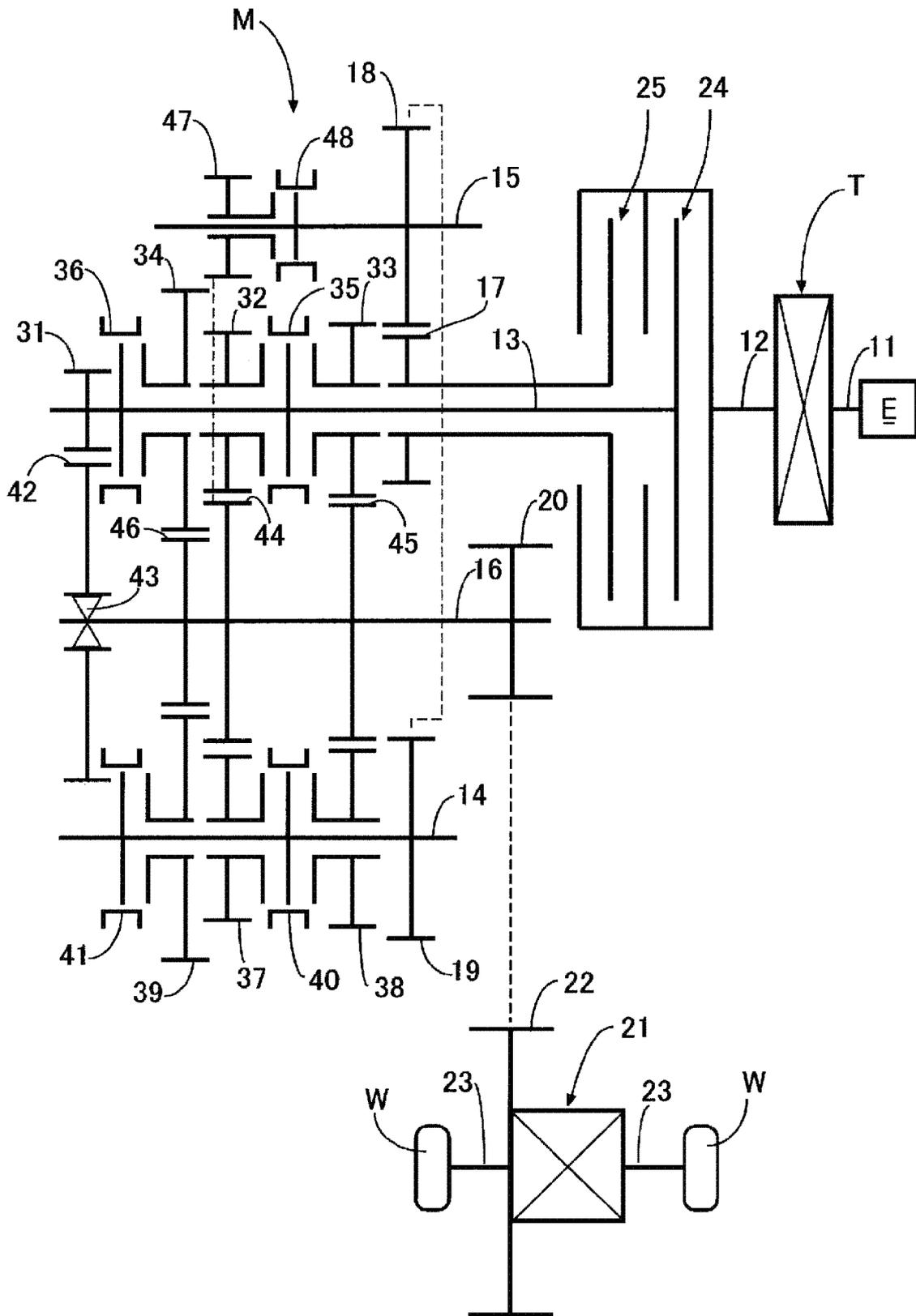


图 70

1速变速档 (LOW)

