



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 118369529 A

(43) 申请公布日 2024. 07. 19

(21) 申请号 202280084590.3

(22) 申请日 2022.12.20

(30) 优先权数据

2021-214413 2021.12.28 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2024.06.20

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2022/046957 2022.12.20

(87) PCT国际申请的公布数据

W02023/127607 JA 2023.07.06

(71) 申请人 株式会社理研

地址 日本

(72) 发明人 山田武志

(74) 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限公司 11219

专利代理师 赵晶 李范烈

(51) Int.Cl.

F16J 9/20 (2006.01)

F02F 5/00 (2006.01)

F16J 9/06 (2006.01)

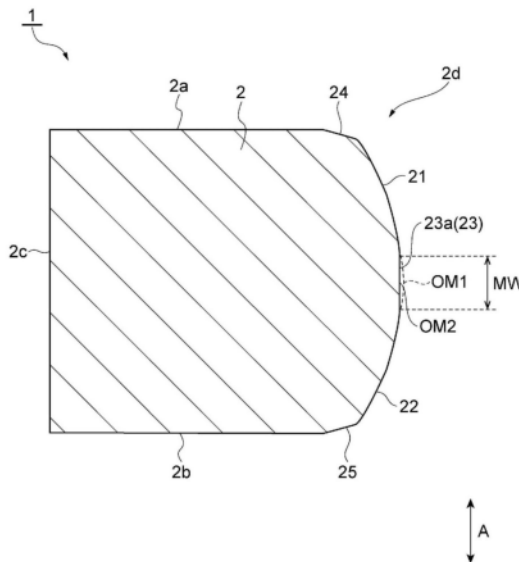
权利要求书2页 说明书16页 附图21页

(54) 发明名称

活塞环及活塞环组

(57) 摘要

活塞环具备环状的主体部,该主体部具有内周面和外周面以及与内周面大致正交的一个侧面和另一个侧面。活塞环具备:第一弯曲面,在外周面的一个侧面侧朝向主体部的径向外侧呈凸状弯曲;第二弯曲面,在外周面的另一个侧面侧朝向主体部的径向外侧呈凸状弯曲;及中间面,以将第一弯曲面和第二弯曲面连接的方式沿着将一个侧面和另一个侧面连结的方向延伸。中间面在至少一部分具有平坦部。中间面的沿着将一个侧面和另一个侧面连结的方向的宽度为0.05mm以上且0.30mm以下。



1. 一种活塞环,具备环状的主体部,该主体部具有内周面和外周面以及与所述内周面大致正交的一个侧面和另一个侧面,其中,

所述活塞环具备:

第一弯曲面,在所述外周面的所述一个侧面侧朝向所述主体部的径向外侧呈凸状弯曲;

第二弯曲面,在所述外周面的所述另一个侧面侧朝向所述主体部的径向外侧呈凸状弯曲;及

中间面,以将所述第一弯曲面和所述第二弯曲面连接的方式沿着将所述一个侧面和所述另一个侧面连结的方向延伸,

所述中间面在至少一部分具有平坦部,

所述中间面的沿着所述方向的宽度为0.05mm以上且0.30mm以下。

2. 根据权利要求1所述的活塞环,其中,

所述平坦部沿着所述方向具有所述中间面的所述宽度的50%以上的宽度尺寸。

3. 根据权利要求1或2所述的活塞环,其中,

第一楔形角度和第二楔形角度中的至少任一方为 1.5° 以下,所述第一楔形角度是在所述第一弯曲面与所述中间面之间的第一边界处与所述第一弯曲面相切的第一假想线与所述中间面所成的角度,所述第二楔形角度是在所述第二弯曲面与所述中间面之间的第二边界处与所述第二弯曲面相切的第二假想线与所述中间面所成的角度。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的活塞环,其中,

