(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 110410453 B
(45)授权公告日 2021.02.12

(21)申请号 201910589772.6
(22)申请日 2016.06.27
(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110410453 A
(43)申请公布日 2019.11.05
(30)优先权数据
2015-129111 2015.06.26 JP
(62)分案原申请数据
201680036942.2 2016.06.27
(73)专利权人 爱信艾达工业株式会社
地址 日本福井县
专利权人 爱信艾达株式会社
(72)发明人 吉川卓也 小川亚树 加藤晃祥 大塚亮辅 井上义裕 泷川由浩 长井大树 轮嶋雅树 坂本贵生 伊藤和广
(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 董敏 王艳江
(51)Int.Cl.
F16F 15/134(2006.01)
F16H 1/28(2006.01)
审查员 阳康

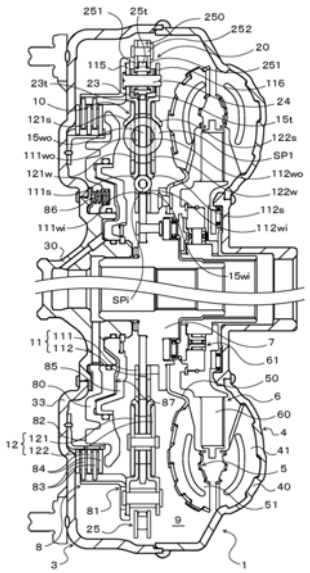
权利要求书2页 说明书23页 附图11页

(54)发明名称

阻尼器装置

(57)摘要

一种阻尼器装置(10)中的旋转惯性质量阻尼器(20)具有行星齿轮装置(21),行星齿轮装置包括:作为太阳齿轮的具有外齿(15t)的从动构件(15);以可旋转的方式支承多个小齿轮(23)的作为行星架的第一输入板构件(111)和第二输入板构件(112);以及在与多个小齿轮(23)啮合时用作质量体的环形齿轮(25)。从动构件(15)的外齿(15t)在阻尼器装置(10)的径向方向上定位得比第一弹簧(SP1)和第二弹簧(SP2)更靠外侧。从动构件(15)、所述多个小齿轮(23)以及环形齿轮25)在沿径向方向观察时与第一弹簧(SP1)和第二弹簧(SP2)在阻尼器装置(10)的轴向方向上至少部分地重叠。环形齿轮(25)在轴向方向上的运动被所述多个小齿轮(23)限制。



CN 110410453 B

1.一种阻尼器装置,所述阻尼器装置构造成包括多个旋转元件,多个所述旋转元件包括输入元件和输出元件、多个弹性体以及旋转惯性质量阻尼器,来自发动机的扭矩被传递至所述输入元件,所述多个弹性体分别设置成在所述输入元件与所述输出元件之间传递扭矩,所述旋转惯性质量阻尼器具有随着作为多个所述旋转元件中的一个旋转元件的第一旋转元件与不同于所述第一旋转元件的第二旋转元件之间的相对旋转而摆动的质量体,所述阻尼器装置包括:

多个内弹性体,所述多个内弹性体构造成当在所述输入元件与所述输出元件之间传递的所述扭矩等于或大于预定值时与所述多个弹性体并联地起作用,

其中,所述多个弹性体布置成设置在所述旋转惯性质量阻尼器的所述质量体的在所述旋转元件的径向方向上的内侧,并且其中,所述多个内弹性体布置成设置在所述多个弹性体的在所述径向方向上的内侧。

2.根据权利要求1所述的阻尼器装置,

其中,所述旋转惯性质量阻尼器构造成包括行星齿轮装置,所述行星齿轮装置包括太阳齿轮、多个小齿轮、以可旋转的方式支承多个所述小齿轮的行星架和与多个所述小齿轮啮合的环形齿轮,并且

其中,所述太阳齿轮、多个所述小齿轮和所述环形齿轮布置成与所述多个弹性体和所述多个内弹性体在轴向方向上至少部分地重叠。

3.根据权利要求2所述的阻尼器装置,

其中,所述环形齿轮用作所述质量体,

其中,所述第一旋转元件和所述第二旋转元件中的一者构造成包括两个板构件,所述两个板构件布置成在轴向方向上彼此相对以便支承所述多个弹性体并且以可旋转的方式支承多个所述小齿轮,所述两个板构件用作所述行星架,并且

其中,所述两个板构件借助于多个铆钉彼此联接,所述两个板构件在所述多个弹性体的在所述径向方向上的外侧上布置成沿周向方向邻近于所述小齿轮。

4.根据权利要求3所述的阻尼器装置,

其中,所述第一旋转元件和所述第二旋转元件中的所述一者是所述输入元件,并且所述第一旋转元件和所述第二旋转元件中的另一者是与所述太阳齿轮一体地旋转的所述输出元件。

5.根据权利要求4所述的阻尼器装置,

其中,所述输出元件是沿所述轴向方向设置在所述两个板构件之间的单个输出板构件,并且所述输出板构件在其外周中包括外齿以用作所述太阳齿轮。

6.根据权利要求5所述的阻尼器装置,

其中,所述输出板构件构造成包括形成在所述外周中的所述外齿、供对应的弹性体设置的多个外容置窗、以及供对应的内弹性体设置的多个内容置窗,所述输出板构件的多个内容置窗布置在所述输出板构件的所述多个外容置窗的在所述径向方向上的内侧,并且

其中,所述板构件中的每个板构件构造成包括多个外容置窗、多个小齿轮支承部和多个内容置窗,所述板构件的多个外容置窗中设置有对应的弹性体,所述板构件的多个外容置窗沿所述周向方向以一定间隔布置,所述多个小齿轮支承部分别支承小齿轮轴的插入到所述小齿轮中的一个端部,所述板构件的多个内容置窗中设置有对应的内弹性体,并且所

述板构件的多个内容置窗布置在所述板构件的多个外容置窗的所述径向方向上的内侧并且具有比所述内弹性体的长度长的周向长度。

7.根据权利要求1至6中的任一项所述的阻尼器装置，

其中，多个所述旋转元件包括中间元件，并且

其中，所述多个弹性体包括多个第一弹性体和多个第二弹性体，所述多个第一弹性体布置成在所述输入元件与所述中间元件之间传递扭矩，所述多个第二弹性体布置成在所述中间元件与所述输出元件之间传递扭矩。

8.根据权利要求1至6中的任一项所述的阻尼器装置，

其中，所述输出元件操作性地连接至变速器的输入轴。

9.根据权利要求7所述的阻尼器装置，

其中，所述输出元件操作性地连接至变速器的输入轴。

阻尼器装置

[0001] 本申请是申请日为2016年6月27日、国家申请号为201680036942.2、名称为“阻尼器装置”的发明专利申请的分案申请。

技术领域

[0002] 本发明涉及阻尼器装置，该阻尼器装置包括多个旋转元件，所述多个旋转元件包括输入元件和输出元件、弹性体、以及旋转惯性质量阻尼器，该弹性体构造成在输入元件与输出元件之间传递扭矩，该旋转惯性质量阻尼器具有随着多个旋转元件之间的相对旋转而旋转的质量体。

背景技术

[0003] 常规上已知的变矩器包括锁止离合器、扭振阻尼器以及具有行星齿轮装置的旋转惯性质量阻尼器(动力传递机构)(例如专利文献1中所示出的)。在变矩器的扭振阻尼器中具有太阳齿轮、弹簧(弹性体)和两个盖板(输入元件)，这两个盖板分别借助于多个支承轴颈与锁止活塞联接，该太阳齿轮沿其轴向方向设置在两个盖板之间以作为从动侧传动元件(输出元件)，该弹簧在盖板与太阳齿轮之间传递扭矩。除了太阳齿轮之外，旋转惯性质量阻尼器还具有多个小齿轮(行星齿轮)以及与所述多个小齿轮啮合的环形齿轮，所述多个小齿轮由作为行星架的盖板经由支承轴颈以可旋转的方式支承成与太阳齿轮啮合。在上述常规的变矩器中，当锁止离合器被接合并且扭振阻尼器的盖板相对于太阳齿轮旋转(扭动)时，弹簧发生偏转，并且作为质量体的环形齿轮随着盖板与太阳齿轮的相对旋转而旋转。这种构型致使：取决于盖板与太阳齿轮之间的角加速度差的惯性扭矩从作为质量体的环形齿轮经由小齿轮而施加至作为扭振阻尼器的输出元件的太阳齿轮，并且这种构型提高了扭振阻尼器的振动阻尼性能。

[0004] 引用列表

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1：日本专利No.3299510

发明内容

[0007] 在常规的扭振阻尼器中，传递扭矩的弹簧由于离心力而压靠盖板，使得在弹簧与盖板之间产生摩擦力。因此，在输入至盖板(输入元件)的输入扭矩增大时从弹簧传递至太阳齿轮(输出元件)的扭矩与在输入至盖板的输入扭矩减小时从弹簧传递至太阳齿轮的扭矩之间出现差值或滞后。扭振阻尼器的滞后导致从弹簧传递至太阳齿轮的振动的相位偏移。此外，在上述变矩器的旋转惯性质量阻尼器中，质量体的环形齿轮由两个盖板或行星架从环形齿轮的两侧支承，使得在环形齿轮与盖板之间产生转速差(相对速度)。质量体与质量体的支承构件之间的转速差导致：在盖板(输入元件)与太阳齿轮(输出元件)之间的相对位移增大时从旋转惯性质量阻尼器传递至太阳齿轮(输出元件)的扭矩与在盖板与太阳齿轮之间的相对位移减小时从旋转惯性质量阻尼器传递至太阳齿轮的扭矩之间出现差值或

滞后。旋转惯性质量阻尼器的滞后也导致从旋转惯性质量阻尼器传递至太阳齿轮的振动的相位偏移。因此，需要考虑扭振阻尼器和旋转惯性阻尼器两者的滞后以提高上述常规的变矩器的振动阻尼性能。然而，专利文献1不仅没有考虑扭振阻尼器的滞后，而且也没有考虑旋转惯性质量阻尼器的滞后。因此，专利文献1的变矩器的振动阻尼性能难以得到提高。

[0008] 本公开的主题是利用旋转惯性质量阻尼器提高阻尼器装置的振动阻尼性能。

[0009] 本公开涉及一种阻尼器装置。该阻尼器装置构造成包括多个旋转元件，所述多个旋转元件包括输入元件和输出元件、弹性体以及旋转惯性质量阻尼器，来自发动机的扭矩被传递至该输入元件，该弹性体构造成在输入元件与输出元件之间传递扭矩，该旋转惯性质量阻尼器具有随着作为所述多个旋转元件中的一个旋转元件的第一旋转元件与不同于该第一旋转元件的第二旋转元件之间的相对旋转而旋转的质量体。旋转惯性质量阻尼器构造成包括行星齿轮装置，该行星齿轮装置包括太阳齿轮、行星架和环形齿轮，该太阳齿轮布置成与第一元件一体地旋转，该行星架以可旋转的方式支承多个小齿轮并布置成与第二元件一体地旋转，该环形齿轮与所述多个小齿轮啮合并且用作质量体。太阳齿轮的外齿布置成设置在弹性体的在阻尼器装置的径向方向上的外侧。太阳齿轮、所述多个小齿轮以及环形齿轮布置成在沿径向方向观察时与弹性体在阻尼器装置的轴向方向上至少部分地重叠。环形齿轮在轴向方向上的运动被所述多个小齿轮限制。

[0010] 该方面的阻尼器装置使得能够在其中设定输出元件的振幅在理论上变成等于零的反共振点。此外，旋转惯性质量阻尼器的太阳齿轮的外齿被布置成位于弹性体的在阻尼器装置的径向方向上的外侧，该弹性体在输入元件与输出元件之间传递扭矩。因此，施加至弹性体的离心力被减小，从而减小了弹性体的滞后。此外，在阻尼器装置中，旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮或质量体在轴向方向上的运动被所述多个小齿轮限制。这样的构型使得彼此啮合的环形齿轮与小齿轮之间的相对速度能够小于环形齿轮与行星架之间的相对速度。因此，与例如通过用作行星齿轮装置的行星架的构件来限制环形齿轮在轴向方向上的运动相比，旋转惯性质量阻尼器的滞后被令人满意地减小。因此，阻尼器装置令人满意地减小了弹性体的滞后和旋转惯性质量阻尼器的滞后，从而减小了输出元件在反共振点附近的振幅。因此，阻尼器装置的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高：使反共振点的频率等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的振动(共振)的频率。

附图说明

[0011] 图1是图示了包括根据本公开的阻尼器装置的起动装置的示意性构型图；

[0012] 图2是图示了图1的起动装置的剖视图；

[0013] 图3是图示了根据本公开的阻尼器装置的正视图；

[0014] 图4是图示了根据本公开的阻尼器装置的旋转惯性质量阻尼器的放大截面图；

[0015] 图5是图示了图1和其他图的阻尼器装置中的发动机的转速与输出元件处的扭矩变化T_{Fluc}的关系的示图；

[0016] 图6是图示了旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮与阻尼器装置的驱动构件之间的相对速度的示意图；

[0017] 图7是图示了旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮与小齿轮的相对速度的示意图；

[0018] 图8是图示了对根据本公开的阻尼器装置的旋转惯性质量阻尼器的滞后进行量化

而得到的扭矩差的示意图；

[0019] 图9是图示了包括根据本公开的另一实施方式的阻尼器装置的起动装置的示意性构型图；

[0020] 图10是图示了包括根据本公开的又一实施方式的阻尼器装置的起动装置的示意性构型图；

[0021] 图11是图示了包括根据本公开的另一实施方式的阻尼器装置的起动装置的示意性构型图；以及

[0022] 图12是图示了根据本公开的另一旋转惯性质量阻尼器的放大图。

具体实施方式

[0023] 下面参照附图描述本公开的一些实施方式。

[0024] 图1是图示了包括根据本公开的阻尼器装置10的起动装置1的示意性构型图。图2是图示了起动装置1的剖视图。在这些图中所图示的起动装置1安装在配备有作为驱动源的发动机(内燃发动机)EG的车辆上，并且起动装置1除了包括阻尼器装置10之外还可以例如包括：用作输入构件的前盖3，前盖3与发动机EG的曲轴连接并且构造成接收自发动机EG传递的扭矩；固定至前盖3的泵叶轮(输入侧流体传动元件)4；设置成能够与泵叶轮4同轴旋转的涡轮转轮(输出侧流体传动元件)5；用作输出元件的阻尼器毂7，阻尼器毂7与阻尼器装置10连接并且固定至变速器TM的输入轴IS，其中，变速器TM为自动变速器(AT)或无级变速器(CVT)；以及锁止离合器8。

[0025] 在下面的描述中，除非另有说明，否则术语“轴向方向”基本上是指起动装置1或阻尼器装置10的中央轴线(轴心)的延伸方向。除非另有说明，否则术语“径向方向”基本上是指起动装置1、阻尼器装置10或阻尼器装置10的旋转元件等的径向方向，即，从起动装置1或阻尼器装置10的中央轴线沿垂直于该中央轴线的方向(径向方向)延伸的直线的延伸方向。另外，除非另外说明，否则术语“周向方向”基本上是指起动装置1、阻尼器装置10或阻尼器装置10的旋转元件等的周向方向，即，沿着旋转元件的旋转方向的方向。

[0026] 如图2中所示，泵叶轮4包括泵壳体40和设置在泵壳体40的内表面上的多个泵叶片41，其中，泵壳体40紧密地固定至前盖3以限定供液压油流动的流体室9。如图2中所示，涡轮转轮5包括涡轮壳体50和设置在涡轮壳体50的内表面上的多个涡轮叶片51。涡轮壳体50的内周部借助于多个铆钉固定至阻尼器毂7。泵叶轮4与涡轮转轮5彼此对置，并且在泵叶轮4与涡轮转轮5之间同轴地设置有定子6，以对从涡轮转轮5至泵叶轮4液压油(液压流体)流进行整流。定子6包括多个定子叶片60。定子6的旋转方向通过单向离合器61设定为仅一个方向。泵叶轮4、涡轮转轮5和定子6形成环面(环状流动路径)以使液压油循环，并且泵叶轮4、涡轮转轮5和定子6用作具有扭矩放大功能的变矩器(流体传动装置)。然而，在起动装置1中，定子6和单向离合器61可以被省去，并且泵叶轮4和涡轮转轮5可以用作液力耦合器。

[0027] 锁止离合器8是执行及释放锁止的液压多板式离合器，在锁止中，前盖3和阻尼器毂7经由阻尼器装置10联接至彼此。锁止离合器8包括：锁止活塞80，锁止活塞80以能够沿轴向方向滑动的方式由固定至前盖3的中央件30支承；离合器鼓81；环状离合器毂82，环状离合器毂82固定至前盖3的侧壁部33的内表面以与锁止活塞80对置；多个第一摩擦接合板(在两个表面上都具有摩擦材料的摩擦板)83，所述多个第一摩擦接合板83接合至形成在离合