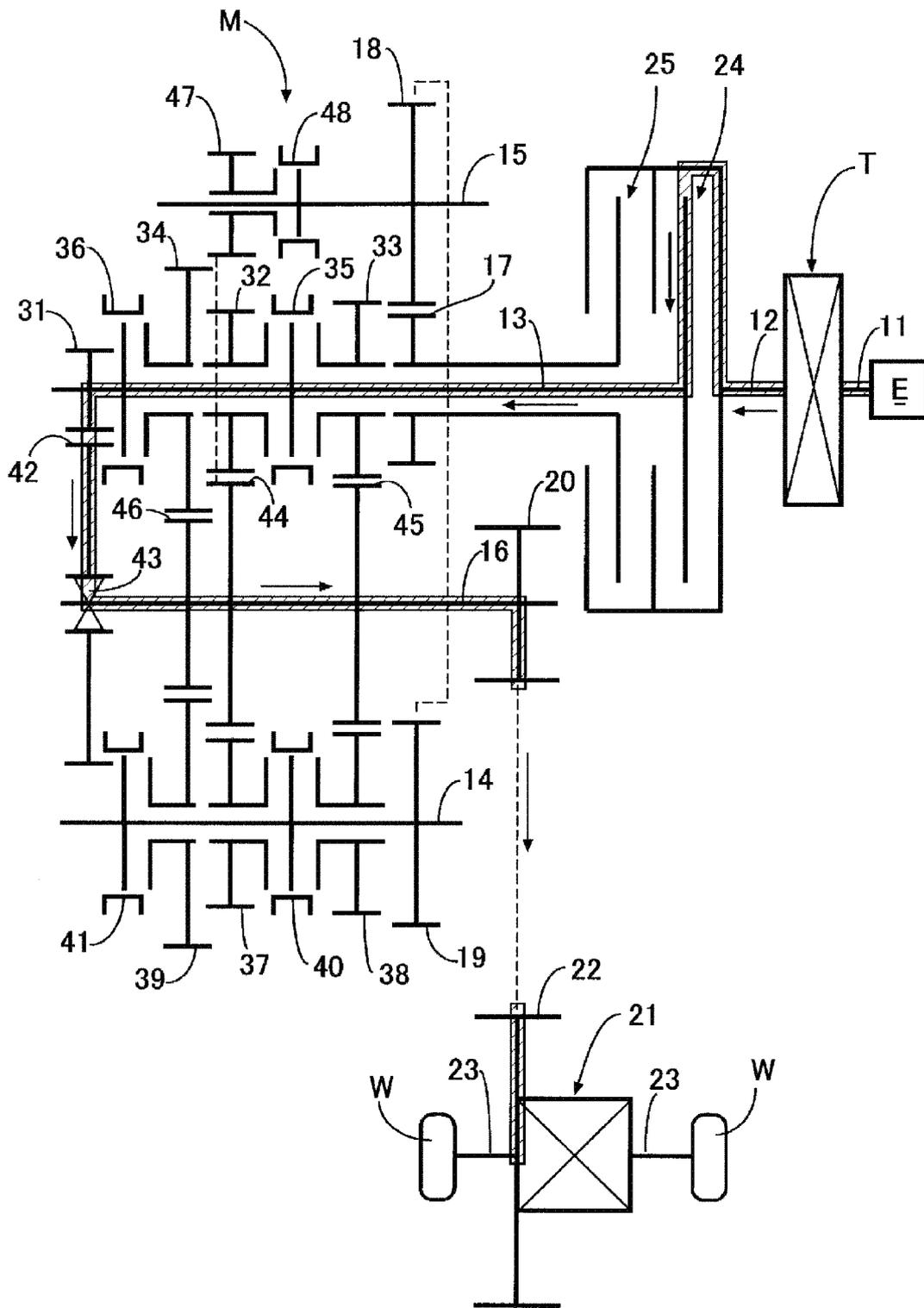


图 71



3速变速档 (3RD)

