

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 03820995.0

[51] Int. Cl.

F16C 33/78 (2006.01)

F16C 19/18 (2006.01)

F16C 25/06 (2006.01)

B60B 35/18 (2006.01)

[45] 授权公告日 2009 年 9 月 16 日

[11] 授权公告号 CN 100540928C

[22] 申请日 2003.8.29 [21] 申请号 03820995.0

[30] 优先权

[32] 2002. 9. 6 [33] JP [31] 261194/2002

[86] 国际申请 PCT/JP2003/011113 2003.8.29

[87] 国际公布 WO2004/022992 日 2004.3.18

[85] 进入国家阶段日期 2005.3.4

[73] 专利权人 日本精工株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 坂本润是

[56] 参考文献

CN1284614A 2001.2.21

CN1357693A 2002.7.10

JP10-252762A 1998.9.22

JP2001-221243A 2001.8.17

JP2002-227858A 2002.8.14

审查员 王冬杰

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 王 冉 王景刚

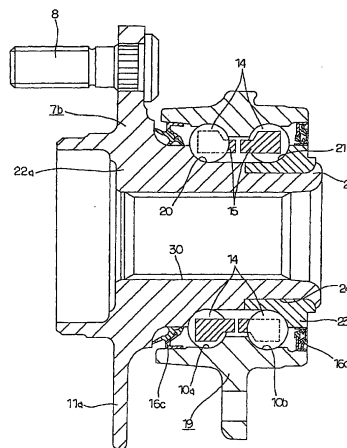
权利要求书 1 页 说明书 16 页 附图 8 页

[54] 发明名称

轮支持滚动轴承单元

[57] 摘要

一种用于支持轮的滚动轴承单元，其中安装有滚珠(14, 14)的空间的两端的开口由密封环(16c, 16d)封闭，各密封环具有两个或者三个密封唇，将根据预载荷改变的滚动阻力限制在 0.15 到 0.45N·m 的范围内，并且基于密封唇及其对应面之间的摩擦将密封环(16c, 16d)总的运转阻力限制在 0.06 到 0.4N·m 的范围内。



1、一种轮支持滚动轴承单元，包括：

在使用中支持/固定到悬架系统上的静止侧滚道圈；

在使用中用于支持/固定轮的转动侧滚道圈；

多个设置在静止侧滚道圈和转动侧滚道圈之间的滚珠，各个滚珠具有圆弧截面形状，并且位于静止侧滚道圈和转动侧滚道圈的彼此相对的周面之间；以及

一对密封环，所述密封环用于密封在静止侧滚道圈和转动侧滚道圈的彼此相对周面之间的空间的两端部分上的开口部分，在该空间内设置所述滚珠；

其中，静止侧滚道圈和转动侧滚道圈中沿径向位于内部的滚道圈由主轴元件和内圈构成；该主轴元件具有沿轴向直接形成于外周面的中间部分上的第一内圈滚道，和沿轴向形成于外周面的一端部上的小直径阶梯部分，所述第一内圈滚道用作转动侧滚道面；并且，位于一外周面上的所述内圈装配/固定到所述小直径阶梯部分上，作为转动侧滚道面的第二内圈滚道由该外周面形成，

所述一对密封环具有两个或三个密封唇，其分别由弹性材料形成，并且各个密封唇的顶端边缘与对应面滑动接触，

其中将向滚珠施加预载荷的轴向载荷设定为 1.96 到 4.9kN，

将刚度系数设定为 0.09 或更大，

基于所述为两密封环设置的密封唇和对应面之间的摩擦以 200min^{-1} 的速度使静止侧滚道圈和转动侧滚道圈相对转动所需的扭矩被设定为 0.06 到 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ ，和

基于各滚珠的滚动阻力以 200min^{-1} 的速度使静止侧滚道圈和转动侧滚道圈相对转动所需的扭矩被设定为 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 。

2、如权利要求 1 所述的轮支持滚动轴承单元，其中，所述内圈在一个端面被填塞部分施压，该填塞部分通过将所述主轴元件的一端部沿径向向外弹性变形而形成。

轮支持滚动轴承单元

技术领域

本发明涉及将车轮可转动地支持在车辆(汽车)悬架系统上的轮支持滚动轴承单元中的改进。

背景技术

作为轮支持滚动轴承单元,例如 JP-A-2001-221243 提出了如图 10 和 11 所示的结构。以下首先说明图 10 所示的第一示例的结构。构成车轮的轮 1 通过轮支持滚动轴承单元 2 可转动地支持在构成悬架系统的轴 3 的端部上。更具体地,内圈 5、5 装配到固定于轴 3 端部的支撑轴 4 上,该内圈作为构成轮支持滚动轴承单元 2 的静止侧滚道圈(raceway ring),然后利用螺母 6 固定内圈 5、5。同时,轮 1 通过多个双头螺栓 8、8 和螺母 9、9 配合/固定到轮毂 7 上,该轮毂作为构成轮支持滚动轴承单元 2 的转动侧滚道圈。

分别用作转动侧滚道面的双列外圈滚道 10a、10b 形成在轮毂 7 的内周面上,在该轮毂的外周面上形成装配凸缘 11。构成制动系统的轮 1 和鼓 12 通过双头螺栓 8、8 和螺母 9、9 配合/固定到该装配凸缘 11 的一个侧面上(在第一示例中是外侧面,图 10 和 11 所示的左侧面)。

滚珠 14、14 可转动地设置在外圈滚道 10a、10b 和内圈滚道 13、13 之间,该内圈滚道形成在内圈 5、5 的外周面上,分别用作静止侧滚道面,对应的内外滚道和滚珠处于使滚珠 14、14 分别保持在保持架 15、15 中的状态。通过以这种方式互相组合对应组成元件,构成具有背对背布置的双列角接触滚珠轴承,从而可转动地绕内圈 5、5 支持轮毂 7,从而承受径向载荷和推力载荷。在这种情况下,在轮毂 7 两端的内周面和内圈 5、5 端部的外周面之间设置密封环 16a、16b,用以将其中设置滚珠 14、14 的空间与外部空间隔离。此外,用盖 17 覆盖轮毂 7 外端(此处,“轴向外侧”指的是当该轮毂装配到车辆上时轮毂在宽度方向上的外侧。类似地,“内侧”指的是中间部分上的轮毂在宽度方向上的内侧)的开口部分。

如图 10 所示,当使用上述轮支持滚动轴承单元 2 时,其上装配并固定

内圈 5、5 的支撑轴 4 被固定到轴 3 上，其上固定轮胎(未示出)的轮 1 和鼓 12 也固定到轮毂 7 的装配凸缘 11 上。此外，通过将鼓 12、轮缸和支持在固定于轴 3 端部的背板 18 上的制动蹄(shoe, 未示出)组装在一起，构成制动鼓刹。制动时，设置在鼓 12 的内径侧上的一对制动蹄被推向鼓 12 的内周面。

接下来，描述图 11 所示现有技术的第二示例的结构。在这种轮支持滚动轴承单元 2a 中，作为转动侧滚道圈的轮毂 7a 被多个滚珠 14、14 支持在作为静止侧滚道圈的外圈 19 的内径侧上。所以，作为静止侧滚道面的双列外圈滚道 10a、10b 分别设置在外圈 19 的内周面上，作为转动侧滚道面的第一和第二内圈滚道 20、21 分别设置在轮毂 7a 的外周面上。

