



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107176202 A

(43)申请公布日 2017.09.19

(21)申请号 201710135553.1

F16H 25/22(2006.01)

(22)申请日 2017.03.08

F16H 25/24(2006.01)

(30)优先权数据

2016-045968 2016.03.09 JP

2016-045967 2016.03.09 JP

2016-045969 2016.03.09 JP

(71)申请人 株式会社捷太格特

地址 日本大阪府大阪市

(72)发明人 朝仓正芳 内山清 铃木弘恒

井上俊治 近藤博一

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司

公司 11227

代理人 王艳江 严小艳

(51)Int.Cl.

B62D 5/04(2006.01)

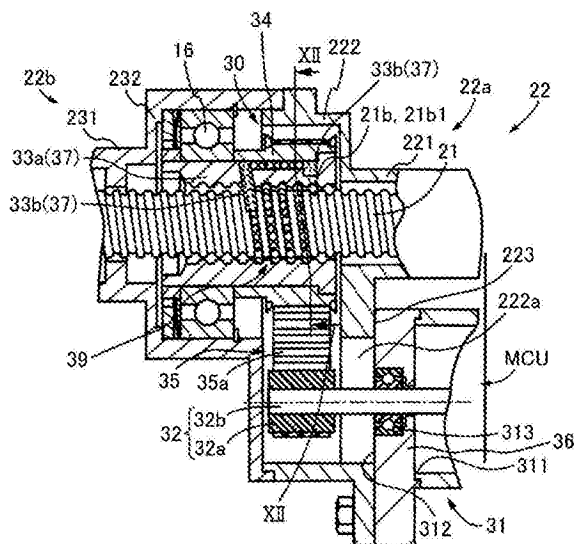
权利要求书2页 说明书22页 附图9页

(54)发明名称

转向装置

(57)摘要

本发明提供了一种转向装置,该转向装置包括:转向轴(12);被转向轴(21);滚珠丝杠机构(33);以及马达。多个滚动元件(38)包括大径滚动元件(38a)和小径滚动元件(38b)。规定直径差被设定为使得当在第一螺纹槽(21b1)与第二螺纹槽(33a1)之间传递的动力的大小为规定值或更小时,仅大径滚动元件(38a)在第一螺纹槽(21b1)与第二螺纹槽(33a1)之间传递动力,并且当在第一螺纹槽(21b1)与第二螺纹槽(33a1)之间传递的动力的大小超过规定值时,大径滚动元件(38a)和小径滚动元件(38b)两者均传递动力。



1. 一种转向装置,其特征在于,所述转向装置包括:

转向轴(12);

被转向轴(21),所述被转向轴(21)由壳体支承为能够在所述被转向轴(21)的轴线方向上滑动并且构造成根据所述转向轴(12)的转向角经由齿条小齿轮机构在所述轴线方向上进行往复运动以使转向车轮转向;

滚珠丝杠机构(33),所述滚珠丝杠机构(33)包括滚动元件螺纹部、滚动元件螺母、连接构件和多个滚动元件(38),所述滚动元件螺纹部具有形成在所述被转向轴(21)的外周面上的第一螺纹槽(21b1),所述滚动元件螺母具有形成在所述滚动元件螺母的内周面上的与所述第一螺纹槽(21b1)相对应的第二螺纹槽(33a1),所述连接构件包括连接通道,所述连接通道连接至形成在所述第一螺纹槽(21b1)与所述第二螺纹槽(33a1)之间的螺旋滚道的两端以与所述螺旋滚道一起形成循环通道,所述多个滚动元件布置且容纳在所述循环通道中,所述循环通道为连续的;以及

马达,所述马达固定至所述壳体,以使所述滚动元件螺母绕所述被转向轴(21)的轴线旋转,其中,

所述多个滚动元件(38)包括大径滚动元件(38a)和小径滚动元件(38b),所述小径滚动元件(38b)的直径比所述大径滚动元件(38a)的直径小规定直径差,所述小径滚动元件(38b)中的每一者设置在所述大径滚动元件(38a)之间,以及

所述规定直径差被设定为使得当在所述第一螺纹槽(21b1)与所述第二螺纹槽(33a1)之间传递的动力的大小为规定值或更小时,仅所述大径滚动元件(38a)在所述螺旋滚道中在所述第一螺纹槽(21b1)与所述第二螺纹槽(33a1)之间传递所述动力,并且当在所述第一螺纹槽(21b1)与所述第二螺纹槽(33a1)之间传递的所述动力的大小超过所述规定值时,所述大径滚动元件(38a)和所述小径滚动元件(38b)二者均在所述螺旋滚道中在所述第一螺纹槽(21b1)与所述第二螺纹槽(33a1)之间传递所述动力。

2. 根据权利要求1所述的转向装置,其中,

当所述转向轴(12)在所述转向车轮以规定圆周速度旋转的状态下被转向成使得所述转向角在由规定转向角限定的范围内时,仅所述大径滚动元件(38a)传递所述动力;以及

当所述转向轴(12)在所述转向车轮以所述规定圆周速度旋转的状态下被转向成使得所述转向角超过所述规定转向角时,所述大径滚动元件(38a)和所述小径滚动元件(38b)传递所述动力。

3. 根据权利要求2所述的转向装置,其中,

所述规定圆周速度高于基准圆周速度;以及

所述规定转向角为 ± 40 度。

4. 根据权利要求2所述的转向装置,其中,

所述规定圆周速度低于基准圆周速度;以及

所述规定转向角为 ± 40 度。

5. 根据权利要求1至4中的任一项所述的转向装置,其中,

所述马达包括从所述被转向轴(21)偏移的输出轴;

所述转向装置还包括带传动机构,所述带传动机构包括带齿的驱动带轮、带齿的从动带轮以及齿形带,所述带齿的驱动带轮设置在所述输出轴上以能够与所述输出轴一体地旋

转,所述带齿的从动带轮一体地设置在所述滚动元件螺母上,所述齿形带在所述驱动带轮与所述从动带轮之间传递驱动力;以及

所述螺旋滚道的径向间隙根据所述齿形带的张力的方向而在圆周方向上变化。

6. 根据权利要求5所述的转向装置,其中:

所述滚珠丝杠机构(33)容纳在所述壳体中;以及

所述滚动元件螺母构造成使得所述滚动元件螺母的一个端部由所述壳体支承,并且所述滚动元件螺母的另一端部设置有所述从动带轮。

7. 根据权利要求1至4中的任一项所述的转向装置,其中,所述滚动元件螺母的所述第二螺纹槽(33a1)的内节圆直径在所述滚动元件螺母的沿所述轴线方向的端部处比在所述滚动元件螺母的沿所述轴线方向的中央部处大。

8. 根据权利要求1至4中的任一项所述的转向装置,其中,位于所述滚珠丝杠机构(33)中的所述循环通道的所述螺旋滚道形成为围绕所述轴线卷绕有多个单螺纹形螺旋通道。

转向装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种转向装置。

背景技术

[0002] 通常,存在用于车辆(汽车)的转向装置,该转向装置构造成通过电动马达产生齿条轴的轴向推力来辅助齿条轴的操作(参见日本专利申请公开No.2014-77459(JP 2014-77459 A))。在JP 2014-77459 A中描述的转向装置中,在齿条轴的外周面上形成有滚动元件螺纹部(滚珠丝杠部)。滚动元件螺母(滚珠螺母)经由具有相同直径的多个滚动元件(滚珠)与滚动元件螺纹部螺纹部接合,以与滚动元件螺纹部的槽接合,从而构成滚珠丝杠机构。在滚珠丝杠机构中,通过电动马达的旋转力使滚动元件螺母绕齿条轴旋转。因此,这样旋转的滚动元件螺母通过多个滚动元件使齿条轴在轴线方向上移动。JP 2014-77459 A中描述的转向装置是所谓的齿条并联转向装置,该齿条并联转向装置构造成通过使用电动马达为齿条轴产生轴向推力来辅助齿条轴的操作,该电动马达构造成与齿条轴分离并且具有与所述齿条轴的轴线平行设置的输出轴。在JP 2014-77459A中描述的转向装置中,在齿条轴的外周面形成有外螺纹。形成在滚动元件螺母(滚珠螺母)的内周面上的内螺纹经由具有相同直径的多个滚动元件(滚珠)与齿条轴的外螺纹螺纹接合,由此构成滚珠丝杠机构。滚动元件螺母形成为筒形形状,该滚动元件螺母的一端由转向装置的壳体支承。此外,滚动元件螺母的另一端通过齿形带连接至马达的输出轴,以便由马达旋转地驱动。因此,滚动元件螺母通过马达旋转,以经由多个滚动元件使齿条轴在轴线方向上移动。

[0003] 注意到的是,在JP 2014-77459 A中描述的滚珠丝杠机构中,布置和容纳在滚动元件螺纹部的槽中的多个滚动元件的直径和数量被设定为使得滚动元件可以在槽中布置成彼此相邻的滚动元件之间具有规定的间隔。因此,当滚动元件螺母相对于与滚动元件螺纹接合的滚动元件螺纹部绕轴线旋转时,与滚动元件螺母的槽的槽面和滚动元件螺纹部的槽的槽面接触的滚动元件中的每个滚动元件沿相同方向以恒定速度在槽的表面上滚动,而不接触与其相邻的滚动元件。因此,能够使滚动元件螺母和滚动元件螺纹部相对于彼此以低阻力平滑地旋转。

[0004] 此外,通常,存在一种用于车辆(汽车)的转向装置,该转向装置构造成通过使用电动马达为齿条轴产生轴向推力来辅助齿条轴的操作(参见日本专利申请公开No.2004-105802(JP 2014-105802 A))。在JP 2014-105802 A中描述的转向装置中,在齿条轴的外周面形成有滚动元件外螺纹部。此外,在滚动元件螺母的内周面形成有滚动元件内螺纹部。滚动元件外螺纹部和滚动元件内螺纹部形成滚动元件螺纹部,并且经由具有相同直径的多个滚动元件(滚珠)彼此螺纹接合。此外,滚动元件内螺纹部形成为使得其轴向中央部的内螺纹直径小于其轴向端部的内螺纹直径。描述的是这种构型防止了由于过大的负载从齿条轴被施加到设置于滚动元件螺纹部的轴向端部中的滚动元件(滚珠)上所导致的耐久性的降低,该齿条轴在大负载被输入到齿条轴中被弯曲,从而导致齿条轴的规定量的弯曲。

[0005] 另外,在JP 2014-105802 A中描述的滚珠丝杠机构中,布置和容纳在滚动元件螺

纹部的槽中的多个滚动元件的直径和数量被设定为使得滚动元件可以在槽中布置成彼此相邻的滚动元件之间具有规定的间隔。因此,当滚动元件螺母相对于与滚动元件螺母接合的滚动元件螺纹部绕轴线旋转时,与滚动元件螺母的槽的槽面和滚动元件螺纹部的槽的槽面接触的滚动元件中的每个滚动元件在槽的表面上沿相同方向以恒定速度滚动,而不接触与其相邻的滚动元件。因此,能够使滚动元件螺母和滚动元件螺纹部相对于彼此以低阻力平滑地旋转。

发明内容

[0006] 在JP 2014-105802 A中描述的转向装置中,当驾驶员以方向盘稍微左右转动的方式重复操作时,例如在滚动元件螺纹部(滚珠丝杠部)和滚动元件螺母(滚珠螺母)的槽中,以相邻滚动元件之间具有规定的间隙(间隔)的方式布置的多个滚动元件(滚珠)中的给定部分中的滚动元件之间的间隙减小。这可能导致相邻的滚动元件彼此接触的滚珠堵塞状态。在该状态下,当相邻的滚动元件根据滚动元件螺纹部与滚动元件螺母之间的相对旋转而沿相同方向旋转时,在相邻的滚动元件之间的接触部分处产生沿相反方向的运动(旋转)。因此,滚动元件中的每个滚动元件干扰与滚动元件接触的其对应的滚动元件的旋转。

[0007] 此外,在JP 2014-77459 A中描述的转向装置中,齿形带以规定的张力绕滚动元件螺母卷绕。因此,滚动元件螺母被齿形带的张力拉动,并且因此,滚珠螺母的内螺纹与齿条轴的外螺纹之间的距离(间隙)在圆周方向上变得不均匀。因此,形成窄部和宽部。因此,设置在外螺纹与内螺纹之间的多个滚动元件从通道的窄部被推向通道的宽部。这可能导致相邻的滚动元件在通道的宽部中彼此接触的滚珠堵塞状态。在这种状态下,当驾驶员转动方向盘以使齿条轴沿轴线方向移动时,在滚珠丝杠机构中彼此接触的滚动元件根据滚动元件螺纹部与滚动元件螺母之间的相对旋转而沿相同方向旋转,并且因此,在滚动元件之间的接触部处产生相反方向的运动(旋转)。因此,滚动元件中的每个滚动元件干扰与滚动元件接触的其对应的滚动元件的旋转。

[0008] 这增加了在轴向方向上移动齿条轴所需的力,这可能使得驾驶员感觉到转向操作很重。此外,这可能增加通过旋转滚动元件螺母而经由滚动元件和滚动元件螺纹部使齿条轴沿轴线方向移动的电动马达的负载和动力消耗。

[0009] 此外,在JP 2014-105802 A中描述的转向装置中,由于上述原因,滚动元件螺纹部的两端和中央部在滚动元件外螺纹部与滚动元件内螺纹部之间具有不同的间隙(通道直径),使得两端具有较大的间隙(通道直径)。因此,布置并容纳在滚动元件螺纹部的槽中的多个滚动元件容易从具有窄的间隙的中央部向具有宽的间隙的两端移动。此外,由于两端具有大的通道直径,所以多个滚动元件还容易在两端处沿重力方向向下移动。这特别是增加了滚动元件螺旋部的两端的下侧的滚动元件的密度。这可能导致相邻的滚动元件彼此接触的滚珠堵塞状态。

[0010] 在这种状态下,当驾驶员使方向盘转向以使齿条轴沿轴线方向移动时,在滚珠丝杠机构中彼此接触的滚动元件根据滚动元件螺纹部与滚动元件螺母之间的相对旋转而沿相同方向旋转。因此,在滚动元件之间的接触部处产生了沿相反方向的运动(旋转),并且产生摩擦。因此,滚动元件中的每个滚动元件干扰与滚动元件接触的其对应的滚动元件的旋转。这增加了在轴向方向上移动齿条轴所需的力,这可能使得驾驶员感觉到转向操作很重。

此外,这可能增加通过旋转滚动元件螺母而经由滚动元件和滚动元件螺纹部使齿条轴沿轴线方向移动的电动马达的负载和动力消耗。

[0011] 本发明提供了一种转向装置,该转向装置具有耐久性,并且即使在布置于设置在滚珠丝杠机构中的滚动元件螺纹部和滚动元件螺母的相应的槽中的滚动元件之间的间隙减小成使得相邻的滚动元件彼此接触,也能够使滚动元件螺纹部和滚动元件螺母相对于彼此平滑地旋转。

