



(12)发明专利



(10)授权公告号 CN 107208768 B

(45)授权公告日 2020.06.16

(21)申请号 201680009241.X

(22)申请日 2016.01.18

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 107208768 A

(43)申请公布日 2017.09.26

(30)优先权数据

2015-032467 2015.02.23 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2017.08.08

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2016/051218 2016.01.18

(87)PCT国际申请的公布数据

W02016/136325 JA 2016.09.01

(73)专利权人 株式会社 艾科赛迪

地址 日本大阪

(72)发明人 高田幸悦 尾崎悟

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限公司 11240

代理人 玉昌峰 吴孟秋

(51)Int.Cl.

F16H 45/02(2006.01)

(56)对比文件

JP H10220555 A, 1998.08.21,

JP 2011179557 A, 2011.09.15,

JP 2004156692 A, 2004.06.03,

JP 2008256017 A, 2008.10.23,

审查员 张纵纵

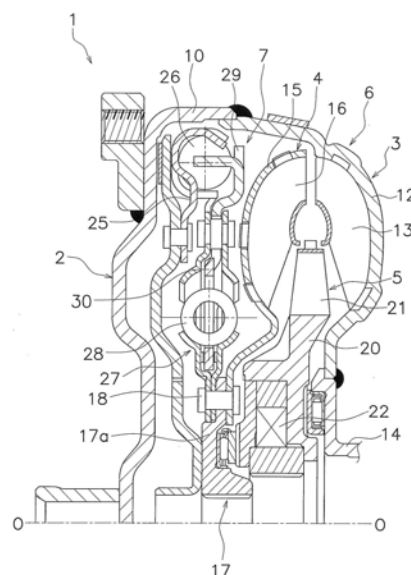
权利要求书1页 说明书7页 附图5页

(54)发明名称

液力变矩器的锁定装置

(57)摘要

在锁定装置中,通过简单的构成实现扭转特性的低刚度化以及广角化。该装置具备驱动盘(25)、外周侧扭簧(26)、从动盘(27)、内周侧扭簧(28)以及中间构件(29)。外周侧扭簧(26)具有在圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧(26a、26b),外周侧弹簧(26a、26b)是弧形弹簧。内周侧扭簧(28)具有在圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个内周侧弹簧。中间构件(29)相对于驱动盘(25)以及从动盘(27)相对旋转自如,并使外周侧扭簧(26)和内周侧扭簧(28)以串联方式发挥作用。



1. 一种液力变矩器的锁定装置,配置在连结于发动机侧构件的前盖与液力变矩器的涡轮之间,其中,所述液力变矩器的锁定装置具备:

离合器部,从所述前盖向所述离合器部输入转矩;

输入盘,连结于所述离合器部;

外周侧阻尼部,具有沿圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧,所述外周侧弹簧在自由状态下形成圆弧形,从所述输入盘传递转矩;

输出盘,连结于所述涡轮,所述输出盘具有第一盘以及第二盘;

内周侧阻尼部,具有在所述外周侧阻尼部的内周侧沿圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个内周侧弹簧,并用于向所述输出盘传递转矩,

中间构件,相对于所述输入盘以及所述输出盘相对旋转自如,使所述外周侧阻尼部和所述内周侧阻尼部以串联方式发挥作用;以及

浮动构件,配置在所述第一盘与所述第二盘之间。

2. 根据权利要求1所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

所述浮动构件相对于所述输入盘、所述输出盘以及所述中间构件相对旋转自如,并用于使多个所述内周侧弹簧中的至少两个以串联方式发挥作用。

3. 根据权利要求1所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

以串联方式发挥作用的至少两个所述外周侧弹簧的刚性彼此不同。

4. 根据权利要求3所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

在所述输入盘与所述输出盘的相对旋转角度为预定角度以上时,以串联方式发挥作用的至少两个所述外周侧弹簧中刚性最低的外周侧弹簧线的线圈彼此紧贴。

5. 根据权利要求1所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

所述内周侧弹簧在自由状态下形成直线状。

6. 根据权利要求1所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

所述液力变矩器的锁定装置还具备:

限位机构,用于限制所述输入盘与所述输出盘的相对旋转角度。

7. 根据权利要求6所述的液力变矩器的锁定装置,其中,

所述限位机构具有:

爪,设在所述输入盘和所述输出盘中的一者;以及

开口,在所述输入盘和所述输出盘中的另一者上沿圆周方向形成,所述爪插入到所述开口中。

液力变矩器的锁定装置

技术领域

[0001] 本发明涉及锁定装置,尤其是,配置在连结于发动机侧构件的前盖与液力变矩器的涡轮之间的液力变矩器的锁定装置。

背景技术

[0002] 如专利文献1或专利文献2中所公开,大多情况下液力变矩器上设有用于将转矩从前盖直接传递给涡轮的锁定装置。这些专利文献中公开的锁定装置具备:可摩擦连结于前盖的活塞、固定于活塞的输入侧的盘、设在半径方向的外周侧以及内周侧的多个扭簧以及将经由多个扭簧传递的转矩传递给涡轮的输出侧的盘。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2011-122640号公报