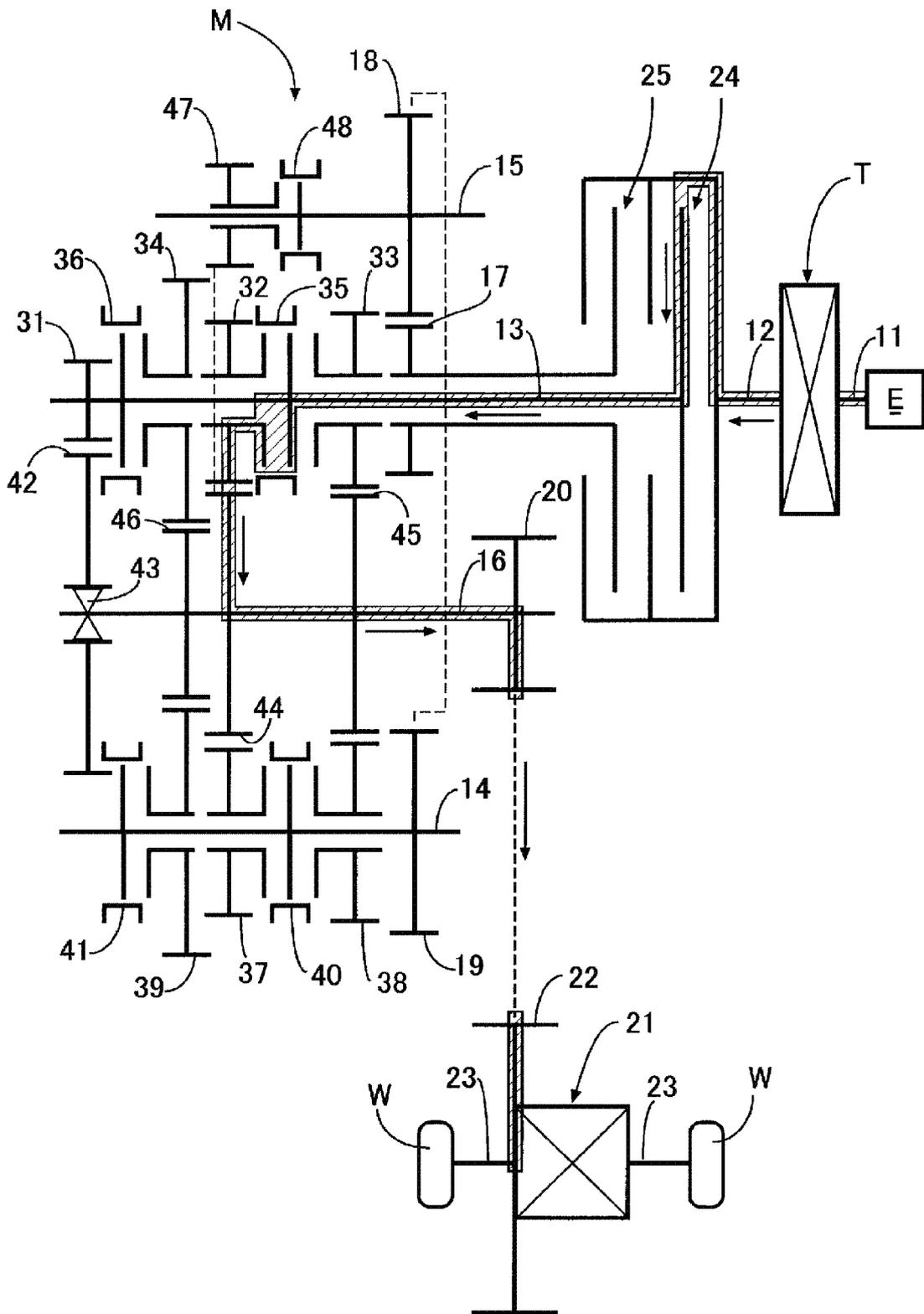


图 73

