

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102216653 A

(43) 申请公布日 2011. 10. 12

(21) 申请号 200980125063. 7

(22) 申请日 2009. 02. 10

(85) PCT申请进入国家阶段日
2010. 12. 29

(86) PCT申请的申请数据
PCT/JP2009/052187 2009. 02. 10

(87) PCT申请的公布数据
W02010/092661 JA 2010. 08. 19

(71) 申请人 丰田自动车株式会社
地址 日本爱知县

(72) 发明人 小川裕之 友松大辅 村上新

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 王轶 李伟

(51) Int. Cl.
F16H 15/52(2006. 01)
F16H 37/02(2006. 01)

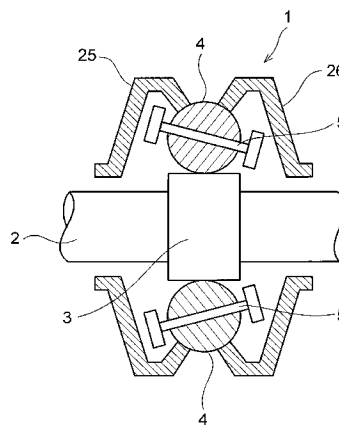
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 7 页

(54) 发明名称

无级变速机构以及使用该无级变速机构的变速器

(57) 摘要

本发明提供一种无级变速机构以及使用该无级变速机构的变速器。该无级变速机构能够根据与传送扭矩传递的转动体的偏转角度对变速比进行设定,且能够在三个元件之间传递扭矩。无级变速机构 1 配置旋转部件,该旋转部件以能够传递扭矩的方式接触能够使旋转中心轴线倾斜且外周面形成为光滑的曲面的转动体 4 的外周面预定部位,通过使该转动体的旋转中心轴线倾斜,来使被所述旋转部件以能够传递扭矩的方式接触的部位的旋转半径变化,进而使所述旋转部件的转速变化,其具备:第一旋转部件 2、3,转动体 4 以能够传递扭矩的方式与该第一旋转部件的外周面接触;以及第二旋转部件 25、26 和第三旋转部件,第二旋转部件和第三旋转部件隔着所述旋转中心轴线在与第一旋转部件相反一侧以能够传递扭矩的方式与转动体的外周面接触,且相对于第一旋转部件能够相对旋转。



1. 一种无级变速机构,其配置有旋转部件,该旋转部件以能够传递扭矩的方式接触能够使旋转中心轴线倾斜且外周面形成为光滑曲面的转动体的外周面预定部位,

通过使该转动体的旋转中心轴线倾斜,来使被所述旋转部件以能够传递扭矩的方式接触的部位旋转半径发生变化,进而使所述旋转部件的转速变化,所述无级变速机构的特征在于,具备:

第一旋转部件,所述转动体以能够传递扭矩的方式与该第一旋转部件的外周面接触;以及

第二旋转部件和第三旋转部件,所述第二旋转部件及所述第三旋转部件均隔着所述旋转中心轴线而在与所述第一旋转部件相反一侧以能够传递扭矩的方式与所述转动体的外周面接触,且相对于所述第一旋转部件能够相对旋转。

2. 根据权利要求1所述的无级变速机构,其特征在于:

所述无级变速机构还具备偏转角度调整机构,所述偏转角度调整机构使所述转动体倾斜,以使得所述转动体的旋转中心轴线在包含所述第一旋转部件的旋转中心轴线的平面内相对于该第一旋转部件的旋转中心轴线的角度发生变化。

3. 根据权利要求1或2所述的无级变速机构,其特征在于:

所述第二旋转部件和所述第三旋转部件在隔着如下线的两侧以能够传递扭矩的方式与所述转动体的外周面接触,上述线是通过所述转动体的中心和所述转动体与所述第一旋转部件接触的点的线,

在所述转动体的旋转中心轴线倾斜而使所述第二旋转部件和所述第三旋转部件中的任一个旋转部件的转速增大的情况下,另一个旋转部件的转速降低。

4. 一种变速器,其使用权利要求1至3中任一项所述的无级变速机构,其特征在于,具备:

输入部件,该输入部件与所述第一旋转部件连结;

第一中间轴,该第一中间轴与所述第二旋转部件连结;

第二中间轴,该第二中间轴与所述第三旋转部件连结;

输出部件,该输出部件以能够传递扭矩的方式选择性地与所述第一中间轴和所述第二中间轴连结;

第一传动机构,该第一传动机构设置于所述第一中间轴和所述输出部件之间,用于将所述第一中间轴和所述输出部件的转速比设定为预定的比;

第一切换机构,该第一切换机构将该第一传动机构在能够传递扭矩的状态和不传递扭矩的状态之间选择性地切换,

第二传动机构,该第二传动机构设置于所述第二中间轴和所述输出部件之间,用于将所述第二中间轴和所述输出部件的转速比设定为与由所述第一传动机构设定的比不同的比;和

第二切换机构,该第二切换机构将该第二传动机构在能够传递扭矩的状态和不传递扭矩的状态之间选择性地切换。

5. 根据权利要求4所述的变速器,其特征在于:

所述第一切换机构包括卡合部件,所述卡合部件使所述第一传动机构选择性地与所述第一中间轴或者输出部件连结,

所述第二切换机构包括另一卡合部件,所述另一卡合部件使所述第二传动机构选择性地与所述第二中间轴或者输出部件连结,

所述变速器还具备控制单元,在利用所述第一切换机构和所述第二切换机构的任一个切换机构向所述输出部件传递扭矩的状态下,当另一个切换机构的转速与要由该另一个切换机构连结的任一个中间轴或者输出部件的转速同步时,该控制单元将该另一个切换机构的卡合部件切换成卡合状态且将所述一个切换机构的卡合部件切换成松开状态。

6. 根据权利要求 4 或 5 所述的变速器,其特征在于:

所述第一传动机构和所述第二传动机构分别包括相互啮合的一对齿轮。

7. 根据权利要求 4 至 6 中任一项所述的变速器,其特征在于:

所述第一切换机构和所述第二切换机构包括爪形离合器。

无级变速机构以及使用该无级变速机构的变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及使输入转速和输出转速的比亦即变速比连续变化的无级变速机构以及使用该无级变速机构的变速器。

背景技术

[0002] 作为使变速比连续变化的机构,已知有如下机构:在驱动侧的部件和从动侧的部件之间设置圆盘或辊等的转动体,使驱动侧部件或从动侧部件相对于该转动体的连结状态连续变化。其一个例子是环形无级变速器,另一例子是按如下方式构成的无级变速器,该无级变速器构成为:将能够使旋转中心轴线倾斜的滚珠作为转动体,使驱动侧的部件和从动侧的部件以能够传递扭矩的方式与该滚珠的外周面接触,通过使滚珠的旋转中心轴线倾斜,能够使上述部件与滚珠接触的部位半径连续变化。在日本特开平 6-257655 号公报、日本特开 2008-75878 号公报中记载了该例子。

[0003] 日本特开平 6-257655 号公报所记载的旋转速度变换器,具备在外周面具有锥面的驱动轴,和被该锥面行星状支承的滚珠。构成为在该滚珠的外周面的预定位置设置有以能够传递扭矩的方式接触的第一旋转体、和在其他位置设置有以能够传递扭矩的方式接触的第二旋转体,通过使该滚珠自转和公转,使滚珠作为行星小齿轮发挥功能而产生差动作用。而且,构成为通过使滚珠与锥面的接触位置、或各旋转体相对于滚珠的接触位置的半径变化,使第一旋转体和第二旋转体的转速比变化。

[0004] 此外,日本特开 2008-75878 号公报所记载的无级变速器,具备主轴、和旋转自如地嵌合于该主轴的外周面的支承部件。能够变更旋转中心线相对于主轴的倾斜角度的滚珠与该支承部件的外周面接触,驱动部件和被驱动部件以能够传递扭矩的方式与该滚珠的外周面的两部位接触。因而,在日本特开 2008-75878 号公报所记载的无级变速器中,通过使滚珠的旋转中心轴线的倾斜角度变化,来使滚珠与上述驱动部件和被驱动部件的接触位置的旋转半径变化,因此上述驱动部件和被驱动部件的转速的比亦即变速比变化。

[0005] 另外,作为车辆的变速器,在日本特表 2006-527337 号公报中记载了双离合传动装置。该双离合传动装置具有经由离合器与输入轴选择性地连结的两根中间轴,在该各中间轴和输出轴之间设有多个齿轮对。而且,日本特表 2006-527337 号公报所记载的双离合变速器,利用同步器等的换档元件,将上述齿轮对与中间轴或输出轴连结,由此设定与各齿轮对对应的变速比。

[0006] 在日本特开平 6-257655 号公报所记载的旋转速度变换器中产生差动作用。因而,通过将上述滚珠的外周面接触的两个旋转体中的一个旋转体固定或使其旋转,使驱动轴和作为另一个旋转体的从动部件之间的转速的比变化。即,日本特开平 6-257655 号公报所记载的旋转速度变换器,是构成为从驱动轴对从动轴传递动力,并变更该驱动轴和从动轴的变速比的装置。因此,例如日本特表 2006-527337 号公报所记载的那样,在将从输入轴向两个中间轴分割动力并传递的装置中使用的情况下,不得不使用两个旋转速度变换器,从而出现装置大型化、或控制变得复杂等课题。

[0007] 此外,根据日本特开 2008-75878 号公报所记载的无级变速器,能够使驱动部件和被驱动部件的转速的比连续变化。但是,日本特开 2008-75878 号公报所记载的无级变速器,与日本特开平 6-257655 号公报所记载的旋转速度变换器同样,构成为在两个部件之间传递动力,且使其转速比变化。因此,如果代替日本特表 2006-527337 号公报所记载的传动装置中的离合器进行使用,结果出现装置大型化、或控制变得复杂等课题。