[0012] 本发明的一个方面涉及一种转向装置,该转向装置包括:转向轴;被转向轴,该被转向轴由壳体支承为能够在被转向轴的轴线方向上滑动并且构造成根据转向轴的转向角经由齿条小齿轮机构在所述轴线方向上进行往复运动以使转向车轮转向;滚珠丝杠机构,该滚珠丝杠机构包括滚动元件螺纹部、滚动元件螺母、连接构件和多个滚动元件,该滚动元件螺纹部具有形成在被转向轴的外周面上的第一螺纹槽,该滚动元件螺母具有形成在滚动元件螺母的内周面上的与第一螺纹槽相对应的第二螺纹槽,连接构件包括连接通道,该连接通道连接至形成在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的螺旋滚道的两端以与螺旋滚道一起形成循环通道,所述多个滚动元件布置且容按在循环通道中,循环通道是连续的;以及马达,该马达固定至壳体,以使滚动元件螺母绕被转向轴的轴线旋转。所述多个滚动元件包括大径滚动元件和小径滚动元件,小径滚动元件的直径比大径滚动元件的直径小规定直径差,小径滚动元件中的每一者设置在大径滚动元件之间,并且规定直径差被设定为使得当在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力的大小为规定值或更小时,仅大径滚动元件在螺旋滚道中在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递动力,并且当在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力的大小超过规定值时,大径滚动元件和小径滚动元件两者均在螺旋滚道中在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递动力。

[0013] 因此,在滚珠丝杠机构的螺旋滚道中,设置有大径滚动元件和小径滚动元件,并且小径滚动元件中的每一者设置在大径滚动元件之间。因此,在驾驶员使方向盘稍微左右转动使得在滚动元件中产生滚珠堵塞并且布置在螺旋滚道中的多个滚动元件之间的间隙减小的情况下,这使得滚动元件彼此接触,这样彼此接触的滚动元件之间所产生的摩擦力的大小可以小于在所有滚动元件都由大径滚动元件构成的情况下在大径滚动元件之间产生的摩擦力的大小。

[0014] 即,在螺旋滚道中,直径比大径滚动元件的直径小规定直径差并且能够不受螺旋滚道的限制地旋转的小径滚动元件各自设置在大径滚动元件之间。因此,小径滚动元件因至少在大径滚动元件与小径滚动元件接触的部分处的大径滚动元件的旋转而能够沿与大径滚动元件的旋转方向相反的旋转方向旋转。因此,在大径滚动元件与小径滚动元件的接触部分处,几乎不产生因大径滚动元件与小径滚动元件之间的相对运动而造成的摩擦。

[0015] 在该构型中,当在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力为规定值或更小时,小径滚动元件可旋转的上述状态得以保持。即,仅大径滚动元件接触第一螺纹槽和第二螺纹槽并且在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递动力。因此,能够在不干扰与小径滚动元件接触的大径滚动元件的旋转的情况下实现滚珠螺纹部和滚珠螺母之间的平滑相对旋转。

[0016] 此外,在需要在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递大于规定值的动力的情况下,第一螺纹槽、第二螺纹槽以及与第一螺纹槽和第二螺纹槽接触的大径滚动

元件中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的间隙减小。因此,在螺旋滚道中,第一螺纹槽和第二螺纹槽与小径滚动元件接触,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的动力传递可以通过大径滚动元件和小径滚动元件两者执行。这提高了滚动元件的耐久性。

[0017] 在上述方面中,马达可以包括从被转向轴偏离的输出轴;转向装置还可以包括带传动机构,该带传动机构包括设置在输出轴上以能够与输出轴一体地旋转的带齿的驱动带轮、一体地设置在滚动元件螺母上的带齿的从动带轮以及在驱动带轮与从动带轮之间传递驱动力的齿形带;并且螺旋滚道中的径向间隙可以根据齿形带的张力的方向在圆周方向上变化。

[0018] 在如上所述构造的转向装置中,滚动元件螺母可能由于齿形带的张力而在指定方向上被迫压,并且因此可能导致不均匀性。因此,螺旋滚道中的径向间隙、即形成在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的间隙(间隔)可能变得不均匀。因此,可能在螺旋滚道中的用于滚动元件的通道中形成窄部和宽部。在这种状态下,滚动元件可能从通道的窄部被推动朝向通道的宽部,这可能导致相邻滚动元件在通道的宽部中彼此接触的滚珠堵塞状态。

[0019] 但是,在螺旋滚道中,直径比大径滚动元件的直径小规定直径差且能够不受螺旋滚道的限制地旋转的小径滚动元件各自设置在大径滚动元件之间。因此,小径滚动元件因至少在大径滚动元件与小径滚动元件接触的部分处的大径滚动元件的旋转而能够沿与大径滚动元件的旋转方向相反的旋转方向旋转。因此,在大径滚动元件与小径滚动元件的接触部分处,几乎不产生因大径滚动元件与小径滚动元件之间的相对运动而造成的摩擦。

[0020] 在该构型中,当在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力为规定值或更小时,小径滚动元件能够自由旋转的上述状态得到保持。即,仅大径滚动元件接触第一螺纹槽和第二螺纹槽并且在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递动力。因此,能够在不干扰与小径滚动元件接触的大径滚动元件的旋转的情况下实现滚珠螺纹部与滚珠螺母之间的平滑相对旋转。因此,转向轴的转向负载不会增加。

[0021] 此外,当在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力大于规定值时,第一螺纹槽、第二螺纹槽以及与第一螺纹槽和第二螺纹槽接触的大径滚动元件中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的间隙减小。因此,在螺旋滚道中,第一螺纹槽和第二螺纹槽与小径滚动元件接触,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的动力传递可以通过大径滚动元件和小径滚动元件两者执行。这提高了滚动元件的耐久性。

[0022] 在上述方面中,滚动元件螺母的第二螺纹槽的内节圆直径在滚动元件螺母的轴线方向上的端部处比在滚动元件螺母的轴线方向上的中央部处大。

[0023] 在上述构型中,滚动元件螺母的第二螺纹槽的内节圆直径在滚动元件螺母的轴线方向上的端部处比在滚动元件螺母的轴线方向上的中央部处大。因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的径向间隙在中央部处窄并且在两端处宽。因此,布置且容纳在滚动元件螺母的第二螺纹槽中的多个滚动元件容易地从第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的径向间隙窄的中央部朝向径向间隙宽的两端移动。此外,由于第二螺纹槽与第一螺纹槽之间的径向间隙在第二螺纹槽的两端处较宽,所以所述多个滚动元件在两端处更容易在重力方向上向下落下。这增加了在第二螺纹槽中的两端处的下侧的滚动元件的密度,这可能导致相邻滚动元

件彼此接触的滚珠堵塞状态。

[0024] 然而,在螺旋滚道中,直径比大径滚动元件的直径小规定直径差并且能够不受从第一螺纹槽和第二螺纹槽(即,螺旋滚道)的限制地旋转的小径滚动元件各自设置在大径滚动元件之间。因此,在被转向轴在滚珠堵塞状态下沿轴线方向移动的情况下,小径滚动元件因至少在大径滚动元件与小径滚动元件接触的部分处的大径滚动元件的旋转而能够沿与大径滚动元件的旋转方向相反的旋转方向旋转。因此,在大径滚动元件与小径滚动元件之间的接触处,几乎不产生因大径滚动元件与小径滚动元件之间的相对移动而造成的摩擦。

[0025] 在该构型中,当在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力为规定值或更小时,小径滚动元件可旋转的上述状态得到保持。即,仅大径滚动元件接触第一螺纹槽和第二螺纹槽并且在第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递动力。因此,能够在不干扰与小径滚动元件接触的大径滚动元件的旋转的情况下实现滚珠螺纹部与滚珠螺母之间的平滑相对旋转。因此,转向轴的转向负载不会增加。

[0026] 此外,当在构成螺旋滚道的第一螺纹槽与第二螺纹槽之间传递的动力大于规定值时,第一螺纹槽、第二螺纹槽以及与第一螺纹槽和第二螺纹槽接触的大径滚动元件中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的间隙减小。因此,在螺旋滚道中,第一螺纹槽和第二螺纹槽与小径滚动元件接触,并且因此,第一螺纹槽与第二螺纹槽之间的动力传递可以通过大径滚动元件和小径滚动元件两者执行。这提高了滚动元件的耐久性。

附图说明

[0027] 下面将参考附图描述本发明的示例性实施方式的特征、优点以及技术和工业意义,在附图中相同的附图标记表示相同的元件,并且在附图中:

[0028] 图1是示出了根据本发明的实施方式的电动转向装置的示意图;

[0029] 图2是根据该实施方式的图1的转向辅助机构的局部放大截面图;

[0030] 图3是图2的局部放大视图;

[0031] 图4是用于说明滚动元件螺母的内周面形状的示意图;

[0032] 图5是用于说明螺旋滚道与大径滚珠之间的关系的关系的视图;

[0033] 图6是循环通道的示意图;

[0034] 图7是用于说明滚动元件螺母与偏转器的视图;

[0035] 图8是滚动元件螺母的俯视图;

[0036] 图9是沿图8中的箭头IX-IX截取的截面图;

[0037] 图10是沿图5中的箭头X-X截取的局部截面图,并且是用于说明设置在螺旋滚道中的滚动元件的视图;

[0038] 图11是用于说明基于现有技术的结构的滚珠堵塞的视图;

[0039] 图12是沿图2中的箭头XII-XII截取的截面图,并且是用于说明本实施方式的滚珠堵塞的视图;

[0040] 图13是用于说明在现有技术的构型中产生滚珠堵塞时的滚动元件的动作用的视图;

[0041] 图14是用于说明在本实施方式中产生滚珠堵塞时的滚动元件的动作用的视图;

[0042] 图15是用于说明在本实施方式中由大径滚动元件和小径滚动元件传递动力时的

螺旋滚道的视图;以及

[0043] 图16是示出了方向盘的转向负载与转向角之间的关系的曲线图。

具体实施方式

[0044] 下面参照附图对根据本发明的具体实施方式的转向装置进行描述。作为转向装置的示例,描述了用于车辆的电动转向装置。电动转向装置是为转向力辅助转向辅助力的转向装置。

[0045] 注意到的是,除了电动转向装置之外,本发明的转向装置还可应用于四轮转向装置、后轮转向装置、线控转向装置等。如图1所示,电动转向装置S1包括转向机构10、被转向机构20、转向辅助机构30和转矩检测装置40。

[0046] 如图1所示,转向机构10包括方向盘11和转向轴12。方向盘11固定至转向轴12的端部。为了使转向车轮26转向,转向轴12对增加至方向盘11的转向负载 Q (转向转矩)进行传递。因此,在本实施方式中,方向盘11和转向轴12一体地旋转,并且方向盘11的转向角的大小与转向轴12绕其轴线的旋转角的大小相同。

[0047] 转向轴12通过连接柱轴13、中间轴14和小齿轮轴15而构成。小齿轮轴15包括输入轴15a、输出轴15b和扭杆15c。中间轴14的输出侧部分连接至输入轴15a的输入侧部分,并且在输出轴15b的输出侧部分上形成有小齿轮齿15d。

[0048] 被转向机构20包括根据本发明的齿条轴21(被转向轴)和形成为大致筒形的壳体22。齿条轴21根据方向盘11(转向轴12)的转向角在其轴线方向上进行往复运动,并且使车辆的转向车轮26转向。齿条轴21被容纳并支承在壳体22中,以沿着轴线方向线性地往复运动。

[0049] 在下面的描述中,沿着齿条轴21的轴线方向的方向也被简称为“A轴线方向(参见图1)”。壳体22包括第一壳体22a和固定至第一壳体22a的沿A轴线方向的一端(图1中的左侧)的第二壳体22b。

[0050] 小齿轮轴15以可旋转的方式支承在第一壳体22a中。在齿条轴21中形成有齿条齿21a。齿条齿21a和小齿轮齿15d彼此接合以构成齿条小齿轮机构。

[0051] 齿条轴21包括位于齿条轴21的相应端部中的接头27、28。拉杆24分别连接至接头27、28的端部。拉杆24的远端连接至转向节(未示出),转向车轮26安装至该转向节。

[0052] 因此,当方向盘11转向时,其转向负载 Q (转向转矩)传递至转向轴12,使得小齿轮轴15旋转。小齿轮轴15的旋转通过小齿轮齿15d和齿条齿21a转换为齿条轴21的线性往复运动。当沿着A轴线方向的运动经由拉杆24传递至转向节(未示出)时,转向车轮26转向,使得车辆的行进方向改变。注意到的是,转向负载 Q 是转向车轮26主要根据方向盘11的转向角 θ 和此时的车辆的车速 V 而从路面接收的阻力的大小。此外,车辆的车速 V 等于旋转的转向车轮26的圆周速度。

[0053] 靴部25中的每个靴部的一端固定至壳体22的两端中的对应一端。由树脂制成的靴部25覆盖接头27、28与拉杆24之间的接合部,并且包括在A轴线方向上可伸缩的管状波纹管部件。靴部25中的每个靴部的另一端固定至拉杆24中的对应拉杆,从而通过靴部25保持包括壳体22的内部在内的被转向机构20的容纳空间的气密性。

[0054] 转向辅助机构30是借助于用作驱动源的马达M对转向机构10施加转向辅助力的机

构。基于转矩检测装置40的输出来控制马达M。转向辅助机构30包括第一壳体22a、第二壳体22b、第三壳体31、马达控制单元(MCU)、旋转轴32、滚珠丝杠机构33和带传动机构35。

[0055] 如图1所示,在转向辅助机构30中,将控制部ECU和马达M一体化的MCU设置在齿条轴21的下方(重力方向下方)。因此,本实施方式的电动转向装置S1构造成所谓的齿条并联电动转向装置,并且设置在车辆前侧的发动机舱中(即,设置在车厢外部)。

[0056] 如图1、图2所示,在转向辅助机构30中,马达M的旋转转矩经由带传动机构35传递至滚珠丝杠机构33。滚珠丝杠机构33将旋转转矩转换成齿条轴21的线性往复运动的运动力,以对转向机构10施加转向辅助力。

[0057] 如图2所示,构成转向辅助机构30的第一壳体22a包括第一转向辅助壳体222和具有筒形形状的第一管状部221。第一转向辅助壳体222形成在第一管状部221的第二壳体22b侧(即,第一转向辅助壳体222形成为比第一管状部221更靠近第二壳体22b)。第一管状部221是主要容纳齿条轴21的壳体部。

[0058] 第一转向辅助壳体222主要容纳与转向辅助机构30相关的装置,并且形成为直径大于第一管状部221的直径并且向下突出的管状形状。在第一转向辅助壳体222中向下突出的部分的端面中形成有开口222a,使得开口222a沿齿条轴21的A轴线方向延伸穿过该端面。

[0059] 第二壳体22b包括第二转向辅助壳体232和具有筒形形状的第二管状部231。第二转向辅助壳体232形成在第二管状部231的第一壳体22a侧(即,第二转向辅助壳体232形成为比第二管状部231更靠近第一壳体22a)。第二管状部231是主要容纳齿条轴21的壳体部。第二转向辅助壳体232与第一转向辅助壳体222一起主要容纳与转向辅助机构30相关的装置,并且形成为直径大于第二管状部231的直径的筒形形状。

[0060] 第三壳体31通过板36固定至第一转向辅助壳体222的突出端面223上。第三壳体31的面向第一转向辅助壳体222的突出端面223的表面具有开口311。开口311被板36封闭。此外,在板36中形成有通孔,马达M的输出轴32b在A轴线方向上延伸穿过该通孔。