器鼓81的内周上的花键;以及多个第二摩擦接合板84(分隔器板),所述多个第二摩擦接合板84接合至形成在离合器毂82的外周上的花键。

[0028] 此外,锁止离合器8包括环状凸缘构件(油室限定构件)85以及设置在前盖3与锁止活塞80之间的多个复位弹簧86,其中,环状凸缘构件85附接至前盖3的中央件30,以相对于锁止活塞80设置在与前盖3相反的一侧,即,相对于锁止活塞80设置在涡轮转轮5和阻尼器装置10侧。如图中所图示的,锁止活塞80和凸缘构件85限定接合油室87。液压油(接合液压压力)从液压控制装置(未图示)供给至接合油室87。增大接合油室87的接合液压压力使锁止活塞80沿轴向方向移动,使得第一摩擦接合板83和第二摩擦接合板84被朝向前盖3推压,从而使锁止离合器8接合(完全接合或滑动接合)。可以采用包括附有摩擦材料的锁止活塞的液压单板式离合器来作为锁止离合器8。

[0029] 如图1和图2中所示的,阻尼器装置10包括作为旋转元件的下述各者:驱动构件(输入元件)11、中间构件(中间元件)12和从动构件(输出元件)15。阻尼器装置10还包括作为扭矩传递元件(扭矩传递弹性体)的下述各者:多个(例如,在此实施方式中为三个)第一弹簧(第一弹性体)SP1,所述多个第一弹簧SP1布置成在驱动构件11与中间构件12之间传递扭矩;多个(例如,在此实施方式中为三个)第二弹簧(第二弹性体)SP2,所述多个第二弹簧SP2布置成分别与对应的第一弹簧SP1串联地起作用并且在中间构件12与从动构件15之间传递扭矩;以及多个(例如,在此实施方式中为三个)内弹簧SPi,所述多个内弹簧SPi布置成在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩。

[0030] 如图1中所示,阻尼器装置10具有彼此并联地设置在驱动构件11与从动构件15之间的第一扭矩传递路径TP1和第二扭矩传递路径TP2。第一扭矩传递路径TP1由多个第一弹簧SP1、中间构件12和多个第二弹簧SP2构造成使得经由这些元件在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩。根据此实施方式,具有相同规格(弹簧常数)的卷簧可以用于第一扭矩传递路径TP1的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2。

[0031] 第二扭矩传递路径TP2由多个内弹簧SPi构造成使得经由彼此并联地起作用的所述多个内弹簧SPi在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩。根据此实施方式,第二扭矩传递路径TP2的所述多个内弹簧SPi构造成在输入到驱动构件11中的输入扭矩达到比与阻尼器装置10的最大扭转角度θmax对应的扭矩T2(第二阈值)小的预定扭矩(第一阈值)T1且驱动构件11相对于从动构件15的扭转角度等于或大于预定角度θref之后与第一扭矩传递路径TP1的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2并联地起作用。因此,阻尼器装置10具有两阶(两级)阻尼特性。

[0032] 根据此实施方式,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2以及内弹簧SPi采用由金属材料制成的直线形卷簧,所述直线形卷簧螺旋地卷绕以在不受载荷时具有成直线地延伸的轴心。与采用弧形卷簧相比,采用直线形卷簧使得第一弹簧SP1和第二弹簧SP2以及内弹簧SPi沿其轴心更适当地扩张和收缩,并且使得在驱动构件11与从动构件15之间的相对位移增大时从第二弹簧SP2等传递至从动构件15的扭矩与在驱动构件11与从动构件15之间的相对位移减小时从第二弹簧SP2等传递至从动构件15的扭矩之间的差——即,滞后——减小。然而,弧形卷簧可以用于第一弹簧SP1和第二弹簧SP2以及内弹簧SPi中的至少一者。

[0033] 如图2中所示,阻尼器装置10的驱动构件11包括环状的第一输入板构件111和环状的第二输入板构件112,其中,第一输入板构件111与锁止离合器8的离合器鼓81联接,第二

输入板构件112借助于多个铆钉与第一输入板构件111联接成使得与第一输入板构件111对置。因此，驱动构件11、或者第一输入板构件111和第二输入板构件112与离合器鼓81一体地旋转。此外，前盖3(发动机EG)通过锁止离合器8的接合而与阻尼器装置10的驱动构件11联接。

[0034] 如图2和图3中所示，第一输入板构件111构造成包括：沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形外弹簧容置窗111wo；沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置于每个外弹簧容置窗111wo的径向方向上的内侧的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形内弹簧容置窗111wi；分别沿着每个内弹簧容置窗111wi的外周边缘延伸的多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧支承部111s；多个(例如，在此实施方式中为三个)外弹簧接触部111co；以及多个(例如，在此实施方式中为六个)内弹簧接触部111ci。内弹簧容置窗111wi分别具有比内弹簧SPi的自然长度长的周向长度(参见图3)。在沿周向方向彼此相邻地布置的外弹簧容置窗111wo之间设置有一个外弹簧接触部111co。在每个内弹簧容置窗111wi的周向方向上的每一侧均设置有一个内弹簧接触部111ci。

[0035] 第二输入板构件112构造成包括：沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形外弹簧容置窗口112；沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置在每个外弹簧容置窗112wo的径向方向上的内侧的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形内弹簧容置窗112wi；分别沿着每个内弹簧容置窗112wi的外周边缘延伸的多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧支承部112s；多个(例如，在此实施方式中为三个)外弹簧接触部112co；以及多个(例如，在此实施方式中为六个)内弹簧接触部112ci。内弹簧容置窗112wi分别具有比内弹簧SPi的自然长度长的周向长度(参见图3)。在沿周向方向彼此相邻地布置的外弹簧容置窗112wo之间设置有一个外弹簧接触部112co。在每个内弹簧容置窗112wi的周向方向上的每一侧均设置有一个内弹簧接触部112ci。在此实施方式中，第一输入板构件111和第二输入板构件112具有相同的形状以使得减少部件的种类数。

[0036] 中间构件12包括第一中间板构件121和第二中间板构件122，其中，第一中间板构件121设置在驱动构件11的第一输入板构件111的前盖3侧，第二中间板构件122设置在驱动构件11的第二输入板构件112的涡轮转轮5侧并借助于多个铆钉与第一中间板构件121联接。如图2中所示，第一输入板构件111和第二输入板构件112沿阻尼器装置10的轴向方向设置在第一中间板构件121与第二中间板构件122之间。

[0037] 如图2和图3中所示，第一中间板构件121构造成包括：沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形弹簧容置窗121w；分别沿着对应的弹簧容置窗121w的外周边缘延伸的多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧支承部121s；以及多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧接触部121c。在沿周向方向彼此相邻地布置的弹簧容置窗121w之间设置有一个弹簧接触部121c。第二中间板构件122构造成包括：沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形弹簧容置窗121w；分别沿着对应的弹簧容置窗122w的外周边缘延伸的多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧支承部122s；以及多个(例如，在此实施方式中为三个)弹簧接触部122c。在沿周向方向彼此相邻布置的弹簧容置窗122w之间设置有一个弹簧接触部122c。在此实施方式中，第一中间板构件121和第二中间板构件122具有相同的形状以使得减少部件的种类数。

[0038] 从动构件15是沿轴向方向设置在第一输入板构件111与第二输入板构件112之间

且借助于多个铆钉固定至阻尼器毂7的板状环形构件。如图2和图3中所示，从动构件15构造成包括：沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形外弹簧容置窗15wo；沿周向方向以一定间隔(等间隔地)布置在每个外弹簧容置窗15wo的径向方向上的内侧的多个(例如，在此实施方式中为三个)弧形内弹簧容置窗15wi；多个(例如，在此实施方式中为三个)外弹簧接触部15co；以及多个(例如，在此实施方式中为六个)内弹簧接触部15ci。在沿周向方向彼此相邻地布置的外弹簧容置窗15wo之间设置有一个外弹簧接触部15co。内弹簧容置窗15wi分别具有比内弹簧SPi的自然长度长的周向长度。在每个内弹簧容置窗15wi的周向方向上的每一侧均设置有一个内弹簧接触部15ci。

[0039] 一个第一弹簧SP1和一个第二弹簧SP2在第一输入板构件111的外弹簧容置窗111wo和第二输入板构件112的外弹簧容置窗112wo以及从动构件15的外弹簧容置窗15wo中设置成使得第一弹簧SP1和第二弹簧SP2形成对(串联地作用)。在阻尼器装置10的安装状态下，第一输入板构件111的外弹簧接触部111co和第二输入板构件112的外弹簧接触部112co以及从动构件15的外弹簧接触部15co分别设置在下述第一弹簧SP1与第二弹簧SPS2之间并且与第一弹簧SP1的端部和第二弹簧SPS2的端部接触：所述第一弹簧SP1和第二弹簧SP2设置在不同的外弹簧容置窗15wo、111wo和112wo中而不形成对(不串联地作用)。

[0040] 第一中间板构件121的弹簧接触部121c和第二中间板构件122的弹簧接触部122c分别设置在共同的外弹簧容置窗15wo、111wo与112wo之间以形成对并且与第一弹簧SP1的端部和第二弹簧SP2的端部接触。设置在不同的外弹簧容置窗15wo、111wo和112wo中而不形成对(不串联地作用)的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2设置在第一中间板构件121的弹簧容置窗121w和第二中间板构件122的弹簧容置窗122w中。不形成对(不串联地作用)的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2在前盖3侧由第一中间板构件121的弹簧支承部121s从径向方向上的外侧支承(引导)并且在涡轮转轮5侧由第二中间板构件122的弹簧支承部122s从径向方向上的外侧支承(引导)。

[0041] 因此，如图3中所示，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2在阻尼器装置10的周向方向上交替地布置。每个第一弹簧SP1的一个端部与驱动构件11的对应的外弹簧接触部111co和112co接触，并且每个第一弹簧SP1的另一个端部与中间构件12的对应的弹簧接触部121c和122c接触。每个第二弹簧SP2的一个端部与中间构件12的对应的弹簧接触部121c和122c接触，并且每个第二弹簧SP2的另一个端部与从动构件15的对应的外弹簧接触部15co接触。

[0042] 因此，形成对的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2经由驱动构件11与从动构件15之间的中间构件12的弹簧接触部121c和122c而彼此串联地连接。因此，阻尼器装置1进一步减小了构造成在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩的弹性体的刚度，或者更具体地减小了第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的组合弹簧常数。在此实施方式中，如图3中所示，多个第一弹簧SP1和多个第二弹簧SP2布置在同一圆周上，使得起动装置1或阻尼器装置10的轴心与各个第一弹簧SP1的轴心之间的距离等于起动装置1等的轴心与各个第二弹簧SP2的轴心之间的距离。

[0043] 从动构件15的内弹簧容置窗15wi中的每个内弹簧容置窗中均设置有内弹簧SPi。在阻尼器装置10的安装状态下，内弹簧接触部15ci中的每个内弹簧接触部与内弹簧SPi的对应的端部接触。在阻尼器装置10的安装状态下，每个内弹簧SPi在前盖3侧的侧部位于第一输入板构件111的对应的内弹簧容置窗111wi的周向中央并且由第一输入板构件111的弹

簧支承部111s从径向方向上的外侧支承(引导)。在阻尼器装置10的安装状态下,每个内弹簧SPi在涡轮转轮5侧的侧部位于第二输入板构件112的对应的内弹簧容置窗112wi的周向中央并且由第二输入板构件112的弹簧支承部112s从径向方向上的外侧支承(引导)。

[0044] 如图2和图3中所示,内弹簧SPi中的每个内弹簧在流体室9的内周侧区域中布置成使得由第一弹簧SP1和第二弹簧SP2包围。此构型还使阻尼器装置10的轴向长度缩短并且因此使起动装置1的轴向长度缩短。当输入到驱动装置11中的输入扭矩(驱动扭矩)或从车轴侧施加至从动装置15的扭矩(从动扭矩)达到上述扭矩T1时,内弹簧SPi的中每个内弹簧都与设置在第一输入板构件111的内弹簧容置窗111wi和第二输入板构件112的内弹簧容置窗112wi的相应侧的一对内弹簧接触部111ci和内弹簧接触部112ci接触。

[0045] 阻尼器装置10还包括止动件(未示出),该止动件构造成限制驱动构件11与从动构件15的相对旋转。在此实施方式中,止动件包括:多个止动部,所述多个止动部沿周向方向以一定间隔布置成从第二输入板构件112的内周部朝向阻尼器毂7沿径向方向突出;以及多个弧形切除部,所述多个弧形切除部沿周向方向以一定间隔形成在固定有从动构件15的阻尼器毂7中。在阻尼器装置10的安装状态下,第二输入板构件112的止动部中的每个止动部设置在阻尼器毂7的对应的切除部中以使得与阻尼器毂7的壁表面不接触,所述壁表面限定切除部的两端。当第二输入板构件112的止动部中的每个止动部随着驱动构件11与从动构件15的相对旋转而与阻尼器毂7的限定切除部的两端的壁表面中的一个壁表面接触时,止动件限制驱动构件11与从动构件15的相对旋转和所有弹簧SP1、SP2和SPi的偏转。

[0046] 另外,如图1中所示,阻尼器装置10包括与第一扭矩传递路径TP1和第二扭矩传递路径TP2两者并联布置的旋转惯性质量阻尼器20,其中,第一扭矩传递路径TP1包括多个第一弹簧SP1、中间构件12和多个第二弹簧SP2,第二扭矩传递路径TP2包括多个内弹簧SP1。在此实施方式中,旋转惯性质量阻尼器20构造成包括设置在阻尼器装置10的驱动构件11或输入元件与阻尼器装置10的从动构件15或输出元件之间的单个小齿轮型行星齿轮装置21。

[0047] 行星齿轮装置21由下述各者构造:从动构件15,从动构件15在其外周中包括外齿15t以用作太阳齿轮;第一输入板构件111和第二输入板构件112,第一输入板构件111和第二输入板构件112以可旋转的方式支承分别与外齿15t啮合的多个(例如,在此实施方式中为三个)小齿轮23以用作行星架;以及环形齿轮25,环形齿轮25与从动构件15(外齿15t)或太阳齿轮同心地设置,并且环形齿轮25具有与每个小齿轮23均啮合的内齿25t。因此,在流体室9中,当沿阻尼器装置10的径向方向观察时,从动构件15或太阳齿轮、所述多个小齿轮23以及环形齿轮25与第一弹簧SP1和第二弹簧SPS2(以及内弹簧SPi)在轴向方向上至少部分地重叠。

[0048] 如图2和图3中所示,外齿15t沿周向方向以一定间隔(等间隔地)形成在从动构件15的外周表面的多个预定部分上。外齿15t位于外弹簧容置窗15wo和内弹簧容置窗15wi——即,在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩的第一弹簧SP1、第二弹簧SP2和内弹簧SPi——的径向外侧。外齿15t可以形成在从动构件15的整个外周上。

[0049] 如图2和图3中所示,形成行星齿轮装置21的行星架的第一输入板构件111构造成包括多个(例如,在此实施方式中为三个)小齿轮支承部115,所述多个小齿轮支承部115沿周向方向以一定间隔(等间隔地)设置在外弹簧接触部111co的径向外侧。类似地,形成行星齿轮装置21的行星架的第二输入板构件112构造成包括多个(例如,在此实施方式中为三

个)小齿轮支承部116,所述多个小齿轮支承部116沿周向方向以一定间隔(等间隔地)设置在外弹簧接触部112co的径向外侧,如图2和图3中所示。

[0050] 如图4中所示,第一输入板构件111的小齿轮支承部115中的每个小齿轮支承部均构造成包括构造成朝向前盖3沿轴向突出的弧形轴向延伸部115a和从轴向延伸部115a的端部沿径向向外延伸的弧形凸缘部115f。第二输入板构件112的小齿轮支承部116中的每个小齿轮支承部均构造成包括构造成朝向涡轮转轮5沿轴向突出的弧形轴向延伸部116a和从轴向延伸部116a的端部沿径向向外延伸的弧形凸缘部116f。第一输入板构件111的小齿轮支承部115中的每个小齿轮支承部(凸缘部115f)与第二输入板构件112的对应的小齿轮支承部116(凸缘部116f)在轴向方向上对置。形成对的凸缘部115f、116f分别支承插入到小齿轮23中的小齿轮轴24的端部。在此实施方式中,小齿轮支承部115(凸缘部115f)借助于铆钉固定至锁止离合器8的离合器鼓81。此外,在此实施方式中,中间构件12的第一中间板构件121由小齿轮支承部115的轴向延伸部115a的内周表面对准。中间构件12的第二中间板构件122由小齿轮支承部116的轴向延伸部116a的内周表面对准。