发明内容

[0008] 本发明是着眼于上述技术课题而完成的,其目的在于提供一种无级变速机构以及使用该无级变速机构的变速器,能够在三个旋转元件之间传递扭矩,且能够使输入元件和一个输出元件的变速比以及输入元件和另一个输出元件的变速比连续变化。

[0009] 为了达成上述目的,本发明提供一种无级变速机构,其配置有旋转部件,该旋转部件以能够传递扭矩的方式接触能够使旋转中心轴线倾斜且外周面形成为光滑曲面的转动体的外周面预定部位,通过使该转动体的旋转中心轴线倾斜,来使被所述旋转部件以能够传递扭矩的方式接触的部位旋转半径发生变化,进而使所述旋转部件的转速变化,所述无级变速机构的特征在于,具备:第一旋转部件,所述转动体以能够传递扭矩的方式与该第一旋转部件的外周面接触;以及第二旋转部件和第三旋转部件,所述第二旋转部件及所述第三旋转部件均隔着所述旋转中心轴线而在与所述第一旋转部件相反一侧以能够传递扭矩的方式与所述转动体的外周面接触,且相对于所述第一旋转部件能够相对旋转。

[0010] 此外,本发明提供一种无级变速机构,其特征在于,在上述发明中,所述无级变速机构还具备偏转角度调整机构,所述偏转角度调整机构使所述转动体倾斜,以使得所述转动体的旋转中心轴线在包含所述第一旋转部件的旋转中心轴线的平面内相对于该第一旋转部件的旋转中心轴线的角度发生变化。

[0011] 进而,本发明提供一种无级变速机构,其特征在于,在上述发明中,所述第二旋转部件和所述第三旋转部件在隔着如下线的两侧以能够传递扭矩的方式与所述转动体的外周面接触,上述线是通过所述转动体的中心和所述转动体与所述第一旋转部件接触的点的线,在所述转动体的旋转中心轴线倾斜而使所述第二旋转部件和所述第三旋转部件中的任一个旋转部件的转速增大的情况下,另一个旋转部件的转速降低。

[0012] 进而,本发明提供一种变速器,其使用上述任一个发明所记载的无级变速机构,其特征在于,具备:输入部件,该输入部件与所述第一旋转部件连结;第一中间轴,该第一中间轴与所述第二旋转部件连结;第二中间轴,该第二中间轴与所述第三旋转部件连结;输出部件,该输出部件以能够传递扭矩的方式选择性地与所述第一中间轴和所述第二中间轴连结;第一传动机构,该第一传动机构设置于所述第一中间轴和所述输出部件之间,用于将所述第一中间轴和所述输出部件的转速比设定为预定的比;第一切换机构,该第一切换机构将该第一传动机构在能够传递扭矩的状态和不传递扭矩的状态之间选择性地切换,第二传动机构,该第二传动机构设置于所述第二中间轴和所述输出部件之间,用于将所述第二中间轴和所述输出部件的转速比设定为与由所述第一传动机构设定的比不同的比;和第二切换机构,该第二切换机构将该第二传动机构在能够传递扭矩的状态和不传递扭矩的状态之间选择性地切换。

[0013] 进而,本发明提供一种变速器,其特征在于,在上述发明中,所述第一切换机构包

括卡合部件,所述卡合部件使所述第一传动机构选择性地与所述第一中间轴或者输出部件连结,所述第二切换机构包括另一卡合部件,所述另一卡合部件使所述第二传动机构选择性地与所述第二中间轴或者输出部件连结,所述变速器还具备控制单元,在利用所述第一切换机构和所述第二切换机构的任一个切换机构向所述输出部件传递扭矩的状态下,当另一个切换机构的转速与要由该另一个切换机构连结的任一个中间轴或者输出部件的转速同步时,该控制单元将该另一个切换机构的卡合部件切换成卡合状态且将所述一个切换机构的卡合部件切换成松放状态。

[0014] 进而,本发明提供一种变速器,其特征在于,在上述发明中,其特征在于,上述第一传动机构和上述第二传动机构分别包括相互啮合的一对齿轮。

[0015] 进而,本发明提供一种变速器,其特征在于,在上述任一个发明中,上述第一切换机构和上述第二切换机构包括爪形离合器。

[0016] 在本发明中,当第一旋转部件旋转时,与该第一旋转部件的外周面接触的转动体旋转。此外,第二旋转部件和第三旋转部件以能够传递扭矩的方式与该转动体的外周面接触。因而,经由转动体在第一旋转部件和第二旋转部件之间传递扭矩,而且在第一旋转部件和第三旋转部件之间传递扭矩。即,能够在三个旋转元件之间传递扭矩。而且,转动体中的与上述各旋转部件接触的部位圆周速度成为与距转动体的旋转中心轴线的距离对应的速度,因此当使转动体的旋转中心轴线的倾斜角度变化时,各旋转部件所接触的部位旋转半径变化,且该变化由于转动体的外周面是光滑的曲面而成为连续的变化。结果,能够使第一旋转部件和第二旋转部件的变速比以及第一旋转部件和第三旋转部件的变速比连续地变化。

[0017] 此外,在本说明中,由于在隔着转动体的最大旋转半径位置的两侧第二旋转部件和第三旋转部件与转动体的外周面接触,所以当使转动体倾斜以使旋转中心轴线的倾斜角度变化时,任一个旋转部件所接触的部位旋转半径增大,并且另一个旋转部件所接触的部位旋转半径减小。即,能够同时产生增速方向的变速和减速方向的变速。

[0018] 进而,在本发明中,第一旋转要素为输入元件,第二旋转部件和第三旋转部件分别为输出元件。而且,该第二旋转部件经由第一中间轴和第一传动机构以及第一切换机构与输出部件选择性地连结,而第三旋转部件经由第二中间轴和第二传动机构以及第二切换机构与输出部件选择性地连结。该第二旋转部件或者第三旋转部件的转速,如上所述,通过使转动体的旋转中心轴线倾斜而连续地变化,因此在经由第一传动机构向输出部件传递动力的状态下、或者经由第二传动机构向输出部件传递动力的状态下,能够使输入部件和输出部件的转速的比亦即变速比连续地变化。即,能够进行无级变速。此外,输入部件和输出部件的转速的比亦即变速比是基于无级变速机构的变速比、和各传动机构的变速比而决定的,而且能够在利用第一传动机构传递动力的状态、和利用第二传动机构传递动力的状态之间切换,因此能够使变速器整体上的变速比的变化幅度比通过使上述转动体偏转而获得的变速比的变化幅度更大。

[0019] 进而,根据本发明,能够构成为:通过使转动体偏转,在使一个旋转部件的转速降低的同时,使另一个旋转部件的转速增大,因此在从任一个旋转部件经由预定的传动机构向输出部件传递动力的状态下,当使转动体偏转时,未进行对输出轴的扭矩传递的其他传动机构的转速与输出轴或中间轴的转速逐渐同步。在该同步状态下将处于松放状态的卡合

部件切换成卡合状态,而将处于卡合状态的卡合部件切换成松放状态。即,能够不产生转速的急剧变化和由此引起的惯性扭矩的骤变,而顺利地进行参与对输出部件的扭矩传递的传动机构的切换。

[0020] 进而,根据本发明,各切换机构由爪形离合器构成,从而在经由这些切换机构传递扭矩的状态下不产生滑动,结果能够减少动力损失。特别是在如第五方面的发明那样构成的变速器上采用爪形离合器的情况下,能够避免使爪形离合器卡合时的转速的急剧变化和由此引起的冲击。

附图说明

[0021] 图 1 是局部省略且示意地表示本发明涉及的无级变速机构的一例的截面图。

[0022] 图 2 是示意地表示其偏转角调整机构的一例的截面图。

[0023] 图 3(a) 和 (b) 是分别示意地表示该偏转角调整机构的动作状态的截面图。

[0024] 图 4 是图 1 所示的无级变速机构的机构说明图。

[0025] 图 5 是表示偏转角度 $\cos(\alpha + \beta)$ 以及 $\cos(\alpha - \beta)$ 的值的关系的图表。

[0026] 图 6 是表示图 1 所示的无级变速机构的偏转角度和各圆盘的转速之间的关系的图表。

[0027] 图 7 是示意地表示使用图 1 所示的无级变速机构的变速器的一例的图。

[0028] 图 8(a) 至 (d) 是用于说明各变速状态下的各中间轴和齿轮对的转速与偏转角度之间的关系的图表。

具体实施方式

[0029] 接着,基于具体例对本发明进行说明。本发明涉及的无级变速机构 1,如在图 1 中表示其一个例子那样,构成为:在三个旋转元件之间传递扭矩,且使第一旋转元件和第二旋转元件的变速比、以及第一旋转元件和第三旋转元件的变速比连续变化。在图 1 中,符号 1 表示输入轴,在其外周侧安装有与输入轴 2 一体地旋转的辊 3。该辊 3 是圆筒状部件,其外周面成为扭矩传递面。在与该扭矩传递面接触的状态下配置有多个转动体 4。

[0030] 该转动体 4,如后所述,用于传送扭矩的传递并使变速比变化,其外周面形成成为随着输入轴 2 和辊 3 的旋转而顺滑地旋转的光滑曲面。具体而言,该转动体 4 由钢球等球体、或者橄榄球那样的截面呈椭圆形状或长圆形状的部件等构成。另外,在以下的说明中,说明转动体 4 由钢球等滚珠(球体)构成的例子,因而有时将转动体 4 记作滚珠 4。

[0031] 上述多个滚珠 4 等间隔地配置在辊 3 的外周侧,且分别以能够传递扭矩的方式与辊 3 接触。各滚珠 4 具备贯通其中心的支承轴 5,被保持为以该支承轴 5 为中心、即以旋转中心轴线为中心进行自转。虽然用于将该滚珠 4 保持成不公转而自转的机构没有特别的图示,但只要例如形成为将与无机变速机构 1 的壳体一体化的保持部延伸至滚珠 4 附近的状况,并利用该保持部保持支承轴 5 的两端部即可。在该情况下,可以构成为将支承轴 5 保持为旋转自如,或者也可以构成为将支承轴 5 保持为不旋转,而使滚珠 4 相对于该支承轴 5 旋转。

