



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107869568 A

(43)申请公布日 2018.04.03

(21)申请号 201710840779.1

(22)申请日 2017.09.15

(30)优先权数据

2016-186318 2016.09.23 JP

(71)申请人 丰田自动车株式会社

地址 日本爱知县

(72)发明人 赤松范一 原嶋照

(74)专利代理机构 北京金信知识产权代理有限公司

11225

代理人 苏萌萌 权太白

(51)Int.Cl.

F16H 55/56(2006.01)

F16H 9/18(2006.01)

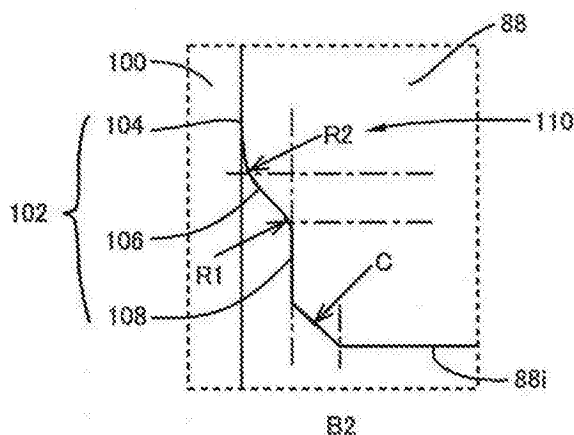
权利要求书1页 说明书9页 附图6页

(54)发明名称

用于车辆的带式无级变速器

(57)摘要

本发明提供一种用于车辆的带式无级变速器。在用于车辆的所述带式无级变速器中，无级变速器通过在与用于可动滑轮的定位中的缸体座接触的所述可动滑轮的接触部分处形成具有R形状的R倒角部来减轻接触面压力。通过接触面压力减少而使定位部的磨损减少，从而能够将固定滑轮和所述可动滑轮在轴方向上配置于相距较短的位置处，进而达到所述无级变速器的小型化。



1. 一种用于车辆的带式无级变速器,其特征在于,包括一对可变滑轮和卷挂在所述一对可变滑轮上的传动带,其中,

所述一对可变滑轮包含固定滑轮和可动滑轮,

所述固定滑轮与滑轮轴一体地设置,

所述可动滑轮在与所述固定滑轮对置的状态下,以能够进行所述滑轮轴的轴向上的相对移动且不能围绕所述滑轮轴进行相对旋转的方式而与所述滑轮轴花键嵌合,

所述可动滑轮包含朝向止动部件突出的圆筒状的轴套部,

所述止动部件相对于所述可动滑轮而位于所述固定滑轮的相反侧,

所述轴套部的环状的端面包含外周侧端面、内周侧端面以及环状连接面,

所述环状的端面与所述止动部件对置,

所述内周侧端面为比所述外周侧端面更远离所述止动部件的端面,

所述环状连接面对所述外周侧端面和所述内周侧端面进行连接,

在所述外周侧端面和所述环状连接面的边界线处设置有倒角部。

2. 如权利要求1所述的用于车辆的带式无级变速器,其中,

所述滑轮轴与所述可动滑轮的所述花键嵌合为渐开线花键嵌合、滚动花键嵌合以及滚筒轴花键嵌合中的某一种。

3. 如权利要求1或权利要求2所述的用于车辆的带式无级变速器,其中,

所述倒角部被设置在所述环状的端面的外径与内径之差的一半以下的内径侧的范围内。

用于车辆的带式无级变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于车辆的无级变速器,其对由于限制可动滑轮的移动的部件的磨损而产生的变速比的变动进行抑制。

背景技术

[0002] 在车辆的变速器中,熟知一种如下的车辆用无级变速器,其以包含如下部件的方式而构成,即:固定滑轮,其与滑轮轴一体地形成;主滑轮,其由能够在所述滑轮轴的轴向上进行相对移动的可动滑轮构成;次滑轮,其具有与所述主滑轮相同的结构;带,其被卷挂在这些所述主滑轮与所述次滑轮之间。在日本特开2008-208861的车辆用无级变速器中,与所述可动滑轮一起构成液压室的缸体部件在变速比最大时或最小时与所述可动滑轮抵接从而作为对所述可动滑轮朝向缸体部件侧的轴向的移动进行限制的止动部件而发挥功能。

发明内容

[0003] 另外,当所述主滑轮与所述次滑轮之间的传动转矩变大时,被对置配置的所述固定滑轮以及所述可动滑轮上将分别产生使各自所设置的滑轮轴朝向外侧弯曲的力。由此,在所述可动滑轮和与之相邻的止动部件之间将产生局部性的接触,该接触部分的压力即接触面压力会随着传动转矩的增大而增加。通过该接触面压力的增加而产生所述止动部件的磨损,从而存在因这些磨损的增加而使变速比发生变动的可能性。另一方面,从搭载性的观点来看,要求尽可能地将所述车辆用无级变速器设为较小。为了实现该小型化,减小固定滑轮以及可动滑轮的滑轮面的角度的方式以及减小所述可动滑轮的轴向尺寸的方式是有效手段。然而,此两种方式均会因为所述可动滑轮与所述止动部件之间的接触面的力、即接触面压力的增加而使得上述的不良情况变得显著。

[0004] 本发明通过降低所述可动滑轮与所述止动部件的接触面压力从而减轻所述止动部件以及所述可动滑轮的磨损,进而对变速比的变动进行抑制。并且通过减轻所述止动部件与所述可动滑轮的接触面压力从而使滑轮面的角度小于现有角度,以及使可动滑轮的轴向尺寸短于现有尺寸。

[0005] 本发明的第一方式为用于车辆的带式无级变速器。所述无级变速器包括一对可变滑轮和传动带。所述一对可变滑轮包含固定滑轮和可动滑轮。所述固定滑轮与滑轮轴一体地设置。所述可动滑轮在与所述固定滑轮对置的状态下以能够进行所述滑轮轴的轴向上的相对移动且不能围绕所述滑轮轴进行相对旋转的方式与所述滑轮轴花键嵌合。所述传动带被卷挂在所述一对可变滑轮上。所述可动滑轮包含朝向止动部件突出的圆筒状的轴套部。所述止动部件相对于所述可动滑轮而位于所述固定滑轮的相反侧。所述轴套部的环状的端面包含外周侧端面、内周侧端面以及环状连接面。所述环状的端面与所述止动部件对置,所述内周侧端面为比所述外周侧端面更远离所述止动部件的端面。所述环状连接面对所述外周侧端面和所述内周侧端面进行连接。在所述外周侧端面与所述环状连接面的边界线处设置有倒角部。

[0006] 根据所述结构,由于所述轴套部的所述外周侧端面与所述环状连接面之间的边界处具有倒角部,因而该倒角部会与所述止动部件抵接,因此,能够减轻所述可动滑轮与所述止动部件的接触部分处的接触面压力,从而抑制了所述止动部件以及所述可动滑轮的磨损,由此也抑制了变速比的变动。并且通过减轻所述止动部件以及所述可动滑轮的磨损从而能够容许更强的对带所施加的夹压力,从而能够使滑轮面的角度与现有技术相比而减小、以及使所述可动滑轮的轴向尺寸与现有技术相比而缩短,由此也能够实现车辆用带式无级变速器的小型化。