该轮毂 7a 通过组合轮毂主体 22 和内圈 23 而构成，其中轮毂主体 22 作为主轴元件。用以支持轮的装配凸缘 11a 设置到轮毂主体 22 的外周面的外端部上，第一内圈滚道 20 设置到轮毂主体 22 的中间部分上，此外小直径阶梯部分 24 形成到靠近内端的轮毂主体 22 中间部分上，其中，该小直径阶梯部分 24 的直径小于第一内圈滚道 20 形成于其中的那一部分的直径。然后，将内圈 23 装配到小直径阶梯部分 24 上，其中，具有圆弧剖面形状的第二内圈滚道 21 设置到该内圈 23 的外周面上。此外，内圈 23 的内端面被填塞部分(caulking portion)25 施压，该填塞部分 25 通过使轮毂主体 22 的内端面沿径向向外变形形成。从而使内圈 23 固定到轮毂主体 22 上。进一步地，密封环 16c、16d 分别设置在位于一端部上的外圈 19 内周面和轮毂 7a 中间部分的外周面之间以及位于另一端部上的外圈 19 内周面和内圈 23 的内端部的的外周面之间。所以，其中设置滚珠 14、14 的空间与外圈 19 的内周面和轮毂 7a 的外周面之间的外部空间隔离开。

在如图 11 所示的轮支持滚动轴承单元 2a 的情况下，由于第一内圈滚道 20 直接形成在轮毂主体 22 的中间部分的外周面上，所以能够提高刚度。换言之，设置在轮支持滚动轴承单元的中间部分中的第一内圈滚道可以形成在作为轮毂主体的一个单独部分的内圈的外周面上，然后将该内圈装配/固定到轮毂主体上。在这种情况下，如图 11 所示，除非内圈装配到轮毂主体内的余量(inference)增加，否则刚度下降，这不同于第一内圈滚道 20 直接形成在轮毂主体 22 的中间部分的外周面上的情况。将内圈作为单独部分从轮毂主体的内端部装配到中间部分并且同时保持较大的余量是很麻烦的。相比之下，如图 11 所示，通过使用第一内圈滚道 20 直接形成在轮毂主体 22 的中

间部分的外周面上的结构,可以不麻烦地构造出具有较高刚度的轮支持滚动轴承单元 2a。

在上述 JP-A-2001-221243 提出的轮支持滚动轴承单元 2(或 2a)的情况下,不可避免的是,由于存在用于关闭其中设置有滚珠 14、14 的内部空间的两端上的开口部分的密封环 16a、16b(或 16c、16d),故转动轮毂 7(或 7a)所需要的扭矩(轮支持滚动轴承单元的运转阻力)增大。结果,由于装有该轮支持滚动轴承单元的车辆行驶性能(running performance)、主要是加速性能和耗油性能变差,因此考虑到近来的节能趋势,希望能够改进行驶性能。JP-A-8-319379 公开了一种用来减小密封元件和对应元件(counter member)的滑动部分之间的滑动阻力的技术,其通过将浸润有润滑剂的塑性精细颗粒混入构成密封元件的橡胶成分中减小滑动阻力。但是,JP-A-8-319379 并没有给出通过将上述橡胶成分应用到轮支持滚动轴承单元中而得到作为整体的高性能结构的描述。

此外,对于通过减小密封环形成部分的阻力来减小滚动轴承单元的运转扭矩的结构,在例如 JP-A-10-252762 提出的现有技术中,提出一种密封唇的余量的改进。

在轮支持滚动轴承单元作为本发明主题的情况下,即使应该减小运转扭矩,但是仍然需要一种能够保持轮支持刚度以确保可控性同时还能够防止外来物进入滚动轴承单元的内部空间来确保滚动轴承的单元的耐用性的结构。换言之,必须通过提高滚动轴承单元的刚度来确保支持刚度,以确保可控性,不过,如果增加施加到相应滚动元件上的预载荷以提高刚度,则相应滚动元件的滚动阻力也增加,从而不会降低运转扭矩。此外,在仅考虑到降低密封环的滑动阻力的情况下,不能充分地防止外来物进入滚动轴承单元的内部空间,因此不能充分地确保耐用性。

考虑到上述情况作出根据本发明的轮支持滚动轴承单元,并用于实现一种具有高刚度、优良耐用性和低运转扭矩的结构。

发明内容

本发明的轮支持滚动轴承单元包括静止侧滚道圈、转动侧滚道圈、多个滚珠和密封环,这与上述现有技术中已知的轮支持滚动轴承相同。

在使用中该静止侧滚道圈被支持/固定在悬架系统上。

在使用中该转动侧滚道圈支持/固定在轮上。

多个滚珠设置在静止侧滚道圈和转动侧滚道圈之间，各个滚珠具有圆弧剖面形状，并且位于静止侧滚道圈和转动侧滚道圈的彼此相对周面之间。

一对密封环密封位于在静止侧滚道圈和转动侧滚道圈的彼此相对周面之间的空间的两端部上的开口部分，在该空间内设置所述滚珠。

静止侧滚道圈和转动侧滚道圈中沿径向位于内部的滚道圈由主轴元件和内圈构成。该主轴元件具有沿着轴向直接形成在外周面的中间部分内的第一内圈滚道，其用作转动侧滚道面，该主轴元件还具有沿着轴向形成在外周面的一个端部上的小直径阶梯部分。此外，一外周面上的内圈装配/固定到该小直径阶梯部分上，作为所述转动侧滚道面的第二内圈由所述外周面形成。

此外，该对密封环具有分别由弹性材料形成的两个或三个密封唇以及各个密封唇顶端边缘与对应表面滑动接触。

具体地，在本发明的轮支持滚动轴承单元中，将用于在滚珠上施加预载荷的轴向载荷设定为 1.96-4.9kN。

此外，将刚度系数设定为 0.09 或更大。

此外，在两个密封环中，将基于为两个密封环设置的密封唇和对应表面之间的摩擦使静止侧滚道圈相对转动侧滚道圈以 200min^{-1} 转动所需的扭矩设定成总量为 0.06 到 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ 。

此外，将基于各滚珠的滚动阻力使静止侧滚道圈相对转动侧滚动圈以 200min^{-1} (200RPM) 转动所需的扭矩设定为 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 。

在本说明书中提出的刚度系数指的是轮支持滚动轴承单元的刚度 $R[\text{kN}\cdot\text{m}/\text{deg}]$ 相对该轮支持滚动轴承单元的径向动态额定载荷 $Cr[\text{N}]$ 的比值 (R/Cr)。在这种情况下，当动量载荷在构成轮支持滚动轴承单元的静止侧滚道圈固定的前提下作用到转动侧滚道圈上时，该刚度 R 由两个滚道圈之间的倾斜角度指代。例如，该刚度如图 12 所示地测出。在这种情况下，图 12 示出测量如上图 11 所示的轮支持滚动轴承单元 2a 的刚度的条件。

在该测量操作中，作为静止侧滚道圈的外圈 19 紧固到固定座 26 的上表面上，杠杆板 27 的基端部(图 12 的左端部)配合/固定到作为转动侧滚道圈的轮毂 7a 的装配凸缘 11a 上。然后，将载荷施加到距离轮毂 7a 的转动中心 L 的部分上，该距离对应于轮胎的转动半径，该载荷例如作用在杠杆板 27 的上表面上，从而通过该杠杆板 27 在轮毂 7a 上施加 $1.5\text{kN}\cdot\text{m}$ 的动量载荷。由