[0051] 如图4中所示,行星齿轮装置21的小齿轮23构造成包括:环状齿轮本体230,环状齿轮本体230在其外周中具有齿轮齿(外齿)23t;多个滚针支承件231,所述多个滚针支承件231设置在齿轮本体230的内周表面与小齿轮轴24的外周表面之间;以及一对间隔件232,所述一对间隔件232接合至齿轮本体230的两个端部以限制滚针支承件231的轴向运动。如图4中所示,小齿轮23的齿轮本体230包括环状径向支承部230s,环状径向支承部230s分别在齿轮齿23t的齿底的在小齿轮23的径向方向上的内侧向齿轮齿23t的轴向端部的外侧突出,并且环状径向支承部230s具有筒形外周表面。每个间隔件232的外周表面的直径与径向支承部230s的直径相同,或者每个间隔件232的外周表面的直径小于径向支承部230s的直径。

[0052] 多个小齿轮23沿周向方向以一定间隔(等间隔地)由第一输入板构件111和第二输入板构件112(小齿轮支承部115和116)或行星架支承。在每个间隔件235的侧面与第一输入板构件111的小齿轮支承部115(凸缘部115f)或第二输入板构件112的小齿轮支承部116(凸缘部116f)之间设置有垫圈235。如图4中所示,在小齿轮23的齿轮齿23t的两个侧面与第一输入板构件111的小齿轮支承部115(凸缘部115f)或第二输入板构件112的小齿轮支承部116(凸缘部116f)之间限定有轴向间隙。

[0053] 行星齿轮装置21的环形齿轮25构造成包括:环状齿轮本体250,环状齿轮本体250在其内周中具有内齿25t;两个环状侧板251;多个铆钉252,所述多个铆钉252用于将每个侧板251固定至齿轮本体250的两个轴向侧面。齿轮本体250、两个侧板251和多个铆钉252彼此成一体并且用作旋转惯性质量阻尼器20的质量体。在此实施方式中,内齿25t形成在齿轮本体250的整个内周上。内齿25t可以沿周向方向以一定间隔(等间隔地)形成在齿轮本体250的内周表面的多个预定部分上。如图3中所示,在齿轮本体250的外周表面上可以形成有凹部以对环形齿轮25的重量进行调节。

[0054] 侧板251中的每个侧板均具有凹形的筒形内周表面并且用作被与内齿25t接合的多个小齿轮23轴向地支承的被支承部。换言之,在内齿25t的两个轴向端部中,两个侧板251分别固定至齿轮本体250的对应侧面以向内齿25t的齿底的径向方向上的内侧突出并至少与小齿轮23的齿轮齿23t的侧面相对。如图4中所示,在此实施方式中,每个侧板251的内周表面定位得比内齿25t的齿顶略靠内。

[0055] 当小齿轮23中的每个小齿轮23与内齿25t啮合时，每个侧板251的内周表面被小齿轮23(齿轮本体230)的对应的径向支承部230s支承。这使得环形齿轮25能够通过所述多个小齿轮23的径向支承部230s而相对于从动构件15或者太阳齿轮的轴心精确地对准并且使得环形齿轮25能够平稳地旋转(摆动)。此外，当小齿轮23中的每个小齿轮与内齿25t啮合时，每个侧板251的内表面与小齿轮23的齿轮齿23t的侧面相对并且与从齿轮齿23t的齿底至径向支承部230s的部分的侧面相对。因此，环形齿轮25的轴向运动至少受到小齿轮23的齿轮齿23t的侧面的限制。此外，如图4中所示，在环形齿轮25的每个侧板251的外表面与第一输入板构件111的小齿轮支承部115(凸缘部115f)或第二输入板构件112的小齿轮支承部116(凸缘部116f)之间限定有轴向间隙。

[0056] 在具有上述构型的起动装置1中，当由锁止离合器8进行的锁止被释放时，如从图1中观察到的，从发动机EG传递至前盖3的扭矩(动力)经由泵叶轮4、涡轮转轮5、从动构件15和阻尼器毂7的路径被传递至变速器TM的输入轴IS。另一方面，在由起动装置1的锁止离合器8执行锁止时，从发动机EG经由前盖3和锁止离合器8传递至驱动构件11的扭矩经由包括所述多个第一弹簧SP1、中间构件12和所述多个第二弹簧SP2的第一扭矩传递路径TP1以及旋转惯性质量阻尼器20而被传递至从动构件15和阻尼器毂7，直到输入扭矩达到上述扭矩T1为止。当输入扭矩等于或大于上述扭矩T1时，传递至驱动构件11的扭矩经由第一扭矩传递路径TP1、包括多个内弹簧SPi的第二扭矩传递路径TP2以及旋转惯性质量阻尼器20而被传递至从动构件15和阻尼器毂7。

[0057] 当驱动构件11在执行锁止(锁止离合器8的接合)的情况下相对于从动构件15旋转(扭动)时，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2偏转，并且环形齿轮25或者质量体随着驱动构件11与从动构件15的相对旋转而绕轴心旋转(摆动)。更具体地，当驱动构件11相对于从动构件15旋转(摆动)时，作为行星齿轮装置21的输入元件的驱动构件11(第一输入板构件11和第二输入板构件112)或行星架的转速大于从动构件15或太阳齿轮的转速。在这种状态下，环形齿轮25的转速由于行星齿轮装置21的作用而增大，使得环形齿轮25以比驱动构件11的转速大的转速旋转。这使得来自作为旋转惯性质量阻尼器20的质量体的环形齿轮25的惯性扭矩经由小齿轮23被施加至作为阻尼器装置10的输出元件的从动构件15，并且由此使从动构件15的振动衰减。旋转惯性质量阻尼器20构造成主要在驱动构件11与从动构件15之间传递惯性扭矩而不传递平均扭矩。

[0058] 下面描述阻尼器装置10的设计过程。

[0059] 如上所述，在阻尼器装置10中，在传递至驱动构件11的输入扭矩达到上述扭矩T1之前，第一扭矩传递路径TP1所包括的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2与旋转惯性质量阻尼器20并联地起作用。在第一弹簧SP1和第二弹簧SP2与旋转惯性质量阻尼器20并联地起作用的情况下，从包括中间构件12以及第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的扭矩取决于中间构件12与从动构件15之间的第二弹簧SP2的位移(偏转量或扭转角度)(与所述位移成比例)。另一方面，从旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的扭矩取决于驱动构件11与从动构件15之间的角加速度——即，驱动构件11与从动构件15之间的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的位移结果的二阶微分方程——的差(与所述差成比例)。假设传递至阻尼器装置10的驱动构件11的输入扭矩如由下面给出的等式(1)所示的那样周期性地振动，则从驱动构件11经由第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的振动的

相位相对于从驱动构件11经由旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动的相位相应地偏移180度。

[0060] [算式1]

[0061] $T=T_0\sin\omega t\cdots(1)$

[0062] 另外，在包括单个中间构件12的阻尼器装置10中，在允许第一弹簧SP1和第二弹簧SP2偏转并且内弹簧SPi不偏转的情况下，在第一扭矩传递路径TP1中产生两个共振。换言之，在允许第一弹簧SP1和第二弹簧SP2偏转并且内弹簧SPi不偏转的情况下，由于驱动构件11和从动构件15的相位相反的振动而在第一扭矩传递路径TP1中发生整个阻尼器装置10的共振(第一共振)。在允许第一弹簧SP1和第二弹簧SP2偏转并且内弹簧SPi不偏转的情况下，由于中间构件12的相位与驱动构件11和从动构件15两者相反的振动而在第一扭矩传递路径TP1中、于与第一共振相比在较高转速侧(高频侧)也发生共振(第二共振)。

[0063] 为了进一步提高具有上述特征的阻尼器装置10的振动阻尼效果，本发明的发明人由于深入研究和分析而已经注意到，阻尼器装置10能够通过下述方式使从动构件15的振动衰减：使第一扭矩传递路径TP1的振动的幅度等于旋转惯性质量阻尼器20的相位相反的振动的幅度。本发明的发明人已经在包括下述阻尼器装置10的振动系统中建立了如由下面给出的等式(2)所示的运动方程：在阻尼器装置10中，在锁止离合器接合且内弹簧SPi不偏转的情况下，扭矩从发动机EG传递至驱动构件11。在等式(2)中，“J_1”表示驱动构件11的惯性矩，“J_2”表示如上所述的中间构件12的惯性矩，“J_3”表示从动构件15的惯性矩，并且“J_i”表示作为旋转惯性质量阻尼器20的质量体的环形齿轮25的惯性矩。另外，“θ_1”表示驱动构件11的扭转角度，“θ_2”表示中间构件12的扭转角度，“θ_3”表示从动构件15的扭转角度。此外，“k_1”表示在驱动构件11与中间构件12之间并联地起作用的所述多个第一弹簧SP1的组合弹簧常数，“k_2”表示在中间构件12与从动构件15之间并联地起作用的所述多个第二弹簧SP2的组合弹簧常数。另外，“λ”表示包括在旋转惯性质量阻尼器20中的行星齿轮装置21的传动比(外齿15t(太阳齿轮)的节圆直径/环形齿轮25的内齿25t的节圆直径)，即，环形齿轮25或质量体的转速与从动构件15的转速的比，并且“T”表示从发动机EG传递至驱动构件的输入扭矩。

[0064] [算式2]

[0065] $$\begin{bmatrix} J_1+J_i\cdot(1+\lambda)^2 & 0 & -J_i\cdot\lambda\cdot(1+\lambda) \\ 0 & J_2 & 0 \\ -J_i\cdot\lambda\cdot(1+\lambda) & 0 & J_3+J_i\cdot\lambda^2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix}\ddot{\theta}_1\\ \ddot{\theta}_2\\ \ddot{\theta}_3\end{bmatrix}+\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_1\\ \theta_2\\ \theta_3\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}T_1\\ 0\\ 0\end{bmatrix}\quad\cdots(2)$$

[0066] 另外，本发明的发明人已经假设输入扭矩T如由上面给出的等式(1)所示的那样周期性地振动并且还已经假设驱动构件11的扭转角度θ_1、中间构件12的扭转角度θ_2和从动构件15的扭转角度θ_3如由下面给出的等式(3)示出的那样周期性地响应(振动)。在等式(1)和等式(3)中，“ω”表示输入扭矩T的周期性波动(振动)中的角频率。在等式(3)中，“Θ_1”表示驱动构件11在扭矩从发动机EG传递期间产生的振动的幅度(振幅，即，最大扭转角度)，“Θ_2”表示中间构件12在扭矩从发动机EG向驱动构件11传递期间产生的振动的幅度(振幅)，并且“Θ_3”表示从动构件15在扭矩从发动机EG向驱动构件11传递期间产生的振动的幅度(振幅)。在这些假设下，通过将等式(1)和等式(3)代入等式(2)中并从两侧消除“$\sin\omega t$”

而获得下面给出的等式(4)的恒等式。

[0067] [算式3]

[0068] $$\begin{bmatrix}\theta_1\\ \theta_2\\ \theta_3\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\Theta_1\\ \Theta_2\\ \Theta_3\end{bmatrix}\sin\omega t \quad \cdots(3)$$

[0069] $$\begin{bmatrix}T_1\\ 0\\ 0\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}k_1-\omega^2\left\{J_1+J_i\cdot(1+\lambda)^2\right\} & -k_1 & \omega^2\cdot J_i\cdot\lambda\cdot(1+\lambda)\\ -k_1 & k_1+k_2-\omega^2\cdot J_2 & -k_2\\ \omega^2\cdot J_i\cdot\lambda\cdot(1+\lambda) & -k_2 & k_2-\omega^2\left(J_3+J_i\cdot\lambda^2\right)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\Theta_1\\ \Theta_2\\ \Theta_3\end{bmatrix} \quad \cdots(4)$$

[0070] 在等式(4)中,当从动构件15的振幅Θ_3为零时,这意味着来自发动机EG的振动在理论上被阻尼器装置10完全衰减,并且理论上没有振动传递至位于从动构件15的下游的变速器TM、驱动轴等。从此观点出发,本发明的发明人已经通过求解关于振幅Θ_3的公式(4)的恒等式并且设定$\Theta_3=0$而得到等式(5)的条件表达式。等式(5)是关于输入扭矩T的周期性波动中的角频率的平方ω^2的二次方程式。当角频率的平方ω^2是等式(5)的两个实根(或多个根)中的任一实根时,来自发动机EG的被从驱动构件11经由第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的振动和被从驱动构件11经由旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动彼此抵消,并且从动构件15的振幅Θ_3理论上变为等于零。

[0071] [算式4]

[0072] $J_2\cdot J_i\cdot\lambda(1+\lambda)\cdot(\omega^2)^2-J_i\cdot\lambda(1+\lambda)\cdot(k_1+k_2)\cdot\omega^2+k_1\cdot k_2=0\cdots(5)$

[0073] 该分析结果表明,在包括中间构件12并且相应地提供两个峰值——即,如图5中所示的经由第一扭矩传递路径TP1传递的扭矩中的共振——的阻尼器装置10中可以设定有使得从动构件15的振幅Θ_3理论上为零的总共两个反共振点(图5中的A1和A2)。因此,阻尼器装置10可以通过下述方式使从动构件15的振动显著有效地衰减:使第一扭矩传递路径TP1的振动的幅度和旋转惯性质量阻尼器20的相位相反的振动的幅度在与第一扭矩传递路径TP1中发生的两个共振对应的两个点处相等。

[0074] 另外,在阻尼器装置10中,中间构件12的共振发生在下述阶段中:在此阶段中,驱动构件11的转速比与低转速侧(低频侧)的反共振点A1处的频率对应的转速大得多。在驱动构件11(发动机EG)的转速达到与中间构件12的相对较低的固有频率对应的转速之前,从第二弹簧SP2传递至从动构件15的振动的幅度从减小变为增大,如图5中的单点划线曲线所示的。即使在从旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动的幅度随着驱动构件11的转速的增大而逐渐增大(如图5中的双点划线曲线所示)的情况下,这也扩大了下述区域:在所述区域中,从旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动抵消了从第二弹簧SP2传递至从动构件15的振动的至少一部分。这导致进一步提高了阻尼器装置10在驱动构件11的相对较低的转速范围内的振动阻尼特性。

[0075] 配备有作为产生用于驱动的动力的动力源的发动机EG的车辆可以构造为进一步减小锁止离合器8的锁止转速Nlup(在发动机EG起动之后发动机EG与阻尼器装置10第一次联接时的并且为多个锁止转速当中最低的转速;即,在扭矩从驱动构件11通过扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的转速范围内的最低转速),并且在较早的定时处将来自发动机EG的扭矩机械地传递至变速器TM,以提高发动机EG与变速器TM之间的动力传递效率,并且由

此进一步改善发动机EG的燃料消耗。然而，从发动机EG经由锁止离合器8传递至驱动构件11的振动在可能被设定为锁止转速Nlup的范围的约500rpm至1500rpm的低转速范围内会增大。特别是在配备有较少气缸数目的发动机——比如三缸发动机或四缸发动机——的车辆中，振动水平显著增加。因此，为了抑制在锁止的接合期间或紧接在锁止的接合之后的变速器TM等的大振动的传递，需要进一步降低构造成在锁止的接合过程中将来自发动机EG的扭矩(振动)传递至变速器TM的整个阻尼器装置10(从动构件15)的在锁止转速Nlup附近的转速范围内的振动水平。

[0076] 考虑到前述内容，发明人已经将阻尼器装置10构造成在发动机EG的转速Ne处于500rpm至1500rpm的范围内(处于锁止转速Nlup的预期设定范围内)时基于锁止离合器8的预定的锁止转速Nlup形成较低转速侧(较低频率侧)的反共振点A1。上面给出的等式(5)的两个解ω_1和ω_2可以根据二次公式求得为下面给出的等式(6)和(7)，并且满足$\omega_1<\omega_2$。较低转速侧(较低频率侧)的反共振点A1处的频率fa_1(在下文中被称为“最小频率”)由下面给出的等式(8)表达，并且较高转速侧(较高频率侧)的反共振点A2处的频率fa_2由下面给出的等式(9)表达($fa_2>fa_1$)。与最小频率fa_1对应的发动机EG的转速Nea_1表达为$Nea_1=(120/n)\cdot fa_1$，其中，“n”表示发动机EG的气缸数目。

[0077] [算式5]

[0078]
$$\omega_1^2=\frac{(k_1+k_2)-\sqrt{(k_1+k_2)^2-4\cdot\frac{J_2}{J_i}\cdot k_1\cdot k_2\cdot\frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2\cdot J_2}\quad\cdots(6)$$

[0079]
$$\omega_2^2=\frac{(k_1+k_2)+\sqrt{(k_1+k_2)^2-4\cdot\frac{J_2}{J_i}\cdot k_1\cdot k_2\cdot\frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2\cdot J_2}\quad\cdots(7)$$