所述中间面中的位于最靠所述径向外侧处的最外部配置于比所述中间面的在所述方向上的中央部靠所述一个侧面侧处。

5. 根据权利要求1~3中任一项所述的活塞环,其中,

所述中间面中的位于最靠所述径向外侧处的最外部配置于比所述中间面的在所述方向上的中央部靠所述另一个侧面侧处。

6. 根据权利要求1~5中任一项所述的活塞环,其中,

所述活塞环具备内切割面,该内切割面以将所述一个侧面与所述内周面连接的方式相对于所述方向倾斜地延伸。

7. 根据权利要求6所述的活塞环,其中,

规定的气缸安装状态下的所述活塞环的扭转角为 $5^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 。

8. 一种活塞环组,具备权利要求1~7中任一项所述的活塞环及控油环,该控油环由一对侧轨和配置于一对所述侧轨之间的间隔外胀环构成,其中,

所述侧轨具有外周面、内周面、第一侧面及第二侧面,

所述内周面在轴向的剖面中具有上下对称的形状,

在所述轴向的剖面中,所述侧轨的所述内周面具有满足以下的条件A1的内侧前端部,

条件A1: $0.7 \leq R1/Lh0 \leq 1.1$

式中,R1表示构成所述内侧前端部的曲线的曲率半径,Lh0表示所述侧轨的高度,所述曲率半径的单位为mm,所述高度的单位为mm。

9. 根据权利要求8所述的活塞环组,其中,

所述间隔外胀环具有:多个耳部,所述侧轨的内周面与所述多个耳部抵接;及多个侧轨

相对部,与所述耳部相邻地设置,且与所述侧轨的侧面相对,
所述多个耳部的全部或至少一部分满足以下的条件B1,
条件B1: $W/H \geq 1.5$

式中,W表示从所述耳部的最高位置向所述侧轨相对部的方向移动了0.05mm的位置处的所述耳部的宽度,H表示所述侧轨相对部中的与所述耳部相邻的区域的最大位置与所述耳部的最高位置之间的高低差,所述宽度的单位为mm,所述高低差的单位为mm。

活塞环及活塞环组

技术领域

[0001] 本公开涉及用于内燃机等的活塞环及活塞环组。

背景技术

[0002] 用于汽车等内燃机的活塞环例如设置于活塞外周面的环槽而与气缸内壁滑动。活塞环具有燃烧室侧与曲轴室侧之间的气体密封功能以及油消耗量的降低功能。作为这样的活塞环,例如已知有专利文献1所记载的活塞环。在专利文献1所记载的技术中,以活塞环的外周表面粗糙度成为规定值以下的方式进行研磨,实现了初始运转下的油消耗的降低。

[0003] 现有技术文献

专利文献

专利文献1:日本特开平06-011038号公报

发明内容

[0004] 发明所要解决的课题

[0005] 为了实现内燃机的燃效改善,反复进行了降低活塞环与气缸之间的摩擦损失的低摩擦化的研究。在低摩擦化中,在考虑对油消耗的影响的同时对活塞环的外周面的形状进行研究变得重要。然而,在活塞环的使用开始的初期,存在实现进一步的低摩擦化的余地。

[0006] 本公开的目的在于提供能够在活塞环的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化的活塞环及活塞环组。

[0007] 用于解决课题的技术方案

[0008] 为了解决上述课题,本发明人反复进行了深入研究。其结果是,本发明人发现,在活塞环与气缸之间形成的微小的楔形形状的空间对于活塞环的使用开始的初期的低摩擦化是重要的。本发明人发现了实现进一步的低摩擦化的活塞环的外周面的形状。

[0009] 本公开的一个方式所涉及的活塞环具备环状的主体部,该主体部具有内周面和外周面以及与内周面大致正交的一个侧面和另一个侧面,其中,所述活塞环具备:第一弯曲面,在外周面的一个侧面侧朝向主体部的径向外侧呈凸状弯曲;第二弯曲面,在外周面的另一个侧面侧朝向主体部的径向外侧呈凸状弯曲;及中间面,以将第一弯曲面和第二弯曲面连接的方式沿着将一个侧面和另一个侧面连结的方向延伸,中间面在至少一部分具有平坦部,中间面的沿着将一个侧面和另一个侧面连结的方向的宽度为0.05mm以上且0.30mm以下。

[0010] 在本公开的一个方式所涉及的活塞环中,以将第一弯曲面与第二弯曲面连接的方式形成有在至少一部分具有平坦部的中间面。中间面的沿着将一个侧面和另一个侧面连结的方向的宽度为0.05mm以上且0.30mm以下。在这样的结构中,在活塞环的中间面附近的第一弯曲面与气缸之间、及活塞环的中间面附近的第二弯曲面与气缸之间形成微小的楔形形状的空间。通过设置0.05mm以上且0.30mm以下的中间面,能够促进活塞环的使用开始的初期的磨合滑动引起的摩擦损失的降低。因此,容易形成微小的楔形形状的空间。其结果是,

能够在活塞环的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化。

[0011] 在一个实施方式中,也可以是,平坦部沿着方向具有中间面的宽度的50%以上的宽度尺寸。

[0012] 在一个实施方式中,也可以是,第一楔形角度和第二楔形角度中的至少任一方为 1.5° 以下,所述第一楔形角度是在第一弯曲面与中间面之间的第一边界处与第一弯曲面相切的第一假想线与中间面所成的角度,所述第二楔形角度是在第二弯曲面与中间面之间的第二边界处与第二弯曲面相切的第二假想线与中间面所成的角度。