[0061] 包括马达M的马达控制单元(MCU)容纳在第三壳体31中。即,MCU附接至壳体22,使得MCU与齿条轴21相距一定距离。MCU设置成使得马达M的输出轴32b在壳体22中延伸。更具体地,如图2所示,输出轴32b设置成在壳体22的第二壳体22b中延伸,使得输出轴32b的轴线平行于齿条轴21的轴线(换句话说,输出轴32b的轴线偏离齿条轴21的轴线)。MCU包括马达M、构造成驱动马达M的控制部ECU等。

[0062] 旋转轴32是马达M的输出轴并且传递转向辅助力。旋转轴32包括输出轴32b和设置在输出轴32b的外周上的驱动带轮32a(构成带传动机构35)。输出轴32b经由轴承313由板36的通孔以可旋转的方式支承。驱动带轮32a设置在输出轴32b的外周面的一部分上,该部分位于第三壳体31的沿A轴线方向的外侧。驱动带轮32a容纳在第一转向辅助壳体222中。

[0063] 带传动机构35由上述驱动带轮32a、齿形带35a和从动带轮34构成。驱动带轮32a和从动带轮34是各自带有外齿的齿形带轮。带传动机构35是这样的机构,其构造成使得由马达M产生的驱动力(旋转驱动力或旋转转矩)经由齿形带35a在驱动带轮32a与从动带轮34之间传递。驱动带轮32a设置在输出轴32b的外周上,以便能够与输出轴32b一体地旋转。

[0064] 齿形从动带轮34固定至滚珠螺母33a的外周,以便能够与滚珠螺母33a一体地旋转。齿形带35a是在其内周上包括多个内齿的环形橡胶带,并且在齿形带35a与设置在从动带轮34和驱动带轮32a的外周上的齿接合的状态下,齿形带35a绕从动带轮34的外周和驱动

带轮32a的外周设置,以将带齿的驱动带轮32a的旋转驱动力(驱动力)传递至带齿的从动带轮34。齿形带35a在齿形带35a具有规定张力的状态下绕从动带轮34和驱动带轮32a设置,以便不与从动带轮34和驱动带轮32a断开接合,即,以便防止跳齿。注意到的是,在本实施方式中,驱动带轮32a设置在从动带轮34的重力方向上的大致正下方。

[0065] 通过上述构型,转向辅助机构30根据方向盘11的旋转操作来驱动马达M,以使输出轴32b和驱动带轮32a旋转。驱动带轮32a的旋转经由齿形带35a传递至从动带轮34。当从动带轮34旋转时,与从动带轮34一体设置的滚珠螺母33a旋转。当滚珠螺母33a旋转时,齿条轴21的轴线方向上的转向辅助力(动力)经由包括在后面提到滚珠丝杠机构33中的多个滚珠38(主要是大径滚珠38a)传递至齿条轴21。

[0066] 转矩检测装置40固定至壳体22的绕小齿轮轴15的安装开口22c。转矩检测装置40检测扭杆15c的扭转量,并将与扭转量相对应的信号输出至控制部ECU。扭杆15c是根据输入轴15a的转矩与输出轴15b的转矩之间的差而扭转的构件。控制部ECU基于转矩检测装置40的输出信号确定转向辅助转矩,以控制马达M的输出。

[0067] 控制部ECU通过基于预先存储的中立信息和行驶状态执行学习控制来确定转向中心。注意到的是,中立信息是关于包括在马达M中的角度传感器的位置(电角度)的信息,该位置对应于转向中心。在车辆组装时测量对应于转向中心的角度传感器的位置(即,获得中立信息),并将其存储在控制部ECU中的非易失性存储器中。

[0068] 下面对根据本发明的滚珠丝杠机构33的细节进行描述。如上所述,滚珠丝杠机构33构造成通过将经由带传动机构35传递的马达M的旋转转矩转换为齿条轴21的线性往复运动的运动力而将转向辅助力施加到转向机构10。

[0069] 如图2、图3所示,滚珠丝杠机构33包括滚珠丝杠部21b(对应于滚动元件螺纹部)、上述滚珠螺母33a(对应于滚动元件螺母)、连接构件37和多个滚珠38(对应于滚动元件)。多个滚珠38是由多个大径滚珠38a(对应于大径滚动元件)和多个小径滚珠38b(对应于小径滚动元件)构成的滚珠组,所述多个小径滚珠38b比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α 。

[0070] 滚珠丝杠部21b在图1所示的齿条轴21的外周面上形成在沿着A轴线方向(图1中的左侧)的规定范围内。在滚珠丝杠部21b中形成有第一螺纹槽21b1。第一螺纹槽21b1是以规定的导程(节距)形成在齿条轴21的外周面上的螺旋槽。

[0071] 滚珠螺母33a(滚动元件螺母)是绕滚珠丝杠部21b的外周设置的筒状构件。滚珠螺母33a包括位于其内周面上的第二螺纹槽33a1。第二螺纹槽33a1是与滚珠丝杠部21b的第一螺纹槽21b1相对应的槽。第二螺纹槽33a1是形成为与滚珠丝杠部21b的第一螺纹槽21b1相对并且具有与第一螺纹槽21b1的导程(节距)相同的导程的螺旋槽。如图2所示,滚珠螺母33a的筒形形状的一端经由滚珠轴承16由第二管状部231的第二转向辅助壳体232(第二壳体22b)(相当于本发明的壳体)支承。即,滚珠螺母33a由第二转向辅助壳体232以悬臂状态支承。另外,上述带齿的从动带轮34固定至滚珠螺母33a的另一端。齿形带35a如上所述在齿形带35a具有规定的张力的状态下绕从动带轮34和驱动带轮32a的外周设置。

[0072] 此外,如在图4的示意图中所示,第二螺纹槽33a1构造成使得内节圆直径 $\phi d1$ 在滚珠螺母33a的沿轴线方向的中央部处最小,内节圆直径朝向两侧逐渐增大,并且内节圆直径 $\phi d2$ 在滚珠螺母33a的沿轴线方向的两端(轴向两端)处最大($\phi d1 < \phi d2$)。这样,当施加来自路面的外部输入并且齿条轴21弯曲时,防止了齿条轴21和滚珠螺母33a彼此干扰。注意到

的是,此时,第二螺纹槽33a1的内节圆直径与JISB1192中规定的滚珠丝杠的节圆直径相对应。

[0073] 螺旋滚道39由第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1构成。更具体地,容纳有多个滚珠38(滚动元件)的螺旋滚道39由第一螺纹槽21b1的槽表面、第二螺纹槽33a1的槽表面以及这些槽表面之间的空间构成(参照图6的示意图)。如上所述,第二螺纹槽33a1形成为使得内节圆直径在滚珠螺母33a的沿轴线方向的中央部处较小,并且内节圆直径在两个轴向端部处较大。因此,螺旋滚道39被构造使得其在径向方向上的通道直径在滚珠螺母33a的沿轴线方向的中心位置处较小,并且在径向方向上的通道直径在滚珠螺母33a的沿轴线方向的两个轴向端部处较大。

[0074] 因此,即使第一螺纹槽21b1通过滚珠38与第二螺纹槽33a1螺纹接合并且齿条轴21由于输入到其至少一端的负载而弯曲,设置在滚珠螺母33a的两轴向端处以及附近的滚珠38仍被保持在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间,并且防止由于过大的负载而被第一螺纹槽21b1按压。

[0075] 螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1和面向第一螺纹槽21b1的第二螺纹槽33a1形成为如图5所示。在第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1中的每一者都是公知的单圆槽的前提下描述了本实施方式。应注意的是,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1中的每一者并不限定于单圆槽,也可以是公知的单个的哥特式(Gothic)拱形槽等。

[0076] 在滚珠丝杠旋转时,即,当滚珠螺母33a(滚动元件螺母)和齿条轴21相对于彼此旋转时,滚珠38中的具有大直径的大径滚珠38a与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)的槽面上的点q以及第一螺纹槽21b1(滚珠螺纹部21b)的槽面上的点p相接触,如图5所示。在滚珠丝杠旋转时,动力P(未示出)经由大径滚珠38a在第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)与第一螺纹槽21b1(齿条轴21)之间传递。

[0077] 此外,如图6的示意图所示,螺旋滚道39例如是将两条单螺纹形螺旋通道a、b绕轴线卷绕的单螺纹形螺旋通道的组件。单螺纹形螺旋通道a、b中的每一者是绕齿条轴21的轴线以螺旋方式卷绕一圈或更少(即,360度或更少)的螺旋通道。即,螺旋滚道39是将多个单螺纹形螺旋通道绕轴线卷绕而形成的螺旋滚道,在本实施方式中,将单螺纹形螺旋通道的组件称为多列螺旋滚道。

[0078] 注意到的是,螺旋滚道39包括每个都卷绕一圈的单螺纹形螺旋通道a、b和设置在单螺纹形螺旋通道a、b的轴线方向上的外部的单螺纹形螺旋通道a'、b'。单螺纹形螺旋通道a'、b'包括在相应端部中的端部A和端部B。单螺纹形螺旋通道a'、b'中的每一者被卷绕小于一圈(小于360度)。此外,单螺纹形螺旋通道的数量不限于像单螺纹形螺旋通道a、b那样为两个,而可以是任意数量。

[0079] 在该实施方式中,连接构件37包括上述滚珠螺母33a和偏转器33b。连接构件37包括连接通道51,连接通道51连接至螺旋滚道39的两端(例如,图6中的端部A和端部B)并且与螺旋滚道39一起形成为连续循环通道50(参见图3、图6)。连接通道51是用于多个滚珠38的通道,并且连接通道51形成在滚珠螺母33a和偏转器33b中。

[0080] 如图7所示,在滚珠螺母33a的沿轴线方向的另一端上形成有凸缘部33a2。另外,在滚珠螺母33a中形成有一对长形的安装孔33a4、33a5,以便从滚珠螺母33a的外周面33a3延伸至滚珠螺母33a的内周面上的第二螺纹槽33a1。

[0081] 安装孔33a4、33a5设置成沿滚珠螺母33a的轴线方向彼此远离。例如,安装孔33a4、33a5设置成使得螺旋滚道39的两个单螺纹形螺旋通道a、b位于安装孔33a4、33a5之间。偏转器33b分别按压配合至一对安装孔33a4、33a5。另外,在滚珠螺母33a的外周面33a3上形成有连接安装孔33a4、33a5的连通槽33a6。

[0082] 如图8和图9所示,连通槽33a6由具有C形截面的槽构成,该具有C形截面的槽具有在滚珠螺母33a的外周面33a3上开口的开口33a7。如图9所示,连通槽33a6的直径D2比滚珠38中的大径滚珠38a(大径滚动元件)的直径D1稍大。另外,连通槽33a6的开口33a7的宽度W小于大径滚珠38a的直径D1。

[0083] 此外,如图3所示,偏转器33b具有相应的通孔33b1,通孔33b1形成为将连通槽33a6连接至端部A和端部B,端部A和端部B为螺旋滚道39的两端。偏转器33b具有将从螺旋滚道39的一端(端部A或端部B)移出的滚珠38(大径滚珠38a或小径滚珠38b)经由通孔33b1引导至连通槽33a6的功能。此外,偏转器33b具有将连通槽33a6中的滚珠38经由通孔33b1排出到螺旋滚道39的另一端(端部B或端部A)的功能。

[0084] 因此,偏转器33b的通孔33b1和滚珠螺母33a的连通槽33a6构成连接通道51,该连接通道51成为螺旋滚道39的端部A与端部B之间的捷径(参见图3、图6)。因此,设置在循环通道50中的滚珠38可以通过连接通道51不断地循环通过包括螺旋滚道39的连续循环通道50。

[0085] 因此,在本实施方式中,将由多列螺旋滚道39和一个连接通道51形成的循环通道50称为多列单循环通道。注意到的是,所有的滚珠38可以在连接通道51中自由地移动。然而,滚珠38不能在连接通道51中通过自身滚动而移动,并且可以通过由从螺旋滚道39的一端被排出的滚珠38(大径滚珠38a或小径滚珠38b)的推动力推动而在连接通道51中移动。

[0086] 如上所述,多个滚珠38是由多个大径滚珠38a和多个小径滚珠38b构成的滚珠组。如图10的示意图所示,在本实施方式中,大径滚珠38a和小径滚珠38b在循环通道50中一个接一个地交替排列。大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间的规定直径差 α 被预先设定。大径滚珠38a与小径滚珠38b的相应直径之间的规定直径差 α 通常为几微米到十几微米左右。稍后将对设定规定直径差 α 的方法进行描述。大径滚珠38a和小径滚珠38b例如由比如不锈钢轴承钢的铁基材料制成。

[0087] 此处,下面描述为什么在大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间设定规定直径差值 α 的原因。对于该描述,以下涉及图11中所示的相关技术,在该相关技术中,在设置于滚珠丝杠机构中的滚珠的直径之间没有设定直径差。假设了下述情况:如该相关技术中那样,当设置在滚珠丝杠机构中的滚珠B仅由具有相同直径的滚珠B构成时,在多个滚珠B中产生了如图11所示的滚珠堵塞。

[0088] 注意到的是,滚珠堵塞是已知的现象,其中,螺旋滚道中的多个滚珠B彼此接近,以便最终彼此接触(参见图11中左侧的三个滚珠)。存在导致滚珠堵塞的各种原因。例如,存在由于螺旋滚道的通道直径的大小不均匀而导致滚珠堵塞的情况。注意到的是,在本实施方式中,假设滚珠堵塞是由于通道直径的不均匀而导致的。

[0089] 即,在本实施方式中,如上所述,滚珠螺母33a的一端(图2中的左侧)由第二转向辅助壳体232支承在悬臂状态下。另外,带齿的从动带轮34固定至滚珠螺母33a的另一端。齿形带35a在齿形带35a具有规定的张力的状态下绕从动带轮34和设置在马达M的输出轴上的驱动带轮32a设置。因此,齿形带35a在重力方向上向下拉动滚珠螺母33a的该另一端,滚珠螺

母33a的一端被支承在悬臂状态下。

[0090] 因此,滚珠螺母33a的该另一端以该一端作为旋转中心向下移位。此时,如图12所示,在滚珠丝杠机构33的螺旋滚道39中,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β (距离)可能变得不均匀。例如,在本实施方式中,齿形带35a向下拉动滚珠螺母33a的另一端。因此,螺旋滚道39的上侧的间隙变窄为 β_1 。此外,螺旋滚道39中的下侧的间隙被加宽到 β_2 。

[0091] 因此,如图12所示,螺旋滚道39中的滚珠38从上侧向下侧被推出。这可能导致滚珠堵塞状态,其中,滚珠38中彼此相邻的大径滚珠38a和小径滚珠38b在螺旋滚道39的下侧彼此接触。注意到的是,在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 的不均匀性根据齿形带35a的张力方向在圆周方向上变化。

[0092] 另外,换句话说,在本实施方式中,滚珠螺母33a的第二螺纹槽33a1形成使得内节圆直径 ϕd_1 在滚珠螺母33a的轴线方向的中央部处较小,内节圆直径 ϕd_2 在其两个轴向端部处较大,如上所述。因此,由第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1构成的螺旋滚道39的径向通道直径在滚珠螺母33a的轴线方向的中央部处较小,在其两个轴向端部处较大(参见图4)。