[0007] 在所述用于车辆的带式无级变速器中,所述滑轮轴与所述可动滑轮的所述花键嵌合可以为渐开线花键嵌合、滚动花键嵌合以及滚筒轴花键嵌合中的某一种。根据所述结构,能够确保与所述滑轮轴一体地形成的固定滑轮和所述可动滑轮在所述滑轮轴的轴向上的良好的相对移动。

[0008] 在所述用于车辆的带式无级变速器中,所述倒角部可以设置在所述环状的端面的外径与内径之差的一半以下的内径侧的范围内。根据所述结构,即使因传动转矩变大而产生了使所述可动滑轮和所述固定滑轮以与所述滑轮轴的轴向平行的方式而扩展的力,也会通过以限定在预定的部分内的方式形成所述R倒角部而充分地确保与相邻的所述止动部件接触的所述轴套端部的接触面。通过确保较大的接触面从而抑制了从所述轴套端部朝向所述止动部件的平均面压力。由此,抑制了所述止动部件以及所述可动滑轮的磨损,而且还抑制了变速比的变动。并且,通过减轻所述止动部件以及所述可动滑轮的磨损,从而能够使滑轮面的角度与现有技术相比而减小、以及使所述可动滑轮的轴向尺寸与现有技术相比而缩短,由此也能够实现车辆用带式无级变速器的小型化。

附图说明

[0009] 以下,将参照附图对本发明的示例性实施例的特征、优点以及技术和工业意义进行描述,相同标号表示相同元件,其中:

[0010] 图1为对从构成应用本发明的车辆的发动机到驱动轮的动力传递路径的概要结构进行说明的图。

[0011] 图2为对图1的车辆中的动力传递装置的行驶模式的切换进行说明的图。

[0012] 图3为对图1的带式无级变速器中的一对可动滑轮和固定滑轮以及周边部件的结构进行说明的剖视图。

[0013] 图4为放大表示图3的可动滑轮和滑轮轴的剖视图。

[0014] 图5为表示图3的一对可动滑轮和固定滑轮以及周边部件的变形模式的一个示例的剖视图。

[0015] 图6为通过将图4进一步放大从而示出应用了本发明的在轴套端部处具有R倒角部的可动滑轮的详细结构的剖视图。

[0016] 图7为基于与对置的滑轮的相对位置来表示在具有R倒角部的轴套端部和不具有R倒角部的轴套端部上于各自的接触面处所产生的接触面压力的压力分布图。

[0017] 图8为在图3的可动滑轮与滑轮轴的花键嵌合中使用了滚动花键的情况下的剖视图。

[0018] 图9为从轴向观察轴套端部的形成了R倒角部的区域时的图。

[0019] 图10为表示现有结构中的可动滑轮的轴套端部与花键端部的详细结构的剖视图。

具体实施方式

[0020] 以下,参照附图对本发明的一个实施例进行详细说明。

[0021] 图1为对应用本发明的车辆10的概要结构进行说明的图。在图1中,车辆10具备:作为行驶用的驱动源而发挥功能的汽油发动机或柴油发动机等发动机12、驱动轮14、被设置在发动机12与驱动轮14之间的动力传递装置16。动力传递装置16在作为非旋转部件的壳体18内具备:作为与发动机12连结的流体式传动装置的变矩器20、与变矩器20连结的输入轴22、与输入轴22连结的带式无级变速器24(以后,称为无级变速器)、同样与输入轴22连结的前进后退切换装置26、经由前进后退切换装置26而与输入轴22连结并且与无级变速器24并列设置的作为齿轮传动部的齿轮传动机构28、作为无级变速器24以及齿轮传动机构28的共同的输出旋转部件的输出轴30、副轴32、由分别以与输出轴30以及副轴32不能进行相对旋转的方式而设置并且相互啮合的一对齿轮构成的减速齿轮装置34、被连接在以与副轴32不能进行相对旋转的方式而设置的齿轮36上的差速齿轮38、与差速齿轮38连结的一对车桥40等。在以这种方式而构成的动力传递装置16中,发动机12的动力(在未特别进行区分的情况下与转矩或力为同义)依次经由变矩器20、无级变速器24或者前进后退切换装置26以及齿轮传动机构28、减速齿轮装置34、差速齿轮38、以及车桥40等而向一对驱动轮14被传递。此外,在发动机12的工作中,发动机12的输出转矩始终被输入到输入轴22上。

[0022] 如此,动力传递装置16具备被并列设置在发动机12(在此,作为传递发动机12的动力的输入旋转部件的输入轴22也为同义)与驱动轮14(在此,作为对向驱动轮14输出发动机12的动力的输出旋转部件的输出轴30也为同义)之间的、作为第一变速部的齿轮传动机构28以及作为第二变速部的无级变速器24。由此,动力传递装置16在输入轴22与输出轴30之间并列地具备将发动机12的动力从输入轴22经由齿轮传动机构28而向驱动轮14侧(即输出轴30)传递的第一动力传递路径PT1、以及将发动机12的动力从输入轴22经由无级变速器24而向驱动轮14侧(即输出轴30)传递的第二动力传递路径PT2这样的多条动力传递路径PT。动力传递装置16根据车辆10的行驶状态而使该第一动力传递路径PT1和该第二动力传递路径PT2被切换。因此,动力传递装置16具备通过第一动力传递路径PT1和第二动力传递路径PT2而选择性地对使发动机12的动力向驱动轮14侧传递的动力传递路径PT进行切换的多个卡合装置。该卡合装置包括使第一动力传递路径PT1连接或断开的第一离合器C1和使第二动力传递路径PT2连接或断开的作为第二卡合装置的第二离合器C2。

[0023] 变矩器20围绕输入轴22以相对于该输入轴22而同轴的方式设置,并且具备与发动机12连结的泵轮20p以及与输入轴22连结的涡轮20t。在泵轮20p上连接有机械式的机油泵42,所述机油泵42通过被发动机12旋转驱动。从而产生用于对无级变速器24进行变速控制、使所述多个卡合装置进行工作、或者向动力传递装置16的各部件供给润滑油的工作液压。在发动机12的工作中,发动机12的输出转矩始终经由变矩器20而向输入轴22输入。

[0024] 前进后退切换装置26在第一动力传递路径PT1上围绕输入轴22并相对于输入轴22而同轴地被设置、即被设置在第一轴RC1上,并且具备双小齿轮型的行星齿轮装置26p、第一离合器C1以及第一制动器B1。行星齿轮装置26p为,具有作为输入要素的行星齿轮架26c、作为输出要素的太阳齿轮26s、以及作为反作用力要素的内啮合齿轮26r这三个旋转要素的差

动机构。行星齿轮架26c与输入轴22一体地连结,内啮合齿轮26r经由第一制动器B1而选择性地与壳体18连结,太阳齿轮26s与小径齿轮44连结,该小径齿轮44围绕输入轴22以能够相对于该输入轴22同轴地进行相对旋转的方式而设置。此外,行星齿轮架26c和太阳齿轮26s经由第一离合器C1而被选择性地连结。由此,第一离合器C1为,为了进行前进齿轮行驶而选择性地将所述三个旋转要素中的两个旋转要素连结的卡合装置,第一制动器B1为,为了进行后退行驶而使作为所述反作用力要素的内啮合齿轮26r选择性地与壳体18连结的卡合装置。