[0032] 在图 1 所示例子中,转动体 4 的旋转中心轴线亦即支承轴 5,位于包含输入轴 2 和辊 3 的旋转中心轴线的平面内,且被保持为在该状态下相对于输入轴 2 和辊 3 的旋转中心

轴线倾斜。即,在图 1 中,支承轴 5 构成为左右摆动。在图 2 中示出了用于像这样使滚珠 4 或其支承轴 5 倾斜的偏转角调整机构 6 的一例。

[0033] 在图 2 所示的例子中,在输入轴 2 的内部形成有中空部 7,具有与该中空部 7 同一内径的贯通孔 8 的中空圆筒状滑动销 9 被夹入输入轴 2 在轴线方向的中间部。该中空部 7 与贯通孔 8 相连而形成一个汽缸 10,活塞 11 以维持液密状态且在轴线方向前后运动的方式配置在该汽缸 10 的内部。在该活塞 11 的轴线方向上的一个端部侧,配置有沿轴线方向按压活塞 11 的回位弹簧 12。此外,在输入轴 2 的内部沿着其轴线方向形成的油路 13 同汽缸 10 的与上述回位弹簧 12 相反一侧的部分连通。该油路 13 的另一端部在输入轴 2 的外周面中与壳体 14 嵌合的部分开口。而且,在该壳体 14 形成有与液压产生装置 15 连通的油路 16,这些油路 13、16 在输入轴 2 和壳体 14 的嵌合部位连通。另外,液压产生装置 15 包括控制设备(未图示),该控制设备用于控制对油路 16 的压力油的供给和排出。因而,构成为利用液压产生装置 15 进行如下的控制,即、向汽缸 10 供给沿图 2 的左方向按压上述活塞 11 而使其移动的液压的控制,和排出该液压的控制。

[0034] 在上述滑动销 9 沿着轴线方向形成有贯通上述滑动销 9 的内外的预定长度的狭缝 17。该狭缝 17 的长度比上述活塞 11 的长度短,因而即使活塞 11 沿轴线方向前后移动的情况下,也能够通过活塞 11 关闭该狭缝 17。在该活塞 11 安装有销 18,该销 18 贯通滑动销 9 的狭缝 17 并向滑动销 9 的外周侧突出。此外,在滑动销 9 的外周面嵌合有辊定子 19,该辊定子 19 是能够在轴线方向移动且在旋转方向与滑动销 9 一体化的圆筒状。而且,安装于活塞 11 的上述销 18 的前端插入辊定子 19 而与该辊定子 19 连结。因而,活塞 11 和辊定子 19 以通过销 18 而一体化的方式连结。

[0035] 上述辊 3,如上所述,嵌合于与活塞 11 一起沿轴线方向前后移动的辊定子 19 的外周面,且利用键 20 而在旋转方向一体化,且利用开口环 21 相对于轴线方向一体化。辊 3 在轴线方向具有预定的长度,使得即使沿轴线方向移动也维持与滚珠 4 的接触。而且,在该辊 3 的轴线方向的两端部安装有外表面呈锥状的推力惰轮 22。而且,在贯通滚珠 4 的支承轴 5 的两端部安装有前端部延伸至推力惰轮 22 的表面附近的滚珠定子 23,在该滚珠定子 23 的前端部安装有与推力惰轮 22 的表面接触的引导辊 24。上述支承轴 5 以及由该支承轴 5 支承的滚珠 4 被保持为,在输入轴 2 的轴线方向上不进行移动,但支承轴 5 可进行偏转。因而,图 2 所示的偏转角调整机构 6 构成为,当推力惰轮 22 以及该推力惰轮 22 所安装到的辊 3 在轴线方向移动时,引导辊 24 沿着推力惰轮 22 的表面在图 2 的上下方向移动,支承轴 5 以及由该支承轴 5 支承的滚珠 4 偏转。

[0036] 图 3(a) 和 (b) 表示偏转角调整机构 6 的动作状态,当从液压产生装置 15 向汽缸 10 供给压力油时,通过使其压力变得比回位弹簧 12 的弹力大,使活塞 11 一边压缩回位弹簧 12 一边沿图 3 的左方向移动。辊定子 19 经由销 18 与该活塞 11 连结,因此辊 3 及其左右两侧的推力惰轮 22 向图 3 的左方向移动。因此,与推力惰轮 22 的倾斜表面接触的引导辊 24 沿着推力惰轮 22 的表面转动,经由滚珠定子 23 与引导辊 24 连结的支承轴 5 如图 3(a) 所示那样向右下方倾斜。

[0037] 与此相反当从汽缸 10 排出压力油时,通过使其压力变得比回位弹簧 12 的弹力小,使活塞 11 被回位弹簧 12 按压而向图 3 的右方向移动。由于辊定子 19 经由销 18 与该活塞 11 连结,所以辊 3 及其左右两侧的推力惰轮 22 向图 3 的右方向移动。因此,与推力惰轮 22

的倾斜表面接触的引导辊 24 沿着推力惰轮 22 的表面转动,经由滚珠定子 23 与引导辊 24 连结的支承轴 5 如图 3(b) 所示那样向左下方倾斜。

[0038] 这样,通过控制汽缸 10 内的压力油的量,能够调整活塞 11 的位置、即滚珠 4 和支承该滚珠 4 的支承轴 5 的偏转角度。而且,能够算出作为目标的变速比,并通过基于该目标变速比和实际变速比的偏差的反馈控制进行该偏转角度的控制。

[0039] 使滚珠 4 和支承该滚珠 4 的支承轴 5 偏转是为了使变速比变化,经由该滚珠 4 传递扭矩的两个输出部件在与滚珠 4 的外周面接触的状态下配置在滚珠 4 的外周面。在图 1 所示的例子中,作为输出部件,设置有第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26。这些圆盘 25、26 是配置成以上述输入轴 2 的中心轴线为中心进行旋转的薄盘形状或薄碗形状的旋转部件,使其开口端的内周缘在能够传递扭矩的状态下与滚珠 4 的外周面接触。另外,滚珠 4 与各圆盘 25、26 的接触、以及滚珠 4 与上述辊 3 的接触,可以是各个素材直接接触的金属接触,或也可以是经由牵引油的油膜的接触。

[0040] 第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 优选均形成同一形状或对称形状,上述圆盘 25、26 隔着滚珠 4 配置成左右对称的位置。因而,各圆盘 25、26 与滚珠 4 的外周面中的左右对称的位置接触。更具体而言,图 4 是机构说明图,各圆盘 25、26 的开口端部在隔着连接滚珠 4 的中心 O 与滚珠 4 跟上述辊 3 接触的点 P 的线 L 的左右两侧相互对称的位置接触。各个接触位置 P1、P2 的圆周速度,由于与距离作为各个旋转中心的支承轴 5 的中心的距离 r_1 、 r_2 成比例,所以在滚珠 4 不偏转而支承轴 5 与输入轴 2 平行的状态下,各接触位置 P1、P2 的圆周速度即各圆盘 25、26 的旋转速度变得相等,当滚珠 4 偏转而使支承轴 5 相对于输入轴 2 倾斜时,其中一个圆盘 25 (26) 的旋转速度相对变快,且另一个圆盘 26 (25) 的旋转速度相对变慢。另外,在支承轴 5 倾斜的状态下也能够构成为各圆盘 25、26 的旋转速度相等,在该情况下,各圆盘 25、26 相对于滚珠 4 的接触位置位于从隔着上述线 L 的对称位置稍微偏移的位置。

[0041] 滚珠 4 和各圆盘 25、26 之间的扭矩传递是通过摩擦进行的,或是通过隔着牵引油的摩擦进行的,因此能够传递的扭矩是与滚珠 4 和各圆盘 25、26 之间的接触压力成比例的扭矩。因而,各圆盘 25、26,被朝向滚珠 4 按压,以预定的压力与滚珠 4 接触,以达到所希望的扭矩传递容量。为此的按压机构没有特别的图示,但由蝶形弹簧等弹性机构或利用液压力向轴线方向按压圆盘 25、26 的液压机构等构成。

[0042] 接着对上述无级变速机构 1 的作用进行说明。当向输入轴 2 输入扭矩而使辊 3 与输入轴 2 一起旋转时,向与辊 3 的外周面接触的滚珠 4 传递扭矩而使滚珠 4 旋转。该滚珠 4 的旋转方向是与辊 3 的旋转方向相反的方向,此外,滚珠 4 的旋转中心轴线是支承轴 5 的中心线。由于第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 以能够传递扭矩的方式与滚珠 4 的外周面接触,所以从滚珠 4 向各圆盘 25、26 传递扭矩而使各圆盘 25、26 旋转。上述各圆盘 25、26 的旋转方向与滚珠 4 的旋转方向相同,因而,各圆盘 25、26 沿与输入轴 2 相反的方向旋转。即,滚珠 4 作为惰轮发挥功能,输入轴 2 的扭矩经由滚珠 4 向各圆盘 25、26 传递。在该情况下,相对于辊 3 的滚珠 4 的转速和各圆盘 25、26 的转速(或旋转速度),由分别与滚珠 4 的接触位置的旋转半径(距滚珠 4 的旋转中心轴线或者支承轴 5 的中心轴线的距离)所决定,上述旋转半径如以下说明的那样,根据滚珠 4(或者其支承轴 5)的偏转角度 α 而变化。因而,通过使滚珠 4 的偏转角度 α 变化,能够使第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 的转速