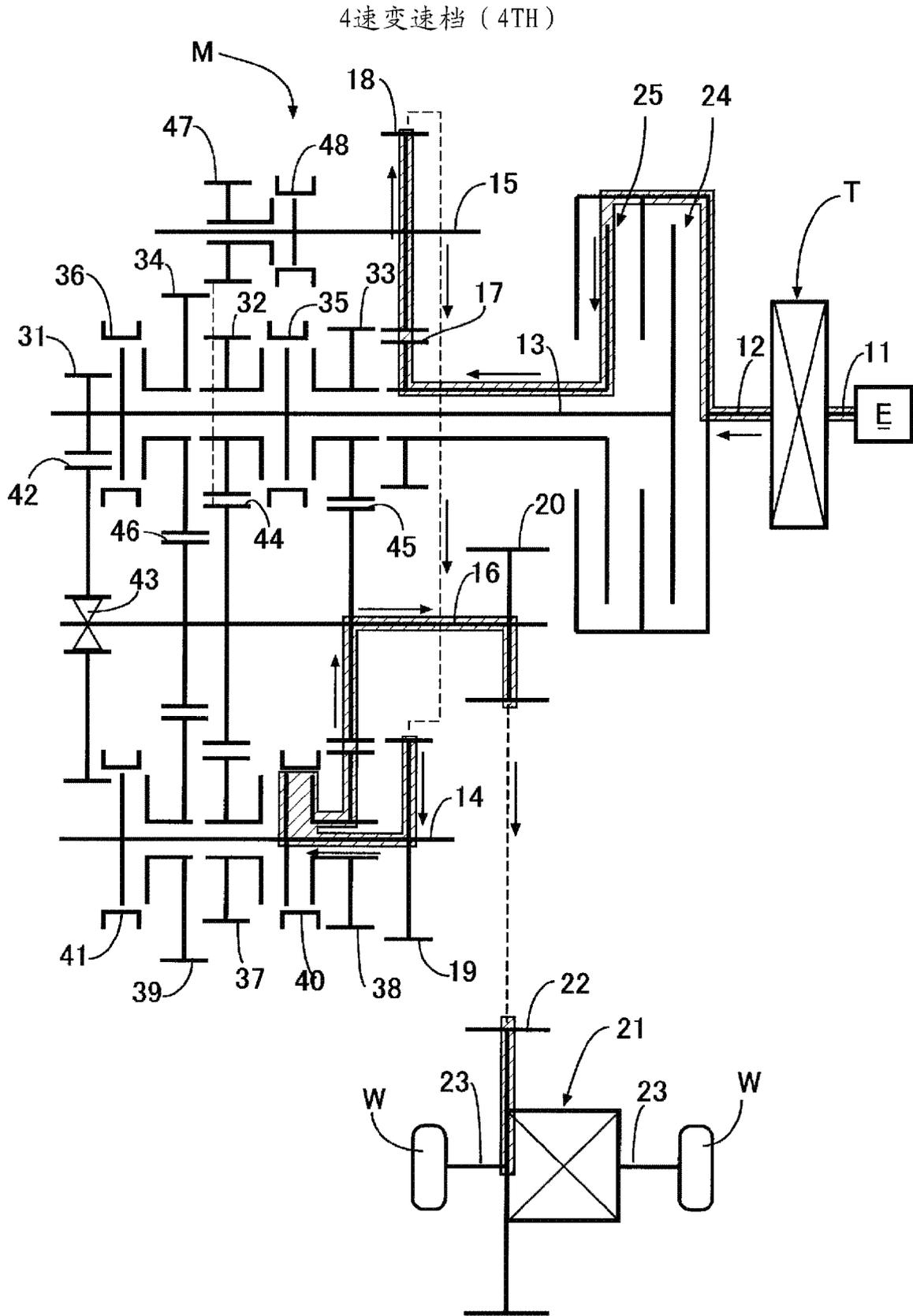


图 74



6速变速档 (6TH)