[0006] 专利文献2:日本特开2009-250288号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的技术问题

[0008] 在这样的锁定装置中,想要提高振动吸收性能时,需要实现扭转特性的低刚度化以及扭转角度的广角化。

[0009] 本发明的目的在于提供以简单的构成即可实现扭转特性的低刚度化以及广角化的液力变矩器的锁定装置。

[0010] 用于解决技术问题的手段

[0011] (1) 本发明一方面的液力变矩器的锁定装置配置在连结于发动机侧构件的前盖与液力变矩器的涡轮之间。该锁定装置具备离合器部、输入盘、外周侧阻尼部、输出盘、内周侧阻尼部以及中间构件。从前盖向离合器部输入转矩。输入盘连结于离合器部。外周侧阻尼部具有沿圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧,外周侧弹簧在自由状态下形成为圆弧形,从输入盘传递转矩。输出盘连结于涡轮。内周侧阻尼部具有在外周侧阻尼部的内周侧沿圆周方向排列配置且以串联方式发挥作用的至少两个内周侧弹簧,并用于向输出盘传递转矩。中间构件相对于输入盘以及输出盘相对旋转自如,使外周侧阻尼部和内周侧阻尼部以串联方式发挥作用。

[0012] 在该装置中,从前盖输入的转矩经由离合器部输入到输入盘,从输入盘经由外周侧阻尼部以及中间构件传递至内周侧阻尼部。传递到内周侧阻尼部的转矩经由输出盘输出到涡轮。

[0013] 在这里,在外周侧阻尼部以及内周侧阻尼部的每一个中,以通过串联发挥作用的方式构成至少两个弹簧,并且外周侧阻尼部和内周侧阻尼部以串联方式发挥作用。因此,能够实现扭转特性的低刚度化以及扭转角度的广角化。而且,作为外周侧弹簧,采用在自由状态下形成为圆弧形的弧形弹簧,所以能够进一步实现扭转特性的低刚度化以及扭转角度的

广角化。

[0014] (2) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧在圆周方向上的端面直接接触。

[0015] 在这里,相邻的弹簧直接接触,所以能够进一步延长弹簧。因此,能够将扭转特性更加广角化。

[0016] (3) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,液力变矩器的锁定装置还具备:浮动构件,相对于输入盘、输出盘以及中间构件相对旋转自如,并用于使多个内周侧弹簧中的至少两个以串联方式发挥作用。

[0017] (4) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧的刚性彼此不同。

[0018] (5) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,在输入盘和输出盘的相对旋转角度为预定角度以上时,以串联方式发挥作用的至少两个外周侧弹簧刚性最低的外周侧弹簧线的线圈彼此紧贴。

[0019] 通过这样的构成,无需特别设置限位机构,即可实现外周侧阻尼部的多级特性。

[0020] (6) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,内周侧弹簧在自由状态下形成直线状。

[0021] 在这里,能够使内周侧阻尼部中的滞后转矩相对小。因此,能够更加有效地衰减振动。

[0022] (7) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,液力变矩器的锁定装置还具备:限位机构,用于限制输入盘与输出盘的相对旋转角度。

[0023] (8) 根据本发明另一方面的液力变矩器的锁定装置,限位机构具有爪以及开口。爪设在输入盘和输出盘中的一者上。开口在输入盘和输出盘中的另一者上沿圆周方向形成,爪插入到开口中。

[0024] 发明效果

[0025] 如上所述,根据本发明,在锁定装置中以简单的构成即可实现扭转特性的低刚度化以及广角化。

附图说明

[0026] 图1是本发明一实施方式的液力变矩器的截面构成图。

[0027] 图2是提取示出图1的锁定装置的图。

[0028] 图3是锁定装置的正面局部图。

[0029] 图4是限位机构的截面构成图。

[0030] 图5是限位机构的正面局部图。

[0031] 图6是示出本发明一实施方式的锁定装置的扭转特性的图。

具体实施方式

[0032] [整体构成]

[0033] 图1示出本发明一实施方式的液力变矩器1。图1的左侧配置有发动机,图1的右侧配置有变速器。图1示出的O-O是液力变矩器的旋转轴线。

[0034] 液力变矩器1是用于从发动机侧的曲轴(未图示)向变速器的输入轴传递转矩的装置,包括固定于发动机侧构件上的前盖2、三种轮(叶轮3、涡轮4、定子5)构成的液力变矩器本体6、和锁定装置7。

[0035] 前盖2是圆板状构件,其外周部形成有向变速器侧突出的外周圆筒部10。叶轮3由焊接固定在前盖2的外周圆筒部10的叶轮壳12、固定在其内侧的多个叶轮叶片13、设在叶轮壳12内周侧的圆筒形叶轮轮毂14构成。