[0093] 这可能导致螺旋滚道39中的滚珠38从滚珠螺母33a的轴线方向的中央部朝向两端被推动的情况。此外,由于螺旋滚道39的位于滚珠螺母33a的两端处的径向通道直径较大,所以如图12所示,滚珠38在滚珠螺母33a的两端处由于重力而容易从上侧向下落下。这可能导致滚珠堵塞状态,其中,滚珠38中彼此相邻的大径滚珠38a和小径滚珠38b在螺旋滚道39的两端及其下侧彼此接触。

[0094] 注意到的是,滚珠堵塞可以包括例如这样的情况,即当方向盘11在大约 5° 至 20° 的范围内稍微左右转向时,螺旋滚道中的滚珠B彼此接近并且最终彼此接触度(参见图11中的左侧的三个滚珠)。在任何情况下,滚珠堵塞是已知的现象,因此省略其细节。

[0095] 在滚珠丝杠机构的多个滚珠B中产生由于重力引起的滚珠堵塞的状态下,例如,驾驶员使方向盘转向,使得齿条轴RS(滚动元件螺纹部)朝向图13中的左侧移动(参照图13的RS中的箭头),如图13所示。因此,在螺旋滚道RK中彼此接触的多个滚珠B根据齿条轴RS(滚动元件螺纹部)和滚珠螺母BN(滚动元件螺母)的相对旋转方向而沿着相同方向(参见图13中的滚珠B中的箭头)旋转。

[0096] 因此,如图13所示,在滚珠B之间的接触部分T1处产生了沿相反方向的运动(旋转) M_1 、 M_2 ,使得每个滚珠B由于摩擦而干扰与滚珠B接触的配对滚珠B的旋转,并引起磨损。因此,使齿条轴RS沿轴向移动所需的方向盘的转向力增大。这可能使驾驶员感觉到方向盘的转向负载Q增加并变重。在下文中,将由于滚珠堵塞而使转向负载Q增加且变重的现象称为转向负载波动。

[0097] 就此而言,在本发明中,大径滚珠38a和直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α 的小径滚珠38b交替地设置在循环通道50中,如图10所示。因此,在车辆行驶期间在滚珠丝杠机构33的螺旋滚道39中产生如上所述的滚珠堵塞的情况下,当转向角处于由规定转向角 θ_1 限定的范围内时,换句话说,当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P为规定值 P_1 或更小时,几乎不会发生转向负载波动。换句话说,在本实施方式中,即使滚珠螺母33a的另一端由于齿形带35a的张力而向下移位并且在滚珠丝杠机构33的螺旋滚道39中

产生滚珠堵塞,仍然几乎不会发生转向负载波动。更具体地,如图10所示,大径滚珠38a和直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α 的小径滚珠38b交替地设置在循环通道50中,因此,几乎不会发生转向负载波动。

[0098] 当在滚珠38如上所述地设置的状态下在滚珠丝杠机构33的滚珠38中产生滚珠堵塞时,大径滚珠38a根据如图14所示的齿条轴21和滚珠螺母33a的相对移动方向而在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间沿相同的方向滚动,类似于现有技术。

[0099] 然而,此时,设置在大径滚珠38a之间的各小径滚珠38b的直径相对于大径滚珠38a的直径具有规定的负直径差 α 。因此,在滚珠堵塞状态下,小径滚珠38b中的每一者接触与其相邻的大径滚珠38a,但不与齿条轴21(第一螺纹槽21b1)和滚珠螺母33a(第二螺纹槽33a1)相接触,并且因此,小径滚珠38b不会被保持在齿条轴21与滚珠螺母33a之间。因此,小径滚珠38b不受第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1的限制。

[0100] 因此,在滚珠丝杠旋转时,小径滚珠38b中的每一者接触位于其两侧的与其相邻的大径滚珠38a,并且沿与大径滚珠38a的旋转方向相反的方向旋转。即,如图14所示,在小径滚珠38b与大径滚珠38a之间的接触部分T2、T3处,大径滚珠38a和小径滚珠38b一起沿相同方向移动,即,沿M3方向或M4方向移动。因此,不会产生摩擦,并且因此,小径滚珠38b和大径滚珠38a不会彼此干扰。因此,在接触部T2、T3处不产生磨损。因此,方向盘11的转向负载Q不会增加到较重,并且因此,驾驶员可以使方向盘11平稳地转向。

[0101] 然而,此时,小径滚珠38b不与第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1相接触,如上所述。因此,只有大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递动力P。

[0102] 即,与所有滚珠B具有相同直径的现有技术相比,在本实施方式中,在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递动力P的大径滚珠38a的数量大约为一半。因此,当在齿条轴21与滚珠螺母33a之间传递的动力P增加时,与现有技术相比,大径滚珠38a的强度的耐久性可能会降低。

[0103] 鉴于此,在本实施方式中,当传递的动力P增加到大于规定值P1时,确保大径滚珠38a的强度。为此,首先,设定不产生转向负载波动的范围,该范围由方向盘11的转向角 θ 的规定转向角 θ_1 限定。即,传递的动力P的规定值P1被方向盘11的转向角 θ 替换。根据文献检索、实验等,本发明的发明人认为,在车辆以高速直线行驶的状态下,当不产生因滚珠堵塞引起的转向负载波动并且由规定转向角 θ_1 限定的范围被设定为等于或大于-40度并且等于或小于+40度时,即,当规定转向角 θ_1 设定至 ± 40 度时,可以减少驾驶员感觉到的不适感。鉴于此,不产生转向负载波动且由方向盘11的规定转向角 θ_1 限定的范围被设定为等于或大于-40度,并且等于或小于+40度(参见图16)。然而, ± 40 度的范围是示例,并且规定转向角 θ_1 可以是任何度数。

[0104] 因此,在转向角 θ 处于由规定转向角 θ_1 限定的范围(± 40 度)内的情况下,动力P仅通过大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递。

[0105] 接下来将对用于在转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 的情况下(在转向角 θ 不在由规定转向角 θ_1 限定的范围情况下)提高大径滚珠38a的强度的耐久性的方法进行描述。方法如下。

即,在转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 (± 40 度)的情况下,即,在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递的动力 P 超过规定值 P_1 的情况下,除了大直径滚珠38a之外,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1还与小径滚珠38b相接触。

[0106] 因此,在转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 (± 40 度)的情况下,由于动力 P 的规定值 P_1 ,大径滚珠38a、第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1中的至少一个构件还以规定直径差 α 弹性变形,并且因此,第一螺纹槽21b1的槽表面和第二螺纹槽33a1的槽表面与小直径滚珠38b相接触(参见图15)。

[0107] 注意到的是,甚至在转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 (± 40 度)之前,大径滚珠38a、第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1中的至少一个构件的弹性变形开始。这种情况与转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 (± 40 度)的情况的差别是第一螺纹槽21b1的槽表面和第二螺纹槽33a1的槽表面是否接触小径滚珠38b。规定值 P_1 是基于曲线 G_1 确定的值,将在后面对其更具体的描述。

[0108] 在第一螺纹槽21b1的槽表面和第二螺纹槽33a1的槽表面接触小径滚珠38b时,从槽表面中的每一者开始从初始位置朝向小径滚珠38b移位时直到槽表面中的每一者接触小径滚珠38b为止的位移量 t (未示出)是第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1和大径滚珠38a的位移量的总和。槽表面中的每一者的初始位置是在方向盘11的转向角 θ 为中立的状态下的位置。当该总和超过大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间的规定直径差 α 时,小径滚珠38b也接触第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1。

[0109] 因此,由于第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间的动力 P 的传递而施加到大径滚珠38a的负载可以与小径滚珠38b分担。

[0110] 规定直径差值 α 为规定量,规定直径差值 α 例如根据经验来设定,使得当转向角 θ 超过规定转向角 θ_1 (± 40 度)时,小径滚珠38b因第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力 P 的规定值 P_1 而接触第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1。大径滚珠38a、第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1由能够实现上述作用的具有适当杨氏模量的铁基材料制成。

[0111] 如上所述,基于图16所示的曲线 G_1 确定在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力 P 的规定值 P_1 。注意到的是,图16的曲线 G_1 是基于实验的曲线图,表示方向盘11在正常时间(路面是干铺路面,并且转向车轮26具有足够深度的轮胎槽)转向时方向盘11(转向轴12)的转向角 θ 与转向负载 Q 之间的关系。如下文将进行描述的,图16中的曲线 G_1 、 G_2 是基于关于车速 V 的不同条件的曲线图。仅使用曲线 G_1 、 G_2 来对实施方式进行了描述。

[0112] 注意到的是,这里使用的正常时间表示例如在循环通过循环通道50的多个滚珠38中不引起滚珠堵塞并且滚珠38可以在本发明的滚珠丝杠机构33的螺旋滚道39中平滑地滚动的的时间。

[0113] 实线所示的曲线 G_1 是如下曲线图,该曲线图表示在转向车轮26以规定圆周速度、例如以 X km/h旋转的状态下,即车辆以规定车速 X km/h行驶的状态下,方向盘11(转向轴12)的转向角 θ (度)与的转向负载 Q 之间的关系的曲线图。在本实施方式中, X km/h是80km/h,这是例如在高速公路上的行驶速度的一个示例。

[0114] 注意到的是,由交替的双点划线表示的曲线 G_2 是表示例如在方向盘11在转向车轮26的规定圆周速度为0km/h的停车状态下转向的情况下的方向盘11(转向轴12)的转向角 θ (度)与转向负载 Q 之间的关系的曲线图。

[0115] 此外,在图16中,方向盘11的转向角 θ (度)与转向负载 Q 之间的关系根据车辆的车速 V 而变化。即,从0km/h的车速到80km/h的车速的方向盘11的转向角 θ (度)与转向负载 Q 之间的多个关系存在于 $G1$ 与 $G2$ 之间,以便与相应的车速 V 相对应。此外,在 $G1$ 的与 $G2$ 的相反侧,还存在与相应的车速 V 相对应的多个关系。随着车速 V 变得高于曲线 $G1$ 的车速,曲线像曲线 $G3$ 那样朝向转向负载较小的一侧移动。此外,随着车速 V 变得低于曲线 $G1$ 的车速时,曲线图像曲线 $G2$ 那样朝向转向负载 Q 较大的一侧移动。

[0116] 此外,在曲线 $G1$ 和 $G2$ 中,在方向盘11从转向角为0度的位置朝向右侧转向时的转向负载 Q 由相对于转向角0度位于右侧且相对于曲线 $G1$ 位于上侧上的线表示。此外,在方向盘11从转向角为0度的位置朝向左侧转向时的转向负载 Q 由相对于转向角0度位于左侧且相对于曲线 $G1$ 位于下侧的线表示。

[0117] 即,在图16中,方向盘11(转向轴12)向右侧转向时的转向负载 Q 为正,方向盘11(转向轴12)向左侧转向时的转向负载 Q 为负。另外,车速 V 越高,转向负载 Q 越小,并且车速 V 越低,转向负载 Q 越大。

[0118] 随后,根据如上所述地设定的规定转向角 θ_1 (± 40 度)和曲线 $G1$ 之间的交点确定转向负载 Q_1 ($-Q_1$) (参见图16)。此时,转向负载 Q_1 ($-Q_1$)是与在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力 P 的规定值 P_1 对应的值。如上所述,基于转向负载 Q_1 ($-Q_1$)通过实验等确定大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间的规定直径差 α 。

[0119] 即,确定直径差并将其设定为规定直径差 α ,该直径差允许第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1通过转向负载 Q_1 ($-Q_1$)移位以便当转向负载 Q_1 ($-Q_1$)在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递时接触小径滚珠38b。

[0120] 在如上所述设定规定直径差 α 的状态下,当方向盘11的转向角 θ 超过 ± 40 度并且转向负载 Q 超过转向负载 Q_1 ($-Q_1$)时,第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1和接收第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间的负载的大径滚珠38a中的至少一个构件进一步弹性变形。于是,第一螺纹槽21b1的槽表面和第二螺纹槽33a1的槽表面在朝向小径滚珠38b的方向上移位,以便减小大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间的规定直径差 α 且与小径滚珠38b接触,并且因此,小径滚珠38b被保持在第一螺纹槽21b1的槽面与第二螺纹槽33a1的槽面之间(参见图15)。

[0121] 因此,施加在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间的负载由小径滚珠38b和大径滚珠38a共同分担。因此,这提高了滚珠38(小径滚珠38b和大径滚珠38a)的强度耐久性和耐磨损性。因此,如果方向盘11被转向成使得转向角超过指定的转向角 θ 、即 ± 40 度,则滚珠38(特别是大径滚珠38a)被很好地保护。

[0122] 注意到的是,在应用上述条件的情况下,在车辆停止时实现以下状态。即,当将上述条件应用于由曲线 $G2$ 所示的在车辆停止期间方向盘11的转向角 θ 与转向负载 Q 之间的关系时,小径滚珠38b与大径滚珠38a一起在转向角 θ 的基本上整个区域中接收因动力 P 的传递而产生的负载。即,在滚珠38产生滚珠堵塞的状态下进行无驱动转向的情况下,由于该滚珠堵塞的影响,方向盘11的转向负载 Q 在转向角 θ 的大致整个区域中变大。然而,如果由于在方向盘11在没有行驶的情况下转向时转向自然变得很重而允许这一点,则该条件成立。

[0123] 另外,在本实施方式中,基于表示在车辆高速行驶期间的方向盘11的转向角 θ 与转向负载 Q 之间的关系的曲线 $G1$ 来设定规定直径差 α 。然而,本发明不限于该实施方式。在变形

例1中,也可以基于表示在车辆停止期间的方向盘11的转向角 θ 与转向负载 Q 之间的关系的曲线G2来设定规定直径差 α 。

[0124] 在变形例1中,假设在车辆行驶期间引起滚珠堵塞之后车辆停止,并且在车辆停止的状态下使方向盘11(转向轴12)转向而不进行驱动。即,在变形例1中,转向车轮26的旋转的规定圆周速度 X 为0km/h,即车辆的车速 X 为0km/h。

[0125] 在变形例1中,首先,如在上述实施方式中那样设定范围,改范围由方向盘11(转向轴12)的规定转向角 θ_1 限定,并且在该范围中,动力 P 仅由大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递。规定的转向角 θ_1 可以被设定为任何角度,但是与该实施方式类似,作为示例,在假设转向角 θ 设置为 ± 40 度时进行以下描述。此外,当方向盘11的转向角 θ 为 ± 40 度时,方向盘11的转向负载 Q 根据图16中的曲线G2被假定为 $Q_2(-Q_2)$ 。

[0126] 当方向盘11的转向角 θ 超过 ± 40 度并且转向负载 Q 超过转向负载 $Q_2(-Q_2)$ 时,大径滚珠38a、第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1中的至少一个构件进一步弹性变形,并且第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1中的每一者的槽表面被移位规定尺寸($\alpha/2$),以便接触小径滚珠38b,并且因此,小径滚珠38b被保持在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间。注意到的是,大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的规定直径差 α 通过与上述实施方式中的方法相似的方法设定。

[0127] 在设定条件下,在车速为0km/h的情况下,当转向角 θ 在由 ± 40 度限定的范围内时,动力 P 可以仅通过大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递。

[0128] 因此,每个小径滚珠38b可以在其相邻的大径滚珠38a之间旋转,而不受第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1的限制。因此,如上所述,小径滚珠38b不干扰大径滚珠38a的旋转,并适当地抑制方向盘11的转向负载 Q 变重。