[0025] 齿轮传动机构28具备小径齿轮44和大径齿轮48,该大径齿轮48围绕齿轮机构副轴46而以不能相对于齿轮机构副轴46同轴地进行相对旋转的方式被设置,并与该小径齿轮44啮合。此外,齿轮传动机构28具备围绕齿轮机构副轴46而以能够相对于该齿轮机构副轴46同轴地进行相对旋转的方式设置的空转齿轮50、以及围绕输出轴30而以不能相对于该输出轴30同轴地进行相对旋转的方式设置且与该空转齿轮50啮合的输出齿轮52。输出齿轮52的直径大于空转齿轮50。因此,齿轮传动机构28为,在输入轴22与输出轴30之间的动力传递路径PT上形成作为预定的变速比(变速级)的一个变速比(变速级)的齿轮传动机构。围绕齿轮机构副轴46进一步在大径齿轮48与空转齿轮50之间设置有选择性地使两者之间连接或断开的啮合式离合器D1。啮合式离合器D1被设置在动力传递装置16中,且为被配置在前进后退切换装置26(第一离合器C1也为同义)与输出轴30之间的动力传递路径上的、为使第一动力传递路径PT1连接或断开的第三卡合装置而发挥功能的装置,并且被包括在所述多个卡合装置中。即,啮合式离合器D1被设置在与第一离合器C1相比靠输出轴30侧。此外,第三卡合装置通过与所述第一离合器C1一起被卡合从而形成第一动力传递路径PT1。

[0026] 具体而言,啮合式离合器D1具备:离合器轴套54,其围绕齿轮机构副轴46而以不能相对于该齿轮机构副轴46同轴地进行相对旋转的方式设置;离合器齿轮56,其被配置在空转齿轮50与离合器轴套54之间且被固定设置在该空转齿轮50上;套筒58,其为圆筒状,并且被设置为通过被花键嵌合(卡合)于离合器轴套54上从而不能进行围绕齿轮机构副轴46的相对旋转而能够进行与该轴平行的方向上的相对移动。通过使与离合器轴套54始终一体旋转的套筒58向离合器齿轮56侧移动并与该离合器齿轮56啮合,从而使空转齿轮50和齿轮机构副轴46被连接在一起。并且,啮合式离合器D1具备在对套筒58和离合器齿轮56进行嵌合时使旋转同步的、作为同步机构的公知的同步齿轮机构S1。在以这种方式而构成的啮合式离合器D1中,叉轴60通过液压致动器62而进行动作。由此,套筒58通过被固定设置在叉轴60上的换挡拨叉64而在与齿轮机构副轴46的轴平行的方向上滑动,从而被切换为卡合状态和释放状态。

[0027] 第一动力传递路径PT1通过使啮合式离合器D1和与啮合式离合器D1相比被设置在靠输入轴22侧的第一离合器C1(或者第一制动器B1)一起被卡合从而被形成。在动力传递装置16中,当形成第一动力传递路径PT1时,成为能够将发动机12的动力从输入轴22经由齿轮传动机构28而向输出轴30传递的能够进行动力传递状态。另一方面,第一动力传递路径PT1在至少第一离合器C1以及第一制动器B1一起被释放、或者至少啮合式离合器D1被释放时,被设为将动力传递截断的空档状态(动力传递截断状态)。

[0028] 无级变速器24具备:主滑轮(主带轮)66,其被设置在与发动机12一起旋转的输入轴22上,且有效直径为可变;次滑轮(次带轮)70,其被设置在与输出轴30同轴的旋转轴68

上,且有效直径为可变;传动带72,其被卷挂在该各个滑轮66、70之间。因此,无级变速器24通过变矩器20而与发动机12连结并且即使在第二离合器C2被释放的发动机12的工作中处于车辆停止中,无级变速器24也会通过各滑轮66、70与传动带72之间的摩擦力(带夹压力)而实施朝向输出轴30的动力传递。在主滑轮66中,通过利用未图示的液压控制电路而对向主滑轮66供给的滑轮液压(即向液压缸66c供给的主压力 P_{in})进行调压控制,从而施加使固定滑轮66a、可动滑轮66b间的V槽宽度变更的主推力 W_{in} (=主压力 P_{in} ×受压面积)。此外,在次滑轮70中,通过利用所述液压控制电路而对向次滑轮70供给的滑轮液压(即向次级侧液压缸70c供给的次压力 P_{out})进行调压控制,从而施加使固定滑轮70a、可动滑轮70b间的V槽宽度变更的次推力 W_{out} (=次压力 P_{out} ×受压面积)。在无级变速器24中,通过分别对主推力 W_{in} (主压力 P_{in})以及次推力 W_{out} (次压力 P_{out})进行控制,从而使各滑轮66、70的V槽宽度发生变化进而使传动带72的卷挂直径(有效直径)被变更。因此,变速比 γ_{cvt} (=主滑轮旋转速度 N_{pri} /次滑轮旋转速度 N_{sec})发生变化并且各滑轮66、70与传动带72之间的摩擦力被控制以使传动带72不产生滑动。

[0029] 输出轴30围绕旋转轴68以能够相对于该旋转轴68而同轴地进行相对旋转的方式被配置。第二离合器C2被设置在与无级变速器24相比而靠驱动轮14(在此与输出轴30为同义)侧(即被设置在次滑轮70与输出轴30之间),从而选择性地使次滑轮70(旋转轴68)与输出轴30之间连接或断开。第二动力传递路径PT2通过第二离合器C2被卡合从而被形成。在动力传递装置16中,当形成第二动力传递路径PT2时,成为能够将发动机12的动力从输入轴22经由无级变速器24而向输出轴30传递的能够进行动力传递状态。另一方面,第二动力传递路径PT2在第二离合器C2被释放时被设为空档状态。

[0030] 图2为用于利用动力传递装置16的每种行驶模式(行驶模型)的卡合装置的卡合表来对该行驶模式的切换进行说明的图。在图2中,C1与第一离合器C1的工作状态相对应,C2与第二离合器C2的工作状态相对应,B1与第一制动器B1的工作状态相对应,D1与啮合式离合器D1的工作状态相对应,“○”表示卡合(连接),“×”表示释放(截断)。

[0031] 在图2中,在通过齿轮传动机构28而使发动机12的动力被传递到输出轴30上的行驶模式(即利用经由齿轮传动机构28的第一动力传递路径PT1的行驶模式)、即齿轮行驶模式下,第一离合器C1以及啮合式离合器D1被卡合且第二离合器C2以及第一制动器B1被释放。在该齿轮行驶模式下,能够进行前进行驶。另外,当第一制动器B1以及啮合式离合器D1被卡合且第二离合器C2以及第一离合器C1被释放时,能够进行后退行驶。

[0032] 此外,在通过无级变速器24而使发动机12的动力被传递到输出轴30的行驶模式(即利用经由无级变速器24的第二动力传递路径PT2的行驶模式)、即无级变速(Continuously Variable Transmission)行驶模式(以后,记为CVT行驶模式)下,第二离合器C2被卡合且第一离合器C1以及第一制动器B1被释放。在该CVT行驶模式中能够进行前进行驶。在该CVT行驶模式之中,在CVT行驶(中等车速)模式下,啮合式离合器D1被卡合,另一方面,在CVT行驶(高车速)模式下,啮合式离合器D1被释放。啮合式离合器D1作为将来自驱动轮14侧的输入截断的被驱动输入截断离合器而发挥功能。

[0033] 齿轮行驶模式在例如包括车辆停止中的低车速区域内被选择。在动力传递装置16中,通过经由齿轮传动机构28的第一动力传递路径PT1而形成的变速比 γ_{gear} (也称为变速比EL)被设定为,大于通过经由无级变速器24的第二动力传递路径PT2所能够形成的最大变