[0080]
$$fa_1=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(k_1+k_2)-\sqrt{(k_1+k_2)^2-4\cdot\frac{J_2}{J_i}\cdot k_1\cdot k_2\cdot\frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2\cdot J_2}}\quad\cdots(8)$$

[0081]
$$fa_2=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(k_1+k_2)+\sqrt{(k_1+k_2)^2-4\cdot\frac{J_2}{J_i}\cdot k_1\cdot k_2\cdot\frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2\cdot J_2}}\quad\cdots(9)$$

[0082] 因此，在阻尼器装置10中，所述多个第一弹簧SP1的组合弹簧常数k_1、所述多个第二弹簧SP2的组合弹簧常数k_2、中间构件12的惯性矩J_2(通过考虑(总计)被联接而一体地旋转的涡轮转轮5等的惯性矩而确定的)、以及作为旋转惯性质量阻尼器20的质量体的环形齿轮25的惯性矩J_i被选定并设定成满足下面给出的表达式(10)。更具体地，在阻尼器装置10中，第一弹簧SP1的弹簧常数k_1和第二弹簧SP2的弹簧常数k_2、中间构件12的惯性矩J_2、环形齿轮25的惯性矩J_i、以及行星齿轮21的传动比λ基于上述最小频率fa_1(和锁止转速Nlup)来确定。在设计阻尼器装置10时，小齿轮23的惯性矩可以如等式(2)至(9)中示出的那样在实践中被忽略不计，也可以在上面的等式(2)等中纳入考虑。此外，第一弹簧SP1的弹簧常数k_1和第二弹簧SP2的弹簧常数k_2、中间构件12的惯性矩J_2、环形齿轮25的惯性矩J_i、行星齿轮21

的齿轮比λ、以及小齿轮23的惯性矩可以基于上述最小频率fa_1(和锁止转速Nlup)来确定。

[0083] [算式6]

[0084] $$500\,rpm \le \frac{120}{n} fa_1 \le 1500\,rpm \quad \cdots(10)$$

[0085] 如上所述,可能提供从动构件15的理论上为零的振幅Θ_3(可能进一步减小该振幅Θ_3)的较低转速侧的反共振点A1可以在500rpm至1500rpm的低转速范围内(在锁止转速Nlup的预期设定范围内)被设定。这使得允许在较低转速下进行锁止(发动机EG与驱动构件11联接)。

[0086] 当阻尼器装置10构造成满足表达式(10)时,优选的是将弹簧常数k_1和k_2以及惯性矩J_2和J_i选择并设定成使得:使第一扭矩传递路径TP1中发生的较低转速侧(较低频率侧)共振(位于共振点R1处)的频率最小化成比上述最小频率fa_1低的最小可能值。这进一步降低了最小频率fa_1,并允许在更低的转速下进行锁止。

[0087] 此外,与仅设定有一个反共振点(由图5中的虚线所示)的构型相比,能够设定两个反共振点A1和A2的构型使得两个反共振点A1与A2之间的具有最小频率(fa_1)的反共振点A1能够朝向较低频率侧偏移。另外,如从图5看到的,设定有两个反共振点A1和A2的构型使得在处于两个反共振点A1与A2之间的相对较宽的转速范围内来自发动机EG的从驱动构件11经由第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的振动(由图5中的单点划线曲线所示)能够通过从驱动构件11经由旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动(由图5中的双点划线曲线所示)被有效地衰减。

[0088] 这进一步改善了阻尼器装置10在可能增加来自发动机EG的振动的锁止区域的较低转速范围内的振动阻尼效果。在阻尼器装置10中,在发生第二共振(如图5中的共振点R2示出的共振)时,中间构件12以与从动构件15的相位相反的相位振动。如图5中的单点划线曲线所示,从驱动构件11经由第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的振动的相位变成与从驱动构件11经由旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动的相位相同。

[0089] 在如上面描述的那样构造的阻尼器装置10中,为了进一步提高锁止转速Nlup附近的振动阻尼性能,需要使对应于共振点R2的锁止转速Nlup和发动机EG的转速Ne适当地分开。因此,在阻尼器装置10构造成满足表达式(10)的情况下,优选的是将弹簧常数k_1和k_2以及惯性矩J_2和J_i选定并设定成满足Nlup≤(120/n)·fa_1(=Nea_1)。这在使由锁止离合器8进行的锁止被接合的同时有效地抑制了振动向变速器TM的输入轴IS的传递。这也使得来自发动机EG的振动能够紧接在锁止的接合之后被阻尼器装置10非常有效地衰减。

[0090] 如上所述,基于反共振点A1处的频率(最小频率)fa_1来设计阻尼器装置10非常有效地改善了阻尼器装置10的振动阻尼性能。根据发明人的研究和分析,已经证实:当锁止转速Nlup被设定为例如约1000rpm的值时,构造成例如满足900rpm≤(120/n)·fa_1≤1200rpm的阻尼器装置10在实践中提供非常有效的结果。

[0091] 另一方面,需要尽可能多地减小包括中间构件12、第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的第一扭矩传递路径TP1的滞后以及旋转惯性质量阻尼器20的滞后,以减小从动构件15在反共振点A1和A2附近的实际振幅。也就是说,在阻尼器装置10中,需要减小经由第一扭矩传递路径TP1传递至从动构件15的振动的相位偏移、即由第一弹簧SP1和第二弹簧SP1的滞后引起的相位偏移以及经由旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15的振动的相位偏移、即由

旋转惯性质量阻尼器20的滞后引起的相位偏移。

[0092] 因此，在阻尼器装置10中，用作旋转惯性质量阻尼器20的行星齿轮装置21的太阳齿轮的从动构件15设置有位于在驱动构件11与从动构件15之间传递扭矩的第一弹簧SP1和第二弹簧SP1的径向外侧的外齿15t。也就是说，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2设置在旋转惯性质量阻尼器20的行星齿轮装置21的径向内侧。因此，施加至第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的离心力被减小，从而减小了在第一弹簧SP1和第二弹簧SP2由于离心力而压靠弹簧支承部121s和122时产生的摩擦力(滑动阻力)。因此，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的滞后在阻尼器装置10中令人满意地减小。

[0093] 此外，由旋转惯性质量阻尼器20的滞后引起的能量损耗可以表达为Jh＝ΔT·θ。在本文中，“Jh”表示由旋转惯性质量阻尼器20的滞后引起的能量损耗，“ΔT”表示扭矩差、即在驱动构件11与从动构件15之间的相对位移增大时从旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15(太阳齿轮)的扭矩与在驱动构件11与从动构件15之间的相对位移减小时从旋转惯性质量阻尼器20传递至从动构件15(太阳齿轮)的扭矩之间的差值，“θ”表示驱动构件11相对于从动构件15的扭转角度。此外，能量损耗Jh可以表示为Jh＝μ·Fr·x。在本文中，“μ”表示环形齿轮25与小齿轮23之间的动摩擦系数，“Fr”表示例如根据流体室9中的压力施加至环形齿轮25的竖向载荷(轴向力)，“x”表示环形齿轮25相对于小齿轮23的滑动距离。

[0094] 因此，满足关系ΔT·θ＝μ·Fr·x。通过对关系表达式的两侧进行时间微分，推导出关系ΔT·dθ/dt＝μ·Fr·dx/dt。因此，扭矩差ΔT或旋转惯性质量阻尼器20的滞后可以表达为ΔT＝μ·Fr·(dx/dt)/(dθ/dt)。示出扭矩差ΔT的关系表达式的右侧的滑动距离x的时间微分值dx/dt示出了环形齿轮25与小齿轮23之间的相对速度Vrp。因此，旋转惯性质量阻尼器20的滞后随着环形齿轮25与支承环形齿轮25的小齿轮23之间的相对速度Vrp、即质量体与限制质量体的轴向运动的支承构件之间的相对速度的变小而变小。

[0095] 当环形齿轮25或质量体由驱动构件11的第一输入板构件111和第二输入板构件112或者行星齿轮装置21的行星架从两侧支承时，旋转惯性质量阻尼器20的滞后取决于环形齿轮25与驱动构件11之间的相对速度Vrc。图6示出了当驱动构件11相对于从动构件15扭动了角度θ时环形齿轮25与驱动构件11之间的相对速度Vrc。如图6中所示，相对速度Vrc在环形齿轮25的内周附近相对较大，并且从环形齿轮25的内周到外周变大。旋转惯性质量阻尼器20的滞后在环形齿轮25或质量体由第一输入板构件111和第二输入板构件112从两侧支承时没有有利地减小。

[0096] 另一方面，小齿轮23以与第一输入板构件111和第二输入板构件112或行星架的圆周速度相同的圆周速度Vp公转，并且围绕小齿轮轴24自转。环形齿轮25与小齿轮23之间的相对速度Vrp在环形齿轮25的内齿25t与小齿轮23的齿轮齿23t之间的接合位置(图6和图7中的虚线上的点)附近基本上变为零。如图7中的白色箭头所图示的，环形齿轮25与小齿轮23之间的相对速度Vrp变得显著小于环形齿轮25与驱动构件11(行星架)之间的相对速度Vrc，并且显著小于环形齿轮25与从动构件15(太阳齿轮)之间的相对速度(未示出)。与由第一输入板构件111和第二输入板构件112从两侧支承环形齿轮25(参见图8中的虚线)相比，在环形齿轮25或质量体的轴向运动被行星齿轮装置21的小齿轮23限制的阻尼器装置10中，如图8中的实线所图示的，旋转惯性质量阻尼器20的滞后、即扭矩差ΔT被令人满意地减小。

[0097] 在该实施方式中，环形齿轮25包括两个侧板251(被支承部)，这两个侧板251以使

得每个侧板251的内周表面定位得比内齿25t的齿顶略靠内的方式固定至齿轮本体250的侧面中的每个侧面。此外，环形齿轮25的轴向运动至少由小齿轮23的齿轮齿23t的侧面限制。因此，环形齿轮25的轴向运动可以通过小齿轮23在环形齿轮25与小齿轮23之间的相对速度Vrp基本上变为零的内齿25t与齿轮齿23t之间的接合位置处被限制，从而令人满意地减小旋转惯性质量阻尼器20的滞后。

[0098] 如上所述，阻尼器装置10令人满意地减小了第一扭矩传递路径TP1中的滞后和旋转惯性质量阻尼器20中的滞后，从而有利地减小了从动构件15在反共振点A1和A2附近的实际振幅。因此，包括旋转惯性质量阻尼器20的阻尼器装置10的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高：使较低转速侧的反共振点A1的频率fa_1等于(较接近于)要在上述范围内通过阻尼器装置衰减的一个振动(共振)的频率并且使较高转速侧的反共振点A2的频率fa_2等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的另一个振动(共振)的频率。此外，旋转惯性质量阻尼器20的振动阻尼性能如已经描述的那样通过减小旋转惯性质量阻尼器20的滞后而得以有益地提高。

[0099] 在阻尼器装置10中，从动构件15或太阳齿轮、所述多个小齿轮23以及环形齿轮25布置成在沿径向方向观察时与第一弹簧SP1和第二弹簧SP2(以及内弹簧SPi)在阻尼器装置10的轴向方向上至少部分地重叠。这样的构型还缩短了阻尼器装置10的轴向长度，并且还通过在抑制用作旋转惯性质量阻尼器20的质量体的环形齿轮25的重量的增加的同时将环形齿轮25设置在阻尼器装置10的外周侧而增大了环形齿轮25的惯性矩，从而使得能够有效地获得惯性扭矩。

[0100] 此外，在阻尼器装置10中，环形齿轮25或质量体的转速通过行星齿轮装置21的作用而被增大成使得高于驱动构件11(行星架)的转速。这在减小了环形齿轮25或质量体的重量的同时有效地确保了从旋转惯性质量阻尼器20施加至从动构件15的惯性矩。这也增强了旋转惯性质量阻尼器20以及整个阻尼器装置10的设计的灵活性。然而，旋转惯性质量阻尼器20(行星齿轮装置21)可以构造成根据环形齿轮25(质量体)的惯性矩的大小将环形齿轮25的转速减小成低于驱动构件11的转速。此外，行星齿轮装置21可以是双小齿轮型的行星齿轮装置。此外，从动构件15的外齿15t、小齿轮23的齿轮齿23t、以及环形齿轮25的内齿25t可以是具有螺旋齿线的螺旋齿或具有直齿线的齿。

[0101] 如上所述，设定有两个反共振点A1和A2的构型使得反共振点A1能够朝向较低频率偏移。可以根据配备有阻尼器装置10的车辆、马达等的规格将等式(5)的多重根($=1/2\pi \cdot \sqrt{\{(k_1+k_2)/(2 \cdot J_2)\}}$设定为上述最小频率$fa_1$。基于等式(5)的多重根来确定第一弹簧SP1的弹簧常数k_1和第二弹簧SP2的弹簧常数k_2以及中间构件12的惯性矩J_2还提高了阻尼器装置10在如由图5中的虚线曲线示出的可能使来自发动机EG的振动增大的锁止区域的较低转速范围内的振动阻尼效果。

[0102] 在上面描述的阻尼器装置10中，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2采用具有相同的规格(弹簧常数)的弹簧。然而，这不是限制性的。第一弹簧SP1的弹簧常数k_1和第二弹簧SP2的弹簧常数k_2可以彼此不同($k_1>k_2$或$k_1<k_2$)。这进一步增大了等式(6)和(8)中的√项(判别式)的值，并且进一步增大了两个反共振点A1与A2之间的间隔，因此进一步提高了阻尼器装置在低频率范围(低转速范围)内的振动阻尼效果。在这种情况下，阻尼器装置10可以设置有构造成限制第一弹簧SP1和第二弹簧SP2中的一者(例如具有较低刚度的一者)的偏转的止动

件。

[0103] 如上所述，旋转惯性质量阻尼器20的环形齿轮25包括两个侧板251，这两个侧板251以使得每个侧板251的内周表面定位得比内齿25t的齿顶略靠内的方式分别固定至齿轮本体250。然而，所述两个侧板251中的每个侧板可以以使得每个侧板251的内周表面位于内齿25t的齿底的径向内侧并且位于支承小齿轮23的小齿轮轴24的径向外侧的方式固定至齿轮本体250。此外，小齿轮23(齿轮本体230)的径向支承部230s的直径也可以减小成小于上述直径。也就是说，环形齿轮25的每个侧板251的内周表面均可以靠近小齿轮轴24，使得环形齿轮25的轴向运动通过小齿轮23被令人满意地限制。

[0104] 为了通过小齿轮23限制环形齿轮25的轴向运动，小齿轮23可以设置有一对支承部，这对支承部例如具有环形形状并且从齿轮齿23t的两侧径向向外突出，并且侧板251可以从环形齿轮25省去。在这种构型中，小齿轮23的支承部可以形成为至少与环形齿轮25的内齿25t的侧面相对或者与齿轮本体250的侧面的一部分相对。

[0105] 如在图9中示出的起动装置1X的阻尼器装置10X中，中间构件12X可以与涡轮转轮5联接而一体地旋转，而不是使从动构件15X与涡轮转轮5联接而一体地旋转。这样的构型允许中间构件12X的相当大的惯性矩J_2(中间构件12X、涡轮转轮5等的总惯性矩)的进一步增大。在这样的构型中，从等式(8)可以看出，反共振点A1的频率fa_1可以进一步减小，使得将反共振点A1设定在更低转速侧(更低频率侧)。

[0106] 在阻尼器装置10、10X中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与驱动构件11联接(成一体)，并且从动构件15、15X可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架。此外，在阻尼器装置10、10X中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与中间构件12、12X联接(成一体)，并且驱动构件11或从动构件15、15X可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架。此外，在阻尼器装置10、10X中，中间构件12、12X可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架，并且行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与驱动构件11或从动构件15、15X联接(成一体)。

[0107] 图10是图示了根据本公开的另一实施方式的包括阻尼器装置10Y的起动装置1Y的示意性构型图。在起动装置1Y和阻尼器装置10Y的部件当中，与上面描述的起动装置1和阻尼器装置10的部件相同的部件由相同的附图标记表示，并且省略了这些部件的重复描述。

[0108] 图10中示出的阻尼器装置10Y包括作为旋转元件的驱动构件(输入元件)11Y、中间构件(中间元件)12Y和从动构件(输出元件)15Y。阻尼器装置10Y还包括作为扭矩传递元件(扭矩传递弹性体)的多个第一弹簧(第一弹性体)SP1和多个第二弹簧(第二弹性体)SP2，所述多个第一弹簧SP1构造成在驱动构件11Y与中间构件12Y之间传递扭矩，所述多个第二弹簧SP2构造成分别与对应的第一弹簧SP1串联地起作用并且构造成在中间构件12Y与从动构件15Y之间传递扭矩。所述多个第一弹簧(第一弹性体)SP1、中间构件12Y和所述多个第二弹簧(第二弹性体)SP2构造出驱动构件11Y与从动构件15Y之间的扭矩传递路径TP。如该图中所示，中间构件12Y与涡轮转轮5联接而一体地旋转。然而，如图10中的双点划线所示，涡轮转轮5可以与驱动构件11Y和从动构件15Y中的任一者联接。