[0129] 当方向盘11的转向角超过 ± 40 度并且转向负载 Q 超过转向负载 $Q_2(-Q_2)$ 时,大径滚珠38a、第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1中的至少一个构件如上所述进一步弹性变形。于是,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1的槽表面朝向小径滚珠38b移位,以减小大径滚珠38a的直径与小径滚珠38b的直径之间的规定直径差 α 并接触小径滚珠38b,并且因此,小径滚珠38b被保持在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1的槽表面之间。

[0130] 因此,小径滚珠38b以及大径滚珠38a接收由于齿条轴21(第一螺纹槽21b1)与滚珠螺母33a(第二螺纹槽33a1)之间的动力 P 的传递而产生的负载,从而提高了与滚珠38(小径滚珠38b和大径滚珠38a)的强度和磨损相关的可靠性。如果方向盘11转向成使得转向角超过 ± 40 度,则大径滚珠38a被很好地保护。

[0131] 此外,在变形例2中,基于图16的曲线G1,在G1中的转向车轮26的圆周速度为基准圆周速度(换言之,设定圆周速度) V (例如基准圆周速度(车速) $V=80$ km/h)的情况下,可以设定在高于基准圆周速度 V 的规定圆周速度 V_1 (例如,规定圆周速度 $V_1=100$ km/h)下的曲线G3,并且大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的规定直径差 α 可以基于曲线G3来设定。注意到的是,在这种情况下的规定转向角 θ_1 可以设定为任何角度。即使在这种情况下,也可以获得与上述实施方式中获得的效果相同的效果。

[0132] 注意到的是,同样在变形例2中,方向盘11的规定转向角 θ_1 可以被设定为例如 ± 40

度,在该规定转向角 θ_1 下,动力P的规定值 P_1 仅通过大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递。因此,可以获得与上述实施方式中获得的效果相同的效果。

[0133] 注意到的是,在应用变形例2的条件(例如,基准圆周速度 $V=80\text{km/h}$)和曲线G2(在车辆停止时)中实现下述状态。即,在曲线G1、G2所示的方向盘11的转向角 θ 与转向负载Q之间的关系中,小径滚珠38b以及大径滚珠38a在转向角 θ 的整个区域中承受因动力P的传递而引起的负载。

[0134] 即,当在滚珠38中产生滚珠堵塞时,方向盘11的转向负载Q在转向角 θ 的基本上整个区域中变大。然而,从不同的观点来看,小径滚珠38b以及大径滚珠38a在转向角 θ 的整个区域中承受齿条轴21(第一螺纹槽21b1)与滚珠螺母33a(第二螺纹槽33a1)之间的负载。因此,这提高了与滚珠38(小径滚珠38b和大径滚珠38a)的强度和磨损相关的可靠性。

[0135] 此外,在变形例3中,基于图16的曲线G1,在G1中的转向车轮26的圆周速度为基准圆周速度V(例如基准圆周速度 $V=80\text{km/h}$)的情况下,例如可以设定处于比基准圆周速度V小的规定圆周速度 V_2 (例如圆周速度 $V_2=30\text{km/h}$)的曲线G4,并且可以基于曲线G4设定大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的规定直径差 α 。

[0136] 注意到的是,在变形例3中,方向盘11的规定转向角 θ_1 可以为例如 ± 40 度,在该规定转向角 θ_1 下,仅通过大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递动力P的规定值 P_1 。因此,可以获得与上述实施方式中获得的效果相同的效果。

[0137] 另外,在应用变形例3的条件(例如,基准圆周速度 $V=80\text{km/h}$)的情况下,小径滚珠38b和大径滚珠38a在曲线G1中的转向角 θ 的高转向角区域H(参见图16)中承受第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间的负载。因此,在希望仅通过大径滚珠38a在齿条轴21(第一螺纹槽21b1)与滚珠螺母33a(第二螺纹槽33a1)之间传递动力P直到转向角 θ 以基准圆周速度V到达曲线G1中的高转向角区域H中为止的情况下,如修改例3那样,可以基于处于比基准圆周速度小的规定圆周速度的曲线设定规定直径差 α 。

[0138] 此外,在本实施方式中,基于指示在车辆高速行驶期间方向盘11的转向角 θ 与转向负载Q之间的关系的曲线G1来设定规定直径差 α 。然而,本发明不限于该实施方式。在变形例4中,例如,在行驶的车辆(例如,转向车轮26)行进到路缘石上的情况下,可以从转向车轮26向齿条轴21输入的动力的值中选择适当的值,并且该适当的值可以被设定为第一螺纹槽21b1(齿条轴21)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间传递的规定值 P_1 ,以设定规定直径差 α 。

[0139] 此外,在本实施方式中,滚珠丝杠机构33被应用于齿条并联电动转向设备S1。然而,本发明不限于该实施方式。在另一实施方式中,滚珠丝杠机构33可以被应用于例如其中齿条轴和马达同轴地设置的所谓的齿条直接(rack-direct)电动转向装置,如日本专利申请公开No.2011-105075A(JP 2011-105075A)中描述的。在这种情况下,也期望获得适当的效果。

[0140] 从上述描述显而易见的是,根据上述实施方式,电动转向装置S1(转向装置)包括:转向轴12;齿条轴21(被转向轴),该齿条轴21被壳体22支承以便能够沿轴线方向滑动,并且该齿条轴21构造成根据转向轴12的转向角而经由齿轮齿条机构沿轴线方向进行往复移动以使转向车轮26转向;滚珠丝杠机构33,该滚珠丝杠机构33包括滚动元件螺纹部、滚珠螺母

(滚动元件螺母) 33a、连接构件37和多个滚珠38(滚动元件),该滚动元件螺纹部具有形成在齿条轴21的外周面上的第一螺纹槽21b1,该连接构件37具有形成在滚珠螺母33a的内周面上的第二螺纹槽33a1以与第一螺纹槽21b1相对应,连接构件37包括连接通道51,该连接通道51连接至形成在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的螺旋滚道39的两端,以便与螺旋滚道39一起形成连续循环通道50,所述多个滚珠38布置且容纳在循环通道50中;以及马达M,该马达M固定至壳体22上并且构造成使滚珠螺母(滚动元件螺母) 33a绕齿条轴21的轴线旋转。

[0141] 多个滚珠38(滚动元件)包括大径滚珠38a(大径滚动元件)和小径滚珠38b(小径滚动元件),小径滚珠38b的直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α ,小径滚珠38b中的每一者设置在大径滚珠38a之间。当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P的大小为规定值P1或更小时,仅大径滚珠38a在螺旋滚道39中的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P。此外,规定直径差 α 被设定为使得当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P超过规定值P1时,大径滚珠38a和小径滚珠38b在螺旋滚道39中的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P。

[0142] 因此,在螺旋滚道39中,直径小于大径滚珠38a的直径且能够不受来自螺旋滚道39的限制而旋转的小径滚珠38b(小径滚动元件)各自设置在大径滚珠38a之间。因此,当构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P为规定值P1或更小时,仅大径滚珠38a进行动力传递。因此,至少在大径滚珠38a与小径滚珠38b接触的接触部分T2处,小径滚珠38b因大径滚珠38a的旋转而可以沿与大径滚珠38a的旋转方向相反的旋转方向旋转。换句话说,在大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的接触部分T2处,大径滚珠38a和小径滚珠38b可以沿相同方向相对于彼此移动。因此,在大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的接触部分T2处不产生由大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的相对运动引起的摩擦,并且方向盘11(转向轴12)的转向负载Q不增加。

[0143] 此外,在需要在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递大于规定值P1的动力P的情况下,第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1和与第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1接触的大径滚珠38a(大径滚动元件)中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙减小。因此,在螺旋滚道39中,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1与小径滚珠38b(小径滚动元件)接触,使得第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的动力传递可以由大径滚珠38a和小径滚珠38b两者执行。这提高了滚动元件的耐久性。

[0144] 此外,根据本实施方式,当转向轴12在转向车轮26以规定圆周速度X(=车速X)旋转的状态下转向成使得转向角处于由规定转向角 θ_1 限定的范围内时,仅大径滚珠38a(大径滚动元件)传递动力。此外,当转向轴12在转向车轮26以规定圆周速度X(=车速X)旋转的状态下转向成使得转向角超过规定转向角 θ_0 时,大径滚珠38a和小径滚珠38b传递动力。

[0145] 因此,在转向车轮26以规定圆周速度X(=车速X)旋转并且转向轴12(方向盘11)转向使得转向角处于由规定转向角 θ_1 所限定的范围内的情况下,即,在转向轴12的转向角小并且因此在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力相对较小且为规定值P1或更小的情况下,保持小径滚珠38b(小径滚动元件)可旋转的状态。即,仅大径滚珠38a(大径滚动元件)接触第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1,并在第一螺纹槽

21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力。

[0146] 因此,小径滚珠38b不干扰小径滚珠38b与之接触的大径滚珠38a的旋转,并且因此,小径滚珠38b和大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1(滚珠螺纹部21b)与第二螺纹槽33a1(滚珠螺母33a)之间相对于彼此平滑地旋转。因此,即使发生滚珠堵塞并且滚珠38彼此接触,小径滚珠38b和大径滚珠38a仍在滚动元件螺纹部21b与滚珠螺母33a(滚动元件螺母)之间相对于彼此平滑地旋转。

[0147] 此外,在转向车轮26以规定圆周速度 $X(=车速X)$ 旋转且转向轴12转向成转向角超过规定转向角 θ 的情况下,即,在转向轴12的转向角较大并且因此需要在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递等于或大于规定值 P_1 的动力力的情况下,第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1以及与第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1接触的大径滚珠38a(大径滚动元件)中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙(规定直径差 α)减小。于是,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1接触小径滚珠38b(小径滚动元件)。因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的动力传递可以由大径滚珠38a(大径滚动元件)和小径滚珠38b(小径滚动元件)两者执行,从而可以确保大动力的传输的耐久性。

[0148] 滚珠螺母33a的第二螺纹槽33a1的内节圆直径形成为在轴线方向上在滚珠螺母33a的轴向端部处比在滚珠螺母33a的中央部处大,多个滚珠38包括大径滚珠38a(大径滚动元件)和直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α 的小径滚珠38b(小径滚动元件),小径滚珠38b中的每一者设置在大径滚珠38a之间。规定直径差 α 被设定成使得当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力 P 的大小为规定值 P_1 或更小时,仅螺旋滚道39中的大径滚珠38a在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力 P ,并且当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力 P 的大小超过规定值 P_1 时,螺旋滚道39中的大径滚珠38a和小径滚珠38b两者均在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力 P 。

[0149] 在如上所述构造的电动转向装置S1(转向装置)中,滚珠螺母33a(滚动元件螺母)的第二螺纹槽33a1的内节圆直径形成为在轴线方向上在轴向端部处比在中央部处大,并且因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的径向间隙在中央部处比在两端处小。

[0150] 因此,布置且容纳在滚珠螺母33a的第二螺纹槽33a1中的多个滚珠38(滚动元件)容易地从第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的径向间隙小的中央部朝向径向间隙大的两端移动。此外,由于第二螺纹槽33a1与第一螺纹槽21b1之间的径向间隙在第二螺纹槽33a1的两端处较大,所以多个滚珠38还容易沿重力方向向下落下。这增加了第二螺纹槽33a1的两端的下侧的滚珠38的密度,这可能引起相邻的滚珠38彼此接触的滚珠堵塞状态。

[0151] 但是,在螺旋滚道39中,每个小径滚珠38b(小径滚动元件)设置在大径滚珠38a(大径滚动元件)之间。小径滚珠38b的直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α ,从而能够在不受来自构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1的任何限制的情况下旋转。因此,在齿条轴21在滚珠堵塞状态下沿轴线方向移动的情况下,小径滚珠38b因至少在大径滚珠38a与小径滚珠38b接触的部分处的大径滚珠38a的旋转而可以沿与大径滚珠38a的旋转方向相反的旋转方向旋转。因此,在大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的接触部分处,不会产生由于大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的相对运动所引起的摩擦。

[0152] 此时,当在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力

P为规定值P1或更小时,小径滚珠38b可自由旋转的状态如上所述被保持。即,仅大径滚珠38a接触第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1并且在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P。因此,能够在不干扰与小径滚珠38b接触的大径滚珠38a的旋转的情况下实现滚珠螺纹部与滚珠螺母33a之间的平滑的相对旋转。因此,转向轴12的转向负载Q不增大。

[0153] 此外,在如上所述构造的电动转向装置S1(转向装置)中,当滚动元件螺母33a由于包括在带传动机构35中的齿形带35a的张力而沿指定方向被迫压时,可能在张力的方向上产生不均匀。因此,在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙(间隔)也产生了不均匀,即螺旋滚道39中的径向间隙中也产生了不均匀。这可能会在螺旋滚道39中的滚动元件38的通道中产生较窄部分和较宽部分。在这种状态下,滚动元件可以从通道的较窄部分被进一步推向通道的较宽部分,这可能导致相邻的滚动元件38在较宽部分中彼此接触的滚珠堵塞状态。然而,即使在这种情况下,通过采用本发明的滚珠丝杠机构33,也能够更有效地抑制转向负载的增大。

[0154] 另外,换句话说,从上述说明可知,根据上述实施方式,电动转向装置S1(转向装置)包括:齿条轴21(被转向轴),齿条轴21(被转向轴)由壳体22支承以便能够在轴线方向上滑动,并且构造成在轴线方向上进行往复运动以使转向车轮26转向;滚珠丝杠机构33,滚珠丝杠机构33包括滚动元件螺纹部、滚珠螺母33a(滚动元件螺母)、连接构件37和多个滚珠38(滚动元件),滚动元件螺纹部具有形成在齿条轴21的外周面上的第一螺纹槽21b1,滚珠螺母33a具有形成在滚珠螺母33a的内周面上的第二螺纹槽33a1以便与第一螺纹槽21b1相对应,连接构件37包括连接通道51,连接通道51连接至形成在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的螺旋滚道39的两端,从而与螺旋滚道39一起形成连续循环通道50,所述多个滚珠38布置且容纳在循环通道50中;马达M,马达M固定至壳体22且包括从齿条轴21偏移的输出轴32b;以及带传动机构35,带传动机构35包括带齿的驱动带轮32a、带齿的从动带轮34以及齿形带35,带齿的驱动带轮32a设置在输出轴32b上以能够与输出轴32b一体地旋转,带齿的从动带轮34一体地设置在滚珠螺母33a上,齿形带35在驱动带轮32a与从动带轮34之间传递驱动力。

[0155] 多个滚珠38包括大径滚珠38a(大径滚动元件)和直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差的小径滚珠38b(小径滚动元件),小径滚珠38b中的每一者设置在大径滚珠38a之间。此外,螺旋滚道39中的径向间隙根据齿形带35a的张力的方向而在圆周方向上变化。规定直径差 α 被设定为使得当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P的大小为规定值P1或更小时,仅大径滚珠38a(大径滚动元件)在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P,并且当在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P的大小超过规定值P1时,螺旋滚道39中的大径滚珠38a和小径滚珠38b两者均在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P。