速比(即作为最低车速侧的变速比的最低变速比) γ_{\max} 的值(即低速侧的变速比)。也就是说,第二动力传递路径PT2形成了与通过第一动力传递路径PT1而形成的变速比EL相比而靠高车速侧(高速侧)的变速比 γ_{cvt} 。例如,变速比EL相当于动力传递装置16中的作为第一速变速级的变速比 γ 的第一速变速比 γ_1 ,无级变速器24的最低变速比 γ_{\max} 相当于动力传递装置16中的作为第二速变速级的变速比 γ 的第二速变速比 γ_2 。因此,齿轮行驶模式和CVT行驶模式按照例如有级变速器的变速映射图中的用于对第一速变速级和第二速变速级进行切换的变速线而被切换。此外,在CVT行驶模式中,执行例如基于加速器开度或车速等的行驶状态而使变速比 γ_{cvt} 发生变化的变速。

[0034] 图3为图1的无级变速器24的主滑轮66的剖视图。主滑轮66具备:圆盘状的固定滑轮66a,其与通过轴承74以及轴承76而以可旋转的方式被支承在壳体18上的滑轮轴78一体成形;可动滑轮66b,其以在与该固定滑轮66a之间形成V字形的第一滑轮槽80的方式而设置,且相对于滑轮轴78而不能进行相对旋转但能够进行轴向上的相对移动;液压缸66c,其根据被供给的液压而使可动滑轮66b在轴向上移动,并且通过使固定滑轮66a和可动滑轮66b在轴向上接近或远离从而使第一滑轮槽80的槽宽度发生变化。滑轮轴78通过外周两端被嵌装在壳体18上的轴承74以及轴承76而以可围绕第一轴RC1旋转的方式被支承在第一轴RC1上。在可动滑轮66b的内径上,形成有侧面具有渐开线曲线的槽。并且,通过利用被形成于可动滑轮66b上的槽和被形成在滑轮轴78的外径上的槽来进行渐开线花键嵌合(以后,作为花键嵌合),从而使可动滑轮66b和滑轮轴78不能够进行相对旋转而能够进行相对移动。

[0035] 主滑轮66的固定滑轮66a为,从滑轮轴78的外周面起向径向突出的圆盘状的部件。在该固定滑轮66a上,形成有在随着趋向于径向而与可动滑轮66b远离的方向上形成的圆锥状的锥面82。

[0036] 主滑轮66的可动滑轮66b由如下部件构成,即:轴套部88,其内周部相对于滑轮轴78以能够进行轴向上的相对移动且不能进行围绕第一轴RC1的相对旋转的方式而被花键嵌合;圆盘部90,其在该轴套部88的轴向上从固定滑轮66a侧的端部起向径向突出;外周筒部92,其从圆盘部90的外周部起于轴向上朝向从固定滑轮66a远离的方向与第一轴RC1平行地延伸。在圆盘部90上形成有在随着趋向于径向而与固定滑轮66a远离的方向上形成的圆锥状的锥面94。通过被形成在该可动滑轮66b上的锥面94和被形成在固定滑轮66a上的锥面82,从而形成了所述第一滑轮槽80。

[0037] 液压缸66c具备在可动滑轮66b的轴向上被配置于锥面94的背面侧的有底圆筒状的缸体部件96。缸体部件96在其内周部通过作为止动部件来发挥功能的圆盘状的缸体座100而于轴向上被夹持在滑轮轴78的阶梯部与轴承76之间的状态下,通过结合有螺母98从而以不能进行朝向轴向上的移动的方式而被固定。可动滑轮66b通过与在第一轴RC1方向上以位置固定的方式而设置的作为抵接对象部件的缸体座100相接触,从而形成使可动滑轮66b与固定滑轮66a之间的距离成为最大的、变速比 γ_{cvt} 最低即最低车速侧的变速比。缸体部件96具有弯曲形状,在该缸体部件96的外周侧形成有与第一轴RC1同心的圆筒部。该圆筒部的内周面和可动滑轮66b的外周筒部92的外周端部被构成为,能够经由油封而进行滑动。由此,在缸体部件96和可动滑轮66b之间形成了液密的液压室97(图中没有97)。另外,在液压室97中,经由被形成在滑轮轴78上的液路或被形成在可动滑轮66b上的液路而从未图示的液压控制电路被供给液压。

[0038] 图4为在图3中被椭圆形的虚线破线包围的部分、即可动滑轮66b的轴套部88以及缸体座100和作为其周边部的A部的放大图。在圆筒形状的轴套部88的内径侧形成有内周花键齿,轴套部88具有穿过内径花键齿的顶部的轴套部内周面88i,并且在缸体座100侧具有由固定的外径形成的轴套部外周面88o。

[0039] 图5是为了容易理解在从主滑轮66向次滑轮70传递的传递转矩变大的情况下所产生的变形模式的一个示例从而以将变形夸大的方式来表示的图。图5所示的是主滑轮66,其与第一轴RC1相比靠上侧的第一滑轮槽80的开口与通常的位置相比而较大,并且与第一轴RC1相比靠下侧的第一滑轮槽80的开口与通常的位置相比而较小。与此同时,第一轴RC1朝向图5的上方而显示出弯曲。

[0040] 图10为表示现有技术的端面的图,并且为包含轴套部88与缸体座100接触的部分以及轴套部88的轴套部内周面88i的放大图B1。在放大图B1中,与轴套部88的缸体座100对置的端面102具有:在内径侧被实施了C倒角加工的环状的内周侧端面108、从内周侧端面108起被形成在径向外径侧以及轴向外侧并且与缸体座100接触的环状的外周侧端面104、对内周侧端面108和外周侧端面104进行连接的环状连接面106。此外,内周侧端面108和环状连接面106通过例如以预定的曲率半径R1而形成的R形状(其他段落修改为了R倒角部)或平缓的曲线而被连接。

[0041] 如图10的放大图B1所示,外周侧端面104与环状连接面106的边界在截面中形成由直线连接而成的脊线,并且外周侧端面104的内周缘与缸体座100接触。因此,在由于从主滑轮66向次滑轮70传递的传递转矩较大等理由而使固定滑轮66a与可动滑轮66b上产生图5所示的变形、即越从次滑轮70远离则第一滑轮槽80越宽于通常的位置的变形的情况下,在图10中的现有技术的端面上,外周侧端面104与环状连接面106之间的脊线将局部性地与缸体座100接触,从而在接触部分上会产生较大的接触面压力(MPa)。

[0042] 本实施例的图6的放大图B2与图10的放大图B1的区别在于,在外周侧端面104与环状连接面106之间具有以大致R2的曲率而形成的R倒角部110,除了R倒角部110以外,放大图B2具有与放大图B1相同的断面形状。在由于从主滑轮66向次滑轮70传递的传递转矩较大等理由而使固定滑轮66a与可动滑轮66b上产生图5所示的变形的情况下,通过使图6中的外周侧端面104与环状连接面106的边界即R倒角部110具有预定的曲率半径R2,从而使与缸体座100接触的接触部分的面积与放大图B1的断面形状相比而扩大,进而使接触面压力减少。通过使接触面压力减少从而能够使相互接触的缸体座100与可动滑轮66b的外周侧端面104的磨损减少并且使变速比 γ_{cvt} 的变动减少。另外,虽然设为了R倒角部110具有预定的曲率半径R2,但是并不特别拘泥于此,在固定滑轮66a与可动滑轮66b上产生了图5所示的变形的情况下,只要以能够减少外周侧端面104的与缸体座100接触的接触面压力的曲线或由多个面而构成的多边形等来形成即可。