相对于输入轴 2 的转速的比、即变速比发生变化。

[0043] 参照图 4 对此进行具体说明,在各圆盘 25、26 与滚珠 4 的外周面中的以上述线 L 为中心的左右对称位置接触的情况下,从处于不倾斜状态下的支承轴 5 的中心线至该接触位置 P1、P2 的距离(即旋转半径)变得比滚珠 4 的半径 r 小。如果将其比例(接触位置系数)设为 k ,则

$$[0044] \quad \beta = \cos^{-1}k$$

[0045] 在此, β 是上述各接触位置 P1、P2 距离上述线 L 的打开角度。从支承轴 5 不倾斜时的中心轴线至各接触位置 P1、P2 的距离为 $(k \times r)$ 。此外,当设辊 3 的半径 r_s 、各圆盘 25、26 与滚珠 4 接触部分的半径(距离输入轴 2 的中心轴线的半径:旋转半径)为 r_d 时,

$$[0046] \quad r_d = r_s + r(1+k)$$

[0047] 在将滚珠 4 的偏转角度(即支承轴 5 相对于输入轴 2 的倾斜角度)设为 α 时,分别用下式表示第一输出圆盘 25 相对于滚珠 4 的接触位置 P1 的旋转半径 r_1 、第二输出圆盘 26 相对于滚珠 4 的接触位置 P2 的旋转半径 r_2 、滚珠 4 相对于辊 3 的接触点 P 的旋转半径 r_3 。另外,旋转半径是距支承轴 5 的中心轴线(滚珠 4 的旋转中心轴线)的距离。

$$[0048] \quad r_1 = r \times \sin[\pi/2 - (\alpha + \beta)] = r \times \cos(\alpha + \beta)$$

$$[0049] \quad r_2 = r \times \sin[\pi/2 + (\alpha - \beta)] = r \times \cos(\alpha - \beta)$$

$$[0050] \quad r_3 = r \times \cos \alpha$$

[0051] 因而,输入轴 2(辊 3)的转速为 n_r 时的第一输出圆盘 25 的转速 n_1 、第二输出圆盘 26 的转速 n_2 为,

$$[0052] \quad n_1 = n_r \times r_s / r_3 \times r_1 / r_d$$

$$[0053] \quad n_2 = n_r \times r_s / r_3 \times r_2 / r_d$$

[0054] 进而,上述转速比为

$$[0055] \quad n_2 / n_1 = \cos(\alpha - \beta) / \cos(\alpha + \beta)$$

[0056] 如果在将上述 β 的值设为一定(例如 30°)而使滚珠 4 的偏转角度 α 变化时用图表表示 $\cos(\alpha - \beta)$ 和 $\cos(\alpha + \beta)$ 的值的变化的话,则如图 5 所示。即,当偏转角度 α 沿正方向或负方向变化时, $\cos(\alpha - \beta)$ 和 $\cos(\alpha + \beta)$ 的一方增大,且另一方减少。而且,该变化是连续的。

[0057] 如果求出伴随着偏转角度 α 的变化的各圆盘 25、26 的转速的变化并用图表加以表示,则如图 6 所示。图 6 中的符号 D1 表示第一输出圆盘 25 的转速,符号 D2 表示第二输出圆盘 26 的转速。从该图 6 可知,当偏转角度 α 沿正方向增大时(在图 4 中支承轴 5 向右下方倾斜),随着偏转角度 α 的增大,第一输出圆盘 25 的转速降低,且第二输出圆盘 26 的转速增大。与此相反,当偏转角度 α 沿负方向增大时(在图 4 中支承轴 5 向左下方倾斜),随着偏转角度 α 沿负方向增大,第一输出圆盘 25 的转速增大,且第二输出圆盘 26 的转速降低。

[0058] 这样,根据本发明涉及的无级变速机构 1,能够在输入轴 2 和两个输出圆盘 25、26 的合计三个旋转部件之间进行扭矩传递。此外,能够使输入轴 2 与一个输出圆盘 25(26)的变速比、和输入轴 2 与另一个输出圆盘 26(25)的变速比同时变化,而且能够同时产生增速和减速。并且,能够作为相对于输入轴 2 的转速而减小各圆盘 25、26 的转速的减速器发挥功能。

[0059] 接着对使用上述无级变速机构 1 的变速器 30 的一例进行说明。图 7 所示的例子是构成为能够设定前进 4 档的变速档的例子,输入轴 2 经由输入用传动机构 31 与驱动力源(未图示)连结。该输入传动机构 31 由起步离合器或变矩器等构成,是为了在搭载有变速器 30 的车辆处于停止的状态下也能够使驱动力源持续旋转而设置的。在图 7 所示的例子中,上述第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 作为在外周面具备齿轮的反转驱动齿轮而构成。设置有与该第一输出圆盘 25 啮合的第一反转被动齿轮 32、和与第二输出圆盘 26 啮合的第二反转被动齿轮 33。进而,第一反转被动齿轮 32 安装于第一中间轴 34,而第二反转被动齿轮 33 安装于第二中间轴 35。因而,各中间轴 34、35 相互平行地配置,且与上述输出轴 2 平行。

[0060] 在第一中间轴 34 上旋转自如地安装有第一速度用驱动齿轮 36 和第三速度用驱动齿轮 37。此外,在上述第一速度用驱动齿轮 36 和第三速度用驱动齿轮 37 之间设置有相当于本发明的第一切换机构的第一爪形离合器 38。该爪形离合器 38 用于将第一速度用驱动齿轮 36 和第三速度用驱动齿轮 37 相对于第一中间轴 34 选择性地连结,该爪形离合器 38 具备卡爪,该卡爪与上述驱动齿轮 36、37 选择性地啮合且与第一中间轴 34 花键嵌合。该卡爪相当于本发明的卡合部件。使该卡爪沿第一中间轴 34 的轴线方向移动的机构可以通过手动操作使卡爪移动的机构、或进行电控制并利用液压或电磁力而动作的机构的任一个。另外,第一切换机构也能够代替爪形离合器 38 而将其置换成同步器、多片离合器等。

[0061] 此外,在第二中间轴 35 上旋转自如地安装有第二速度用驱动齿轮 39 和第四速度用驱动齿轮 40。此外,在上述第二速度用驱动齿轮 39 和第四速度用驱动齿轮 40 之间设置有相当于本发明的第二切换机构的第二爪形离合器 41。该爪形离合器 41 用于将第二速度用驱动齿轮 39 和第四速度用驱动齿轮 40 相对于第二中间轴 35 选择性地连结,该爪形离合器 41 具备卡爪,该卡爪与上述驱动齿轮 39、40 选择性地啮合且与第二中间轴 35 花键嵌合。使该卡爪沿第二中间轴 35 的轴线方向移动的机构可以通过手动操作使卡爪移动的机构、或进行电控制并利用液压或电磁力而动作的机构的任一个。另外,第二切换机构也能够代替爪形离合器 41 而将其置换成同步器、多片离合器等。

[0062] 输出轴 42 配置成与上述第一中间轴 34 和第二中间轴 35 平行且旋转自如,在该输出轴 42 上安装有第一速度用从动齿轮 43、第二速度用从动齿轮 44、第三速度用从动齿轮 45、第四速度用从动齿轮 46。该第一速度用从动齿轮 43 与上述第一速度用驱动齿轮 36 啮合,第二速度用从动齿轮 44 与上述第二速度用驱动齿轮 39 啮合。此外,第三速度用从动齿轮 45 与上述第三速度用驱动齿轮 37 啮合,第四速度用从动齿轮 46 与上述第四速度用驱动齿轮 40 啮合。另外,输出轴 42 例如经由齿轮对 47 与差速器 48 连结。

[0063] 在此,上述第一速度用的齿轮对至第四速度用的齿轮对的齿轮比(各自的从动齿轮的齿数相对于驱动齿轮的齿数的比),在第一速度用的齿轮对中最大,按照第二速度用的齿轮对、第三速度用的齿轮对的顺序依次减小,第四速度用的齿轮对的齿轮比最小。

[0064] 另外,本发明的切换机构用于选择性地设定对输出轴 42 传递扭矩的状态,因此也可以代替构成为将各驱动齿轮与各个中间轴选择性地连结的机构,而采用构成为将各从动齿轮与输出轴 42 选择性地连结的机构。

[0065] 图 7 所示的变速器 30 能够作为电气地切换控制上述爪形离合器 38、41 的自动变速器而构成,在该情况下,设置有用控制上述爪形离合器 38、41 的电子控制装置(未图

示)。该电子控制装置,基于搭载有变速器 30 的车辆的车速和油门开度等的数据和预先存储的变速图表等的数据对变速档进行判断,并使各爪形离合器 38、41 动作而达成该变速档。

[0066] 对像这样通过自动控制而设定的变速档、或者通过手动操作来设定上述各爪形离合器 38、41 的变速档进行说明。首先,对于第一速度,使第一爪形离合器 38 向图 7 的左侧动作而使第一速度用驱动齿轮 36 与第一中间轴 34 连结。即,将第一速度用的齿轮对设定为在第一中间轴 34 和输出轴 42 之间传递扭矩的状态。当在该状态下向无级变速机构 1 的输出轴 2 输入扭矩时,上述辊 3 与输入轴 2 一起旋转,从而经由上述滚珠 4 向第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 传递扭矩,上述输出圆盘 25、26 沿与输入轴 2 相反的方向旋转。此外,各输出圆盘 25、26 的转速成为与滚珠 4 的偏转角度 α 和输入轴 2 的转速(输入转速)对应的转速。

[0067] 由于反转被动齿轮 32、33 与各输出圆盘 25、26 啮合,所以向第一中间轴 34 和第二中间轴 35 传递扭矩,但设置于第二中间轴 35 的第二爪形离合器 41 位于所谓的中立位置,第二速度用驱动齿轮 39 和第四速度用驱动齿轮 40 均不与第二中间轴 35 连结,因此不从第二中间轴 35 对输出轴 42 传递扭矩。相对于此,由于利用设置于第一中间轴 34 的第一爪形离合器 38 将第一速度用驱动齿轮 36 与第一中间轴 34 连结,所以从第一中间轴 34 经由第一速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。结果,从输入轴 2 经由第一输出圆盘 25、第一中间轴 34 和第一速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。因而,第一速度下的变速比成为与对应于滚珠 4 的偏转角度 α 的辊 3 和第一输出圆盘 25 的变速比以及第一速度用的齿轮对的齿轮比对应的值。