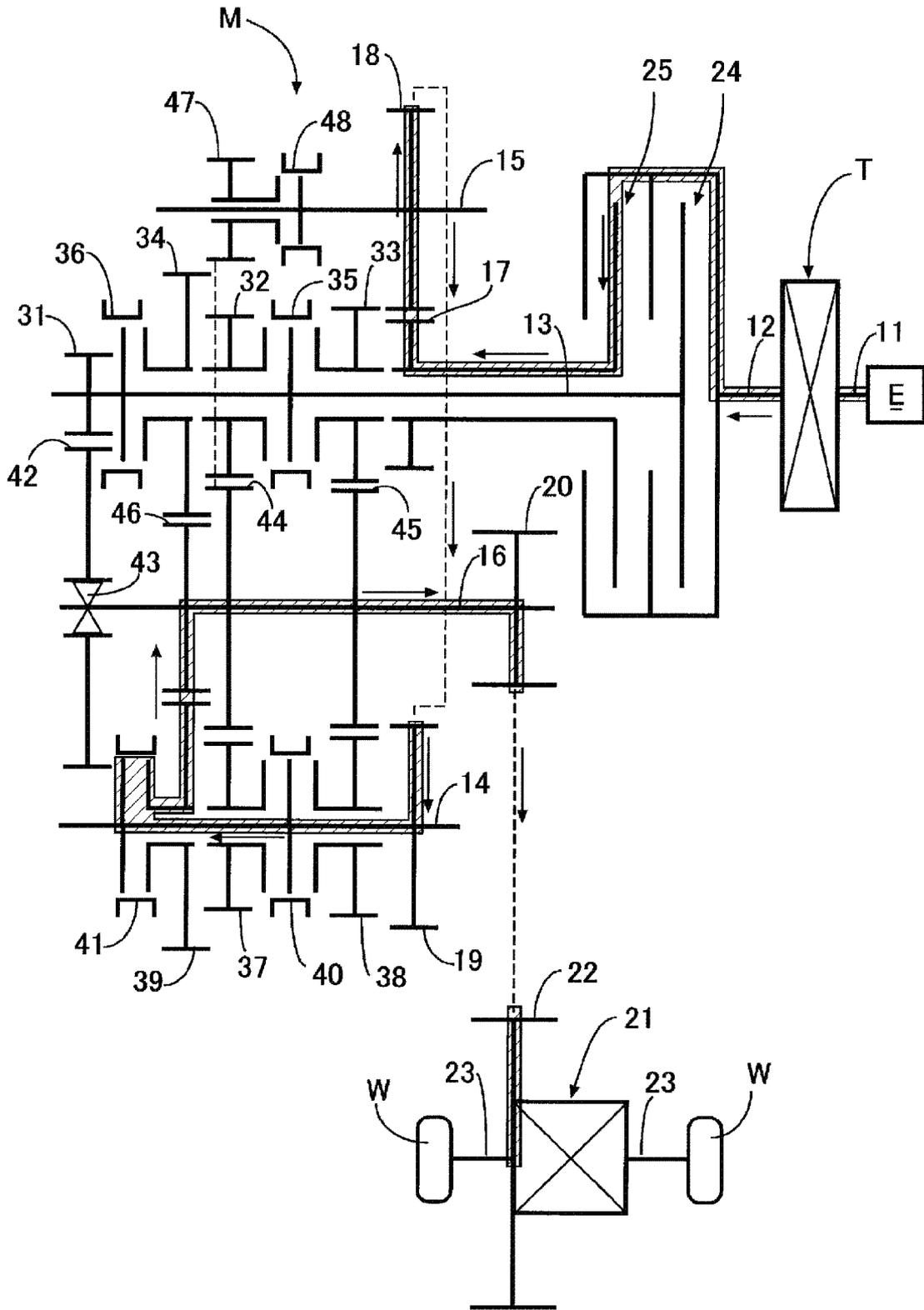


图 76

7速变速档 (7TH)