[0043] 图7为对外周侧端面104与环状连接面106的边界上没有R倒角部110的情况(在图7中记载为“没有R”)以及外周侧端面104与环状连接面106的边界上具有R倒角部110的情况(在图7中记载为“追加R”)下的接触面压力进行比较的图。作为横轴示出的相位(deg)表示主滑轮66的旋转角(旋转相位),并且将距与主滑轮66成为一对的次滑轮70最远的角度设为 0° 以及 360° 、并将距次滑轮70最近的角度设为 180° ,而示出了从外周侧端面104向缸体座100施加的圆周方向上的接触面压力的分布的一个示例。接触面压力为通过面压力传感器

而被测量出的值,并且在通过传动带72向主滑轮66施加了相同的力的条件下被测量。关于在该测量条件下的接触面压力,在外周侧端面104与环状连接面106的边界没有R倒角部110的情况下,与具有R倒角部110的情况相比,示出了1.6倍到1.8倍左右的值,因此能够通过具有R倒角部110而减少相互接触的缸体座100与可动滑轮66b的外周侧端面104的磨损,进而抑制了变速比 γ_{cvt} 的变动。此外,在径向的接触面压力中,最大的 0° 或 360° 即距与主滑轮66成为一对的次滑轮70最远处的位置的接触面压力与 180° 即距次滑轮70最近的位置的接触面压力相比,示出了3.8倍至4.1倍左右的值,因此在主滑轮66距次滑轮70最远的位置处相互接触的缸体座100与可动滑轮66b的外周侧端面104磨损变大。

[0044] 根据本实施例,在能够在无级变速器24的滑轮轴78的轴向上进行相对移动的可动滑轮66b的轴向外侧的端部处,具有在内径侧被加工有倒角的内周侧端面108、自内周侧端面108起向径向外侧以及轴向外侧形成的外周侧端面104、对内周侧端面108和外周侧端面104进行连接的环状连接面106、以及将外周侧端面104的内周缘设为R形的R倒角部110。即使在从主滑轮66向次滑轮70传递的传递转矩变大,并且随着距离次滑轮70越远而在固定滑轮66a与可动滑轮66b上形成第一滑轮槽80与通常的位置相比而扩展的变形的情况下,也能够通过在外周侧端面104的内周缘形成设为R形的R倒角部110而减轻从外周侧端面104向缸体座100施加的接触面压力,从而抑制外周侧端面104以及缸体座100的磨损,由此,也抑制了变速比 γ_{cvt} 的变动。此外,通过减轻磨损而容许更强的对带施加的夹压力,并且能够使固定滑轮66a以及固定滑轮66b的锥面82、94的角度与现有技术相比而减小以及使可动滑轮66b的轴向尺寸与现有技术相比而缩短,由此还能够实现无级变速器24的小型化。

[0045] 接下来,对本发明的其他的实施例进行说明。另外,在以下的说明中,对与前述的实施例共同的部分标注相同的符号并省略说明。

[0046] 图8为仅图示了作为旋转轴的第一轴RC1的上侧的主滑轮66的剖视图。在图3所示的主滑轮66中,滑轮轴78和可动滑轮66b通过具有渐开线曲线的彼此的槽、即通过渐开线花键而被花键嵌合(卡合)。另一方面,在图8中,在滑轮轴78和可动滑轮66b上形成有半月圆的截面形状的槽,槽的内部封入有由钢球组成的多个滚珠,从而在径向上实施转矩传递并且通过在轴向上具有较高的滑动能力的滚动花键来实施花键嵌合、即滚动花键嵌合。除此之外,也可以作为多个滚珠的替代而使轴套形的滚筒在轴套的轴向上于上述槽的内部进行滑动从而实施花键嵌合即滚筒轴花键嵌合。通过采用这种方式,从而能够确保与滑轮轴78一体形成的固定滑轮66a、以及可动滑轮66b不能进行围绕第一轴RC1的相对旋转而能够在滑轮轴78的轴向上进行良好的相对移动。

[0047] 进一步地,对本发明的其他的实施例进行说明。另外,在以下的说明中,对与前述实施例共同的部分标注相同的符号并省略说明。

[0048] 图9为从缸体座100侧观察轴套部88的图,在外周侧端面104内设定有形成R倒角部110的范围。将轴套部外周面88o即外周侧端面104的外径与轴套部内周面88i即内周侧端面108的内径的中央值设为中央线88c,仅在中央线88c与轴套部内周面88i之间的范围、即轴套部88的环状的端面102的外径与内径之差的一半以下的内径侧的区域内形成R倒角部110。通过采用这种方式,即使因传动转矩变大而产生使固定滑轮66a和可动滑轮66b在与第一轴RC1平行的方向上扩展的力,但由于以被限制在预定的范围内的方式而形成了R倒角部110,因此也切实地确保了缸体座100与外周侧端面104的接触面积。由此使接触部处的平均

面压力降低,从而抑制了由于缸体座100和外周侧端面104的接触所导致的磨损,通过抑制磨损还会使变速比的变动减少。并且,通过抑制由于缸体座100与外周侧端面104的接触所导致的磨损,从而能够使锥面82、94的角度与现有技术相比而减小以及使可动滑轮66b的轴向尺寸与现有技术相比而缩短,由此也能够实现无级变速器24的小型化。

[0049] 虽然以上基于附图而对本发明的实施例进行了详细说明,但本发明也能够应用在其他的方式中。

[0050] 例如,虽然在前述的实施例中设置为,在主滑轮66的可动滑轮66b的外周侧端面104上具有R倒角部110,但是并不局限于主滑轮66上,也可以在次滑轮70的可动滑轮70b的外周侧端面104上具有R倒角部110,由此,也能够期待在次滑轮70上产生与主滑轮66同样的效果。

[0051] 此外,虽然在前述的实施例2、3中均使用主滑轮66进行了说明,但并不特别限定于主滑轮66,也能够应用于次滑轮70。

[0052] 而且,虽然在前述的实施例中,缸体座100与外周侧端面104接触并且发挥作为止动部件的功能,但并不特别限定于缸体座100,作为止动部件,也可以使用在第一轴RC1方向上作为位置固定用的部件而发挥功能的部件、例如液压缸66c、70c等。

[0053] 虽然前述的实施例的无级变速器24为通过传动带72而使动力被传递的装置,但未必限定于传动带,只要是例如链条等能够卷挂各滑轮上的结构则并不特别限定。

[0054] 并且,虽然在前述的实施例中,固定滑轮66a与滑轮轴78一体地形成,但并不特别需要一体成型,只要能够确保刚性,则也可以是通过机械性的方法而一体地形成的结构。