[0068] 按照以下方式设定第二速度状态。在设定了第一速度的状态下,当沿第一输出圆盘 25 和第一中间轴 34 的旋转速度增大的方向使滚珠 4 的偏转角度 α 增大时,第二输出圆盘 26 和与其一体的第二中间轴 35 的转速逐渐降低。此外,第一中间轴 34 的旋转速度增大,从而从第一中间轴 34 传递扭矩的输出轴 42 的旋转速度也逐渐增大,因此第二速度用的齿轮对和第四速度用的齿轮对的转速逐渐增大。因此,当在经由第一速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩的状态下(以下假设将该状态记作第一速度状态)使无级变速机构 1 的滚珠 4 的偏转角度 α 增大时,在预定偏转角度 α 内第二速度用的齿轮对的转速(更准确地说为第二速度用驱动齿轮 39 的转速)与第二中间轴 35 的转速一致。即,产生转速的同步状态。

[0069] 在该同步状态下,使第一爪形离合器 38 向中立位置动作,解除第一速度用驱动齿轮 36 相对于第一中间轴 34 的连结,且使第二爪形离合器 41 沿图 7 的左方向动作,将第二速度用驱动齿轮 39 与第二中间轴 35 连结。即,将第二速度用的齿轮对设定为在第二中间轴 35 和输出轴 42 之间传递扭矩的状态(以下假设将该状态记作第二速度状态)。当在该状态下向无级变速机构 1 的输入轴 2 输入扭矩时,上述辊 3 与输入轴 2 一起旋转,从而经由上述滚珠 4 向第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 传递扭矩,上述输出圆盘 25、26 沿与输入轴 2 相反的方向旋转。此外,各输出圆盘 25、26 的转速成为与滚珠 4 的偏转角度 α 和输入轴 2 的转速(输入转速)对应的转速。

[0070] 由于反转驱动齿轮 32、33 与各输出圆盘 25、26 啮合,所以向第一中间轴 34 和第二中间轴 35 传递扭矩,但设置于第一中间轴 34 的第一爪形离合器 38 位于所谓的中立位置,

第一速度用驱动齿轮 36 和第三速度用驱动齿轮 37 均不与第一中间轴 34 连结,因此不从第一中间轴 34 对输出轴 42 传递扭矩。相对于此,由于利用设置于第二中间轴 35 的第二爪形离合器 41 将第二速度用驱动齿轮 39 与第二中间轴 35 连结,所以从第二中间轴 35 经由第二速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。结果,从输入轴 2 经由第二输出圆盘 26、第二中间轴 35 和第二速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。因而,第二速度下的变速比成为与对应于滚珠 4 的偏转角度 α 的辊 3 和第二输出圆盘 26 的变速比以及第二速度用的齿轮对的齿轮比对应的值。

[0071] 通过在如上所述转速同步的状态下进行第一速度状态和第二速度状态的切换,能够不产生转速的急剧变化和由此产生的冲击而进行顺畅的切换。这样所谓的变速控制能够通过上述电子控制装置执行,这样的装置相当于本发明的控制单元。

[0072] 利用第一爪形离合器 38 将第三速度用驱动齿轮 37 与第一中间轴 34 连结,且使第二爪形离合器 41 位于中立位置而解除第二速度用驱动齿轮 39 与第二中间轴 35 的连结,由此设定第三速度状态。这样的爪形离合器 38、41 的动作状态的切换与从第一速度状态切换成第二速度状态的情况同样,优选在转速筒部的状态下执行。

[0073] 第三速度状态下,使第一爪形离合器 38 向图 7 的右侧动作而使第三速度用驱动齿轮 37 与第一中间轴 34 连结。即,将第三速度用齿轮对设定为在第一中间轴 34 和输出轴 42 之间传递扭矩的状态。当在该状态下向无级变速机构 1 的输入轴 2 输入扭矩时,上述辊 3 与输入轴 2 一起旋转,从而经由上述滚珠 4 向第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 传递扭矩,上述输出圆盘 25、26 沿与输入轴 2 相反的方向旋转。此外,各输出圆盘 25、26 的转速成为与滚珠 4 的偏转角度 α 和输入轴 2 的转速(输入转速)对应的转速。

[0074] 由于反转驱动齿轮 32、33 与各输出圆盘 25、26 啮合,所以向第一中间轴 34 和第二中间轴 35 传递扭矩,但设置于第二中间轴 35 的第二爪形离合器 41 位于所谓的中立位置,第二速度用驱动齿轮 39 和第四速度用驱动齿轮 40 均不与第二中间轴 35 连结,因此不从第二中间轴 35 对输出轴 42 传递扭矩。相对于此,由于利用设置于第一中间轴 34 的第一爪形离合器 38 将第三速度用驱动齿轮 37 与第一中间轴 34 连结,所以从第一中间轴 34 经由第三速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。结果,从输入轴 2 经由第一输出圆盘 25、第一中间轴 34 和第三速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。因而,第三速度下的变速比成为与对应于滚珠 4 的偏转角度 α 的辊 3 和第一输出圆盘 25 的变速比以及第三速度用的齿轮对的齿轮比对应的值。

[0075] 进而,按照以下方式设定第四速度状态。与设定上述第一速度状态的情况同样,在设定了第三速度的状态下,当沿第一输出圆盘 25 和第一中间轴 34 的旋转速度增大的方向使滚珠 4 的偏转角度 α 增大时,第二输出圆盘 26 和与其一体的第二中间轴 35 的转速逐渐降低。此外,第一中间轴 34 的旋转速度增大,从而从第一中间轴 34 传递扭矩的输出轴 42 的旋转速度也逐渐增大,因此第二速度用的齿轮对和第四速度用的齿轮对的转速逐渐增大。因此,当在经由第三速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩的状态下(以下假设将该状态记作第三速度状态)使无级变速机构 1 的滚珠 4 的偏转角度 α 增大时,在预定偏转角度 α 内第四速度用的齿轮对的转速(更准确地说为第四速度用驱动齿轮 40 的转速)与第二中间轴 35 的转速一致。即,产生转速的同步状态。

[0076] 在该同步状态下,使第一爪形离合器 38 向中立位置动作,解除第三速度用驱动齿

轮 37 相对于第一中间轴 34 的连结,且使第二爪形离合器 41 沿图 7 的右方向动作,将第四速度用驱动齿轮 40 与第二中间轴 35 连结。即,将第四速度用的齿轮对设定为在第二中间轴 35 和输出轴 42 之间传递扭矩的状态(以下假设将该状态记作第四速度状态)。当在该状态下向无级变速机构 1 的输入轴 2 输入扭矩时,上述辊 3 与输入轴 2 一起旋转,从而经由滚珠 4 向第一输出圆盘 25 和第二输出圆盘 26 传递扭矩,上述输出圆盘 25、26 沿与输入轴 2 相反的方向旋转。此外,各输出圆盘 25、26 的转速成为与滚珠的偏转角度 α 和输入轴 2 的转速(输入转速)对应的转速。

[0077] 由于反转驱动齿轮 32、33 与各输出圆盘 25、26 啮合,所以向第一中间轴 34 和第二中间轴 35 传递扭矩,但设置于第一中间轴 34 的第一爪形离合器 38 位于所谓的中立位置,第一速度用驱动齿轮 36 和第三速度用驱动齿轮 37 均不与第一中间轴 34 连结,因此不从第一中间轴 34 对输出轴 42 传递扭矩。相对于此,由于利用设置于第二中间轴 35 的第二爪形离合器 41 将第四速度用驱动齿轮 40 与第二中间轴 35 连结,所以从第二中间轴 35 经由第四速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。结果,从输入轴 2 经由第二输出圆盘 26、第二中间轴 35 和第四速度用的齿轮对向输出轴 42 传递扭矩。因而,第四速度状态下的变速比成为与对应于滚珠 4 的偏转角度 α 的辊 3 和第二输出圆盘 26 的变速比以及第四速度用的齿轮对的齿轮比对应的值。

[0078] 通过在如上所述转速同步的状态下进行第三速度状态和第四速度状态的切换,能够不产生转速的急剧变化和由此产生的冲击而进行顺畅的切换。这样所谓的变速控制能够通过上述电子控制装置执行,这样的装置相当于本发明的控制单元。

[0079] 参照图 8 所示的图表对上述第一速度至第四速度的各变速档下的动作状态以及同步变速作进一步说明。图 8(a) ~ (d) 是表示将滚珠 4 的偏转角度 α 作为横轴,将各中间轴 34、35 的转速以及各变速档用的齿轮对的转速(更具体而言,利用切换机构而与中间轴选择性地连结的齿轮的转速)作为纵轴时,各部件的转速的变化的图表。另外,此处的“转速”是相对于输入轴 2 的转速的相对转速。

[0080] 图 8(a) 表示第一速度状态,当使滚珠 4 的偏转角度 α 沿负方向增大时(在图 2 和图 3 中以支承轴 5 朝向左上方的方式倾斜,增大其角度),第一中间轴 34 的转速 S_1 逐渐增大,并且第二中间轴 35 的转速 S_2 逐渐降低。即,第一速度状态下的变速比逐渐减小,连续地升档。另一方面,不参与对输出轴 42 传递扭矩的第二中间轴 35 的转速 S_2 逐渐降低。