[0109] 与上述旋转惯性质量阻尼器20一样，旋转惯性质量阻尼器20Y也包括单个小齿轮型行星齿轮装置21并且布置成与驱动构件11Y与从动构件15Y之间的扭矩传递路径TP并联。在旋转惯性质量阻尼器20Y中，驱动构件11Y(第一输入板构件111和第二输入板构件112)构造成以可旋转的方式支承所述多个小齿轮23，以用作行星齿轮装置21的行星架。从动构件

15Y构造成包括外齿15t并用作行星齿轮装置21的太阳齿轮。在旋转惯性质量阻尼器20Y中，环形齿轮25或质量体的轴向运动被小齿轮23限制。

[0110] 阻尼器装置10Y还包括第一止动件ST1和第二止动件ST2，第一止动件ST1构造成限制驱动构件11Y与中间构件12Y的相对旋转，即限制第一弹簧SP1的偏转，第二止动件ST2构造成限制中间构件12Y与从动构件15Y的相对旋转，即限制第二弹簧SP2的偏转。第一止动件ST1和第二止动件ST2中的一者构造成在到达驱动构件11Y中的输入扭矩达到预定扭矩T1并且驱动构件11Y相对于从动构件15Y的扭转角度变成等于或大于预定角度θref时限制驱动构件11Y与中间构件12Y的相对旋转或者中间构件12Y与从动构件15Y的相对旋转，其中，预定扭矩T1比与阻尼器装置10Y的最大扭转角度θmax对应的扭矩T2小。第一止动件ST1和第二止动件ST2中的另一者构造成在到达驱动构件11Y中的输入扭矩达到扭矩T2时限制中间构件12Y与从动构件15Y的相对旋转或者驱动构件11Y与中间构件12Y的相对旋转。

[0111] 这样的构型允许第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的偏转，直到第一止动件ST1和第二止动件ST2中的一者进行操作为止。当第一止动件ST1和第二止动件ST2中的一者进行操作时，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2中的一者的偏转被限制。当第一止动件ST1和第二止动件ST2两者均进行操作时，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2两者的偏转均被限制。阻尼器装置10Y因此具有两阶(两级)阻尼特性。第一止动件ST1或第二止动件ST2可以构造成限制驱动构件11Y与从动构件15Y的相对旋转。

[0112] 如上面描述的那样构造的阻尼器装置10Y提供了与上述阻尼器装置10的操作和有益效果相似的操作和有益效果。在阻尼器装置10Y中，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2中的一者可以沿周向方向以一定间隔布置在另一者的在径向方向上的外侧。更具体地，例如，所述多个第一弹簧SP1可以沿周向方向以一定间隔布置在流体传动室9中的外周侧区域中。所述多个第二弹簧SP2可以沿周向方向以一定间隔布置在所述多个第一弹簧SP1的在径向方向上的内侧。在这样的构型中，第一弹簧SP1和第二弹簧SP2可以布置成在沿径向方向观察时至少部分地彼此重叠。

[0113] 在阻尼器装置10Y中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与驱动构件11Y联接(成一体)，并且从动构件15Y可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架。此外，在阻尼器装置10Y中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与中间构件12Y联接(成一体)，并且驱动构件11Y或从动构件15Y可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架。此外，在阻尼器装置10Y中，中间构件12Y可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架，并且行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与驱动构件11Y或从动构件15Y联接(成一体)。

[0114] 图11是图示了包括根据本公开的又一实施方式的阻尼器装置10Z的起动装置1Z的示意性构型图。在起动装置1Z和阻尼器装置10Z的部件当中，与上面描述的起动装置1和阻尼器装置10的部件相同的部件由相同的附图标记表示，并且省略了这些部件的重复描述。

[0115] 图11中示出的阻尼器装置10Z包括作为旋转元件的驱动构件(输入元件)11Z、第一中间构件(第一中间元件)13、第二中间构件(第二中间元件)14和从动构件(输出元件)15Z。阻尼器装置10Z还包括作为扭矩传递元件(扭矩传递弹性体)的多个第一弹簧(第一弹性体)SP1’、多个第二弹簧(第二弹性体)SP2’和多个第三弹簧(第三弹性体)SP3，所述多个第一弹簧SP1’构造成在驱动构件11Z与第一中间构件13之间传递扭矩，所述多个第二弹簧SP2’构造成在第一中间构件13与第二中间构件14之间传递扭矩，所述多个第三弹簧SP3在第二中

间构件14与从动构件15Z之间传递扭矩。所述多个第一弹簧(第一弹性体)SP1’、第一中间构件13、所述多个第二弹簧(第二弹性体)SP2’、第二中间构件14和所述多个第三弹簧SP3构造出驱动构件11Z与从动构件15Z之间的扭矩传递路径TP。与旋转惯性质量阻尼器20、20Y一样，旋转惯性质量阻尼器20Z也包括单个小齿轮型行星齿轮装置21并且布置成与驱动构件11Z和从动构件15Z之间的扭矩传递路径TP并联。第一中间构件13与涡轮转轮5联接而一体地旋转。然而，如图11中的双点划线所示，涡轮转轮5可以与驱动构件11Z和从动构件15Z中的任一者联接。

[0116] 在包括第一中间构件13和第二中间构件14的阻尼器装置10Z中，当允许第一弹簧SP1’、第二弹簧SP2’和第三弹簧SP3全部偏转时，在扭矩传递路径TP中发生三个共振。更具体地，当允许第一弹簧SP1’、第二弹簧SP2’和第三弹簧SP3偏转时，由于驱动构件11Z和从动构件15Z的相位相反的振动而在扭矩传递路径TP中发生整个阻尼器装置10Z的共振。当允许第一弹簧SP1’、第二弹簧SP2’和第三弹簧SP3偏转时，还通过第一中间构件13和第二中间构件14的相位与驱动构件11Z和从动构件15Z两者的相位相反的振动而在扭矩传递路径TP中发生共振。当允许第一弹簧SP1’、第二弹簧SP2’和第三弹簧SP3偏转时，还通过第一中间构件13的相位与驱动构件11Z的相位相反的振动、第二中间构件14的相位与第一中间构件13的相位相反的振动、以及从动构件15Z的相位与第二中间构件14的相位相反的振动而在扭矩传递路径TP中发生共振。因此，这样的构型使得能够在阻尼器装置10Z中设定总共三个反共振点，在这三个反共振点中，从驱动构件11Z经由扭矩传递路径TP传递至从动构件15Z的振动和从驱动构件11Z经由旋转惯性质量阻尼器20Z传递至从动构件15Z的振动在理论上彼此抵消。

[0117] 在可能提供从动构件15Z的理论上为零的振幅(可能进一步减小该振幅)的三个反共振点当中，最低转速的第一反共振点可以设定在500rpm至1500rpm的低转速范围内(在锁止转速Nlup的预期设定范围内)。这使在扭矩传递路径TP中出现的具有最小共振频率的一个共振朝向较低转速侧(朝向较低频率侧)偏移而被包括在锁止离合器8的非锁止区域中。这使得允许在较低转速下进行锁止，并且非常有效地提高了阻尼器装置10Z在可能使来自发动机EG的振动增大的低转速范围内的振动阻尼性能。阻尼器装置10Z可以使与第一反共振点相比在较高转速侧(较高频率侧)的第二反共振点等于(较接近于)例如变速器TM的输入轴IS的共振点(共振频率)，或者可以使与第二反共振点相比在较高转速侧(较高频率侧)的第三反共振点等于(较接近于)例如阻尼器装置10Z中的共振点(共振频率)，以有效地抑制这些共振的发生。

[0118] 阻尼器装置10Z可以构造成在扭矩传递路径TP中包括三个或更多个中间构件。涡轮转轮5可以与第二中间构件14联接，或者可以如由图11中的双点划线示出的那样与驱动构件11Z和从动构件15Z中的一者联接。在阻尼器装置10Z中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与驱动构件11Z联接(成一体)，并且从动构件15Z可以构造成用作行星齿轮装置21的行星架。此外，在阻尼器装置10Z中，行星齿轮装置21的太阳齿轮可以与第一中间构件13联接(成一体)。第一中间构件13可以构造成在阻尼器装置10Z中用作行星齿轮装置21的行星架。

[0119] 图12是图示了适用于上述阻尼器装置10、10X、10Y和10Z的另一旋转惯性质量阻尼器20B的放大视图。在旋转惯性质量阻尼器20B的部件当中，与上述旋转惯性质量阻尼器20的上面描述的部件相同的部件由相同的附图标记表示，并且省略了这些部件的重复描述。

[0120] 旋转惯性质量阻尼器20B的行星齿轮装置21B由下述各者构造:从动构件15,从动构件15在其外周中包括外齿15t以用作太阳齿轮;第一输入板构件111和第二输入板构件112,第一输入板构件111和第二输入板构件112以可旋转的方式支承分别与外齿15t啮合的所述多个小齿轮23B以用作行星架;以及环形齿轮25B,环形齿轮25B与从动构件15(15t)或太阳齿轮同心地设置,并且具有与每个小齿轮23B均接合的内齿25t。从动构件15的外齿15t位于第一弹簧SP1、第二弹簧SP2和内弹簧(未示出)的径向外侧。在流体室中,从动构件15或太阳齿轮、所述多个小齿轮23B以及环形齿轮25B在沿阻尼器装置的径向方向观察时在轴向方向上至少部分地彼此重叠。

[0121] 如图12中所示,行星齿轮装置21B的小齿轮23B构造成在其外周中包括具有齿轮齿(外齿)23t的环状齿轮本体230,并且行星齿轮装置21B的小齿轮23B构造成包括设置在齿轮本体230的内周表面与小齿轮轴24的外周表面之间的多个滚针支承件231。环形齿轮25B相当于两个侧板251和多个铆钉被省去的上述环形齿轮25,并且环形齿轮25B包括环状部250B或质量体以及形成在环状部250B的内周上的内齿25t。

[0122] 如图12中所示,在每个小齿轮23B的在轴向方向上的两侧均设置有较大直径垫圈238。在每个较大直径垫圈238与凸缘部115f或116f(第一输入板构件111或第二输入板构件112或行星架)之间均设置有直径小于较大直径垫圈238的直径的较小直径垫圈239。较大直径垫圈238的外径以这样的方式确定:即,使得当小齿轮23B中的每个小齿轮均与内齿25t啮合时,较大直径垫圈238与小齿轮23B(齿轮本体230)的侧面和环形齿轮25B的内齿25t的侧面相对。更具体地,较大直径垫圈238的外周部沿径向向环形齿轮25B的内齿25t的齿底的外侧突出,并且与环状部250B的侧面的位于内齿25t的齿底的外侧的部分(内周部)相对。在该实施方式中,较小直径垫圈239的外径小于小齿轮23B的齿轮齿23t的齿根圆,并且较小直径垫圈239的外周位于滚针支承件231的径向外侧。

[0123] 在具有上面描述的构型的旋转惯性质量阻尼器20B中,从动构件15的外齿15t位于第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的在阻尼器装置的径向方向上的外侧。因此,施加至第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的离心力被减小,从而令人满意地减小了第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的滞后。此外,在旋转惯性质量阻尼器20B中,用作质量体的环形齿轮25B的轴向运动被设置在每个小齿轮23B的在轴向方向上的两侧的较大直径垫圈238限制。与由第一输入板构件111和第二输入板构112从两侧支承环形齿轮25B相比,这令人满意地减小了旋转惯性质量阻尼器20B的滞后、即扭矩差ΔT。因此,包括第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的扭矩传递路径中的滞后以及旋转惯性质量阻尼器20B中的滞后均被令人满意地减小,从而减小了从动构件15在反共振点A1和A2附近的实际振幅。因此,包括旋转惯性质量阻尼器20B的阻尼器装置的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高:使较低转速侧的反共振点A1的频率fa_1等于(较接近于)要通过阻尼器装置在上述范围内衰减的一个振动的频率(共振)并且使较高转速侧的反共振点A2的频率fa_2等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的另一个振动(共振)的频率。也就是说,包括旋转惯性质量阻尼器20B的阻尼器装置提供了与上面描述的阻尼器装置10等的操作和有益效果相似的操作和有益效果。

[0124] 此外,较大直径垫圈238和较小直径垫圈239被设置在每个小齿轮23B与第一输入板构件111或第二输入板构件112之间,使得在环形齿轮25B的轴向运动可以被较大直径垫圈238限制的同时通过减小每个小齿轮23B与较大直径垫圈238之间的相对速度而减小旋转

惯性质量阻尼器20B的滞后。在旋转惯性质量阻尼器20B中，侧板和多个铆钉被从环形齿轮25B省去，从而减少了部件的数目，并且使阻尼器装置和旋转惯性质量阻尼器20B更紧凑(在轴向方向上)且重量更轻。较大直径垫圈238和较小直径垫圈239可以彼此成一体。

[0125] 如上面已经描述的，根据本公开的一个方面的阻尼器装置10、10X、10Y、10Z构造成包括多个旋转元件，所述多个旋转元件包括：输入元件11、11Y、11Z和输出元件15、15Y、15Z，来自发动机EG的扭矩被传递至输入元件11、11Y、11Z；弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3，该弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3构造成在输入元件11、11Y、11Z与输出元件15、15Y、15Z之间传递扭矩；以及旋转惯性质量阻尼器20、20Y、20Z，该旋转惯性质量阻尼器20、20Y、20Z具有随着作为所述多个旋转元件中的一个旋转元件的第一旋转元件与不同于该第一旋转元件的第二旋转元件之间的相对旋转而旋转的质量体25。旋转惯性质量阻尼器20、20Y、20Z构造成包括行星齿轮装置21，该行星齿轮装置21包括太阳齿轮15、15t、15Y、15Z、行星架11、111、112和环形齿轮25，该太阳齿轮15、15t、15Y、15Z布置成与第一元件一体地旋转，该行星架11、111、112以可旋转的方式支承多个小齿轮23并布置成与第二元件一体地旋转；该环形齿轮25与所述多个小齿轮23啮合并且用作质量体。太阳齿轮的外齿15t布置成设置在弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3的在阻尼器装置10、10X、10Y、10Z的径向方向上的外侧。太阳齿轮15、15t、15Y、15Z、所述多个小齿轮23以及环形齿轮25布置成在沿径向方向观察时与弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3在阻尼器装置10、10X、10Y、10Z的轴向方向上至少部分地重叠。环形齿轮25在轴向方向上的运动被所述多个小齿轮23限制。

[0126] 在该方面的阻尼器装置中，经由弹性体传递至输出元件的扭矩取决于将扭矩传递至输出元件的弹性体的位移(与所述位移成比例)。旋转惯性质量阻尼器与设置在第一旋转元件和第二旋转元件之间的弹性体并联地起作用。从旋转惯性质量阻尼器传递至输出元件的扭矩取决于第一旋转元件与第二旋转元件之间的角加速度——即设置在第一旋转元件与第二旋转元件之间的弹性体的位移的二阶微分值——的差(与所述差成比例)。假设传递至阻尼器装置的输入元件的输入扭矩周期性地振动，则从输入元件经由弹性体传递至输出元件的振动的相位相应地从从输入元件经由旋转惯性质量阻尼器传递至输出元件的振动的相位偏移180度。也就是说，该方面的阻尼器装置使得能够在其中设定输出元件的振幅在理论上变成等于零的反共振点。

[0127] 此外，旋转惯性质量阻尼器的太阳齿轮的外齿被布置成位于弹性体的在阻尼器装置的径向方向上的外侧，该弹性体在输入元件与输出元件之间传递扭矩。通过将阻尼器装置的弹性体设置在旋转惯性质量阻尼器的行星齿轮装置的径向内侧，施加至弹性体的离心力可以被减小，从而减小了弹性体的滞后。此外，在阻尼器装置中，旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮或质量体在轴向方向上的运动被所述多个小齿轮限制。这样的构型使得彼此啮合的环形齿轮与小齿轮之间的相对速度能够小于环形齿轮与行星架之间的相对速度。因此，与例如通过用作行星齿轮装置的行星架的构件来限制环形齿轮在轴向方向上的运动相比，旋转惯性质量阻尼器的滞后被令人满意地减小。

[0128] 因此，阻尼器装置令人满意地减小了弹性体的滞后和旋转惯性质量阻尼器的滞后，从而减小了输出元件在反共振点附近的振幅。因此，阻尼器装置的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高：使反共振点的频率等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的振动(共振)的频率。旋转惯性质量阻尼器的振动阻尼性能通过减小该旋转惯性质量阻尼器的滞