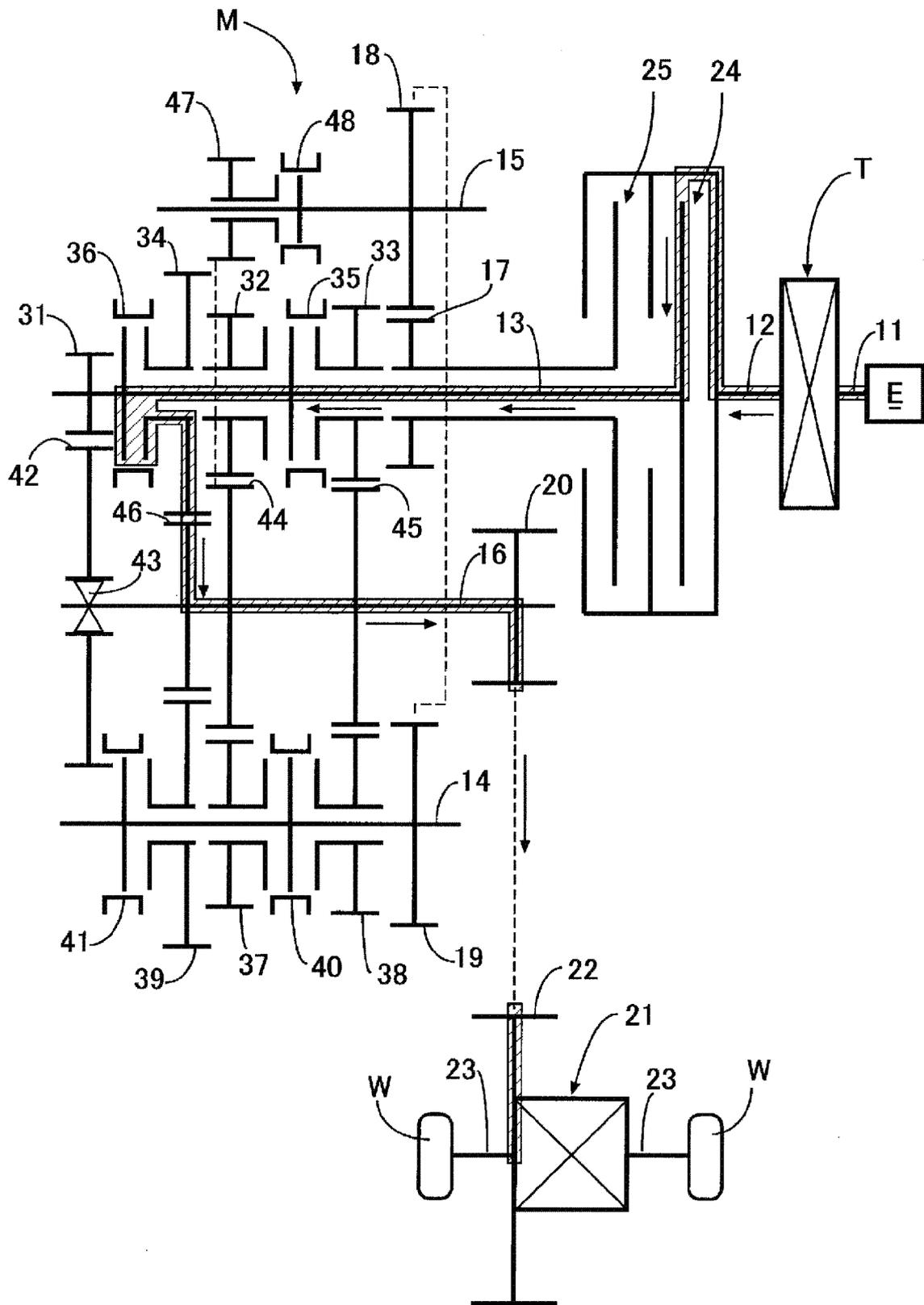


图 77