[0081] 由于输出轴 42 的转速(相对于输入轴 2 的转速的相对转速)随着上述连续地升档而增大,所以第二速度用的齿轮对的转速 N_2 、第三速度用的齿轮对的转速 N_3 和第四速度用的齿轮对的转速 N_4 逐渐增大。相对于第二速度用的齿轮对的转速 N_2 这样增大,第二中间轴 35 的转速 S_2 随着上述连续地升档而逐渐降低,因此上述转速 N_2 、 S_2 在预定的偏转角度 α 内一致。即,产生旋转同步。在该旋转同步状态下,在要由第二爪形离合器 41 连结的第二中间轴 35 的转速 S_2 与第二速度用驱动齿轮 39 的转速之间没有差异,因此能够使第二爪形离合器 41 的卡爪与第二速度用驱动齿轮 39 卡合而将第二速度用驱动齿轮 39 与第二中间轴 35 连结起来。即,能够转换成第二速度状态,而在该情况下,不会产生转速的急剧变化和伴随于此的冲击。另外,随着向第二速度状态的转换,使第一爪形离合器 38 的卡爪向中立位置后退,以解除与第一速度用驱动齿轮 36 的卡合。

[0082] 图 8(b) 表示这样设定的第二速度状态,偏转角度 α 成为负的角度(支承轴 5 处

于向图 4 中的左下方倾斜的状态)。从该状态逐渐缩小偏转角度 α 并使偏转角度 α 沿正方向倾斜(支承轴 5 处于向图 4 中的右下方倾斜的状态),当使该倾斜角度逐渐增大时,第二中间轴 35 的转速 S2 逐渐增大。即,产生连续地升档。

[0083] 第一中间轴 34 的转速 S1 伴随着偏转角度 α 的这样变化而逐渐降低。此外,第三速度用的齿轮对的转速 N3 随着升档和与此相伴的输出值 42 的转速的增大而逐渐增大。因此,在偏转角度 α 成为预定的角度的时刻,第一中间轴 34 的转速 S1 和要与该第一中间轴 34 连结的第三速度用的齿轮对的转速 N3 一致。即,产生旋转同步。在该旋转同步状态下,在要由第一爪形离合器 38 连结的第一中间轴 34 的转速 S1 与第三速度用驱动齿轮 37 的转速之间没有差异,因此能够使第一爪形离合器 38 的卡爪与第三速度用驱动齿轮 37 卡合而将第三速度用驱动齿轮 37 与第一中间轴 34 连结起来。即,能够转换成第三速度状态,而在该情况下,不会产生转速的急剧变化和伴随于此的冲击。另外,随着向第三速度状态的转换,使第二爪形离合器 41 的卡爪向中立位置后退,以解除与第二速度用驱动齿轮 39 的卡合。

[0084] 图 8(c) 表示这样设定的第三速度状态,偏转角度 α 成为正的角度(支承轴 5 处于向图 4 中的右上方倾斜的状态)。从该状态逐渐缩小偏转角度 α 并使偏转角度 α 沿负方向倾斜(支承轴 5 处于向图 4 中的左下方倾斜的状态),当使该倾斜角度逐渐增大时,第一中间轴 34 的转速 S1 逐渐增大。即,产生连续地升档。

[0085] 第二中间轴 35 的转速 S2 伴随着偏转角度 α 的这样变化而逐渐降低。此外,第四速度用的齿轮对的转速 N4 随着升档和与此相伴的输出值 42 的转速的增大而逐渐增大。因此,在偏转角度 α 成为预定的角度的时刻,第二中间轴 35 的转速 S2 和要与该第二中间轴 35 连结的第四速度用的齿轮对的转速 N4 一致。即,产生旋转同步。在该旋转同步状态下,在要由第二爪形离合器 41 连结的第二中间轴 35 的转速 S2 与第四速度用驱动齿轮 40 的转速之间没有差异,因此能够使第二爪形离合器 41 的卡爪与第四速度用驱动齿轮 40 卡合而将第四速度用驱动齿轮 40 与第二中间轴 35 连结起来。即,能够转换成第四速度状态,而在该情况下,不会产生转速的急剧变化和伴随于此的冲击。另外,随着向第四速度状态的转换,使第一爪形离合器 38 的卡爪向中立位置后退,以解除与第三速度用驱动齿轮 37 的卡合。

[0086] 图 8(d) 表示这样设定的第四速度状态,偏转角度 α 成为负的角度(支承轴 5 处于向图 4 中的左下方倾斜的状态)。从该状态逐渐缩小偏转角度 α 并使偏转角度 α 沿正方向倾斜(支承轴 5 处于向图 4 中的右下方倾斜的状态),当使该倾斜角度逐渐增大时,第二中间轴 35 的转速 S2 逐渐增大。即,产生连续地升档。

[0087] 另外,如果以在短时间内完成将一个爪形离合器 38(41) 切换成卡合状态并且将另一个离合器 41(38) 切换成松放状态的动作的方式进行控制,则能够实质上无级地进行从第一速度状态至第四速度状态的变速。此外,在图 8 中表示在一个偏转角度 α 产生各变速状态下的同步的例子,但从图 8 可知,在构成为能够进一步增大偏转角度 α 的情况下,能够产生第二中间轴 35 的转速 S2 与第二速度用的齿轮对的转速 N2 同步的偏转角度 α 、和与第四速度用的齿轮对的转速 N4 同步的转速。或者能够产生第一中间轴 34 的转速 S1 与第一速度用的齿轮对的转速 N1 同步的偏转角度 α 、和与第三速度用的齿轮对的转速 N3 同步的转速。因而,在这样构成的情况下,也能够进行第一速度状态和第四速度状态之间的转换。

[0088] 进而,本发明并不限于上述具体例,可设定的变速状态也可以为四档以上或四

档以下。此外,在上述实施例中,表示构成为从输入轴 2 向两个输出圆盘 25、26 传递扭矩的例子,但本发明并不限于上述具体例,也可以将任一个输出圆盘设为输入元件,将另一个输出圆盘和上述输入轴 2 设为输出元件。此外,本发明涉及的变速器中的传动机构,也可以是除了齿轮对以外的带传动机构、辊式传动机构等其他传动机构。而且,本发明涉及的变速器的切换机构可以在各传动机构的每个上都设置,也可以不设置在中间轴上,而设置在输出轴或与输出部件同轴上。