[0055] 上述方式只不过是一种实施方式,本发明能够基于本领域技术人员的知识而以施加了各种变更、改良的方式来实施。

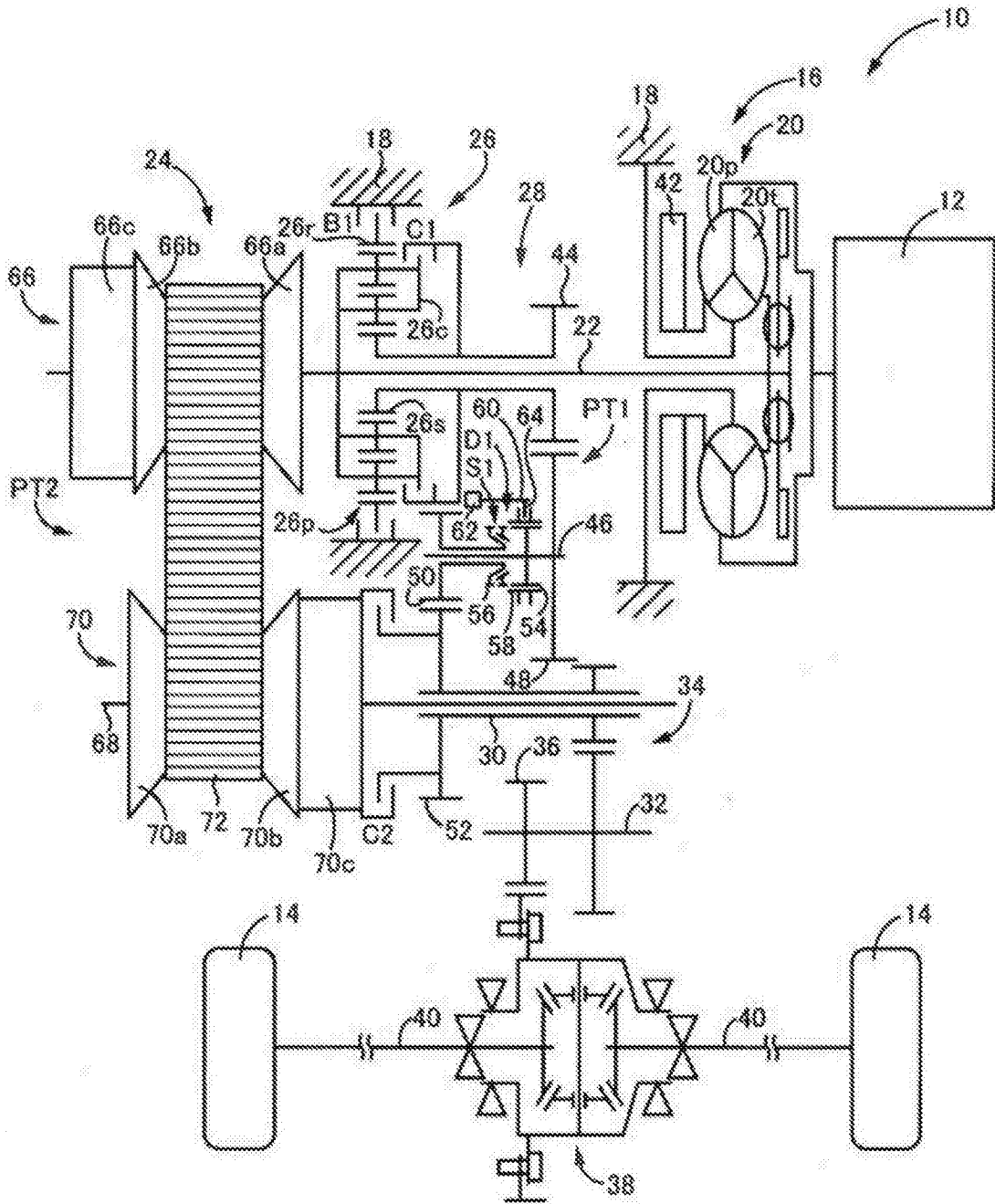


图1

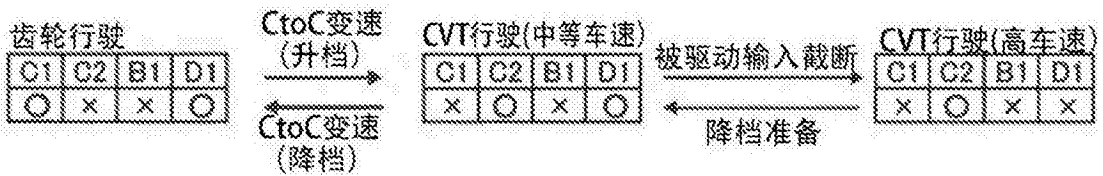


图2

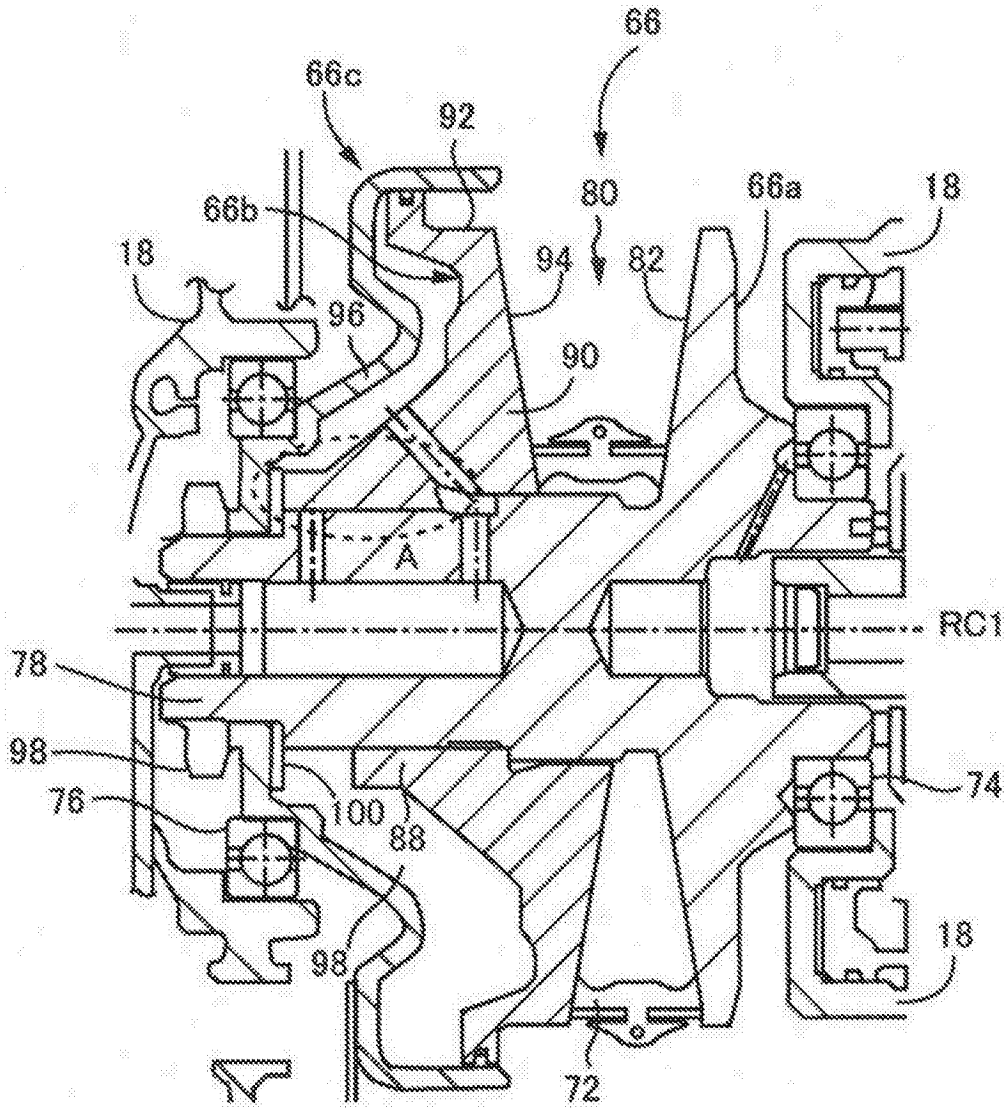