[0036] 涡轮4在流体室内与叶轮3相对配置。涡轮4由涡轮壳15、固定于涡轮壳15上的多个涡轮叶片16、固定在涡轮壳15内周侧的涡轮轮毂17构成。涡轮轮毂17具有向外周侧延伸的凸缘17a,涡轮壳15的内周部通过多个铆钉18固定在该凸缘17a。另外,未图示的变速器的输入轴花键卡合于涡轮轮毂17的内周部。

[0037] 定子5配置在叶轮3与涡轮4的内周部之间,是用于对从涡轮4返回叶轮3的工作油进行整流的机构。定子5主要由定子架20、设在其外周面上的多个定子叶片21构成。定子架20借助单向离合器22得到固定轴(未图示)的支承。

[0038] [锁定装置7的整体构成]

[0039] 图2提取示出图1的锁定装置7。锁定装置7配置在前盖2与涡轮4之间。锁定装置7具有活塞24、驱动盘(输入盘)25、多个外周侧扭簧(外周侧阻尼部)26、从动盘(输出盘)27、多个内周侧扭簧(内周侧阻尼部)28、中间构件29以及浮动构件30。

[0040] [活塞24]

[0041] 活塞24是圆板状的板,配置在前盖2的变速器侧。活塞24的内周端形成有向发动机侧延伸的圆筒部24a。圆筒部24a以在轴方向移动自如以及相对旋转自如的方式支承在未图示的变速器侧构件的外周面上。另外,活塞24的外周部形成有平整部24b。环形的摩擦件33固定在平整部24b的前盖2侧表面上。该摩擦件33被压向前盖2,从而从前盖2向活塞24传递转矩。即,由活塞24和摩擦件33来构成离合器部。

[0042] [驱动盘25]

[0043] 驱动盘25在活塞24的外周部固定于变速器侧的侧面。具体地,驱动盘25形成为圆板状,内周部25a通过铆钉37固定于活塞24的变速器侧的表面。

[0044] 图3是从变速器侧观察驱动盘25、外周侧扭簧26(26a、26b)、内周侧扭簧28(28a、28b)、中间构件29以及浮动构件30的图。在图3中,去掉了除以上构件之外的构件来示出。

[0045] 如图2以及图3所示,驱动盘25的外周部形成有多个卡合部25b。卡合部25b具有在变速器一侧冲压加工驱动盘25的中间部的部分、和在变速器侧向内周侧弯折加工外周端部的部分。卡合部25b卡合于外周侧扭簧26的圆周方向两端。

[0046] 如图3所示,在驱动盘25中,在除了形成有卡合部25b的部分之外的部分形成有弹簧支承部25c。弹簧支承部25c是将驱动盘25的外周部以及径向中间部向变速器侧弯折而形成,支承外周侧扭簧26的外周侧以及内周侧。

[0047] 需要说明的是,支承外周侧扭簧26的内周侧的弹簧支承部25c的一部分上形成有多个限位爪25d,多个限位爪25d从弹簧支承部25c的末端(变速器侧的末端)进一步向变速器侧突出(在后面详细说明)。

[0048] [外周侧扭簧26]

[0049] 外周侧扭簧26具有在圆周方向排列配置的多个第一外周侧弹簧26a以及多个第二

外周侧弹簧26b。第一外周侧弹簧26a具有相对长的弹簧长度,第二外周侧弹簧26b具有第一外周侧弹簧26a的约1/3的弹簧长度。第一外周侧弹簧26a的刚性比第二外周侧弹簧26b低。另外,第一以及第二外周侧弹簧26a、26b是在未组装于该锁定装置7中的自由状态下形成为圆弧形的所谓的弧形弹簧。即,在图3中示出外周侧扭簧26被驱动盘25的弹簧支承部25c支承的状态,但是,在未被弹簧支承部25c支承的自由状态下,是与图3示出的姿势相同的姿势。

[0050] 一组第一外周侧弹簧26a和第二外周侧弹簧26b配置为以串联方式发挥作用。即,第一外周侧弹簧26a的圆周方向的一端面抵接于驱动盘25的卡合部25b,另一端面抵接于第二外周侧弹簧26b的一端面。另外,第二外周侧弹簧26b的另一端面抵接于驱动盘25的卡合部25b。即,第一外周侧弹簧26a和第二外周侧弹簧26b直接接触。

[0051] 需要说明的是,第一外周侧弹簧以及第二外周侧弹簧26a、26b是弧形弹簧,所以在这些弹簧26a、26b工作时,驱动盘25的外周侧的弹簧支承部25c与两个弹簧26a、26b相对强力接触。从而,在第一外周侧弹簧以及第二外周侧弹簧26a、26b与驱动盘25之间产生的滞后转矩相对较大。

[0052] [从动盘27]