[0013] 在一个实施方式中,也可以是,中间面中的位于最靠径向外侧处的最外部配置于比中间面的在方向上的中央部靠一个侧面侧处。

[0014] 在一个实施方式中,也可以是,中间面中的位于最靠径向外侧处的最外部配置于比中间面的在方向上的中央部靠另一个侧面侧处。

[0015] 在一个实施方式中,也可以是,具备内切割面,该内切割面以将一个侧面与内周面连接的方式相对于方向倾斜地延伸。

[0016] 在一个实施方式中,也可以是,规定的气缸安装状态下的活塞环的扭转角为 $5^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 。

[0017] 本公开的其他方式所涉及的活塞环组具备上述的活塞环及控油环,该控油环由一对侧轨和配置于一对侧轨之间的间隔外胀环构成,其中,侧轨具有外周面、内周面、第一侧面及第二侧面,内周面在轴向的剖面中具有上下对称的形状,在轴向的剖面中,侧轨的内周面具有满足以下的条件A1的内侧前端部。

[0018] 条件A1: $0.7 \leq R1/Lh0 \leq 1.1$

[0019] 其中,式中, $R1$ 表示构成内侧前端部的曲线的曲率半径(单位:mm), $Lh0$ 表示侧轨的高度(单位:mm)。此外,侧轨的轮廓形状(内周面及外周面等的形状)能够使用轮廓形状测定机(例如,ACCURETECH(东京精密)制造)来测量。

[0020] 在本公开的其他方式所涉及的活塞环组中,内周面在轴向的剖面中具有上下对称的形状,侧轨的内周面的内侧前端部满足条件A1。根据本发明人的研究,通过使侧轨的内周面的内侧前端部满足条件A1,即使在内燃机以高转速工作时,也能够充分地抑制油消耗量。推测这是因为高速运转时的侧轨的行为稳定化,侧轨的侧面容易与活塞槽的内表面抵接,使密封性提高。侧轨的行为受到与气缸的摩擦力和伴随往复运动的惯性力的影响。推测往复运动的高速化使施加于控油环的惯性力增大,因此与摩擦力的影响相比惯性力的影响占主导地位。通过使内侧前端部满足条件A1,与以往的侧轨相比,重心向内周面侧偏移,并且与间隔外胀环的耳部抵接的位置偏移。推测这些事项有助于侧轨的行为的稳定化。因此,通过活塞环,在活塞环的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化,并且通过控油环,即使在内燃机以高转速工作时,也能够充分地抑制油消耗量的增大。

[0021] 在一个实施方式中,也可以是,间隔外胀环具有:多个耳部,侧轨的内周面与所述多个耳部抵接;及多个侧轨相对部,与耳部相邻地设置,且与侧轨的侧面相对,多个耳部的全部或至少一部分满足以下的条件B1。

[0022] 条件B1: $W/H \geq 1.5$

[0023] 其中,式中, W 表示从耳部的最高位置向侧轨相对部的方向移动了 0.05mm 的位置处的耳部的宽度(单位:mm), H 表示侧轨相对部中的与耳部相邻的区域的最高位置与耳部的最

高位置之间的高低差(单位:mm)。在该情况下,具有 W/H 的值为1.5以上的耳部的间隔外胀环与 W/H 的值小于1.5的间隔外胀环相比,能够抑制耳部的磨损量。由于与耳部的宽度相比成为限制了耳部的高度的尺寸比,因此能够改善耳部的强度、加工性的观点。从由间隔外胀环产生的张力的观点出发, W/H 的值的上限值例如为5.0。

[0024] 根据本公开的又一其他方式所涉及的活塞环组,能够通过活塞环在活塞环的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化,并且通过控油环抑制油消耗量的增大。