于轮毂 7a 基于该动量载荷相对外圈 19 倾斜,将该倾斜角度作为装配凸缘 11a 的卡装面 29 相对固定座 26 的上表面 28 的倾斜角度[deg]加以测量。然后,通过用该倾斜角度除动量载荷($1.5\text{kN}\cdot\text{m}$)得到刚度 $R[\text{kN}\cdot\text{m}/\text{deg}]$ 。然后,用轮支持滚动轴承单元 2a 的径向动态额定载荷 $Cr[\text{N}]$ 除所述刚度 R ,从而得到所述刚度系数。

在如上构造的本发明轮支持滚动轴承单元的情况下,可以明显地减小运转扭矩,同时确保必须的刚度和耐用性。

首先,由于用于为滚珠施加预载荷的轴向载荷被调整到 1.96 到 4.9kN 的范围内,因此可以充分减小运转扭矩,同时确保刚度和耐用性。如果该轴向载荷低于 1.96kN,则预载荷不够,随之轮支持滚动轴承单元的刚度变得不够。从而,包括该轮支持滚动轴承单元的车辆的可控性变差。

相比之下,如果轴向载荷超过 4.9kN,则预载荷过大(滚动接触部分的接触压力过量地增大),随之轮支持滚动轴承单元的滚动阻力(运转扭矩)过量地增大。然后,滚动接触部分处的热量值变得过大,并且轮支持滚动轴承单元内的温度显著上升。所以,密封在轴承单元内的油脂易于快速劣化。结果,轮支持滚动轴承单元的耐用性降低。此外,作为滚动接触部分的接触压力过量增加的结果,静止侧滚道圈、转动侧滚道圈和滚珠的滚动接触面的滚动疲劳周期缩短,从而降低了轮支持滚动轴承单元的耐用性。

相比之下,在本发明的情况下,由于用于为滚珠施加预载荷的轴向载荷被调整在 1.96 到 4.9kN 的范围内,因此可以充分地减小运转扭矩,同时确保刚度和耐用性。

此外,由于刚度系数被设定在 0.09 或更大,可以确保包括该轮支持滚动轴承单元的车辆的可控性,同时保持该轮支持滚动轴承单元的刚度。反之,如果刚度系数小于 0.09,则可控性变差。

在此,由于优选地从确保可控性的角度考虑将刚度系数设定为较高,所以没有具体限定上限值。如果需要满足其它要求,则可以采用任何合适的高数值的刚度系数。同时,作为一种提高刚度系数的常规手段,应该增大所述预载荷的值,或者增大滚珠的间隙直径(pitch diameter)或沿着轴向设置在双列滚珠之间的间隙。

在这种情况下,如上所述,预载荷的增加有一个极限值。此外,从减小尺寸和重量的角度出发,间隙直径和轴向间隙的增加有极限值。所以,当该

轮支持滚动轴承单元由常规钢铁材料制成时(外圈和轮毂由 S53C 制成,而内圈和滚珠由 SUJ2 制成),刚度系数的上限变为约 0.18。在这种情况下,当轮支持滚动轴承单元的部分(例如滚珠)或全部组成元件由陶瓷制成时,除非预载荷和间隙直径和轴向间隙增加,否则刚度系数增加。所以,在这种情况下,刚度系数可以增加超过 0.18。

此外,由于基于分别为两个密封环设置的多个密封唇和对应表面之间的摩擦以 200min^{-1} 相对转动静止侧滚道圈和转动侧滚道圈所需的扭矩被设定在 0.06 到 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ 之间,所以可以明显地降低运转扭矩,同时确保该轮支持滚动轴承单元的耐用性。

即,作为本发明人的实验结果,应该理解,在密封唇数目设置在二个到三个的范围内,可以基于两个密封环的运转阻力的大小总量决定密封性能的可靠性,而无需考虑密封环的结构。当然,从确保具有小运转阻力的密封环的密封性能的方面考虑,将一对密封环之间的运转阻力之差变小是很重要的。从该角度出发,对于具有小运转阻力的密封环而言,必须确保运转阻力为 $0.03\text{N}\cdot\text{m}$ 或更大。此外,还应该理解,如果将具有小运转阻力的密封环的运转阻力设定为 $0.03\text{N}\cdot\text{m}$ 或更大并且将一对密封环的总运转阻力设定为 $0.06\text{N}\cdot\text{m}$ 或更大,则可以得到所需的密封性能。

在本发明的轮支持滚动轴承单元的情况下,由于可以确保 $0.06\text{N}\cdot\text{m}$ 或更大的扭矩,因此可以通过足够地保持构成密封环密封唇的顶端和对应表面之间的滑动接触部分的接触压力来充分确保由密封环得到的密封性能。结果,通过有效地防止例如泥水等外来物进入轮支持滚动轴承单元内部,可以确保该轮支持滚动轴承单元的耐用性。反之,如果密封唇的顶端和对应表面之间的滑动接触部分的接触压力将扭矩减小到小于 $0.06\text{N}\cdot\text{m}$,则防止外来物进入的功能变得不够,并因此降低了轮支持滚动轴承单元的耐用性。

相比之下,如果扭矩超过 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$,则难以将作为整体的轮支持滚动轴承单元的运转扭矩控制得足够低($0.85\text{N}\cdot\text{m}$ 或更小)。

相反,在本发明的情况下,由于基于密封唇和对应表面之间的摩擦以 200min^{-1} 相对转动静止侧滚道圈和转动侧滚道圈所需的扭矩被设定在 0.06 到 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ 之间,因此可以减小运转扭矩,同时确保耐用性。

此外,由于基于滚珠的滚动阻力以 200min^{-1} 相对转动静止侧滚道圈和转动侧滚道圈所需的扭矩被设定在 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 之间,可以将作为整体的轮

支持滚动轴承单元的运转扭矩控制得足够低($0.85\text{N}\cdot\text{m}$ 或更小), 同时确保可控性和耐用性。

如果将扭矩减小到小于 $0.15\text{N}\cdot\text{m}$, 则如上所述, 预载荷必须很大程度地减小, 并且轮支持滚动轴承单元的刚度不够。所以, 包括该轮支持滚动轴承单元的车辆的可控性变差。

相比之下, 如果将扭矩增大到超过 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$, 则带来预载荷的增大。所以, 如上所述, 由于滚动接触部分处的热量值上升而导致的油脂劣化和滚动疲劳周期的下降, 轮支持滚动轴承单元的耐用性降低。此外, 难以将作为整体的轮支持滚动轴承单元的运转扭矩控制得足够低。

相比之下, 在本发明的情况下, 由于基于滚珠的滚动阻力以 200min^{-1} 相对转动静止侧滚道圈和转动侧滚道圈所需的扭矩被设定在 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 之间, 所以可以减小运转扭矩, 同时确保可控性和耐用性。

附图说明

图 1 是示出作为本发明主题的结构的第一示例的剖视图;

图 2 是示出作为本发明主题的结构第二示例的剖视图;

图 3 是示出作为本发明主题的结构第三示例的剖视图;

图 4 是示出可用于本发明的密封环具体结构的第一示例的局部剖视图;

图 5 是示出可用于本发明的密封环具体结构的第二示例的局部剖视图;

图 6 是示出可用于本发明的密封环具体结构的第三示例的局部剖视图;

图 7 是示出可用于本发明的密封环具体结构的第四示例的局部剖视图;