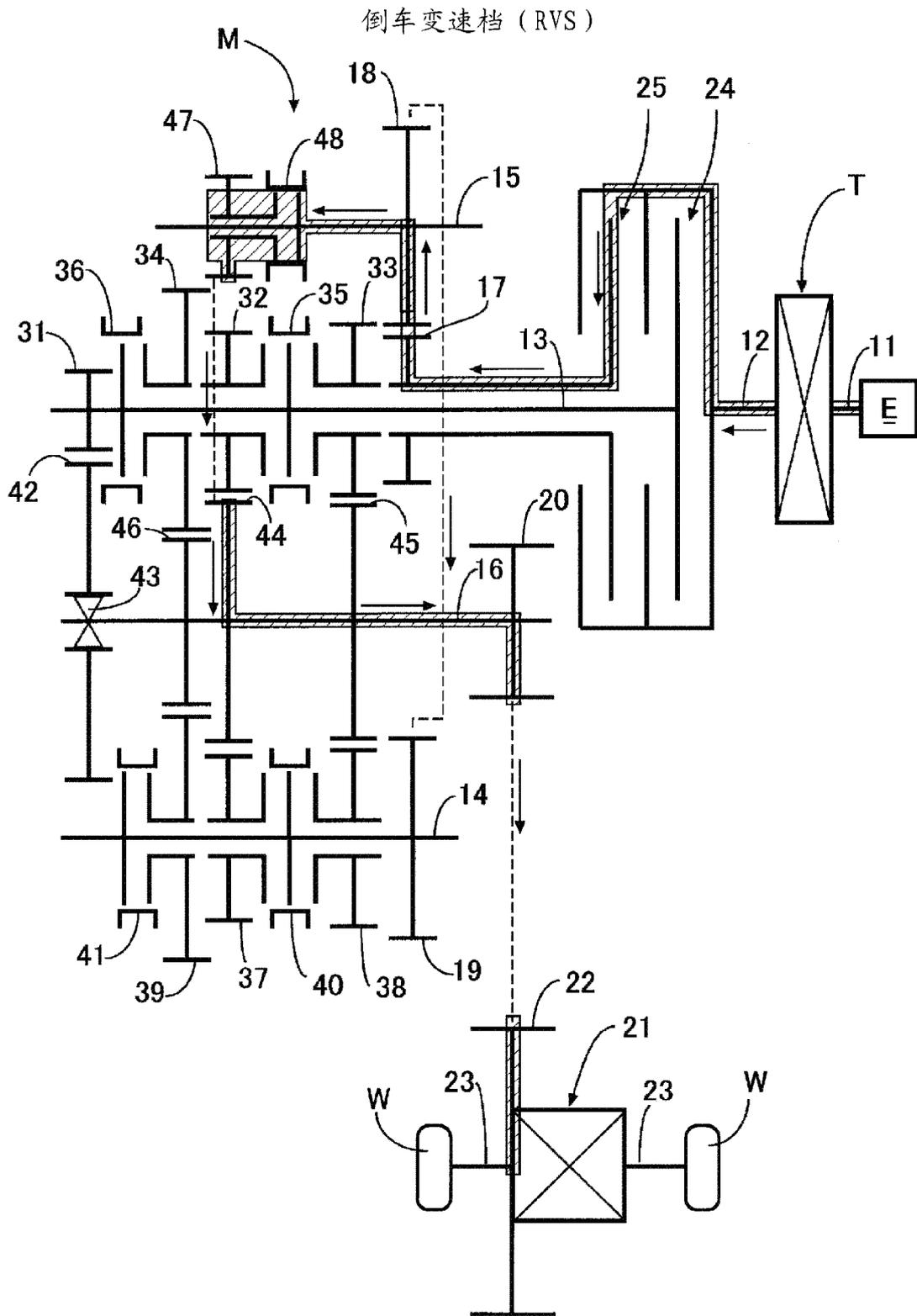


图 78