后而得以有益地提高。此外，在阻尼器装置中，太阳齿轮、所述多个小齿轮以及环形齿轮被布置成在沿径向方向观察时与弹性体在阻尼器装置的轴向方向上至少部分地重叠。这样的构型还缩短了阻尼器装置的轴向长度，并且还通过在抑制环形齿轮的重量的增加的同时设置旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮或质量体而增大了环形齿轮的惯性矩，从而使得能够有效地获得惯性扭矩。

[0129] 行星齿轮装置21的环形齿轮25可以构造成包括一对被支承部251，这对被支承部251布置成沿径向方向向内突出，以分别在环形齿轮25的内齿25t的在轴向方向上的两侧处至少与小齿轮23的侧面相对。这使得环形齿轮的轴向运动能够在环形齿轮与小齿轮之间的相对速度基本上变为零的环形齿轮与小齿轮之间(内齿与齿轮之间)的接合位置处被小齿轮限制，从而令人满意地减小旋转惯性质量阻尼器的滞后。

[0130] 环形齿轮25的被支承部251的内周表面可以布置成设置在内齿25t的齿底的径向方向上的内侧并且设置在小齿轮轴24的径向方向上的外侧，该小齿轮轴24支承小齿轮23。这使得环形齿轮的轴向运动能够被小齿轮限制。

[0131] 小齿轮23可以构造成包括环状径向支承部230s，该环状径向支承部230s在小齿轮23的齿轮齿23t的齿底的在径向方向上的内周侧处向齿轮齿23t的在轴向方向上的两侧突出。环形齿轮25的被支承部251的内周表面由小齿轮23的径向支承部230s在径向方向上支承。这使得用作旋转惯性质量阻尼器的质量体的环形齿轮能够准确地对准以平稳地旋转。

[0132] 根据本公开的另一方面的阻尼器装置10、10X、10Y、10Z构造成包括多个旋转元件，所述多个旋转元件包括：输入元件11、11Y、11Z和输出元件15、15Y、15Z，来自发动机EG的扭矩被传递至输入元件11、11Y、11Z；弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3，该弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3构造成在输入元件11、11Y、11Z与输出元件15、15Y、15Z之间传递扭矩；以及旋转惯性质量阻尼器20B，该旋转惯性质量阻尼器20B具有随着作为所述多个旋转元件中的一个旋转元件的第一旋转元件与不同于该第一旋转元件的第二旋转元件之间的相对旋转而旋转的质量体25B。旋转惯性质量阻尼器20B构造成包括行星齿轮装置21B，该行星齿轮装置21B包括太阳齿轮15、15t、15X、15Y、15Z、行星架11、111、112和环形齿轮25B，该太阳齿轮15、15t、15X、15Y、15Z布置成与第一元件一体地旋转，该行星架11、111、112以可旋转的方式支承多个小齿轮23B并布置成与第二元件一体地旋转；该环形齿轮25B与所述多个小齿轮23B啮合并且用作质量体。太阳齿轮15、15t、15X、15Y、15Z的外齿15t布置成设置在弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3的在阻尼器装置10、10X、10Y、10Z的径向方向上的外侧。太阳齿轮15、15t、15X、15Y、15Z、所述多个小齿轮23B以及环形齿轮25B布置成在沿径向方向观察时与弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’、SP3在阻尼器装置10、10X、10Y、10Z的轴向方向上至少部分地重叠。在每个小齿轮23B的在轴向方向上的两侧设置有垫圈238、239。环形齿轮25B在轴向方向上的运动被垫圈238、239限制。

[0133] 该方面的阻尼器装置还使得能够在其中设定输出元件的振幅在理论上变成等于零的反共振点。此外，旋转惯性质量阻尼器的太阳齿轮的外齿被布置成位于弹性体的在阻尼器装置的径向方向上的外侧，该弹性体在输入元件与输出元件之间传递扭矩。因此，施加至弹性体的离心力被减小，从而减小了弹性体的滞后。此外，在阻尼器装置中，旋转惯性质量阻尼器的环形齿轮或质量体在轴向方向上的运动通过设置在每个小齿轮的在轴向方向上的两侧的垫圈来限制。因此，与例如通过用作行星齿轮装置的行星架的构件来限制环形

齿轮在轴向方向上的运动相比，旋转惯性质量阻尼器的滞后被令人满意地减小。因此，阻尼器装置令人满意地减小了弹性体的滞后和旋转惯性质量阻尼器的滞后，从而减小了输出元件在反共振点附近的振幅。因此，包括旋转惯性质量阻尼器的阻尼器装置的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高：使反共振点的频率等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的振动(共振)的频率。

[0134] 垫圈可以包括设置成与小齿轮23B的侧面和环形齿轮25B的内齿25t的侧面相对的较大直径垫圈238以及设置在该较大直径垫圈238与行星架11、111、112之间的较小直径垫圈239。较小直径垫圈239的直径可以小于较大直径垫圈238的直径。这使得在环形齿轮的轴向运动能够被较大直径垫圈限制的同时通过减小每个小齿轮与较大直径垫圈之间的相对速度而减小了旋转惯性质量阻尼器的滞后。

[0135] 所述多个旋转元件可以包括中间元件12、12X、12Y。弹性体可以包括构造成在输入元件11、11Y与中间元件12、12X、12Y之间传递扭矩的第一弹性体SP1和构造成在中间元件12、12X、12Y与输出元件15、15X、15Y之间传递扭矩的第二弹性体SP2。第一旋转元件可以是输入元件11、11Y和输出元件15、15X、15Y中的一者。第二旋转元件可以是输入元件11、11Y和输出元件15、15X、15Y中的另一者。在阻尼器装置中，当允许第一弹性体和第二弹性体偏转时，在包括中间元件、第一弹性体和第二弹性体的扭矩传递路径中发生两个共振。因此，该方面的阻尼器装置实现上面描述的两个反共振点。因此，阻尼器装置的振动阻尼性能通过下述方式被有效地提高：使两个反共振点的频率等于(较接近于)要通过阻尼器装置衰减的振动的频率(共振)。此外，通过使得能够设定两个反共振点，多个反共振点当中的具有最小频率的反共振点可以朝向较低频率侧偏移，并且阻尼器装置的振动阻尼性能可以在较宽转速范围内得以提高。

[0136] 输入元件11、11Y可以构造成包括两个输入板构件111、112，这两个输入板构件111、112布置成在轴向方向上彼此相对以便以可旋转的方式支承所述多个小齿轮23，这两个输入板构件111、112用作行星架。输出元件15、15X、15Y是沿轴向方向设置在两个输入板部件111、112之间的单个输出板构件，并且输出元件15、15X、15Y构造成在其外周中包括外齿15t以用作太阳齿轮。中间元件12、12X、12Y可以构造成包括两个中间板构件121、122，输入元件11、11Y和输出元件15、15X、15Y中的至少一者设置在这两个中间板构件121、122之间。这样的构型伴随着旋转惯性质量阻尼器和中间构件的安装而抑制了阻尼器装置的轴向长度的增大。

[0137] 至少第一弹性体SP1的弹簧常数k_1、第二弹性体SP2的弹簧常数k_2、中间元件12、12X、12Y的惯性矩J_2以及环形齿轮25的惯性矩J_i可以基于提供输出元件15、15X、15Y的零振幅的反共振点的频率中的最小频率fa_1来确定。

[0138] 来自内燃发动机EG的动力可以被传递至输入元件11、11Y。至少第一弹性体SP1的弹簧常数k_1、第二弹性体SP2的弹簧常数k_2、中间元件12、12X、12Y的惯性矩J_2以及环形齿轮25的惯性矩J_i可以基于反共振点A1的最小频率fa_1和内燃发动机EG的气缸数目n来确定。

[0139] 阻尼器装置10、10X、10Y可以构造成满足500rpm≤(120/n)·fa_1≤1500rpm，其中，“fa_1”表示反共振点的最小频率，“n”表示内燃发动机EG的气缸数目。

[0140] 在500rpm至1500rpm的低转速范围内设定可能进一步减小输出元件的振幅的反共振点允许发动机与处于较低转速的输入元件联接并且还提高了阻尼器装置在来自发动机

的振动可能增加的低转速范围内的振动阻尼效果。阻尼器装置的使得在扭矩传递路径中发生的共振的最小频率成为比反共振点的频率fa_1低的最小可能值的构型进一步减小了反共振点的频率fa_1,并且允许内燃发动机与处于更低转速的输入元件联接。

[0141] 阻尼器装置10、10X、10Y可以构造成满足$Nlup \leqslant (120/n) \cdot fa_1$,其中,“Nlup”表示布置成将内燃发动机EG与输入元件11、11Y联接的锁止离合器8的锁止转速。这使得:当内燃发动机通过锁止离合器与输入元件联接时以及紧接在锁止的接合之后,来自内燃发动机的振动能够通过阻尼器装置非常有效地衰减。

[0142] 阻尼器装置10、10X、10Y可以构造成满足$900rpm \leqslant (120/n) \cdot fa_1 \leqslant 1200rpm$。

[0143] 反共振点A1的最小频率fa_1可以由上述等式(8)表达。当等式(8)中满足等式“$\gamma = 1/\lambda \cdot (1+\lambda)$”时,可以根据行星齿轮装置的旋转元件与输入元件、中间元件和输出元件的连接构型以及行星齿轮装置的传动比来确定常数λ。

[0144] 第一弹性体SP1可以具有与第二弹性体SP2的弹簧常数k_2相同的弹簧常数k_1。

[0145] 第一弹性体SP1可以具有与第二弹性体SP2的弹簧常数k_2不同的弹簧常数k_1。这增大了两个反共振点之间的间隔,因此进一步提高了阻尼器装置在低频率范围(低转速范围)内的振动阻尼效果。

[0146] 阻尼器装置10、10X、10Y、10Z可以构造成在传递至输入元件11、11Y、11Z的输入扭矩T变成等于或大于预定的阈值T1之前不限制弹性体SP1、SP1’、SP2、SP2’的偏转。该阈值可以是与阻尼器装置的最大扭转角度对应的扭矩值,并且可以是比与最大扭转角度对应的值小的值。

[0147] 本公开绝不限于上述实施方式,而是可以在本公开的扩展方案的范围内以各种方式进行改变、变化或修改。另外,上面描述的实施方式仅是发明内容中所描述的公开内容的一些方面的具体示例,而不意在限制发明内容中所描述的公开内容的元件。

[0148] 工业适用性

[0149] 根据本公开的技术例如能够应用于阻尼器装置的制造领域。

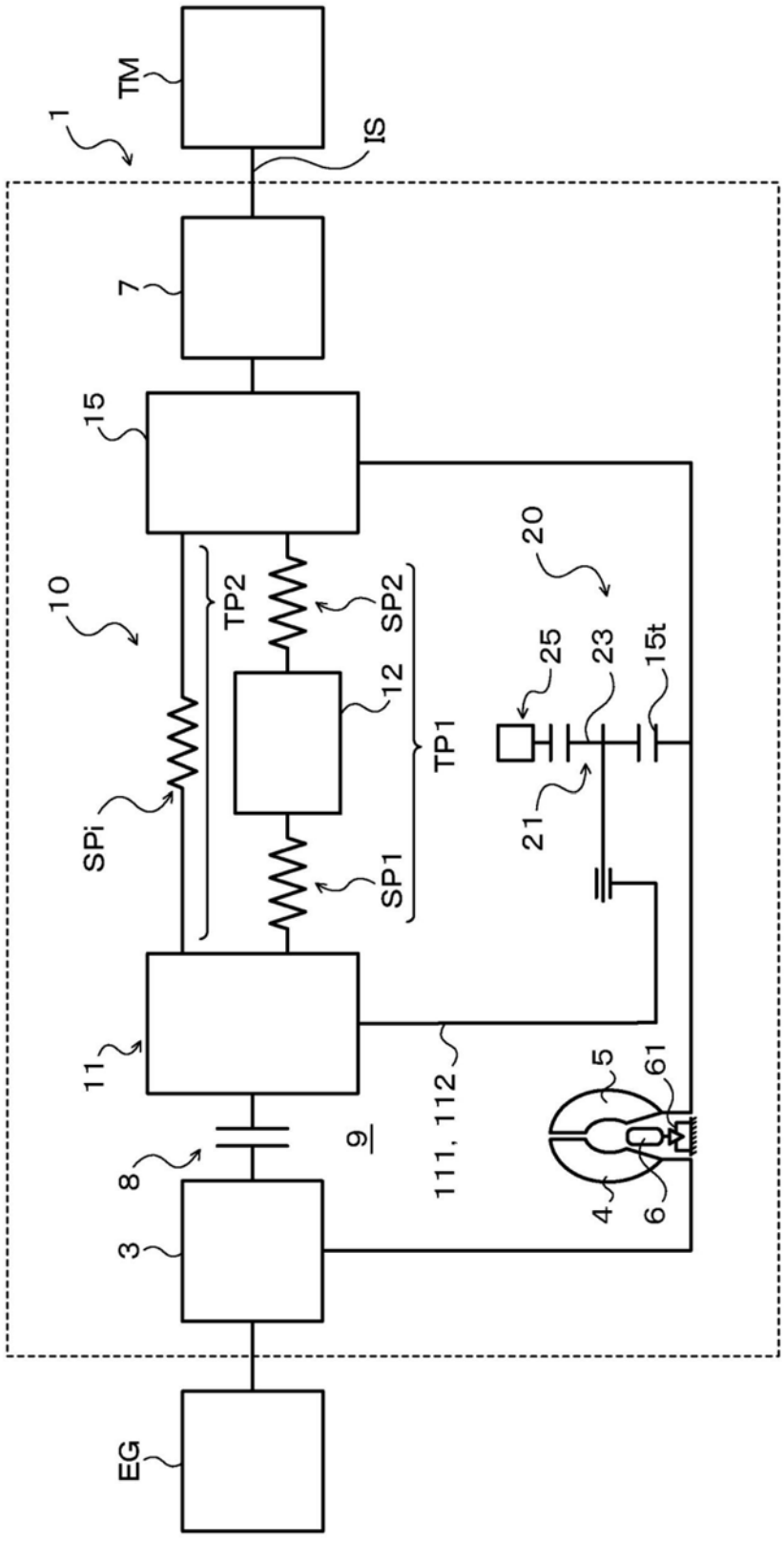

TM
1
IS
7
15
10
TP2
SP2
20
25
23
15t
12
TP1
SPi
SP1
21
11
111, 112
5
61
9
8
4
6
3
EG

图1

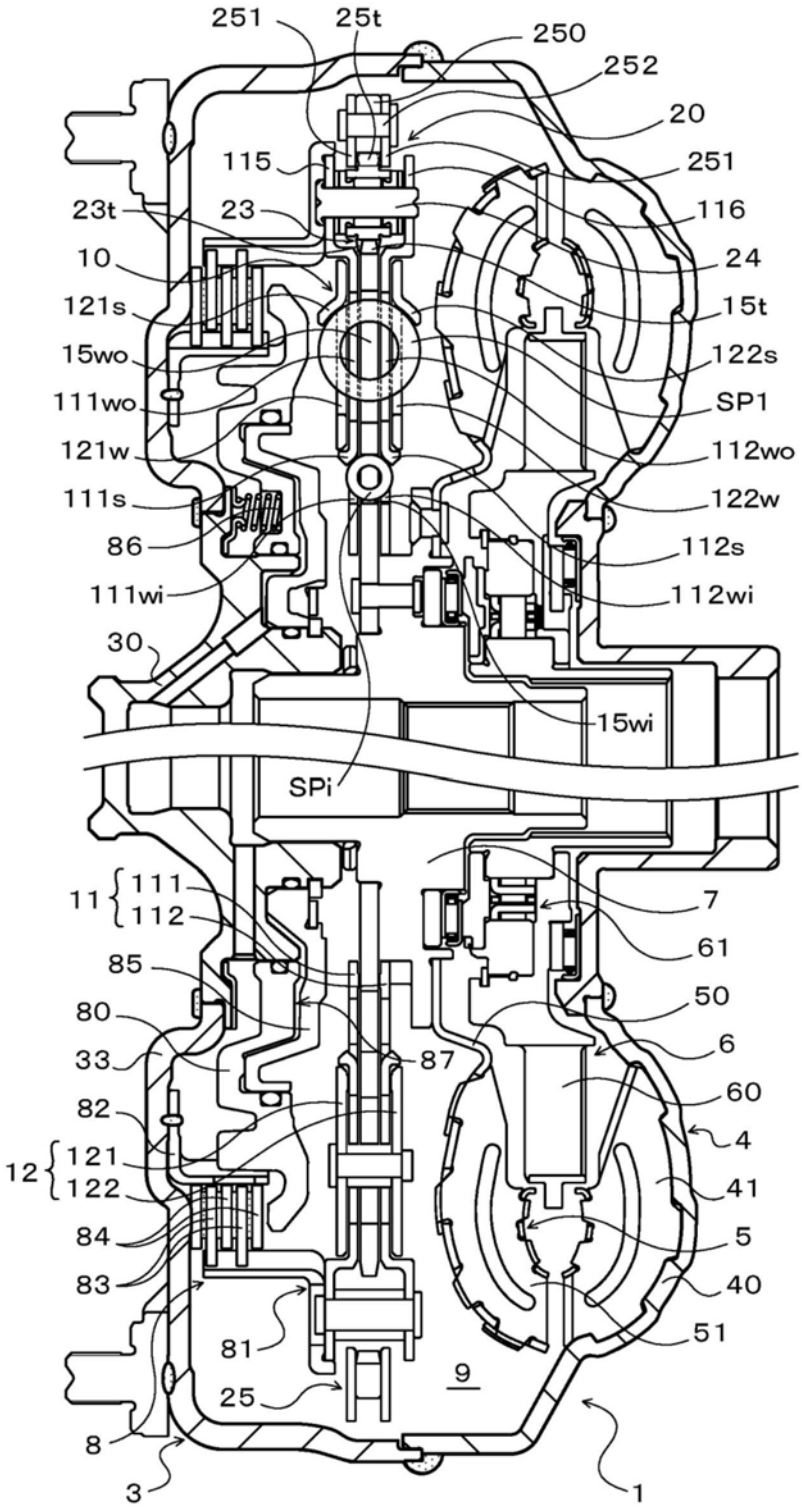

251
25t
250
252
20
115
251
23t
23
116
10
24
121s
15t
15wo
122s
111wo
SP1
121w
112wo
111s
122w
86
112s
111wi
112wi
30
15wi
SPi
11
111
112
7
61
85
50
80
6
33
87
60
82
4
12
121
122
41
84
5
83
40
81
51
9
25
8
3
1