图 8 是示出可用于本发明的密封环具体结构的第五示例的局部剖视图;

图 9 是示出能够减小滑动阻力的结构的第一示例的局部剖视图;

图 10 是示出现有技术的轮支持滚动轴承单元的第一示例的剖视图, 该单元处于其被装配到悬架系统上的状态;

图 11 是示出现有技术的轮支持滚动轴承单元的第二示例的剖视图, 该单元处于其被装配到悬架系统上的状态; 以及

图 12 是示出测量轮支持滚动轴承单元刚度的条件的剖视图。

具体实施方式

首先, 下文将描述作为本发明主题的轮支持滚动轴承单元的结构三个

示例。在这种情况下,本发明具有如上述图 10 和 11 所示的结构,下文描述的第一和第二示例示出了将本发明应用于用以可转动地支持驱动轮(FR 汽车的后轮,FF 汽车的前轮,4WD 汽车的所有轮)的情况。当轮支持滚动轴承单元被用于驱动轮时,本发明的重要性更加明显。其理由在于,在轮支持滚动轴承单元用于图 10 和 11 所示的从动轮(FR 汽车的前轮,FF 汽车的后轮)的情况下,通过利用盖 17 密封位于外径侧上的滚道圈(图 10 中的轮毂 7,图 11 中的外圈 19)的一端上的开口,可以省略一端侧上的密封环(16a、16d),因此能够仅仅设置一个产生滑动阻力的密封环,不过,在用于驱动轮的轮支持滚动轴承单元的情况下,需要两个密封环。

首先,与图 11 所示上述结构类似,图 1 所示第一示例通过多个滚珠 14、14 将作为转动侧滚道圈的轮毂 7b 支持在作为静止侧滚道圈的外圈 19 的内径侧上。在作为构成轮毂 7b 的主轴元件的轮毂主体 22 的中心部分形成键孔 30,附装到恒速接头(constant velocity joint)上的键轴(未示出)插入该键孔。此外,通过利用填塞部分 25 对内圈 23 的内端部分施压,将该内圈 23 固定到轮毂主体 22a 上,从而构成轮毂 7b,其中,该内圈装配到形成于轮毂主体 22a 的内端部分中的小直径阶梯部分 24 上,该填塞部分通过沿着径向使轮毂主体 22a 的内端部分向外弹性变形而形成。然后,通过在外圈 19 的一个端部上的内周面和轮毂主体部分 22a 的中间部分的外周面之间以及在外圈 19 的另一个端部上的内周面和内圈 23 的内端部的外周面之间分别设置密封环 16c、16d,将在外圈 19 的内周面和轮毂 7b 的外周面之间的空间与外部空间隔开,在该空间内设置滚珠 14、14。

在本发明被应用于这种结构的情况下,通过调整用于操作形成在轮毂主体 22a 的内端部上的填塞部分 25 的载荷,可以将向滚珠 14、14 施加预载荷的轴向载荷设定在 1.96 到 4.9 kN 的范围内。然后,以 200min^{-1} 转动位于外圈 19 内侧上的轮毂 7 所需的扭矩(滚动阻力)被设定在 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 的范围内。此外,刚度系数设定为 0.09 或更大。此外,两个密封环 16c、16d 的总运转阻力(扭矩)被调整在 0.06 到 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$ 的范围内。从而,可以通过两个密封环 16c、16d 防止例如泥水等外来物进入其中设置滚珠 14、14 的空间内。其他部分的结构与图 11 所示的类似。

接下来,在图 2 所示的第二示例的情况下,内圈 23 的内端面比轮毂主体 22b 的内端面更加向内突出,该内圈 23 装配在小直径阶梯部分 24 上,该

阶梯部分设置在作为主轴元件的轮毂主体 22b 的内端部上,从而和轮毂主体部分 22b 一起构成作为转动侧滚道圈的轮毂 7c。当组装到车辆上时,恒速接头(未示出)的外端面靠近内圈 23 的内端面,以防止内圈 23 从小直径阶梯部分 24 脱离。通过拧紧拧到键轴(未示出)外端部上的螺母而施加的扭矩,调整用于施加预载荷的轴向载荷。其他结构和图 1 所示第一示例的类似。

接下来,在图 3 所示第三示例的情况下,示出了本发明应用于以上如图 10 所示的转动地支持从动轮的轮支持滚动轴承单元的情况。在图 10 所示的上述结构中,一对内圈 5、5 通过拧到支撑轴 4a 的外端部上的螺母固定。相比之下,在本实施例中,第一内圈滚道圈 20 直接形成在作为主轴元件的支撑轴 4a 的中间部分上,此外通过用填塞部分 25 对内圈 5 的外端面施压来固定内圈 5,所述填塞部分通过使支撑轴 4a 的外端面沿着径向向外弹性变形而形成。在加工该填塞部分 25 时施加的载荷调整用于施加预载荷的载荷。其他部分的结构和操作与第一实施例和图 10 所示的结构相似。

接下来,参照图 4-8 描述可应用于本发明的密封环的具体结构的五个示例。图 4-7 所示的四个示例示出了可以分别在图 1 至 3 所示轮支持滚动轴承单元的第一至第三示例和先前结合图 11 解释的结构中用作内密封环 16b、16d 的结构。下面的说明将以本发明用于图 1 和 2 中的结构的情况为例。

首先,图 4 所示的第一示例是一种组合式密封环,其中,装配/固定到外圈 19(图 1 和图 2)的内端部中的外径侧密封环 31 和装配/固定到靠近内圈 23(图 1 和图 2)内端的一部分上的内径侧密封环 32 彼此结合在一起。该密封环总共有三个密封唇,即两个位于内径侧上,一个位于外径侧上。

接下来,图 5 所示的第二示例是一种组合式密封环,其中,装配/固定到外圈 19(图 1 和图 2)的内端部上的密封环 33 和装配/固定到位于内圈 23(图 1 和图 2)的内端附近的部分上的套环(slinger)34 彼此组合到一起。该密封环 33 具有三个密封唇。

接下来,图 6 所示的第三示例是一种组合式密封环,其中,与外圈 19(图 1 和图 2)的内端部的内周面配合的密封环 35a 和与内圈 23(图 1 和图 2)内端附近的一部分的外周面配合的密封环 35b 彼此组合在一起。在本示例的情况下,该密封环总共有三个密封唇,即两个位于与外圈 19 侧配合的密封环 35a 上,一个位于与内圈 23 侧配合的密封环 35b 上。

接下来,在图 7 所示的密封环中,为密封环 36 设置的两个密封唇的顶

端边缘与位于内圈 23(图 1 和图 2)附近的一部分的外周面接触, 其中所述密封环 36 装配到外圈 19(图 1 和图 2)的内端部中。在这种情况下, 图 7 所示密封环 36 还可以用来阻挡位于其中设置有滚珠的空间的外端侧上的开口部分。

接下来, 图 8 所示密封环 37 示出了一种能够用作密封环的结构, 该密封环设置在外圈 19(图 1 和图 2)的外端部或轮毂 7 的内端部(图 3)的内周面与轮毂主体 22a(图 1)、22b(图 2)和支撑轴 4a(图 3)的中间部分的外周面之间。在该密封环 37 中, 为能够装配/固定到外圈 19 的外端部中的中心杆设置三个密封唇, 这些密封唇的顶端边缘与装配凸缘 11a(图 1 至 3)的内侧面接触, 或者与将该内侧面和轮毂主体 22、22a 的外周面连续地连接的曲面接触。