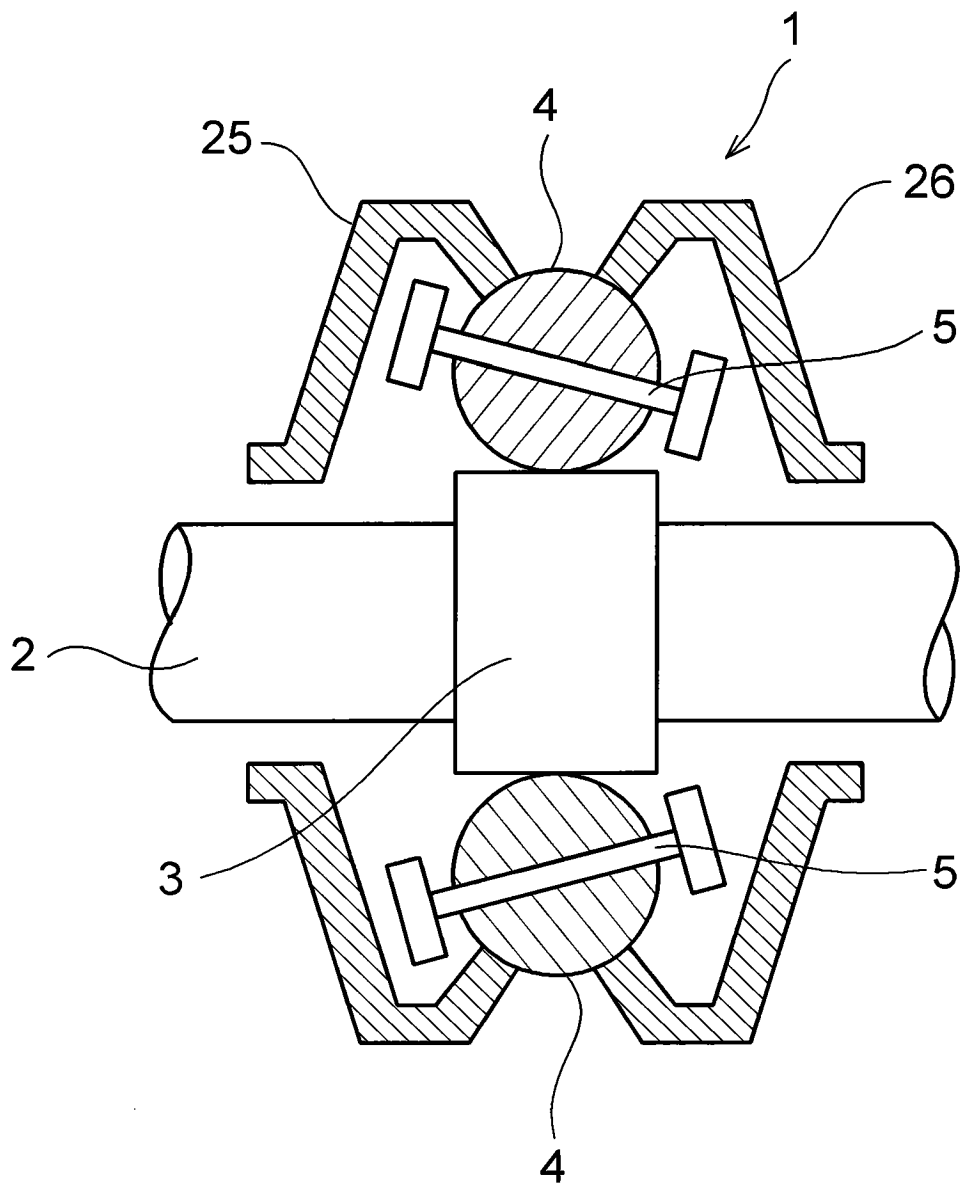


图 1

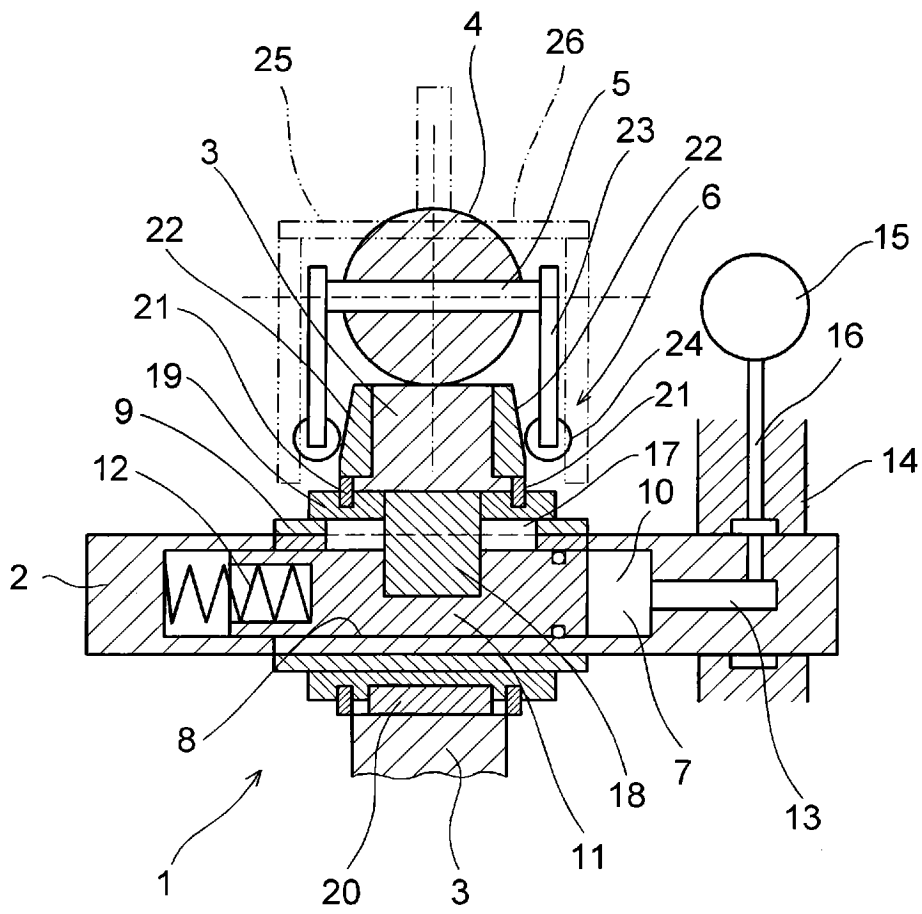


图 2

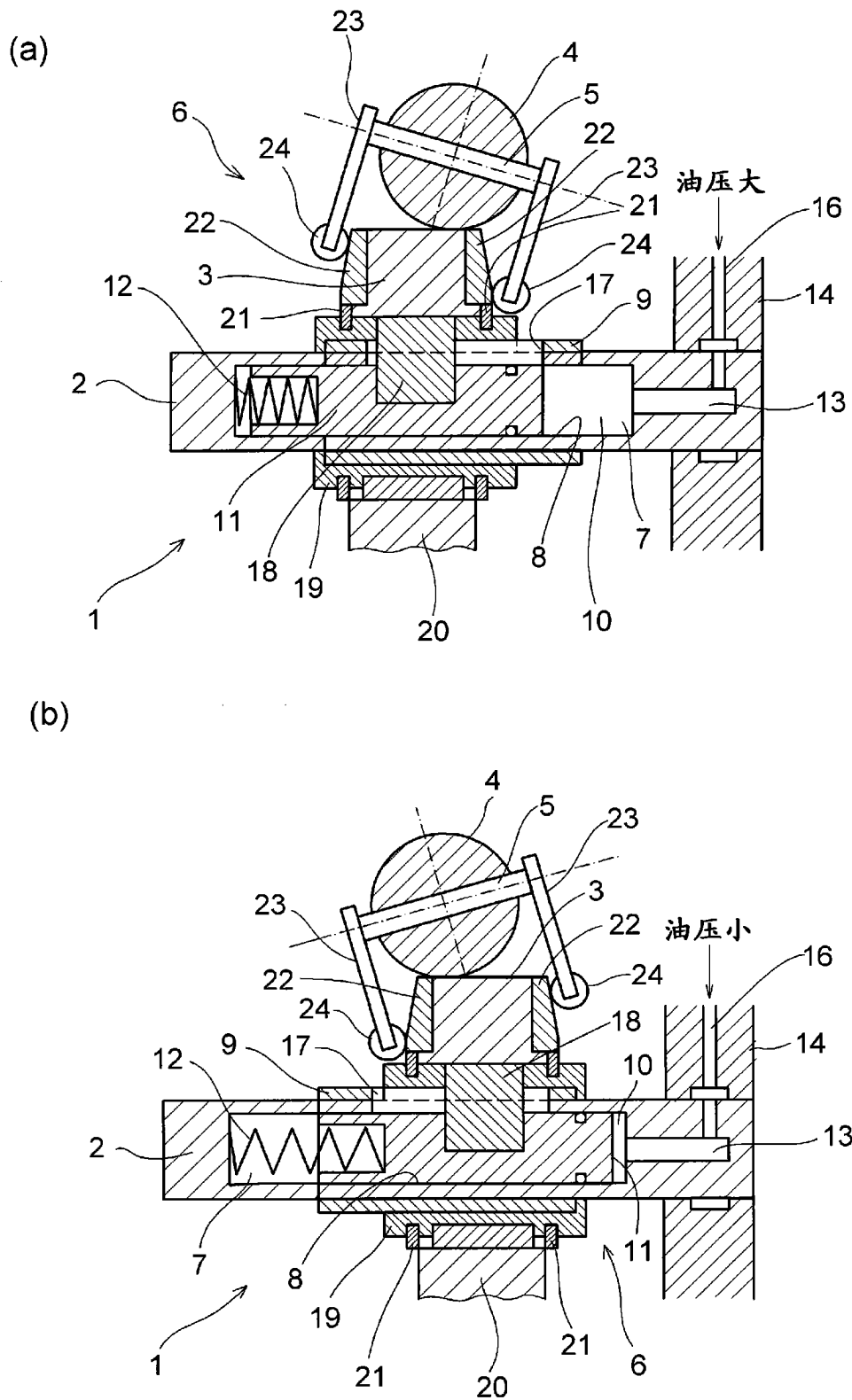


图 3

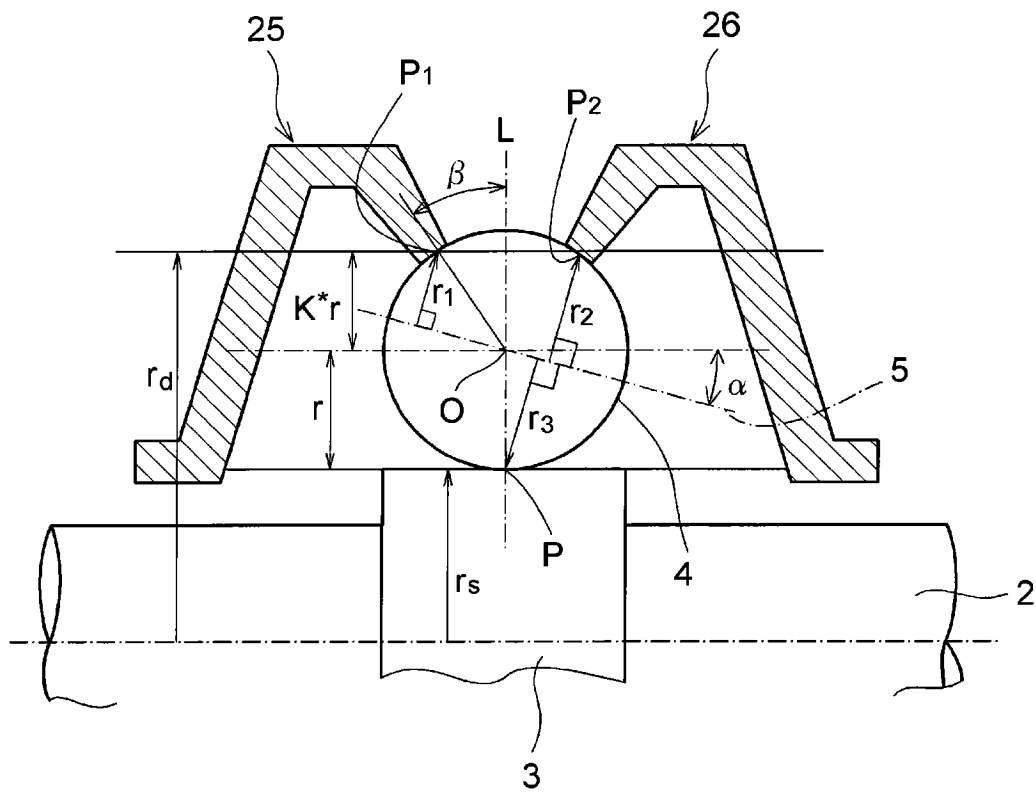


图 4