图2

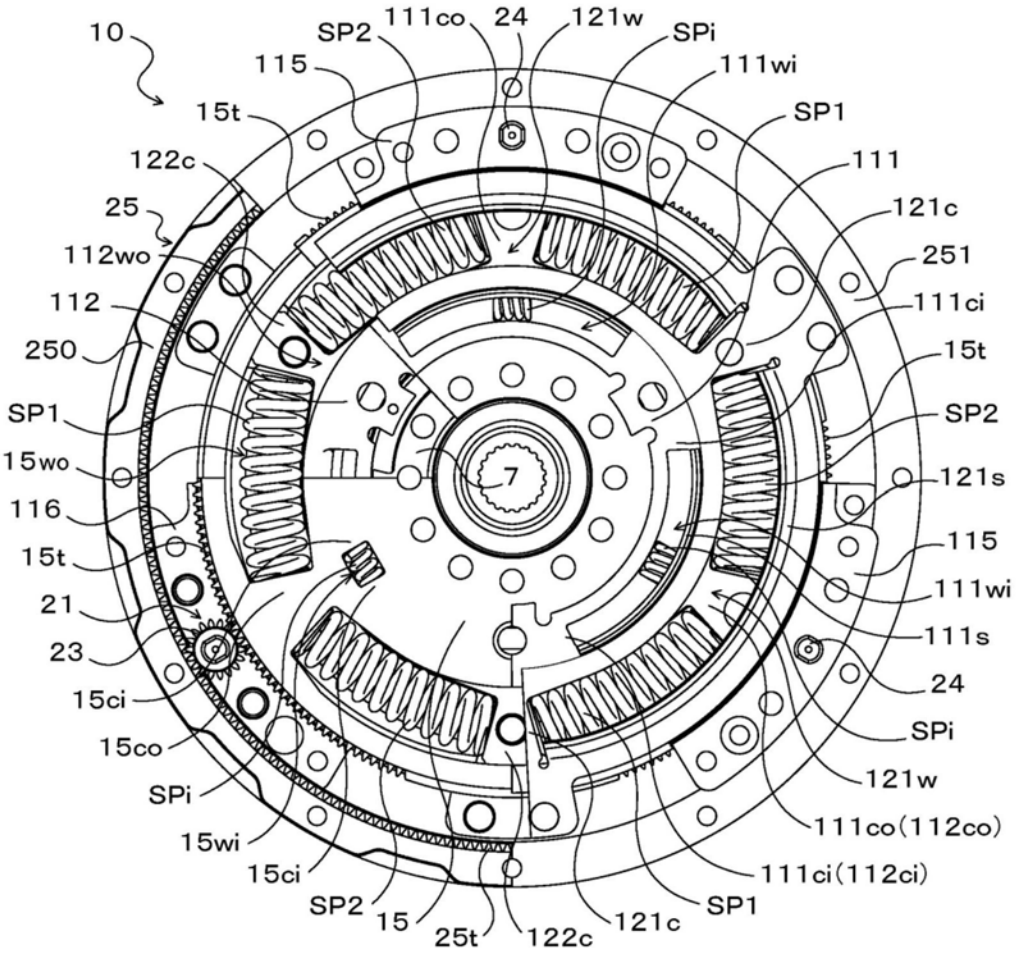

10
SP2
111co
24
121w
SPi
115
111wi
15t
SP1
122c
111
25
121c
112wo
251
112
111ci
250
15t
SP1
SP2
15wo
121s
116
115
15t
111wi
21
111s
23
24
15ci
SPi
15co
121w
SPi
111co(112co)
15wi
111ci(112ci)
15ci
SP2
15
25t
122c
121c
SP1

图3

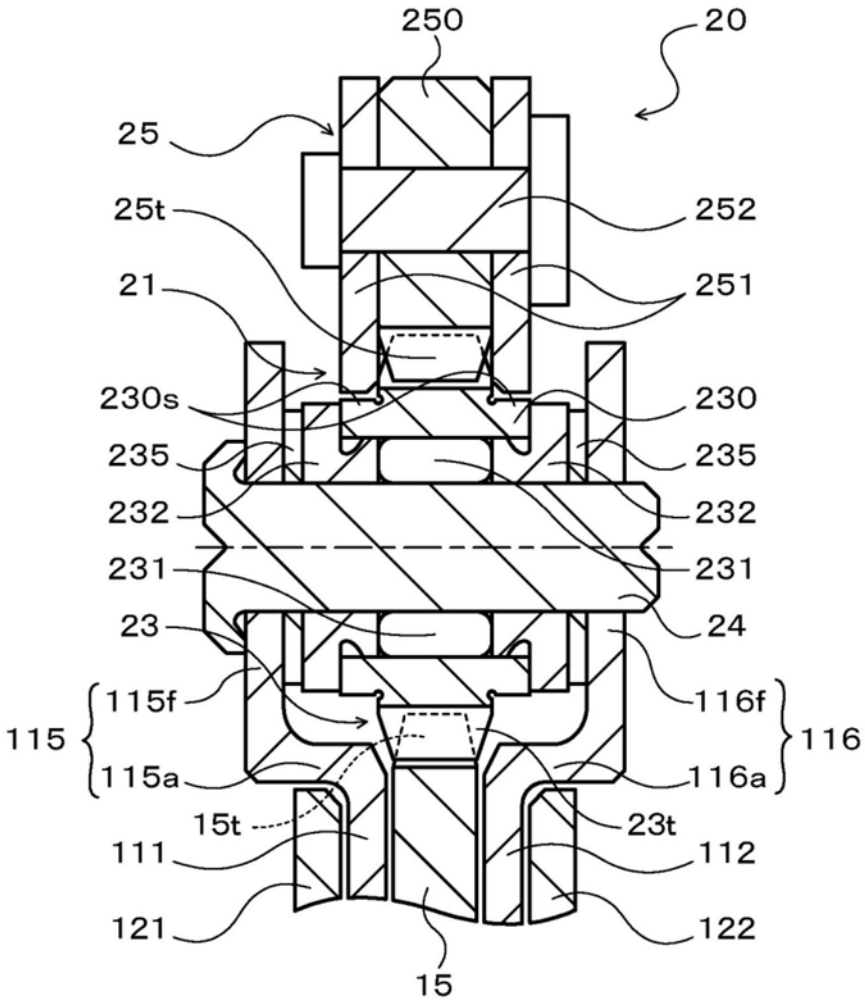

250
20
25
25t
252
21
251
230s
230
235
235
232
232
231
231
23
24
115f
116f
115
116
115a
116a
15t
23t
111
112
121
122
15

图4

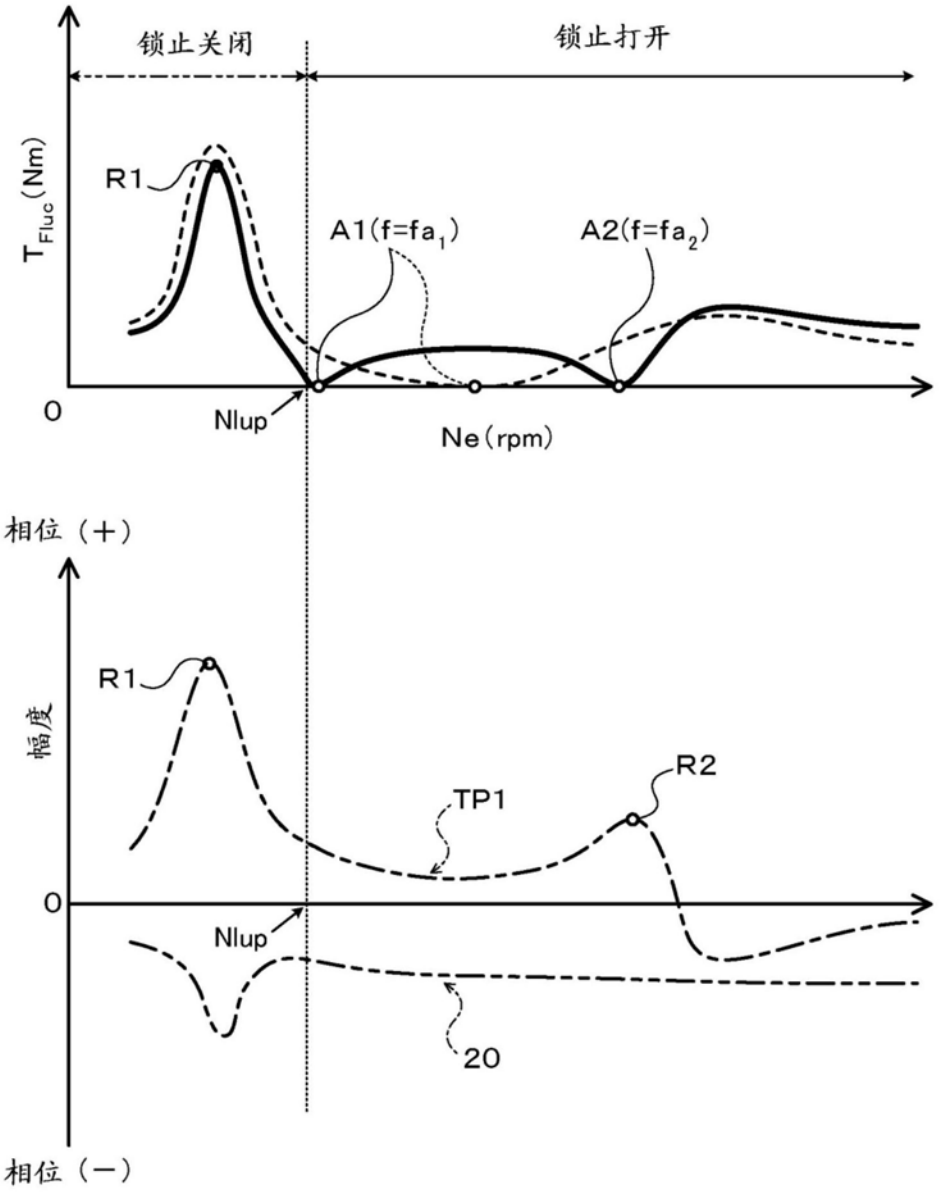

锁止关闭
锁止打开
T_{Fluc}(Nm)
R1
A1(f=fa$_1$)
A2(f=fa$_2$)
0
Nlup
Ne(rpm)
相位（+）
幅度
R1
TP1
R2
0
Nlup
20
相位（−）