通过将从图 4 至 8 中选取的一对密封环装配到构成图 1 至 3 所示的轮支持滚动轴承单元的外圈 19(图 1 和图 2)的外端部或轮毂 7 的内端部(图 3)的内周面和以下三种外周面之间, 而密封其中设置滚珠 14、14 的空间的两端部上的开口部分, 所述三种外周面分别是轮毂主体 22a(图 1)、22b(图 2)和支撑轴 4a(图 3)的中间部分的外周面, 内圈 23(图 1 和图 2)的内端部的外周面以及内圈 5 的外端部(图 3)的外周面。然后, 即使当任何密封环彼此组合在一起时, 例如可以通过后述的方法将两个密封环的总运转阻力调整在 0.06 到 0.4 N·m 的范围内。此外, 通过后述方法可以将具有低运转阻力的密封环的运转阻力降低, 但保持在 0.3 N·m 或更大。

针对这种情况, 在下文中描述例如方法(1)至方法(4), 当采用任何一种上述密封环时, 这些方法用来减小在密封环和对应元件之间实现相对转动所需的扭矩。这些方法可以单独使用或者结合使用。

(1)减小密封唇的厚度。

在这种情况下, 密封唇的刚度被降低, 然后密封唇顶端边缘和对应面之间的接触部分的接触压力被降低, 从而降低扭矩。

(2)在所述三个密封唇中, 基本消除最靠近用于设置滚珠的内部空间的密封唇的顶端边缘的干涉。

在这种情况下, 所涉及的密封唇和对应面构成迷宫密封。然后, 相关密封唇的摩擦阻力变为 0。

(3)由于密封唇由塑性材料构成, 使用摩擦阻力小于现在通常使用的丁腈橡胶的摩擦阻力的材料。

正如在上述专利文献 3(JP-A-8-319379)中提出的, 对于在这种情况下可

用的具有小摩擦阻力的弹性材料,可以使用通过将塑性精细颗粒混入构成密封元件的橡胶组分而形成的材料,所述塑性精细颗粒浸润有润滑剂。

(4)设计密封唇的剖面形状。

对于在这种情况下可用的剖面形状,可以考虑例如专利申请 No.2002-71338 公开的现有技术中的剖面形状。如图 9 所示,在本发明的结构中,三个密封唇 38a、38b 和 38c 中的密封唇 38b 的厚度从基端部分向中间部分逐渐变小,然后从中间部分向顶端部分逐渐增大。此外,密封唇 38b 的厚度在靠近顶端的一部分为最大。此外,该形状满足下式:

$$0.80d_1 \leq d_2 \leq 0.98d_1 \quad \text{以及} \quad 0.1S_2 \leq S_1 \leq 0.5S_2$$

其中, d_1 是密封唇 38b 的基端部分的厚度; d_2 是最小厚度部分的厚度,厚度在所述中间部分最小; S_1 是沿着轴向从基端部分向最小厚度部分延伸的一部分的截面积; S_2 是最小厚度部分向顶端边缘延伸的一部分的面积。

(示例)

接下来,在下文中解释用以检验本发明优点的实验的结果。在实验中,将从在图 4 到图 8 所示的五种密封环中选择的一种密封环组装到图 1 或者图 3 所示的轮支持滚动轴承单元中,随后获取两个密封环的运转阻力(密封扭矩)的总数值和密封性能之间的关系。通过调整密封环的干涉(弹性变形量)、密封唇的厚度、改变弹性材料和调整对应面的接触条件而调整密封扭矩。然后,分别针对上述五种密封环制造出六种密封扭矩在 0.01 到 0.10N·m 之间的密封环。然后,将各密封环装入图 1 至 3 所示的轮支持滚动轴承单元中,以便进行泥水进入测试。在该泥水进入测试中,在一个周期中,首先执行使密封环和具有对应面的元件相对转动的步骤,并同时向设置密封环的区域以 300cc/min 的速度倾倒泥水,并将上述操作持续 17 个小时,然后通过停止转动和停止倾倒泥水执行对相应区域干燥 3 小时的步骤。针对每种试样重复执行上述步骤 20 次。此外,通过注入粘度系数在 10 到 14cst(10×10^{-6} 到 14×10^{-6} m²/s)的油脂,对轮支持滚动轴承单元进行润滑。轮毂 7(或 7a)在 20°C 的环境下以 200min⁻¹ 的速度旋转。

表 1 中列出在这些条件下进行实验的结果。

表 1

密封扭矩[N·m]	④+⑧	④+⑦	⑤+⑧	⑤+⑦	⑥+⑧	⑥+⑦
0.01	×	×	×	×	×	×
0.03	○	×	Δ	×	×	×
0.05	○	Δ	○	Δ	Δ	Δ
0.06	○	○	○	○	○	○
0.08	○	○	○	○	○	○
0.10	○	○	○	○	○	○

表 1 中，圆圈内的数字表示分别对应密封环的附图号。例如，④表示图 4 所示的密封环，⑧表示图 8 所示的密封环，④+⑧表示图 4 所示密封环和图 8 所示密封环的组合。此外，标记×表示大量泥水进入其中密封有油脂的内部空间的情况，标记 Δ 表示少量泥水进入其中密封有油脂的内部空间的情况，标记○表示没有发现泥水进入的情况。基于上述实验结果应该理解，如果密封扭矩超过 0.03N·m，所有密封环都可以防止泥水进入。

接下来，参照表 2 至 5 描述第二到第五实验，通过将图 5 所示密封环和图 9 所示密封环装入图 8 所示的轮支持滚动轴承单元来执行所述实验，以了解密封扭矩(运转阻力)、用于施加预载荷的轴向载荷、滚动阻力和刚度系数对可控性、整体滚动轴承单元的运转扭矩和耐用性的影响。表 2 至 5 中，标记×表示在任何方面的实际应用中都出现问题的情况，标记 Δ 表示在任何方面的实际应用中出现少许问题的情况，标记○表示在任何方面都不出现问题的情况。其中，分别在相同的条件下将第二至第五实验执行三次。

首先，表 2 给出第二实验的结果，执行该实验以便了解密封扭矩对整体滚动轴承单元的运转扭矩和耐用性的影响。该实验在 200min⁻¹ 的转动速度下执行。

表 2

密封扭矩[N·m]	评 价		
0.01	×	×	×
0.03	×	Δ	×
0.05	○	○	○
0.06	○	○	○
0.10	○	○	○
0.35	○	○	○

0.40	○	○	○
0.55	×	×	×
0.70	×	×	×

通过表 2 的第二实验的结果可以理解，如果密封扭矩在 0.06 到 0.40N·m 的范围内，在整体滚动轴承单元的运转扭矩和耐用性两方面都可以得到令人满意的性能。相比之下，如果密封扭矩在 0.01N·m 到 0.03 N·m 的范围内，不能充分防止例如泥水等外来物进入其中设置滚珠 14、14 的内部空间，因此，在确保耐用性方面出现问题。相比之下，如果密封扭矩在 0.55N·m 到 0.70 N·m 的范围内，不能将整体滚动轴承单元的运转扭矩控制得足够低。在这种情况下，从表 2 给出其结果的第二实验的结果来看，当时密封扭矩是 0.05N·m 时，⑤+⑧的组合能够得到良好的性能。从表 1 给出其结果的第二实验结果来看，密封扭矩的下限是 0.06N·m。