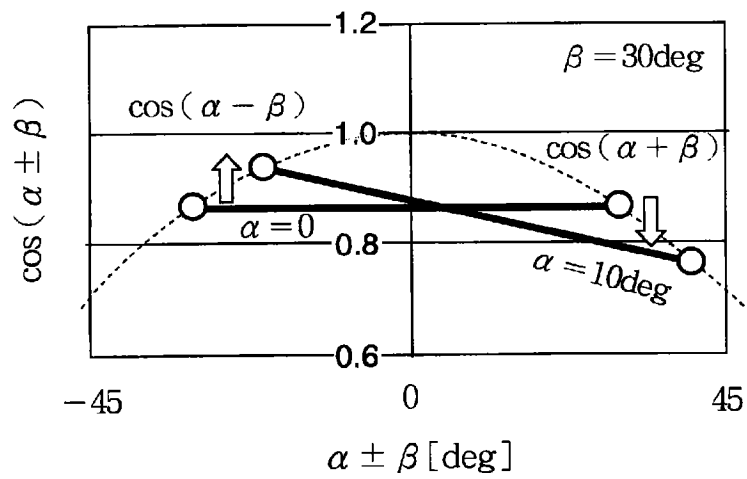


图 5

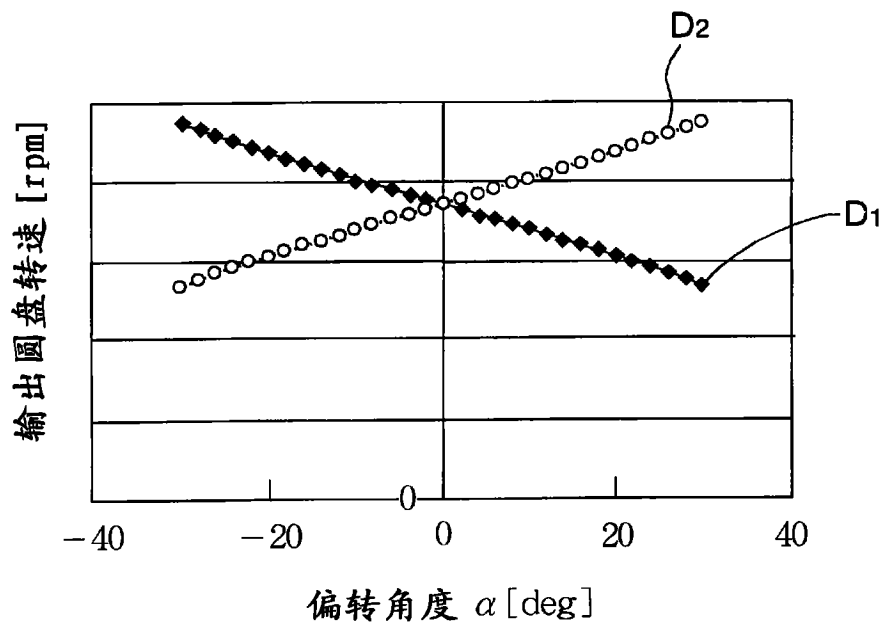


图 6

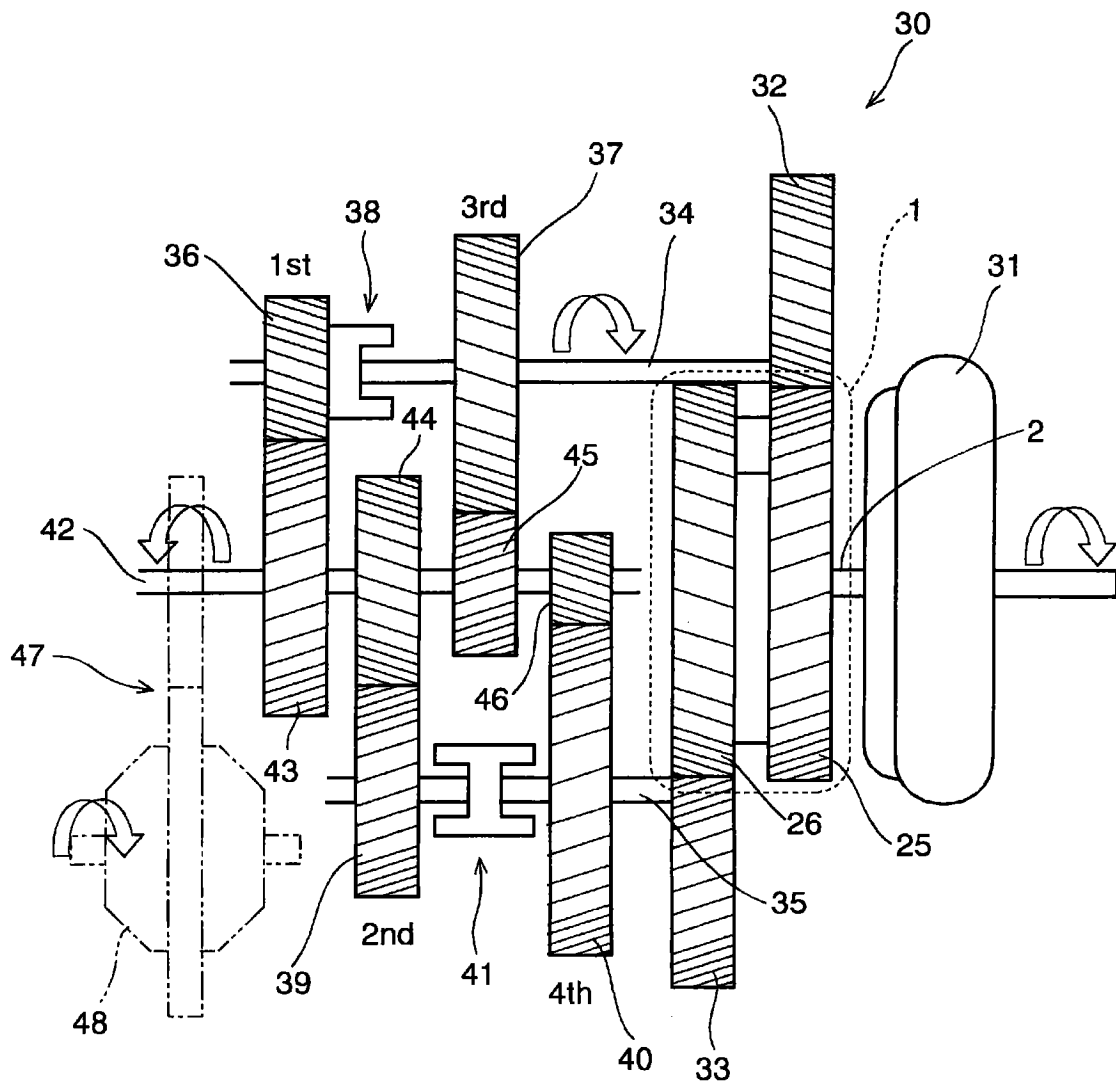


图 7

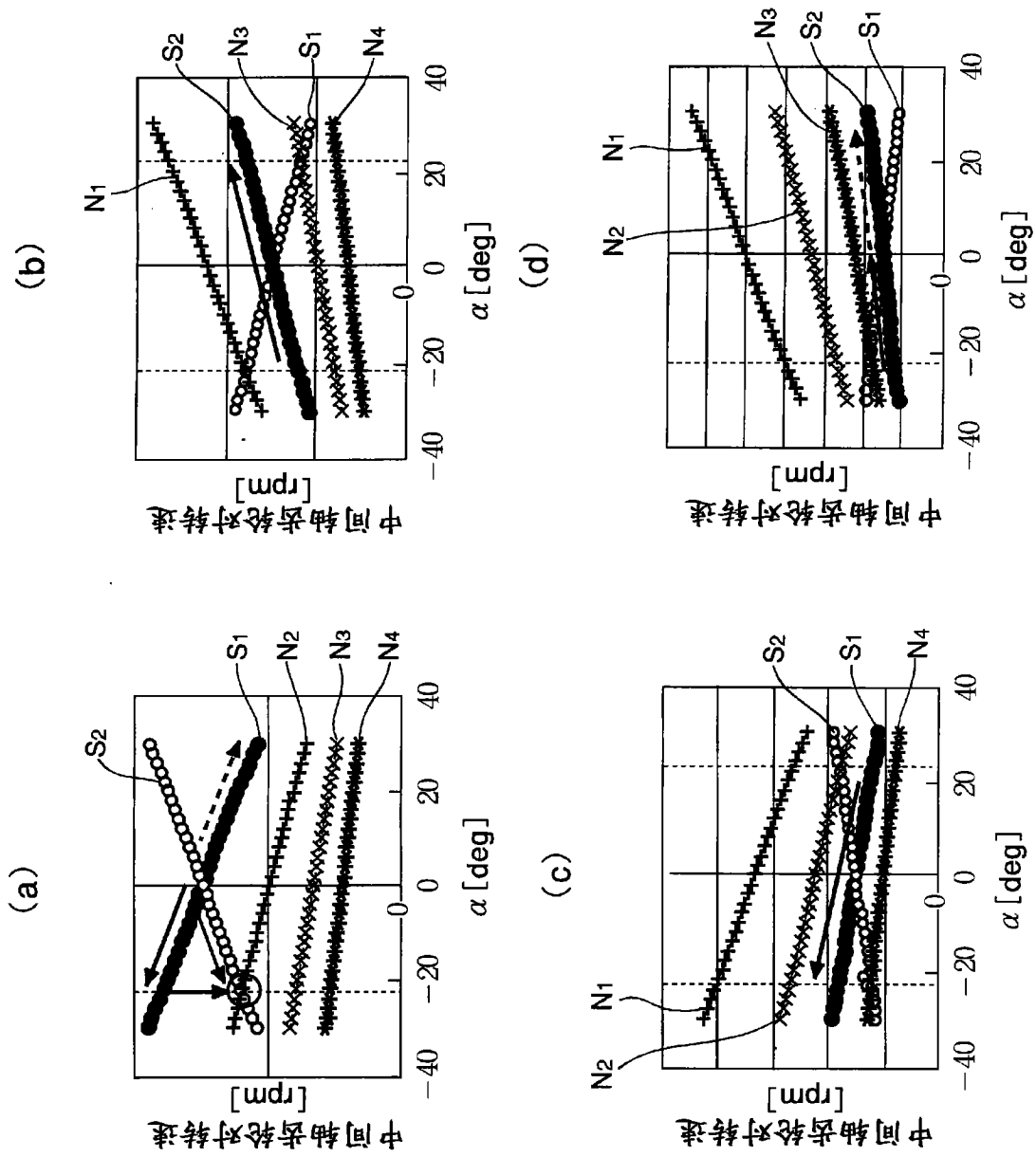


图 8