[0053] 从动盘27具有配置在发动机侧的第一盘35以及配置在变速器侧的第二盘36。第一盘35以及第二盘36形成圆板状。

[0054] 第一盘以及第二盘35、36的内周部通过铆钉18固定于涡轮轮毂17的凸缘17a。另外,两个盘35、36的外周部通过止动销38在轴方向隔开预定间隔固定。即,除了彼此被固定的内周部之外,第一盘35以及第二盘36在轴方向上隔开间隙相对配置。在这里,两个盘35、36相对于涡轮轮毂17不能相对旋转,而且在轴方向不能移动。

[0055] 第一盘35以及第二盘36的径向中间部形成有窗口部35a、36a。窗口部35a、36a的外周边缘以及内周边缘向轴方向外侧立起。通过该窗口部35a、36a,限制内周侧扭簧28的轴方向以及径向移动。

[0056] 需要说明的是,窗口部35a、36a外周侧的形状是比所设置的内周侧扭簧28的外周在工作时描绘的圆弧更加向外周侧鼓出的圆弧形。从而,在内周侧扭簧28工作时,窗口部35a、36a与内周侧扭簧28的外周不容易滑动。因此,在内周侧扭簧28与两盘35、36之间产生的滞后转矩较小。

[0057] [中间构件29]

[0058] 中间构件29在轴方向上配置在驱动盘25与涡轮4之间,相对于驱动盘25以及从动盘27相对旋转自如。如图3所示,中间构件29是环形构件,具有多个外周侧卡合部29a以及多个内周侧卡合部29b。

[0059] 外周侧卡合部29a在圆周方向上隔开预定的间隔设在中间构件29的外周端部。外周侧卡合部29a是将中间构件29的外周端部向发动机侧弯折后形成的。外周侧卡合部29a配置在相邻的两组外周侧扭簧26之间,一组第一外周侧弹簧26a的一端面与另一组第二外周侧弹簧26b的另一端面卡合。

[0060] 内周侧卡合部29b在圆周方向隔开预定的间隔设在中间构件29的内周端部。内周侧卡合部29b是将中间构件29的内周端部进一步向内周侧突出而形成的,在圆周方向上设在两个外周侧卡合部29a之间。另外,内周侧卡合部29b在轴方向上配置在从动盘27的第一

盘35与第二盘36之间。

[0061] 通过如上所述的中间构件29,外周侧扭簧26和内周侧扭簧28以串联方式发挥作用。

[0062] [浮动构件30]

[0063] 在中间构件29的内周侧,浮动构件30在轴方向上配置在第一盘35与第二盘36之间。浮动构件30相对于驱动盘25、中间构件29以及从动盘27相对旋转自如。如图3所示,浮动构件30是环形盘,具有从外周端部向外周侧突出形成的多个卡合部30a。

[0064] 卡合部30a在圆周方向上配置在中间构件29的相邻的内周侧卡合部29b之间。并且,卡合部30a配置在相邻的内周侧扭簧28之前。

[0065] [内周侧扭簧28]

[0066] 内周侧扭簧28具有第一内周侧弹簧28a以及配置在第一内周侧弹簧28a内部的第二内周侧弹簧28b。第二内周侧弹簧28b的弹簧长度比第一内周侧弹簧28a短。

[0067] 如上所述,第一盘以及第二盘35、36的窗口部35a、36a的外周侧形状是比第一内周侧弹簧28a的外周在工作时描绘的圆弧更加向外周侧鼓出的圆弧形状。另外,第一内周侧弹簧以及第二内周侧弹簧28a、28b在未被组装于该锁定装置7中的自由状态下,形成直线状。通过这样的构成,能够更加减小在第一内周侧弹簧28a与两盘35、36之间产生的滞后转矩。

[0068] 六组内周侧扭簧28中的、夹在中间构件29的两个内周侧卡合部29b之间的两组内周侧扭簧28通过浮动构件30以串联方式发挥作用。

[0069] [限位机构]

[0070] 该锁定装置7具有第一限位机构以及第二限位机构40、41。第一限位机构40限制驱动盘25与从动盘27的相对旋转角度。如图4以及图5所示,第一限位机构40由设在驱动盘25的局部的限位爪25d和形成在从动盘27的第一盘35外周端的切口35b构成。第二限位机构41限制中间构件29与从动盘27的相对旋转角度。如图2~图4所示,第二限位机构41由形成在中间构件29上且在圆周方向较长的切口29c和连结从动盘27的两个盘35、36的止动销38构成。

[0071] 如图4中放大所示,将驱动盘25的弹簧支承部25c的一部分向变速器侧延伸而形成限位爪25d。具体地,弹簧支承部25c在轴方向上与第一盘35没有重叠,但是,限位爪25d延伸到在轴方向上与第一盘35重叠的位置。

[0072] 图5示出第一限位机构40的主视图。从该图5中可以得知,切口35b在第一盘35的外周边缘部向外周侧开口形成。切口35b横跨预定的角度范围,限位爪25d插入到该切口35b内部中。