接下来，表 3 给出第三实验的结果，执行该实验以便了解轴向载荷(预载荷)对滚动轴承单元的刚度和耐用性的影响。

表 3

预载荷[kN]	评 价		
0.49	×	×	×
0.98	×	Δ	Δ
1.96	○	○	○
2.94	○	○	○
3.92	○	○	○
4.90	○	○	○
5.88	Δ	Δ	Δ
6.86	×	Δ	×

通过表 3 给出的第三实验的结果可以理解，如果轴向载荷在 1.96 到 4.90 kN 的范围内，可以在滚动轴承单元的可控性和耐用性两方面得到令人满意的性能。相比之下，如果轴向载荷在 0.49 kN 到 0.98 kN 的范围内，滚动轴承单元的刚度小，因此不能确保足够的可控性。相比之下，如果轴向载荷设定在 5.88 kN 到 6.86 kN 的范围内，滚动阻力增加并降低了滚动轴承单元的耐用性。

接下来，表 4 给出第四实验的结果，执行该实验以便了解滚动阻力对滚动轴承单元的刚度和耐用性的影响。在 200min^{-1} 的转动速度下执行该实验。

表 4

滚动阻力[N·m]	评 价		
0.10	×	×	×
0.12	Δ	Δ	×
0.15	○	○	○
0.25	○	○	○
0.35	○	○	○
0.45	○	○	○
0.55	×	Δ	Δ
0.65	×	×	×

通过表 4 给出的第四实验的结果可以理解，如果滚动阻力在 0.15 到 $0.45\text{N}\cdot\text{m}$ 的范围内，可以在滚动轴承单元的可控性和耐用性两方面得到令人满意的性能。相比之下，如果滚动阻力设定为 $0.10\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $0.12\text{N}\cdot\text{m}$ ，则滚动轴承单元的刚度低，因此不能确保足够的可控性。相比之下，如果滚动阻力设定在 $0.55\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $0.65\text{N}\cdot\text{m}$ ，将降低滚动轴承单元的耐用性。

此外，表 5 给出了第五实验的结果，执行该实验以便了解刚度系数对滚动轴承单元刚度的影响。

表 5

刚度系数	评 价		
0.07	×	×	×
0.08	×	×	Δ
0.09	○	○	○
0.10	○	○	○
0.15	○	○	○
0.18	○	○	○

通过表 5 给出的第五实验的结果可以了解，如果刚度系数为 0.09 或更大，在可控性方面能够得到令人满意的性能。相比之下，如果刚度系数为 0.07

和 0.08，则滚动轴承单元的刚度低，因此不能确保足够的可控性。在这种情况下，如上所述，在满足其它要求的前提下，刚度系数越高越好。

接下来，表 6 给出第六实验的结果，执行该实验以便了解密封扭矩和滚动轴承对滚动轴承单元整体的运转扭矩的影响。在 200min^{-1} 的转动速度下执行该实验。

表 6

密封扭矩[N·m]				
滚动阻力 [N·m]		0.35	0.4	0.55
		○	○	Δ
		○	○	×
		Δ	×	×

表 6 中，标记×表示运转扭矩总体较大的情况，标记 Δ 表示运转扭矩稍大的情况，标记○表示运转扭矩较小的情况。从表 6 中显然，分别将一对密封环的密封扭矩和滚动阻力控制在 0.4 N·m 或更小和 0.45 N·m 或更小，则本发明能够将运转扭矩整体地控制得低至 0.85 N·m 或更小。

表 7 给出属于本发明技术范围的轮支持滚动轴承单元的规格四个示例。

表 7

序号	预载荷 [kN]	滚动扭矩[N·m] (在 200min^{-1} 的速度 下测量)	刚度系 数	滚珠直径 [mm]	PCD[mm]	列间距 [mm]	接触角 度[deg]
1	1.96	0.152	0.093	Φ9.525	46	24	40
	4.9	0.448	0.102	Φ9.525	46	24	40
2	1.96	0.150	0.091	Φ12.7	51	35	40
	4.9	0.445	0.100	Φ12.7	51	35	40

表 7 中，滚珠直径表示滚珠的直径，PCD 表示这些滚珠的滚珠序列的间隙直径，列间距表示沿轴向布置在双列的滚珠序列的间隙(滚珠之间的中心

距离), 接触角度表示滚珠和内圈滚道以及滚珠和外圈滚道之间的接触角度。

此外, 表 8 给出接触角度对刚度系数的影响。从表 8 可以理解, 随着接触角度变小, 刚度系数变小。

表 8

预载荷 [kN]	接触角度 [deg]	刚度系数	滚珠直径 [mm]	PCD[mm]	列间距 [mm]
1.96	40	0.093	Φ9.525	45	24
1.96	35	0.089	Φ9.525	45	24

虽然已经参照具体实施例详细描述了本发明, 但是本领域技术人员应该理解, 在不背离本发明精神和范围的前提下, 可以对所述实施例进行各种改变和修改。

本申请基于 2002 年 9 月 6 日提交的日本专利申请(专利申请 No.2002-261194), 该申请的内容在此引作参考。

工业应用

本发明的轮支持滚动轴承单元如上所述地构成和操作, 通过减小和车轮一起转动的轮毂的运转扭矩并且同时确保刚度和耐用性, 这种轴承单元可以对车辆的行驶性能, 主要为可控性、加速性能和耗油性能的改进做出贡献。

以下解释用于改进耗油性能的试验性计算(trial calculation)的示例。现有技术中, 具有如图 1 至 3 所示结构的轮支持滚动轴承单元的运转阻力几乎是 1.5N·m。相比之下, 本发明的轮支持滚动轴承单元的运转阻力在 0.21 到 0.85N·m 的范围内。即, 相比现有技术, 运转阻力减小了 43%或更多。可以认为, 如果轮支持滚动轴承单元的运转阻力减小 10%, 则油耗(油耗率)可以改进大约 0.1%。所以, 设想油耗为 10km/L 的汽车一年行驶 100000 公里, 那么通过使用本发明的轮支持滚动轴承单元每年可以节省大约 43 到 86L 的油。设想该国度有 1000000 辆汽车, 那么省油量可以达到 43000000L 到 86000000L。此外, 可以说本发明的工业应用性很强, 因为可以在改进油耗的同时而不会导致其他不利之处。