图5

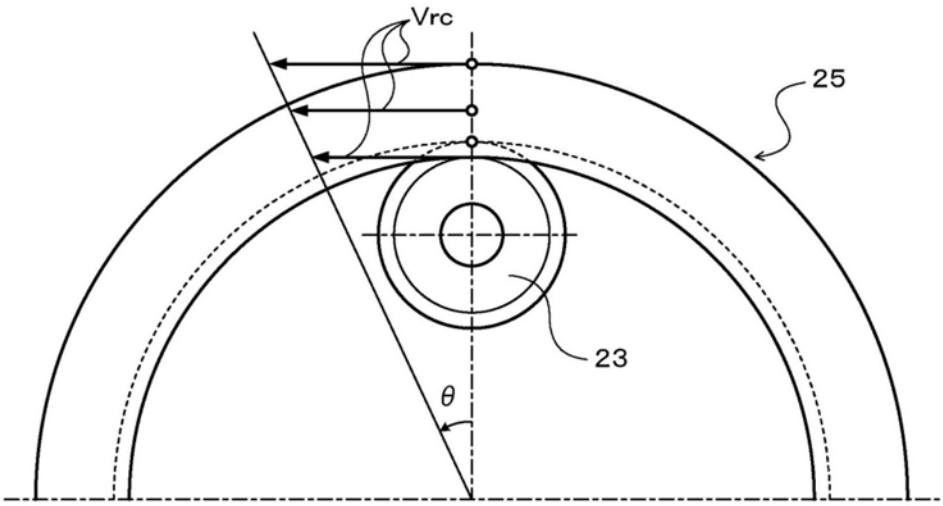


图6

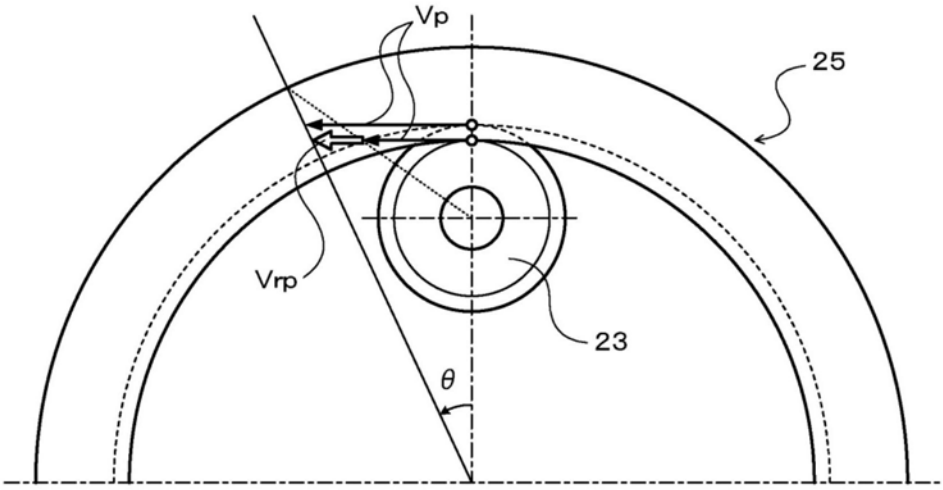


图7

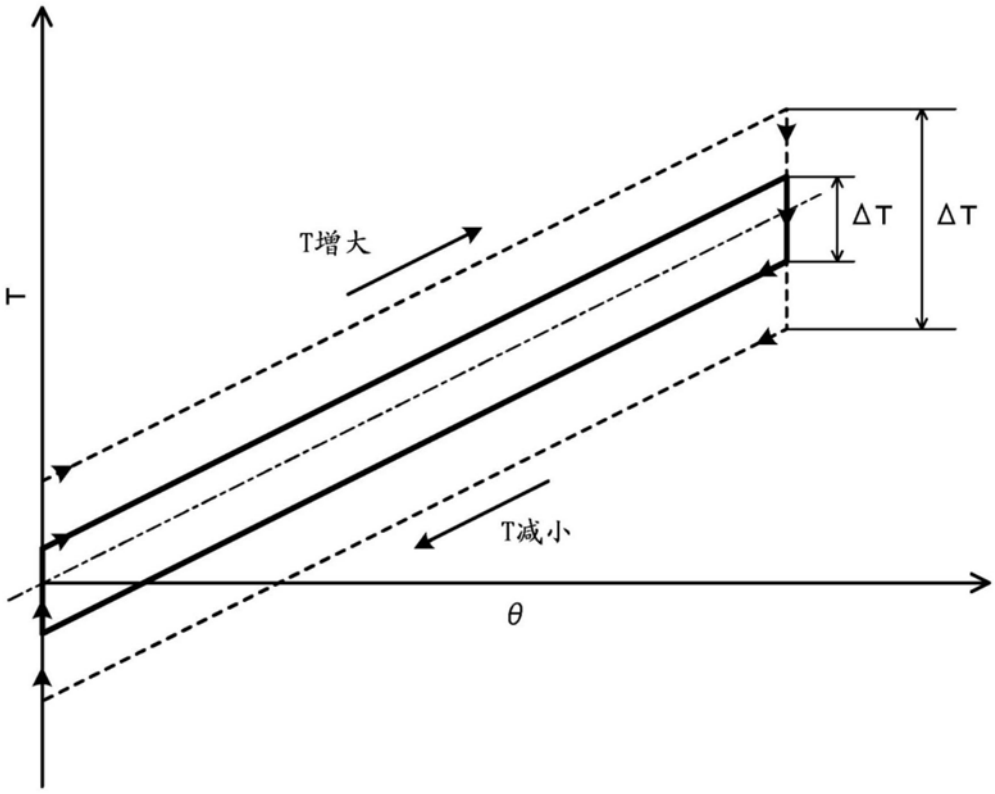


图8

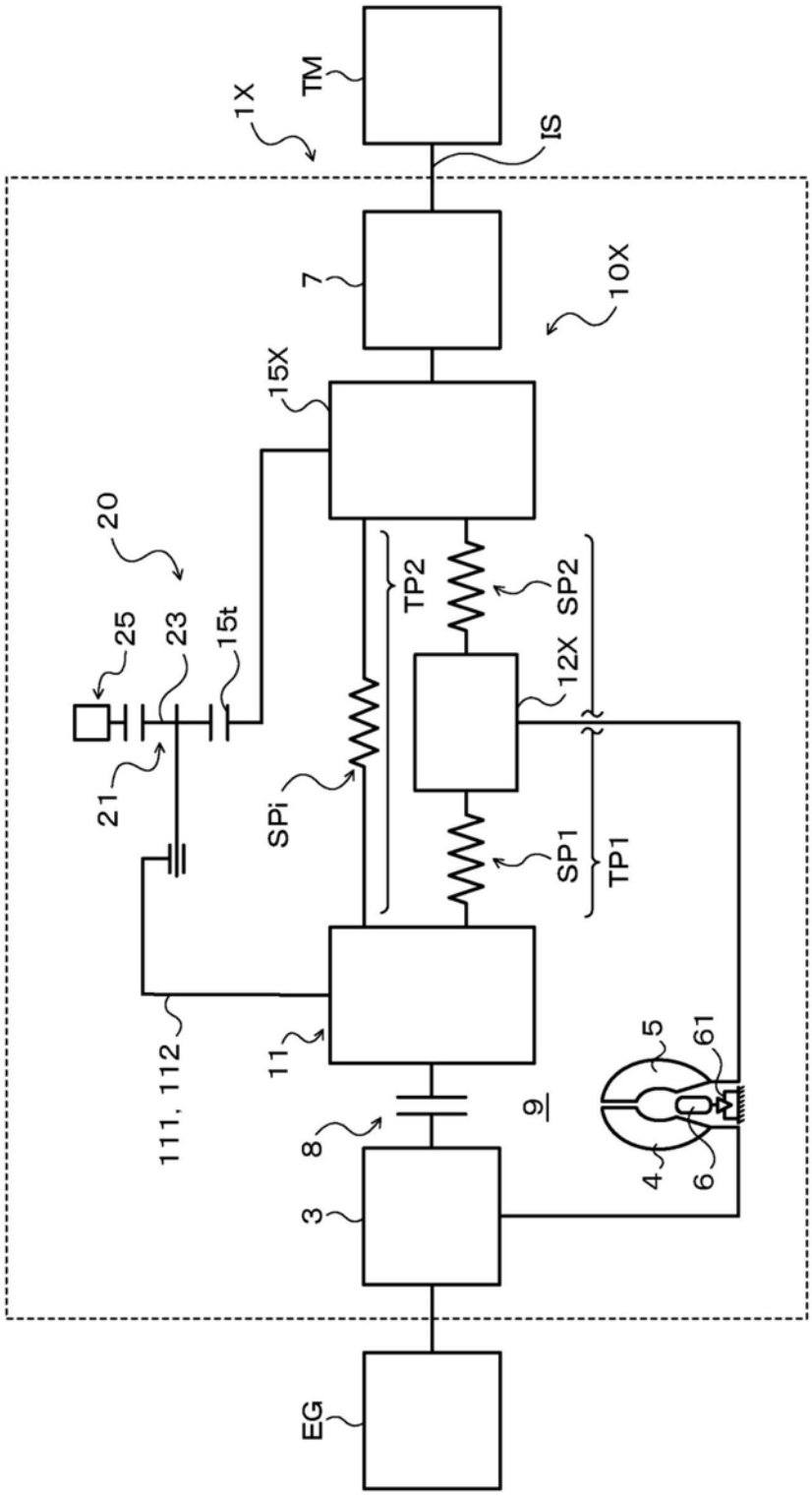

1X
TM
IS
7
10X
15X
20
25
23
15t
TP2
SP2
12X
21
SPi
SP1
TP1
111, 112
11
9
5
61
8
4
6
3
EG

图9

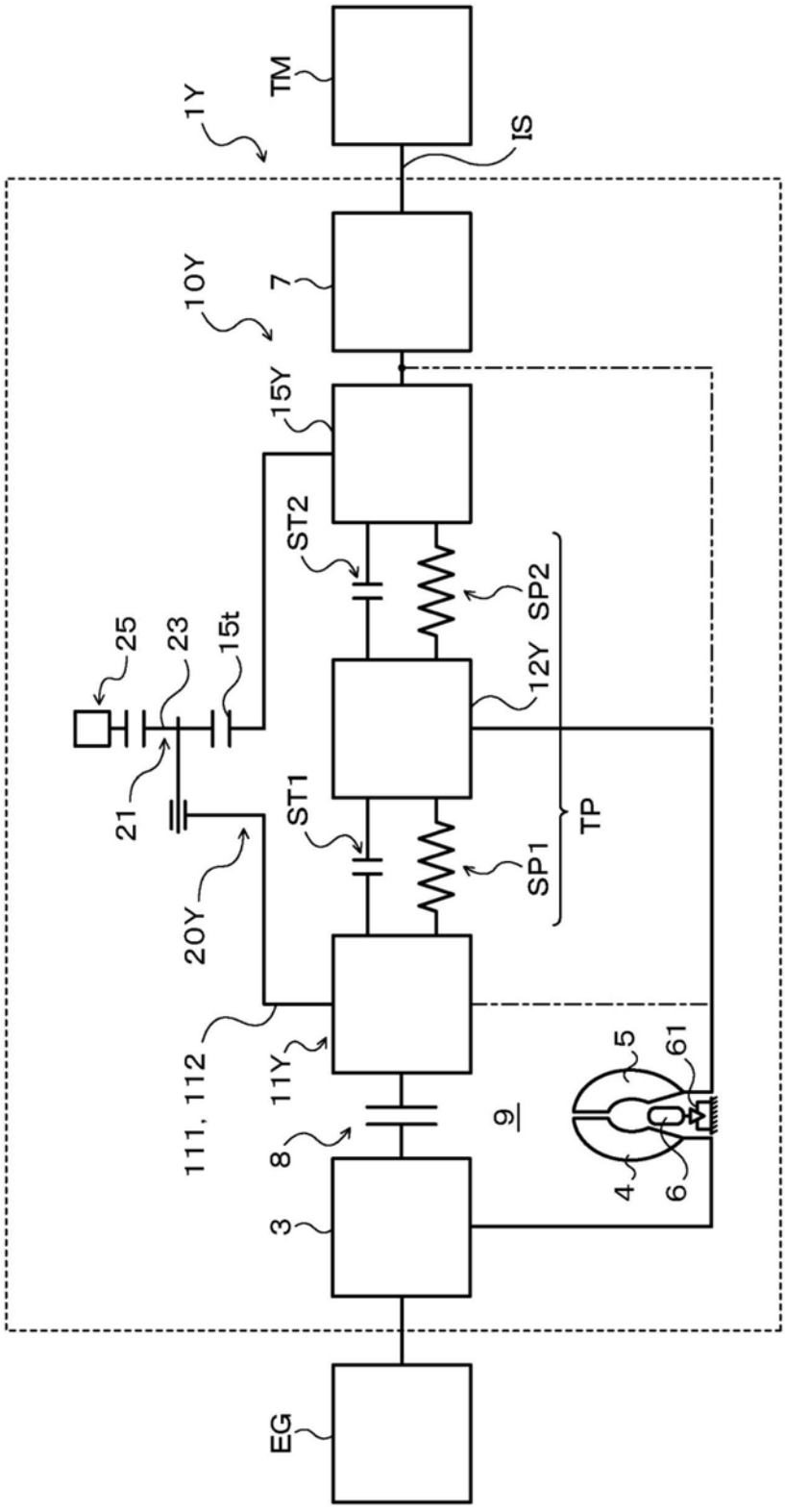

TM
1Y
IS
10Y
7
15Y
ST2
SP2
25
23
15t
12Y
21
ST1
TP
SP1
20Y
111, 112
11Y
9
5
61
8
4
6
3
EG

图10

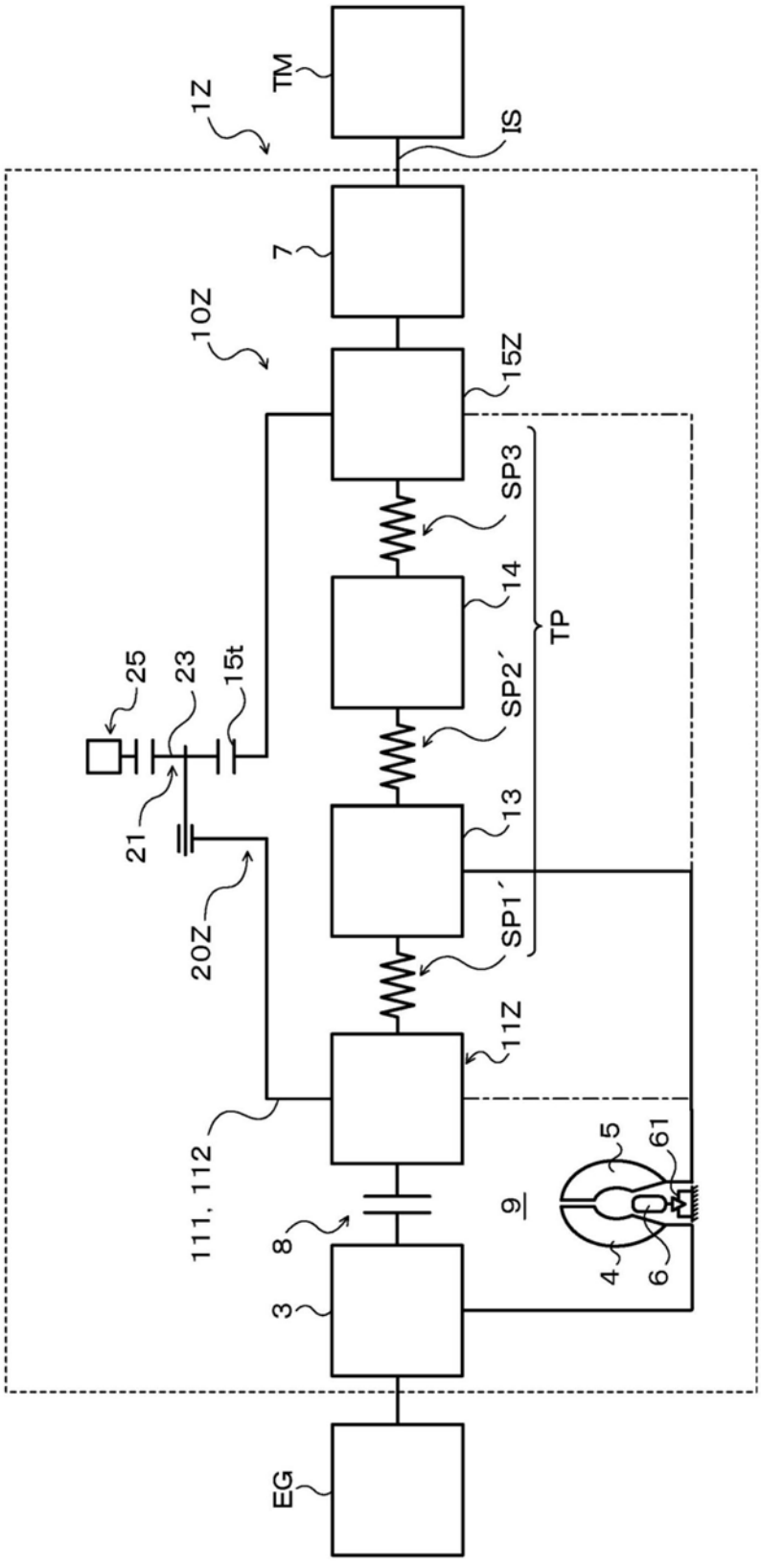

TM
1Z
IS
7
10Z
15Z
SP3
14
TP
SP2′
13
SP1′
11Z
111, 112
8
3
9
5
61
4
6
EG
25
23
15t
21
20Z

图11

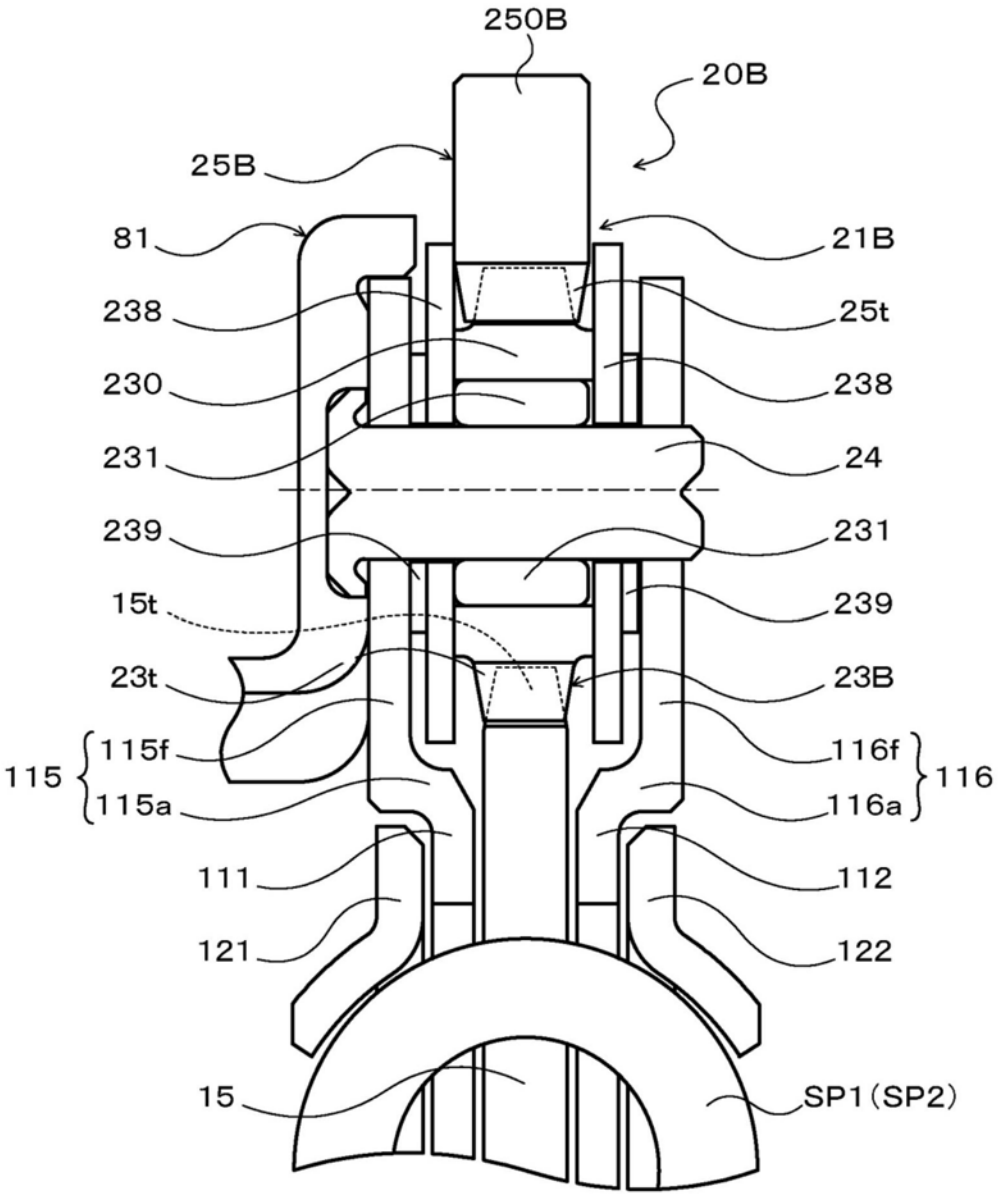

250B
20B
25B
81
21B
238
25t
230
238
231
24
239
231
15t
239
23t
23B
115
115f
115a
116f
116a
116
111
112
121
122
15
SP1(SP2)

图12