图3

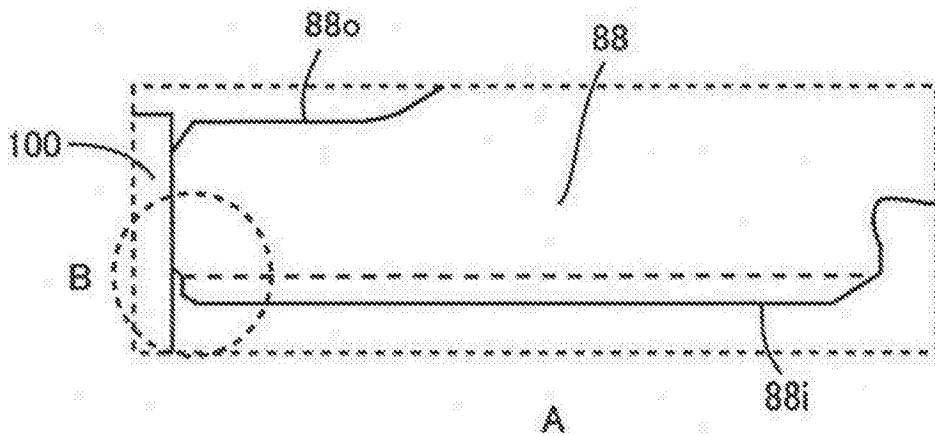


图4

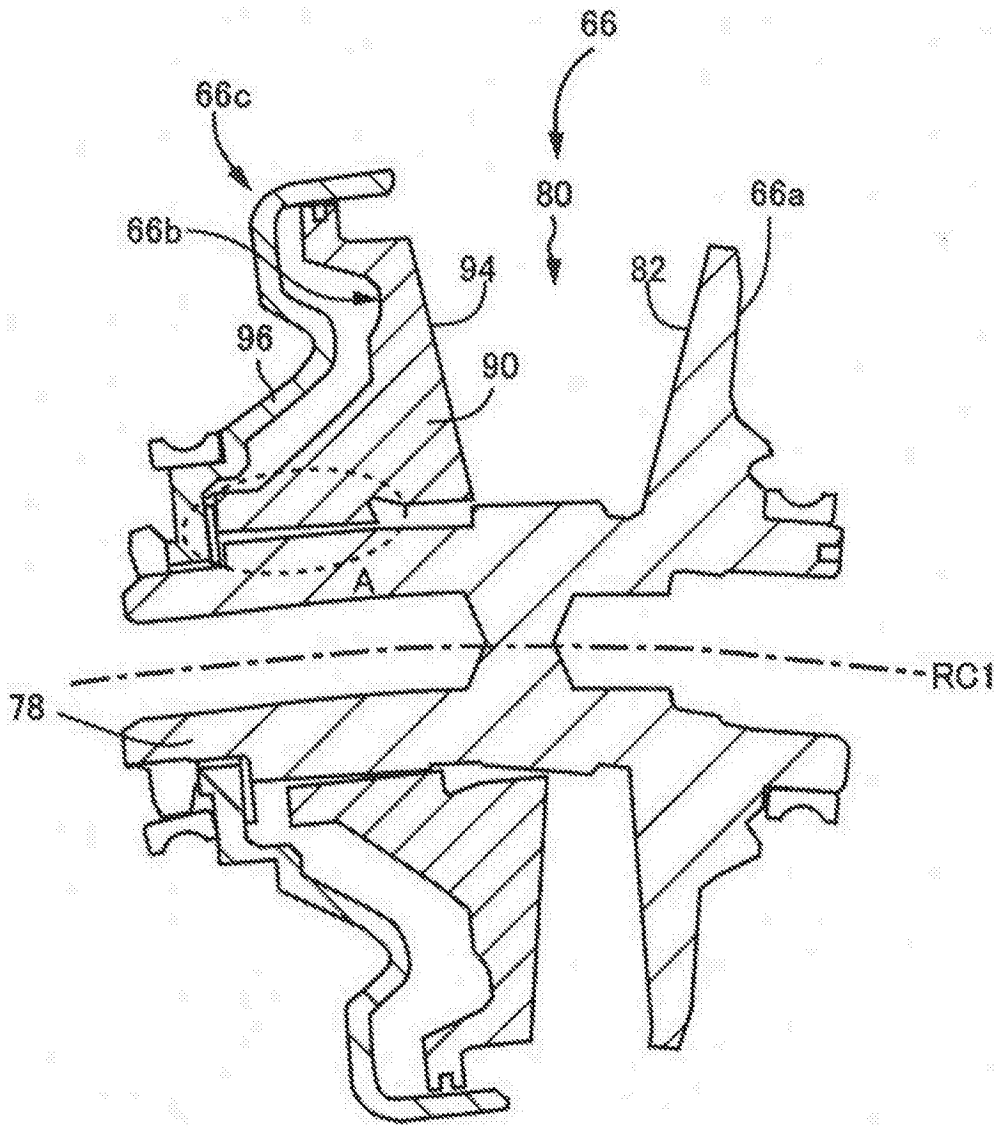


图5

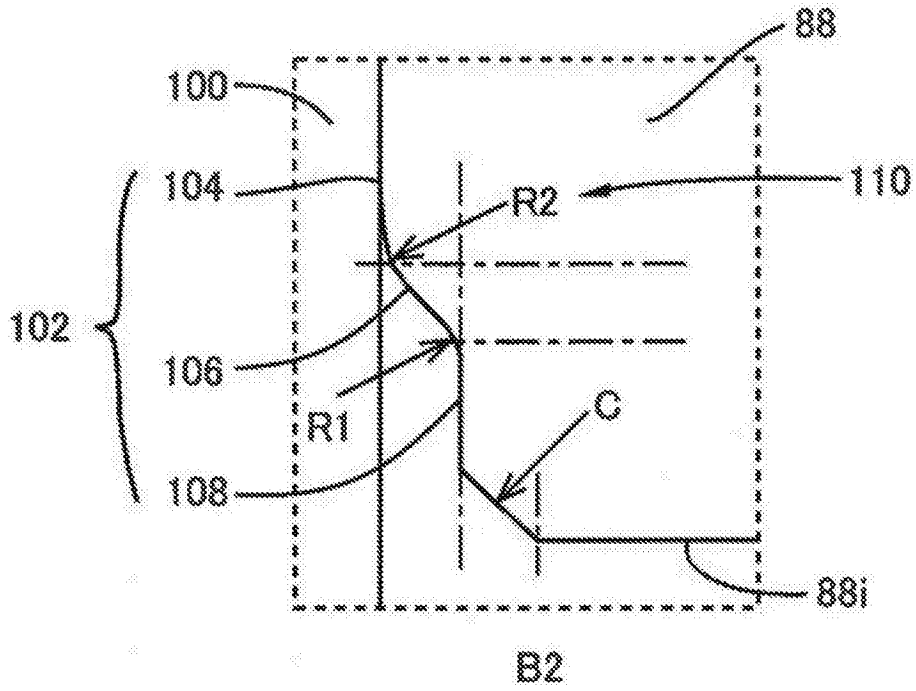


图6