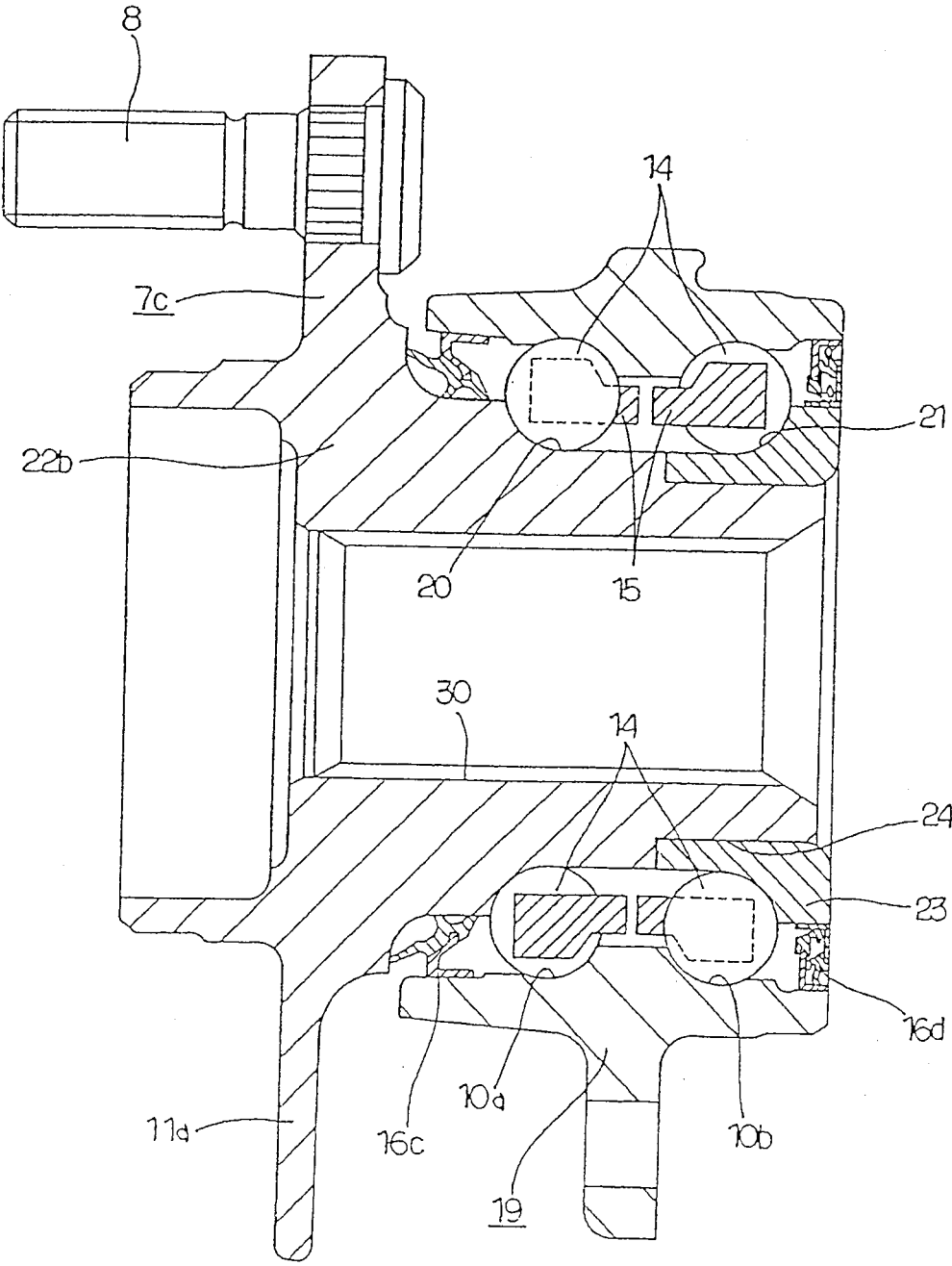


图 2

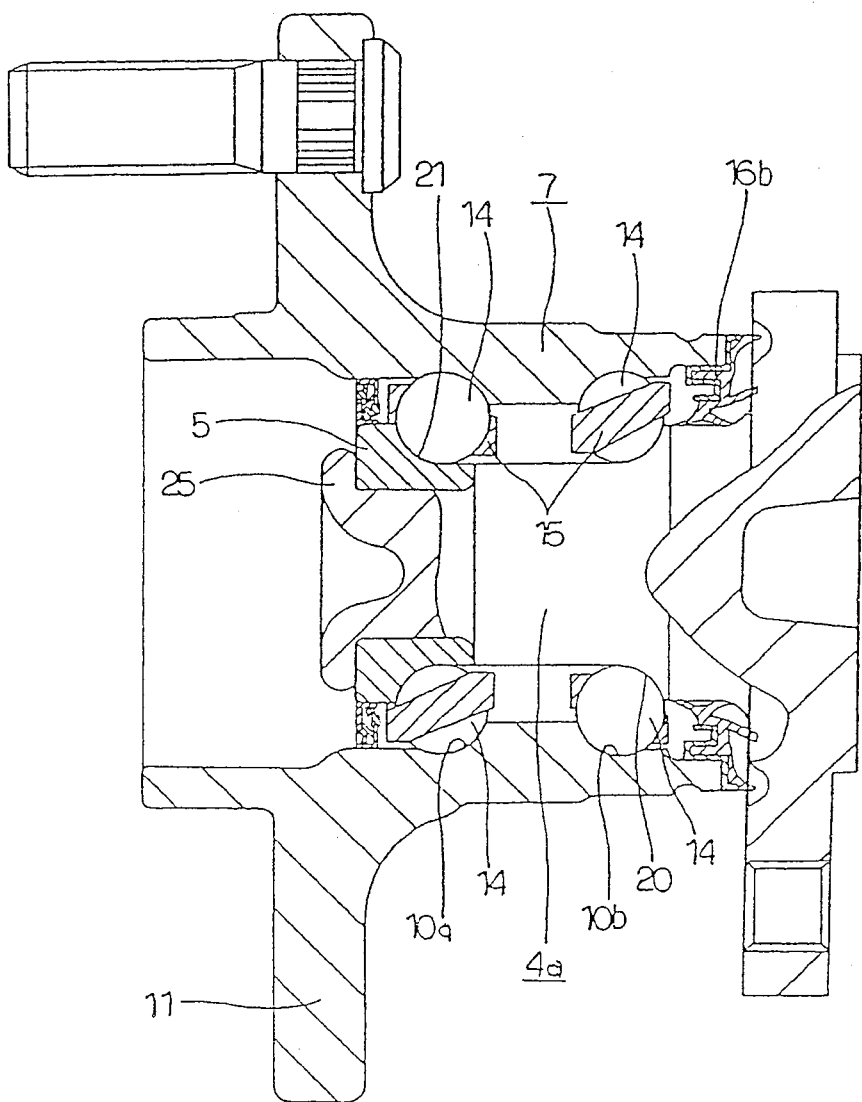


图 3

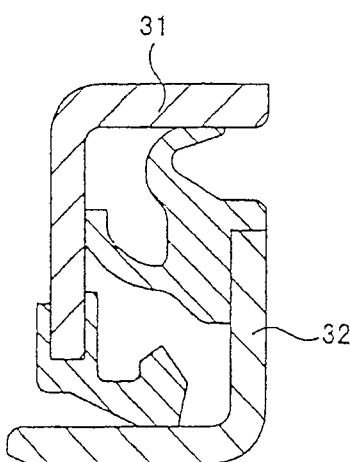


图 4

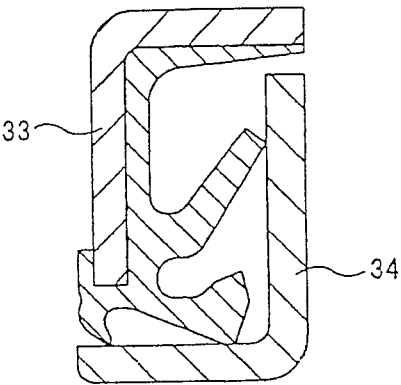


图 5

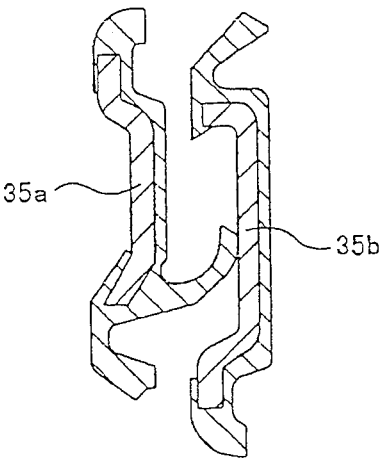