[0073] 通过如上的构成,相对于从动盘27,驱动盘25能够相对旋转,直至限位爪25d与切口35b的圆周方向端部抵接。换言之,限位爪25d抵接于切口35b的端面,从而禁止驱动盘25相对于从动盘27相对旋转。

[0074] [动作]

[0075] 在锁定装置7没有工作的离合器分离状态下,来自发动机的转矩从前盖2传递到叶轮3。通过叶轮3的叶轮叶片13驱动的工作油使涡轮4旋转。该涡轮4的转矩经由涡轮轮毂17传递到未图示的变速器的输入轴。

[0076] 当车辆速度达到预定速度以上时,活塞24向前盖2侧移动,摩擦件33被压向前盖2的摩擦面。由此,成为离合器接合状态,前盖2的转矩从活塞24经由驱动盘25传递到外周侧扭簧26。传递到外周侧扭簧26的转矩经由中间构件29传递到内周侧扭簧28。传递到内周侧扭簧28的转矩经由从动盘27传递到涡轮轮毂17。

[0077] 在进行如上所述的动力传递时,一组第一外周侧弹簧26a以及第二外周侧弹簧26b以串联方式发挥作用。另外,一组(两个)内周侧扭簧28也通过浮动构件30以串联方式发挥作用。而且,通过中间构件29,外周侧扭簧26和内周侧扭簧28以串联方式发挥作用。因此,能够实现扭转特性的低刚性,从而能够扩大扭转角度。

[0078] 图6示出扭转特性。如该图6所示,在被输入的转矩为 $0 \sim T_1$ 的期间(第一阶段),驱动盘25与从动盘27的相对旋转角度、即扭转角度是 $0 \sim \theta_1$ 。在该扭转角度区域,第一外周侧弹簧26a、第二外周侧弹簧26b和第一内周侧弹簧28a被压缩,成为刚性最低的扭转特性。

[0079] 被输入的转矩成为 T_1 且扭转角度成为 θ_1 时,刚性最低的第一外周侧弹簧26a的线圈彼此紧贴。因此,在成为输入转矩超过 T_1 后扭转角度为 θ_1 以上的第二阶段时,高刚性的第二外周侧弹簧26b和第一内周侧弹簧28a工作。由此,在扭转角度为 $\theta_1 \sim \theta_2$ 的区域,成为刚性更高的中刚性的扭转特性。

[0080] 当被输入的转矩进一步增大后扭转角度达到 θ_2 时,第一内周侧弹簧28a被压缩到其长度与第二内周侧弹簧28b一致为止。从而,当成为输入转矩超过 T_2 且扭转角度为 θ_2 以上的第三阶段时,除了第二外周侧弹簧26b和第一内周侧弹簧28a之外,第二内周侧弹簧28b也工作。由此,在扭转角度为 θ_2 以上的区域,成为刚性最高的高刚性的扭转特性。

[0081] 需要说明的是,当扭转角度成为 θ_3 时,第一限位机构40工作。即,驱动盘25的限位爪25d抵接于从动盘27的切口35b的端面,禁止驱动盘25与从动盘27的相对旋转。另外,在该实施方式中,第二限位机构41也与第一限位机构40同时工作。即,止动销38抵接于中间构件29的切口29c的端面,禁止中间构件29与从动盘27的相对旋转。

[0082] 需要说明的是,上述的各弹簧的工作是一个例子,还可以是例如如下的工作。

[0083] 即,在第一阶段,与上述的例子相同地,设呈第一外周侧弹簧以及第二外周侧弹簧26a、26b被压缩。这时,成为刚性最低的扭转特性。其次,在第二阶段,除了第一阶段的各弹簧26a、26b之外,还设成第二内周侧弹簧28b被压缩。这时,成为中刚性的扭转特性。之后,在第三阶段,使第一外周侧弹簧28a的线圈彼此紧贴,使剩下的弹簧26b、28a、28b工作。这时,成为高刚性的扭转特性。

[0084] [特征]

[0085] (1) 第一外周侧弹簧以及第二外周侧弹簧26a、26b形成为弧形,所以可以实现扭转特性的低刚度化以及扭转角度的广角化。另外,外周侧扭簧26和内周侧扭簧28通过中间构件29以串联方式发挥作用,而且外周侧弹簧26a、26b以及内周侧弹簧28a、28b的每一个以串联方式发挥作用,所以能够进一步扩大角度。

[0086] (2) 能够加大外周侧扭簧26与驱动盘25之间产生的滞后转矩,而且能够缩小内周侧扭簧28与第一盘以及第二盘35、36之间产生的滞后转矩。另外,能够实现外周侧扭簧26的高刚性以及内周侧扭簧28的低刚性。

[0087] 从而,在外周侧的阻尼部,能够得到高刚性高滞后转矩的扭转特性,从而当突然被输入过大的转矩时,能够有效地吸收声音以及振动。另外,在内周侧的阻尼部,能够实现低