[0156] 在如上所述构造的电动助力转向装置S1(转向装置)中,当滚动元件螺母33a由于齿形带35a的张力而在指定方向上被迫压时,可能导致不均匀性。这也导致第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β (间隔)不均匀,即螺旋滚道39的径向间隙 β 不均匀。这可能导致在螺旋滚道39中的用于滚动元件38的通道中的较窄部分的间隙 β_1 和较宽部分的间隙 β_2 。在这种状态下,滚动元件从通道的较窄部分被推向通道的较宽部分,这可能导致滚珠堵塞状态,其中,相邻的滚动元件38在较宽部分中彼此接触。

[0157] 但是,在螺旋滚道39中,直径比大径滚珠38a的直径小规定直径差 α 并且因此能够不受螺旋滚道39限制地旋转的小径滚珠38b各自布置在大径滚珠38a之间。在该构型中,当构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P为规定值P1或更小时,仅大径滚珠38a与第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1接触并且在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P。因此,由于大径滚珠38a至少在大径滚珠38a接触小径滚珠38b的部分处的旋转,小径滚珠38b可以沿与大径滚珠38a的旋转方向相反的旋转方向旋转。因此,在大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的接触部分处,几乎不会发生由大径滚珠38a与小径滚珠38b之间的相对运动引起的摩擦。即,能够在不干扰与小径滚珠38b接触的大径滚珠38a的旋转的情况下实现滚珠螺纹部与滚珠螺母33a之间的平滑相对旋转。因此,转向轴12的转向负载不增加。

[0158] 此外,在构成螺旋滚道39的第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递的动力P超过规定值P1的情况下,第一螺纹槽21b1、第二螺纹槽33a1以及与第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1接触的大径滚珠38a中的至少一个构件弹性地变形,并且因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙减小。因此,在螺旋滚道39中,第一螺纹槽21b1和第二螺纹槽33a1移位以接触小径滚珠38b(小径滚动元件)。因此,能够通过大径滚珠38a(大径滚动元件)和小径滚珠38b这两者来执行在第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间传递动力P,从而改善滚珠38(滚动元件)的耐久性。

[0159] 此外,在上述实施方式中,滚珠丝杠机构33容纳在壳体22的第二转向辅助壳体232中,并且滚珠螺母33a(滚动元件螺母)的一端由壳体22的第二转向辅助壳体232支承,并且滚珠螺母33a的另一端设置有从动带轮34。

[0160] 即,滚珠螺母33a由第二转向辅助壳体232支承在悬臂状态下。在该状态下,带齿的从动带轮34固定至另一端,在齿形带35a具有规定张力的状态下,齿形带35a绕从动带轮34和驱动带轮32a的外周设置。因此,齿形带35a向下拉动滚珠螺母33a的另一端,滚珠螺母33a的一端被支承在悬臂状态下。

[0161] 因此,滚珠螺母33a的该另一端以该一端作为旋转中心向下移位。此时,在滚珠丝杠机构33的螺旋滚道39中,螺旋滚道39的径向间隙 β ,即,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 如图12所示变得不均匀,使得螺旋滚道39中的上侧的间隙变窄以变为间隙 β_1 ,并且螺旋滚道39中的下侧的间隙变宽以变为间隙 β_2 。

[0162] 因此,螺旋滚道39中的滚珠38从上侧向下侧被推出,这可能导致彼此相邻的大径滚珠38a和小径滚珠38b在螺旋滚道39中的下侧彼此接触的滚珠堵塞状态。注意到的是,在本实施方式中,由于螺旋滚道39中的上侧(正上方)上的间隙变窄以变为间隙 β_1 ,并且在螺旋滚道39中的下侧(正下方)上的间隙变宽以变为间隙 β_2 ,滚珠38因重力而容易在螺旋滚道39中向下落下,并且因此更容易导致滚珠堵塞状态。因此,由于本发明被应用于滚珠38容易进入滚珠堵塞状态的实施方式,所以可以获得显著的效果。

[0163] 此外,在本实施方式中,滚珠丝杠机构33的循环通道50的螺旋滚道39由多列单循环通道构成。在多列单循环通道中,在轴线方向上设置有卷绕的两个(或更多个)单螺旋形螺旋通道a、b。因此,例如与由单列单循环通道构成的循环通道相比,在循环通道中使用更多的滚珠(滚动元件)。因此,由于在多列单循环通道中的一个循环通道中使用的滚珠的数量较多,因此在多列单循环通道中,当发生滚珠堵塞时转向负载Q增加的量较大。因此,在本

发明的滚珠丝杠机构33适用于多列单循环通道的情况下,与将本发明的滚珠丝杠机构33适用于单列单循环通道的情况相比,能够得到更大的效果。

[0164] 注意到的是,在上述实施方式中,大径滚珠38a由铁基材料制成。然而,本发明不限于该实施方式。大径滚珠38a可以由任何材料制成,只要大径滚珠38a具有规定的强度和杨氏模量,使得大径滚珠38a可以相对于小径滚珠38b提供规定直径差 α 即可。此外,小径滚珠38b可以由难以变形的材料例如陶瓷制成,只要小径滚珠38b具有例如规定的强度即可。此外,小径滚珠38b可以由树脂等制成。

[0165] 此外,在上述实施方式中,大径滚珠38a和小径滚珠38b在螺旋滚道39中一个接一个地交替布置。然而,本发明不限于该实施方式,每个小径滚珠38b可设置在具有两个大径滚珠38a的组之间。此外,每个小径滚珠38b可以设置在具有三至N个大径滚珠38a的组之间。

[0166] 在这种情况下,在滚珠38的滚珠堵塞发生时,在大径滚珠38a彼此接触的部分处,它们的旋转被所引起的摩擦干扰。这可以如现有技术那样增加方向盘11的转向负载Q。然而,如在上述实施方式中那样,至少小径滚珠38b可以在它们相邻的大径滚珠38a之间自由地旋转。因此,由于设置有小径滚珠38b,因此能够抑制由于滚珠堵塞而导致的方向盘11的转向负载Q的增大。

[0167] 此外,在上述实施方式中,循环通道50通过由多列螺旋滚道39和一个连接通道51形成的多列单循环通道构成。然而,本发明不限于该实施方式。在另一实施方式中,如在日本专利申请公开No.2016-020725(JP 2016-020725 A)中所公开的循环通道可以由单列单循环通道形成,该单列单循环通道由单列螺旋滚道和一个连接通道构成。在这种情况下,可以在轴线方向上设置规定数量的单列单循环通道。在这种情况下,也期望获得适当的效果。

[0168] 另外,在上述实施方式中,规定车速V(转向车轮的规定圆周速度V)下的方向盘11(转向轴12)的规定转向角为 ± 40 度,但本发明不限于该实施方式。规定转向角可以设定为任意角度。通过该构型,期待得到与所设定的规定转向角对应的效果。

[0169] 此外,在上述实施方式中,连接构件37的连接通道51形成在滚珠螺母33a内部。然而,本发明不限于该实施方式,并且连接通道可以由已知的回管系统构成,其中,管等附接至滚珠螺母33a的外侧。此外,连接通道可以由内部偏转器系统构成,其中,使用已知的内部偏转器构成连接通道。此外,连接通道也可以由已知的端盖系统、导向板系统等构成。在任何情况下,期望获得与上述实施方式中获得的效果相同的效果。

[0170] 注意到的是,在上述实施方式中,马达M的驱动带轮32a沿重力方向设置在从动带轮34下面(下方),从动带轮34设置在滚珠螺母33a的另一端,滚珠螺母33a的一端以悬臂方式被支承。因此,绕驱动带轮32a和从动带轮34设置的齿形带35a以规定的张力向下拉动(迫压)滚珠螺母33a的另一端。因此,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 在上侧和下侧之间变得不均匀,使得上侧的间隙(间隔)变窄以变为间隙 β_1 并且下侧的间隙(间隔)变宽以变为间隙 β_2 。

[0171] 然而,本发明不限于该实施方式,并且马达M的驱动滑轮32a可以设置在绕从动带轮34的旋转轴线的周向方向上的任何位置。因此,齿形带35a根据设置驱动带轮32a的位置以规定的张力朝向驱动带轮32a拉动滚珠螺母33a的另一端。于是,滚珠螺母33a沿施加拉力的方向移位,使得第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 不均匀。此时,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 最大的位置是将驱动带轮32a的旋转轴线与从动带

轮34的旋转轴线连接的假想线与螺旋滚道39相交的位置。此外,第一螺纹槽21b1与第二螺纹槽33a1之间的间隙 β 最小的位置是从间隙 β 最大的位置绕从动带轮34的旋转轴线移位 180° 的位置。即使利用该构型,也可以获得与上述实施方式中获得的操作相同的操作,并获得适当的效果。