图 6

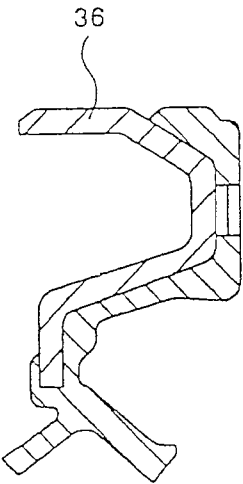


图 7

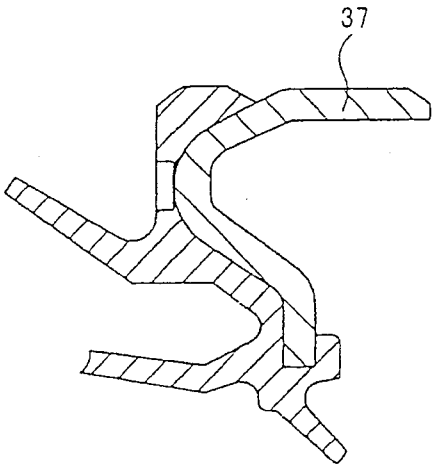


图 8

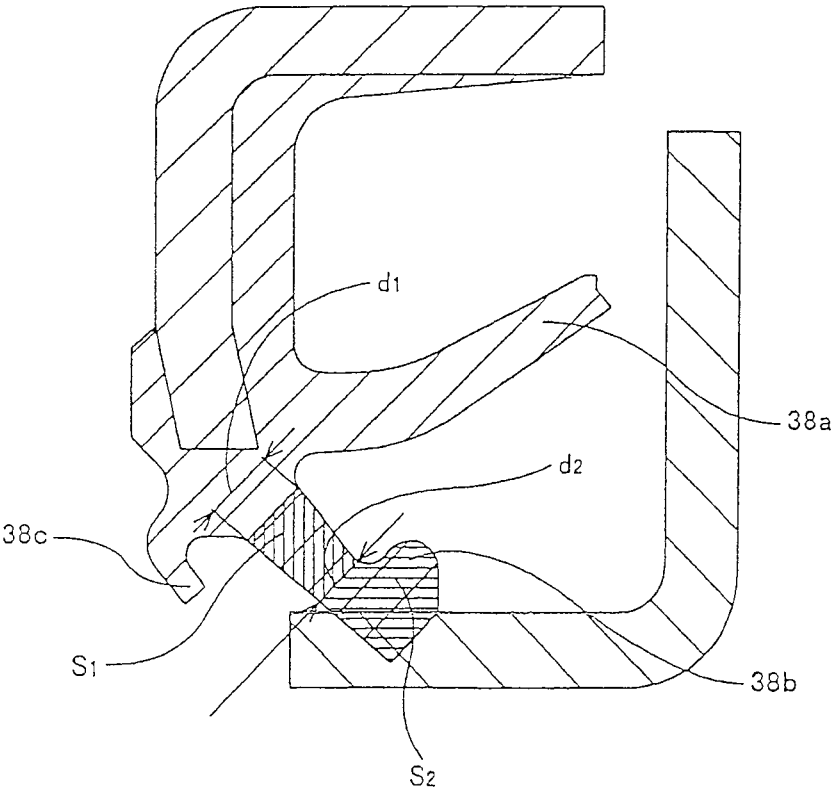


图 9

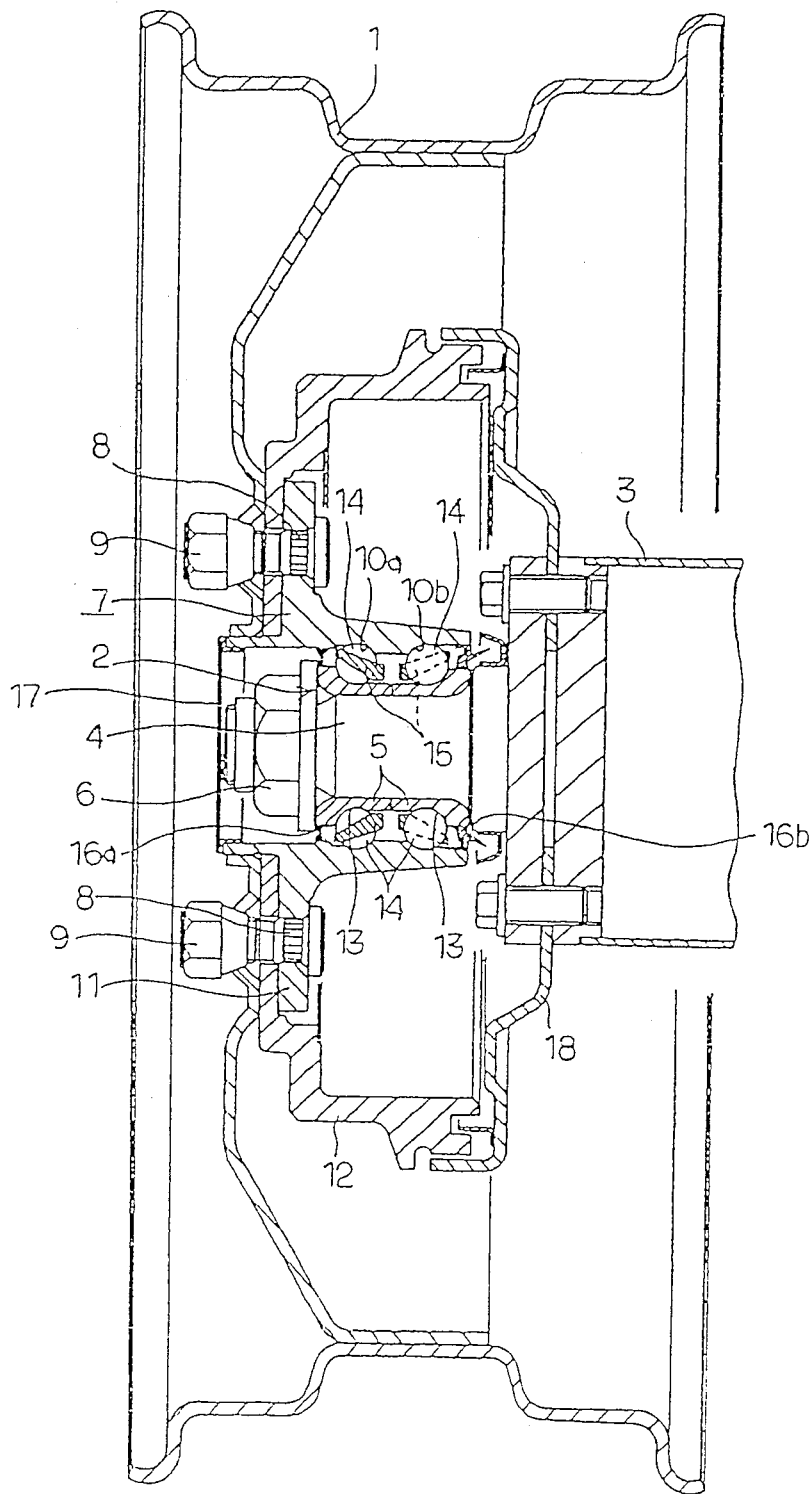


图 10