刚性低滞后转矩的扭转特性,针对低速时的共鸣音是有利的。

[0088] [其他实施方式]

[0089] 本发明并不限于如上所述的实施方式,在不脱离本发明范围的情况下可以有各种变形或修改。

[0090] (a) 在所述实施方式中,活塞的前盖侧表面上设有摩擦构件,但是,本发明同样可以应用于设置由多个摩擦构件构成的离合器部并经由该离合器部从前盖向扭簧传递转矩的装置中。

[0091] (b) 对于外周侧以及内周侧的阻尼部中的弹簧的刚性、数量,可以任意设定,并不限于上述实施方式。

[0092] 工业中的可利用性

[0093] 如上所述,根据本发明,在锁定装置中以简单的构成即可实现扭转特性的低刚度化以及广角化。

[0094] 附图标记说明

[0095] 1:液力变矩器;2:前盖;3:叶轮;4:涡轮;7:锁定装置;24:活塞;25:驱动盘(输入盘);25b:卡合部;25d:限位爪;26:外周侧扭簧(外周侧阻尼部);27:从动盘(输出盘);28:内周侧扭簧(内周侧阻尼部);29:中间构件;30:浮动构件;33:摩擦件;40:第一限位机构。

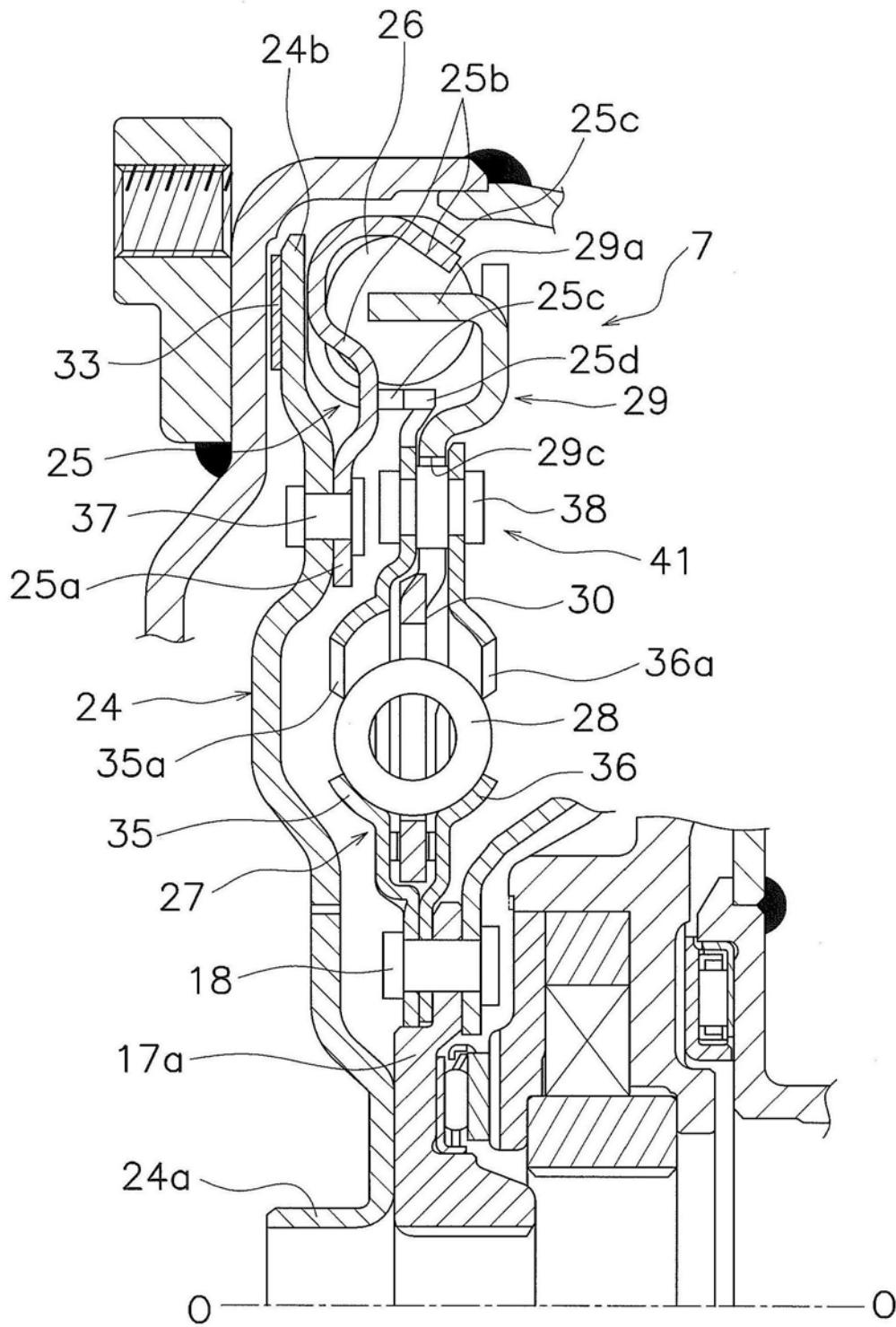


图2

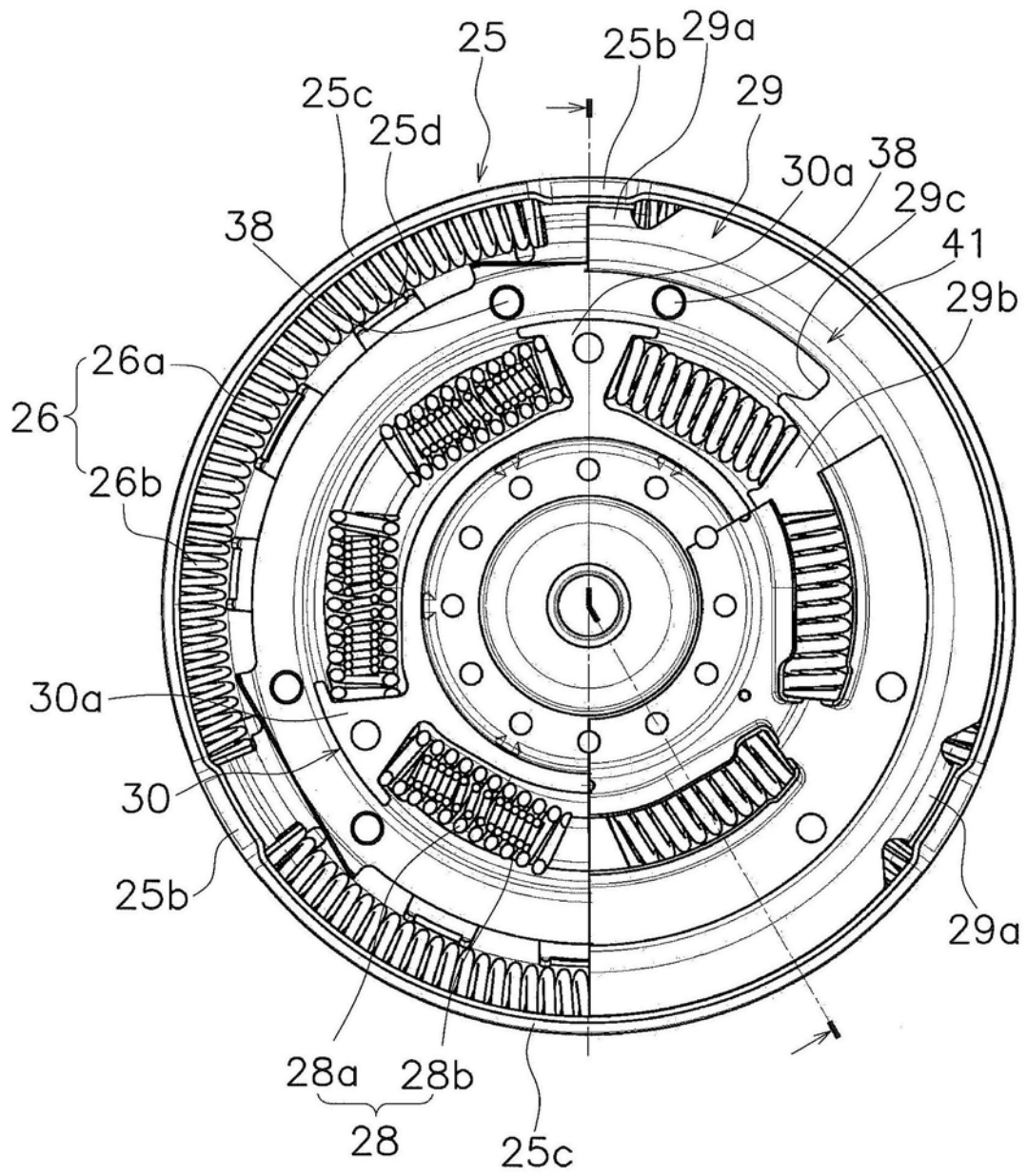


图3

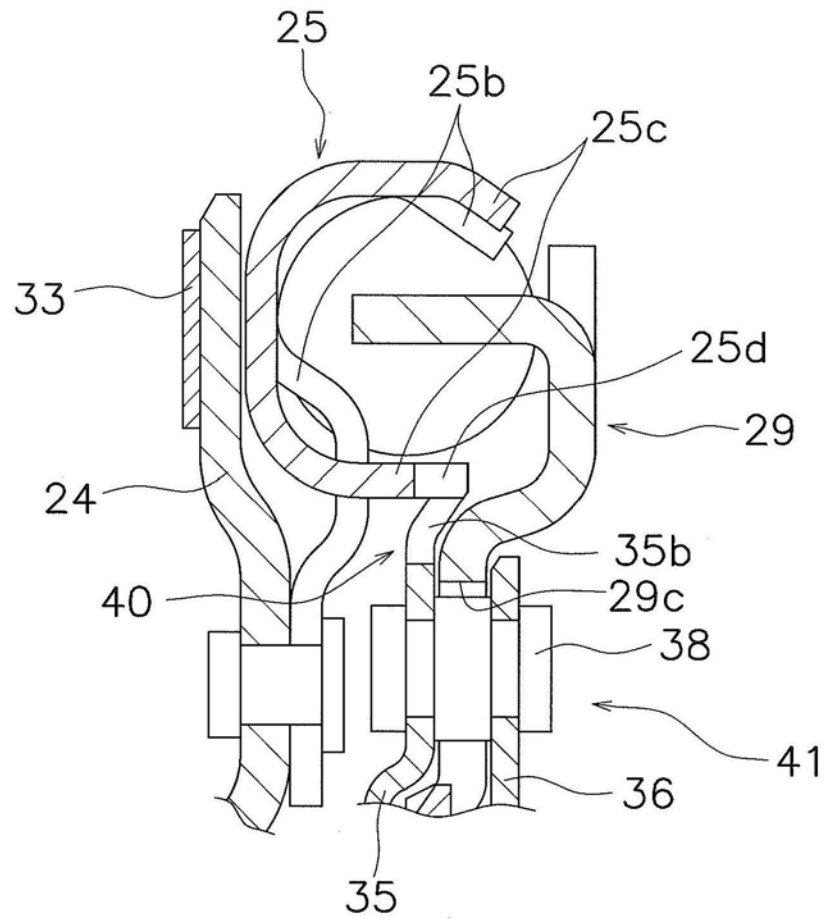


图4

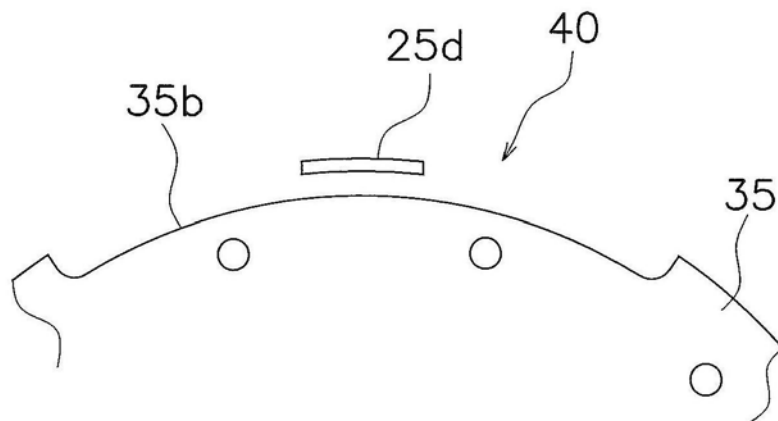


图5

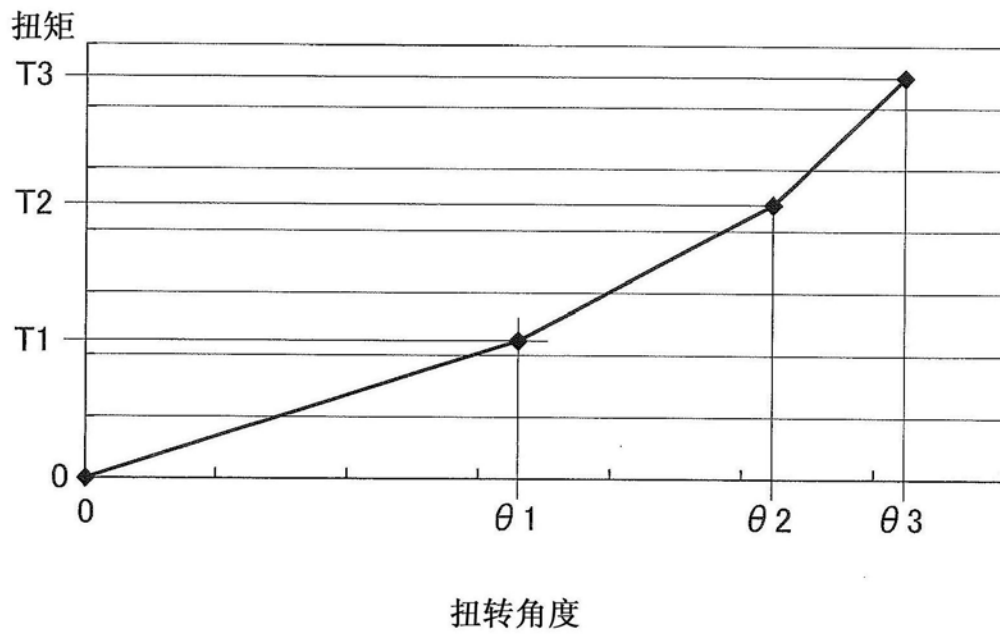


图6