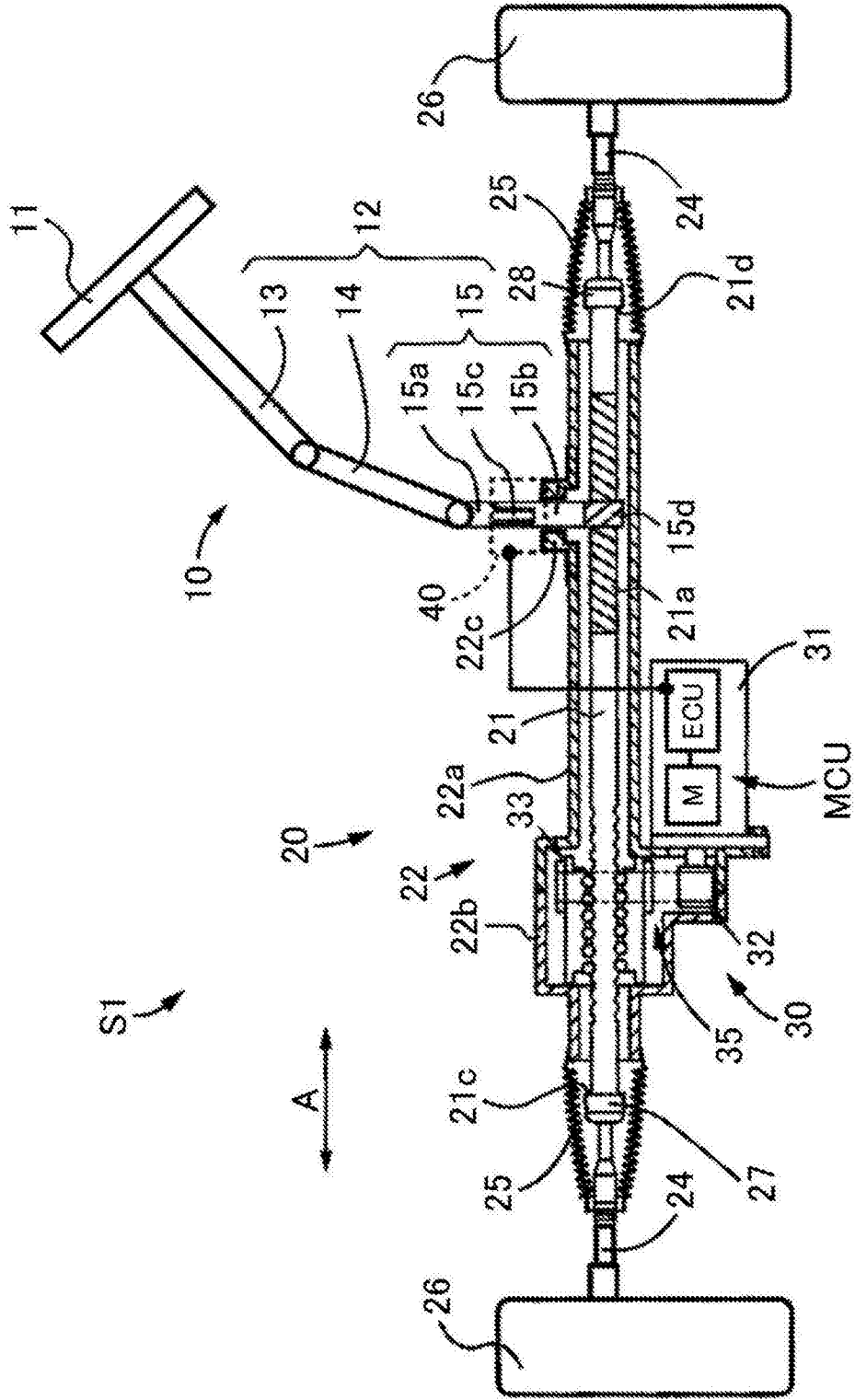


图1

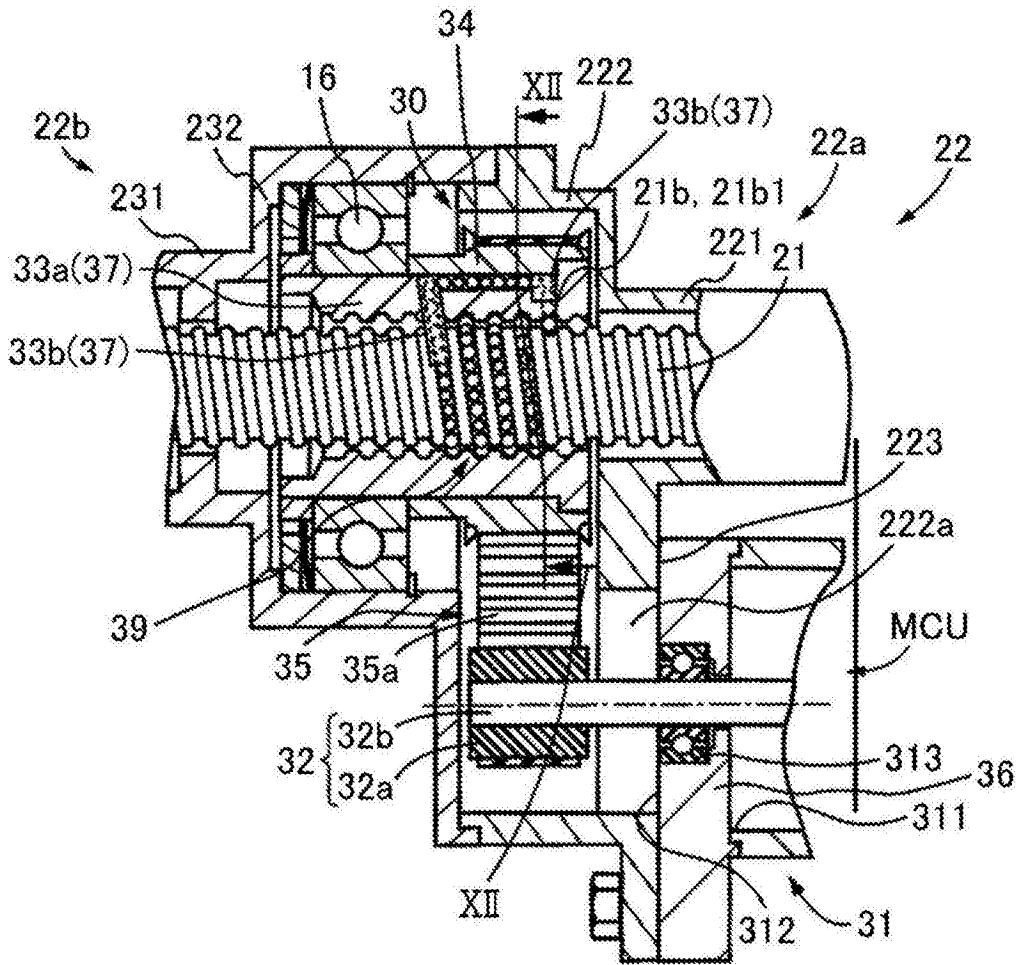


图2

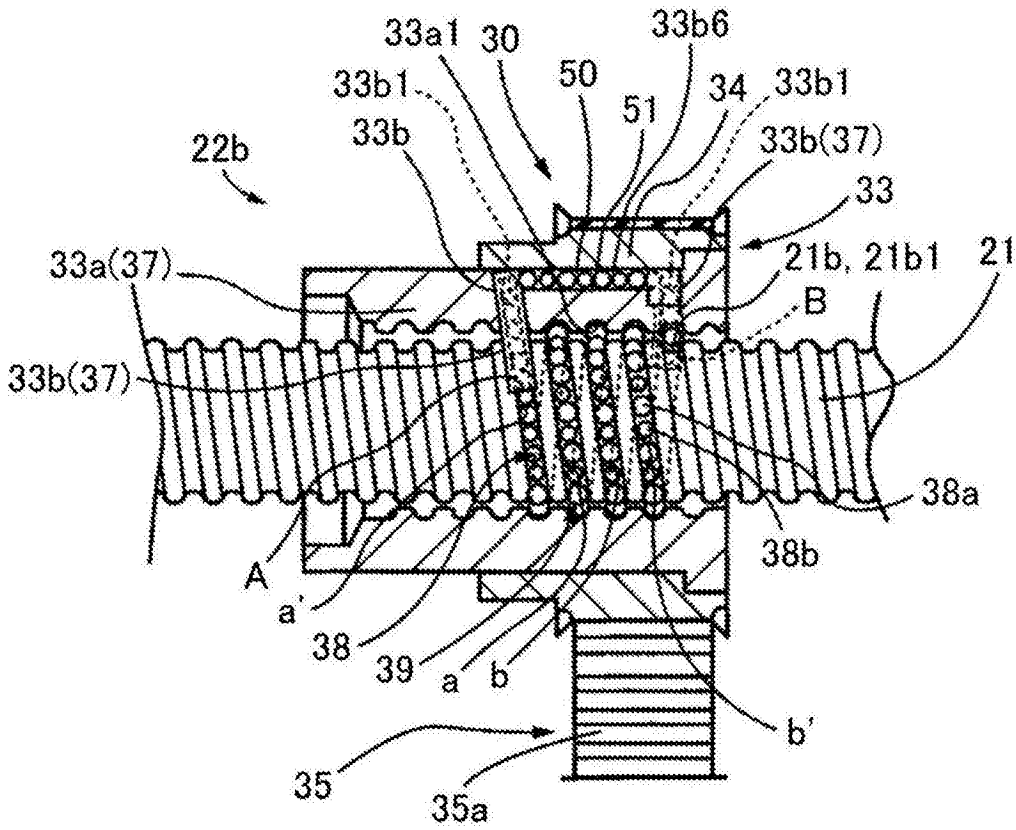


图3

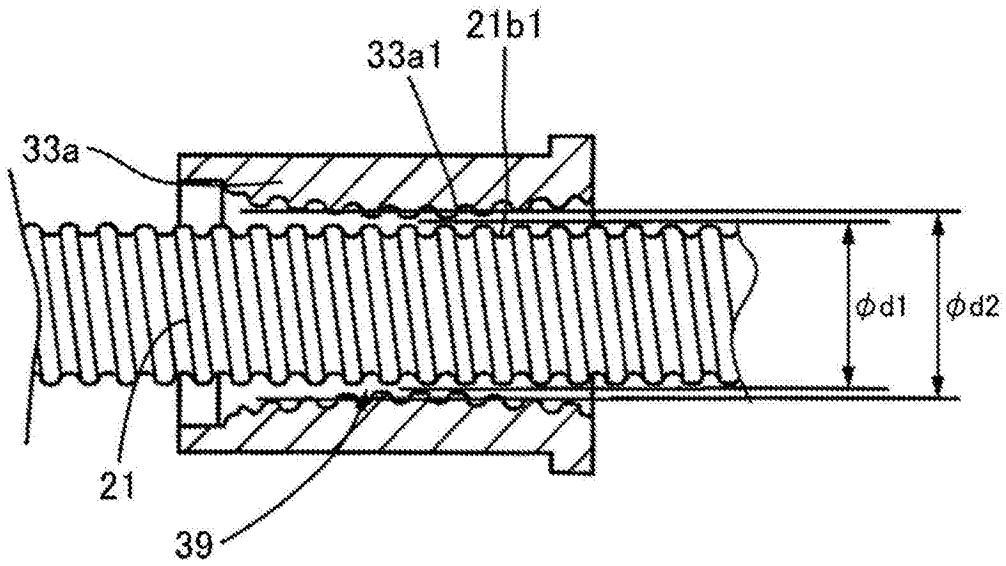


图4

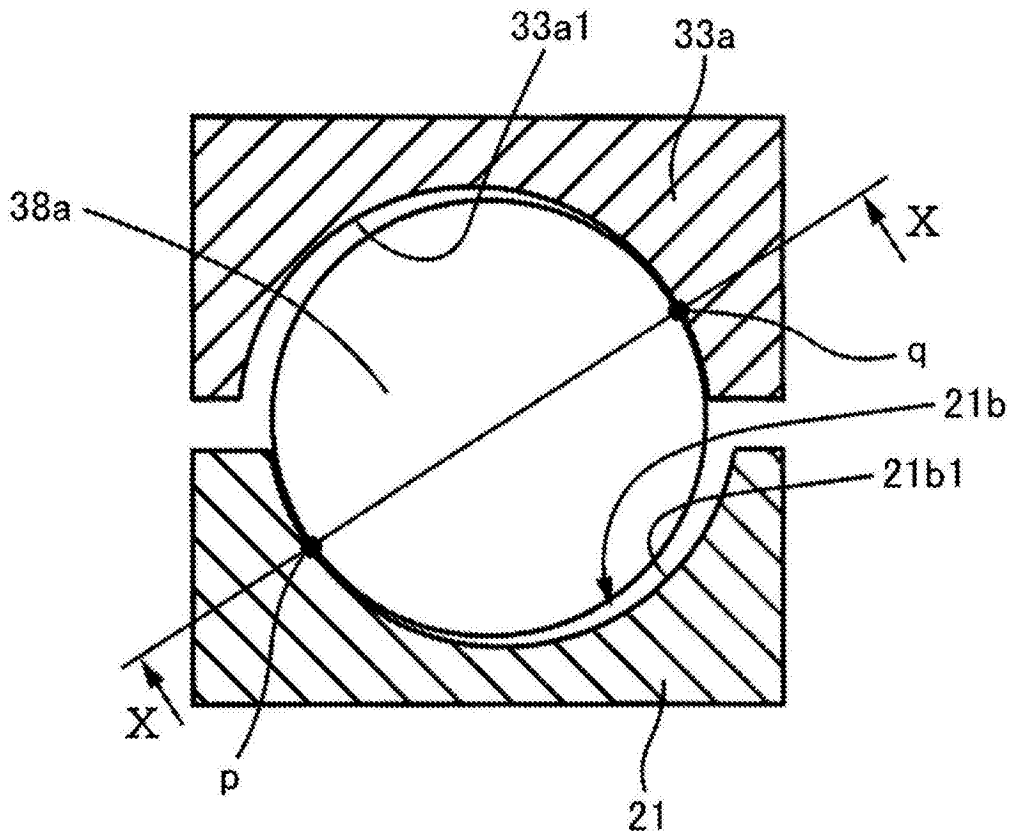


图5

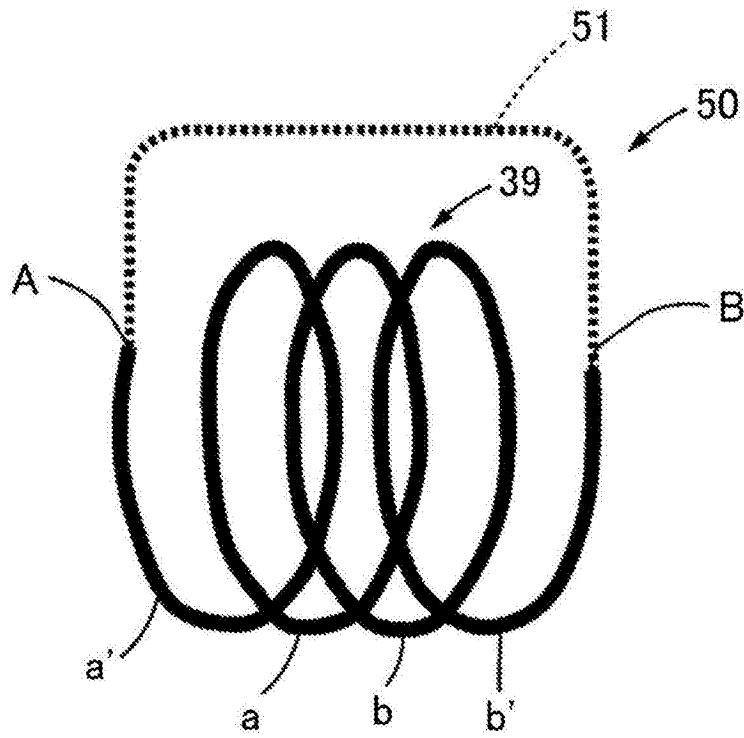


图6

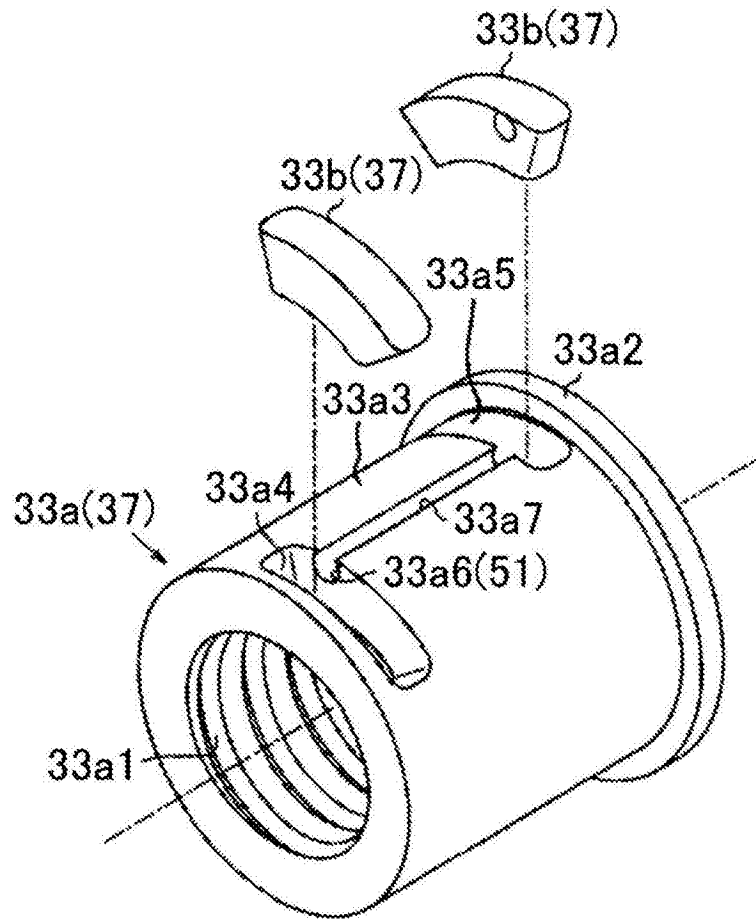


图7

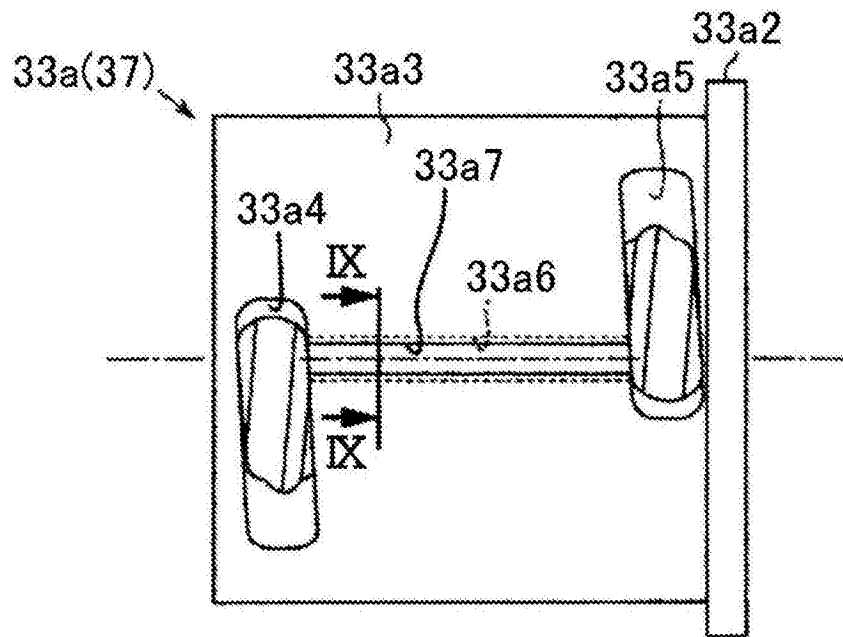


图8