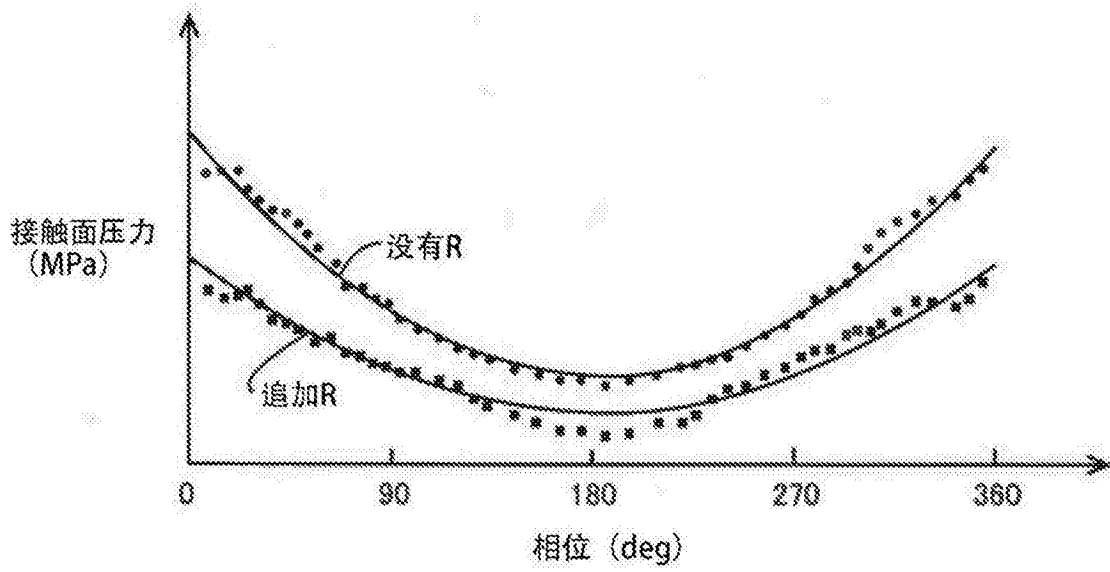


图7

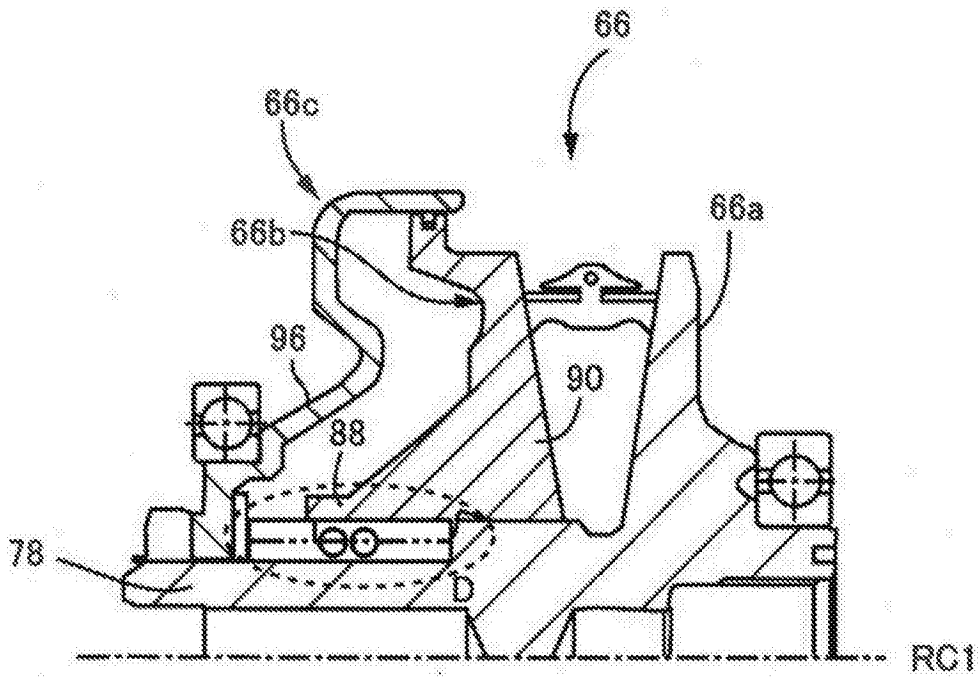


图8

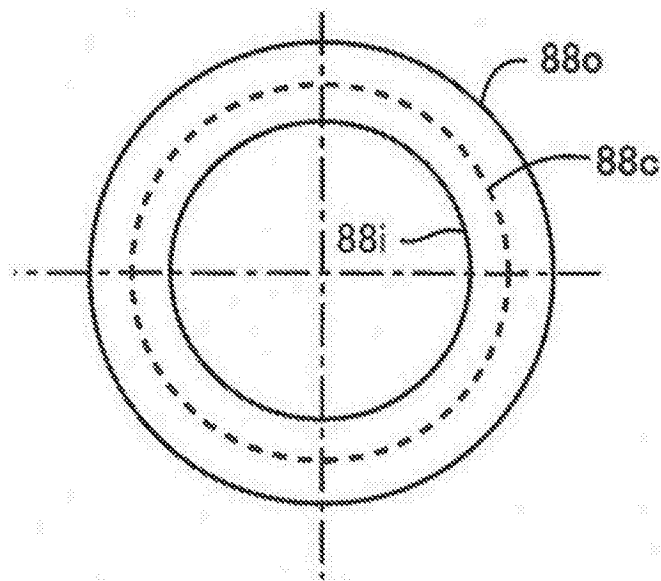


图9

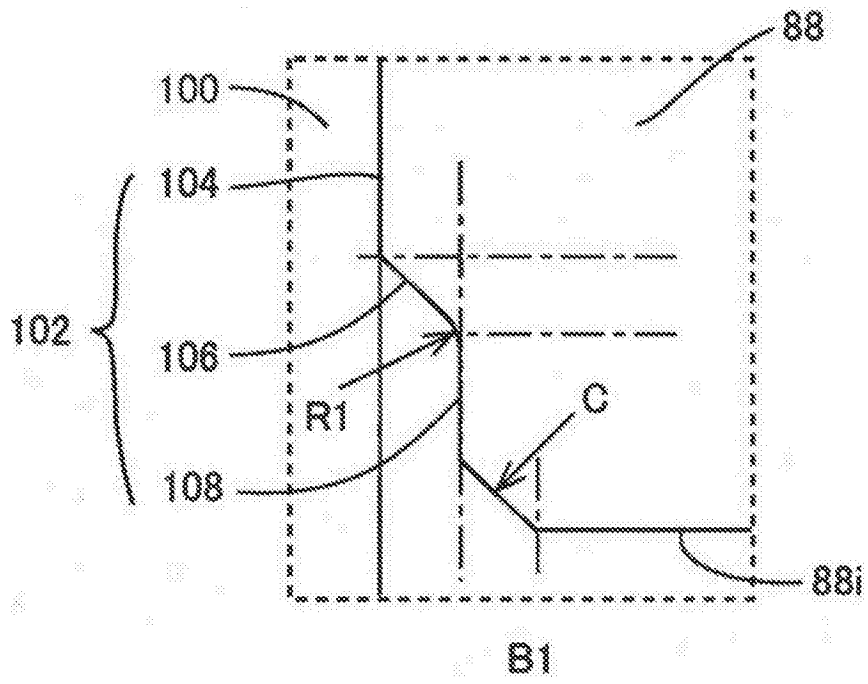


图10