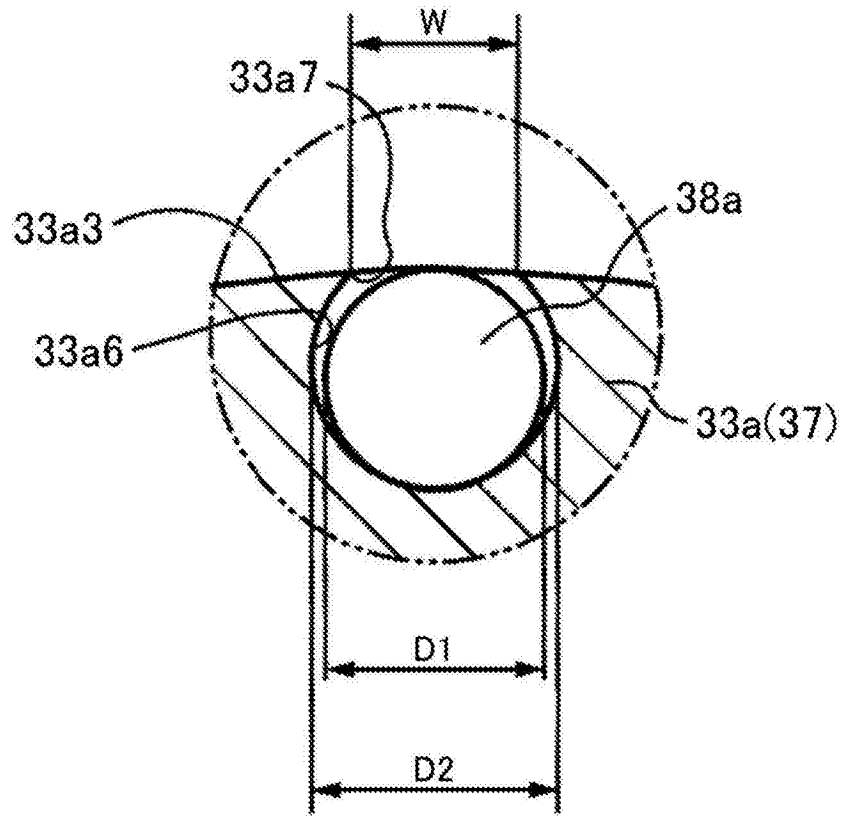


图9

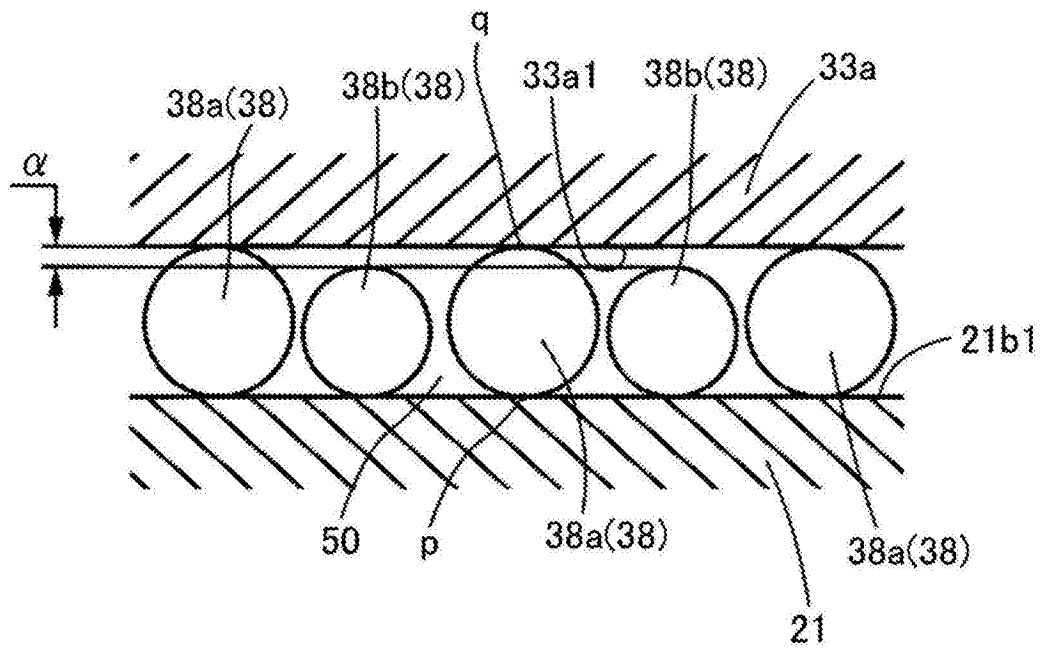


图10

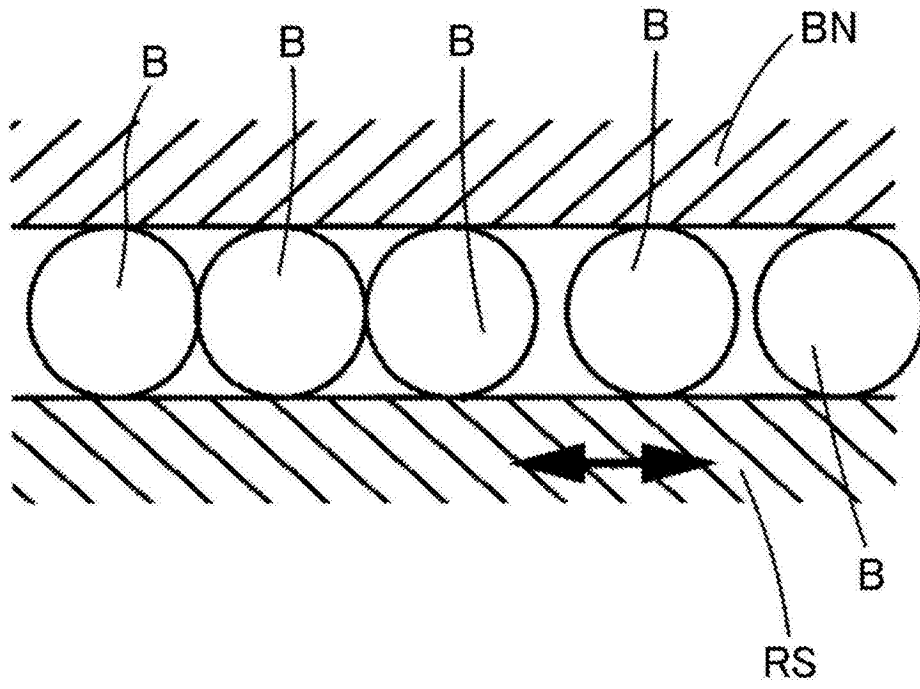


图11

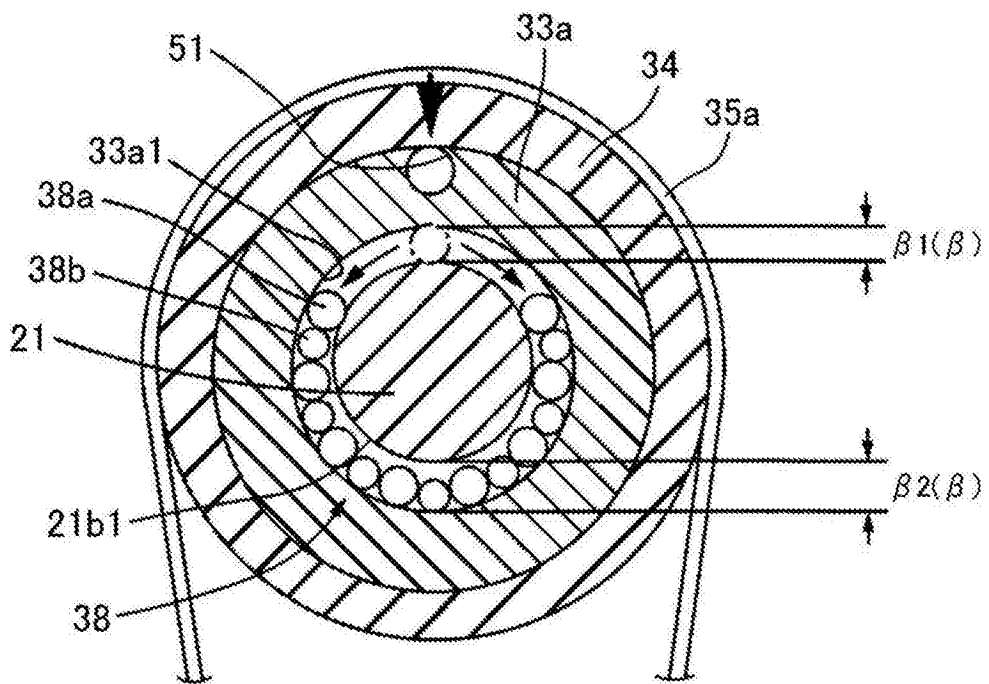


图12

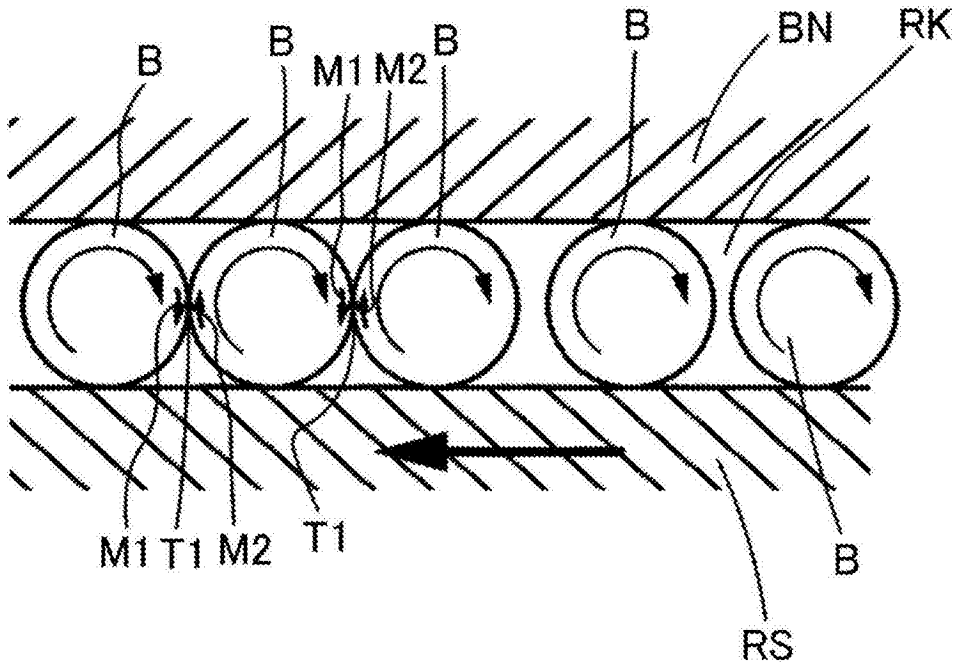


图13

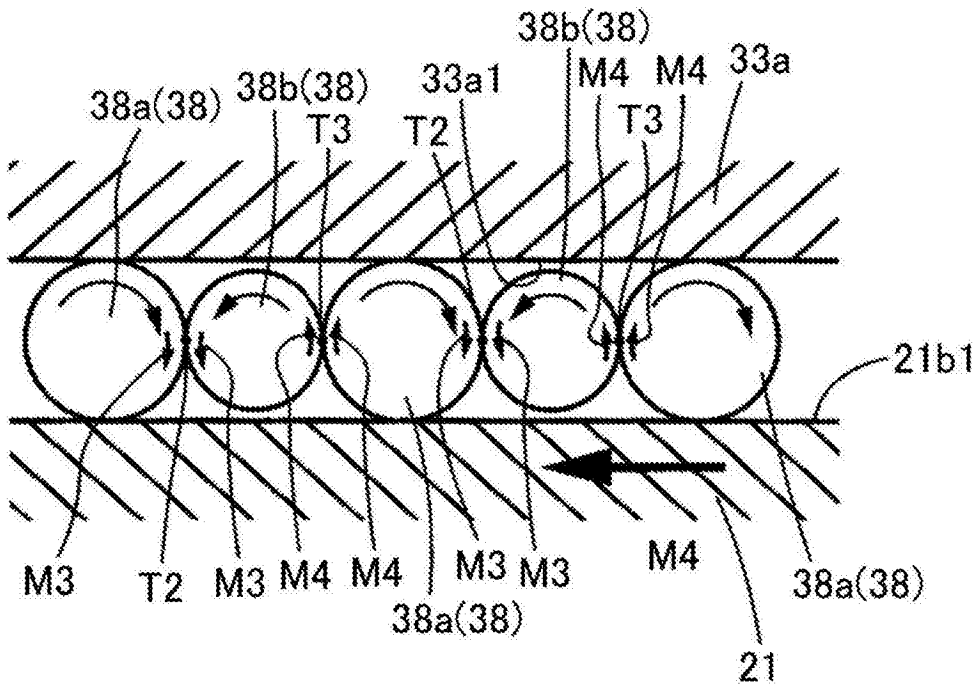


图14

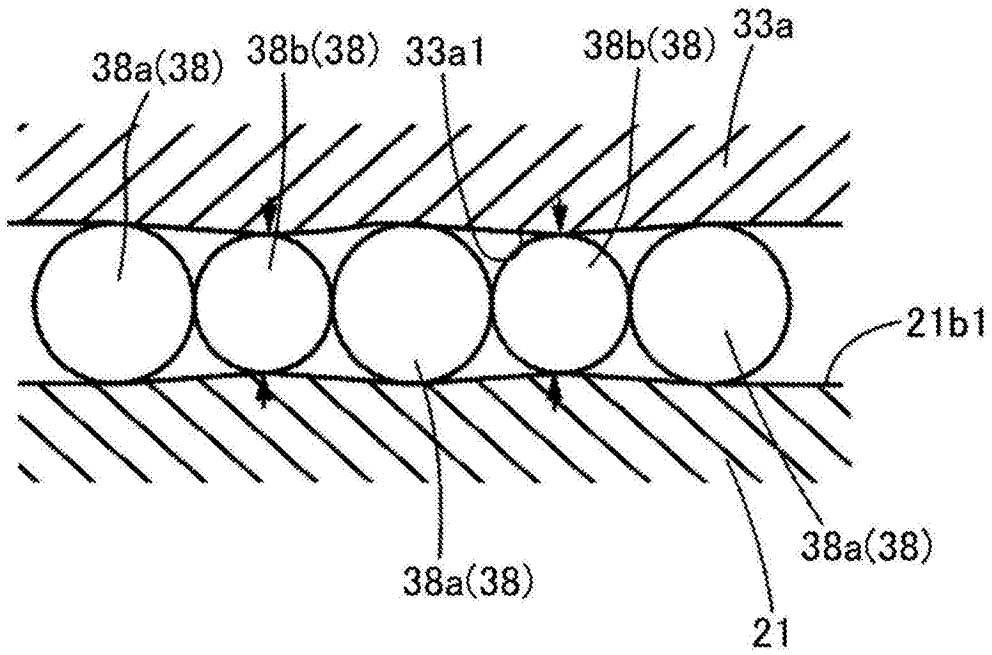


图15

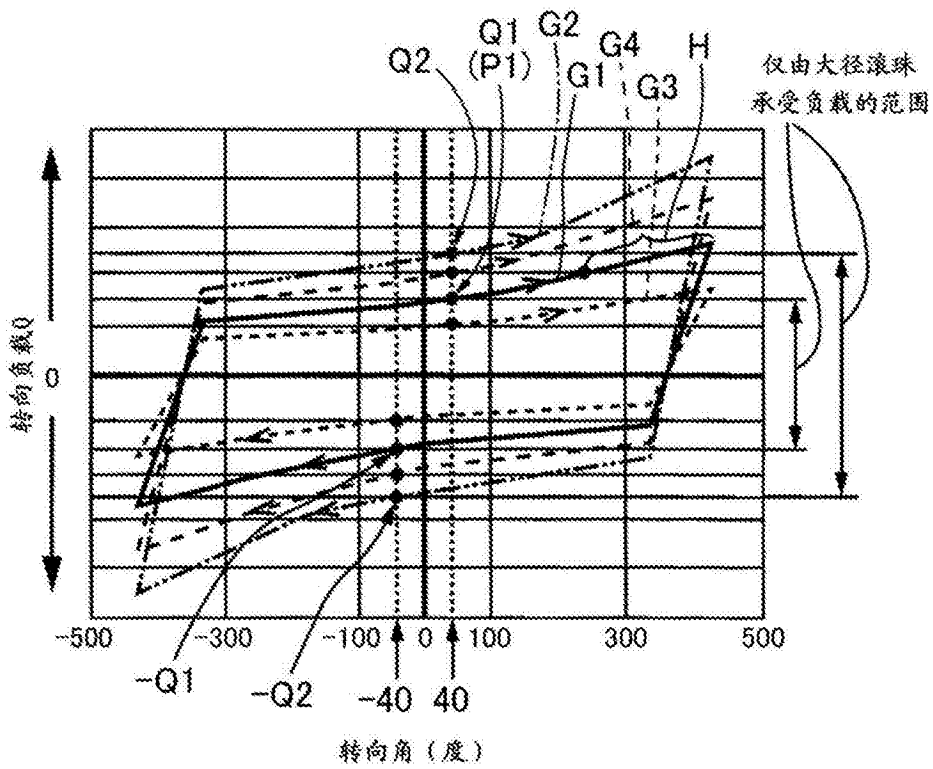


图16