[0025] 发明效果

[0026] 根据本公开,能够在活塞环的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化。

附图说明

[0027] 图1是实施方式所涉及的活塞环的立体图。

图2是沿图1的II-II线的剖视图。

图3是图2的剖面的主要部分放大图。

图4是例示中间面宽度与楔形角度之间的关系关系的表。

图5是表示图4的中间面宽度与楔形角度之间的关系关系的图表。

图6是图2的变形例所涉及的活塞环的剖视图。

图7是表示实施例及比较例所涉及的活塞环的摩擦测量结果的表。

图8的(a)是将横轴设为楔形角度来图示图7的摩擦测量结果的图表。图8的(b)是将横轴设为中间面宽度来图示图7的摩擦测量结果的图表。

图9是图示出实施例和比较例所涉及的活塞环的摩擦的时序变化的图表。

图10是示意性地表示三片控油环的一例安装于活塞槽的状态的剖视图。

图11的(a)是图10的侧轨的立体图。图11的(b)是沿图11的(a)的b-b线的剖视图。

图12是放大表示图11的侧轨的内周侧的剖视图。

图13是放大表示图11的侧轨的外周侧的剖视图。

图14是放大表示侧轨的内周面的其他示例的剖视图。

图15是表示间隔外胀环的第一例的俯视图。

图16是放大表示图15所示的由单点划线包围的区域的立体图。

图17是局部地表示间隔外胀环的第二例的立体图。

图18是局部地表示间隔外胀环的第三例的立体图。

图19的(a)及(b)是图18所示的间隔外胀环及安装在间隔外胀环上的侧轨的剖视图,且是表示间隔外胀环的互不相同的方式的剖视图。

图20是局部地表示间隔外胀环的第四例的立体图。

图21是局部地表示间隔外胀环的第五例的立体图。

图22是局部地表示间隔外胀环的第六例的立体图。

图23的(a)是表示在侧轨的内周面抵接的面上具有凸部的耳部的一例的图。图23的(b)是图23的(a)中的A-A剖视图,且是表示凸部较高的方式的剖视图。图23的(c)是图23的(a)中的A-A剖视图,图23的(c)是表示凸部较低的方式的剖视图。

图24的(a)是表示本公开的耳部的宽度 W 的图。图24的(b)是表示比较例的耳部的宽度 W 的图。

图25的(a)是表示图16所示的耳部的高度H的图。图25的(b)是表示图17所示的耳部的高度H的图。图25的(c)是表示图18所示的耳部的高度H的图。图25的(d)是表示图20所示的耳部的高度H的图。图25的(e)是表示图21所示的耳部的高度H的图。图25的(f)是表示图22所示的耳部的高度H的图。

具体实施方式

[0028] 以下,参照附图对本公开的实施方式进行说明。此外,在以下的说明中,对相同或相当的要素使用相同的标号,并省略重复的说明。

[0029] 图1是实施方式所涉及的活塞环的立体图。图1所示的活塞环1例如在汽车的内燃机中用作设置于活塞外周面的环槽的第二环。活塞环1通过相对于气缸内壁滑动,起到燃烧室侧与曲轴室侧之间的气体密封功能及油消耗量的降低功能。

[0030] 活塞环1具有环状的主体部2和形成于主体部2的一部分的开口部3。主体部2具有一对侧面(一个侧面)2a及侧面(另一个侧面)2b、内周面2c以及外周面2d。侧面2a、2b与内周面2c大致正交。在以下的说明中,将连结侧面2a和侧面2b的方向设为活塞环1的宽度方向,将连结内周面2c和外周面2d的方向设为活塞环1的厚度方向。活塞环1的宽度方向相当于活塞环1的轴向。

[0031] 主体部2呈厚度方向为长边且宽度方向为短边的剖面大致长方形状。主体部2例如使用含有多个金属元素的铸铁或钢(steel),以具有充分的强度、耐热性及弹性的方式形成。

[0032] 也可以对主体部2的表面实施表面改性而形成硬质膜。硬质膜例如是使用物理气相沉积法(PVD法)形成的物理气相沉积膜(PVD膜)。由此,能够以充分的硬度形成硬质膜。硬质膜是含有钛(Ti)和铬(Cr)中的至少一种、碳(C)、氮(N)和氧中的至少一种的离子镀膜或类金刚石碳膜。作为具体例,硬质膜为氮化钛膜、氮化铬膜、碳氮化钛膜、碳氮化铬膜、氮氧化铬膜、铬膜或钛膜。其中,在重视耐磨损性和耐擦伤性的情况下,也可以使用氮化铬膜。硬质膜可以是层叠体,例如也可以包含氮化铬膜和类金刚石碳膜等。

[0033] 开口部3是主体部2的一部分被截断的部分,由彼此相对的一对开口端部4、5形成。一对开口端部4、5分别是成为主体部2的自由端的部分。开口部3的间隙(开口间隙)例如在活塞环1被加热而热膨胀时变窄。在活塞环1的使用时,开口部3作为由活塞环1与气缸之间的温度差引起的主体部2的热膨胀量的退避部而发挥作用。

[0034] 接着,对主体部2的外周面2d更详细地进行说明。图2是沿图1的II-II线的剖视图。以下的说明中的线的形状在没有特别确定的情况下,是指图2的剖视下的线的形状。

[0035] 如图2及图3所示,作为一例,在外周面2d设置有第一弯曲面21、第二弯曲面22、中间面23、第一连接面24及第二连接面25。

[0036] 第一弯曲面21是在外周面2d的侧面2a侧朝向主体部2的径向外侧呈凸状弯曲的弯曲面。此处的第一弯曲面21从后述的中间面23的侧面2a侧的端部朝向侧面2a延伸至后述的第一连接面24的侧面2b侧的端部。例如在省略第一连接面24的情况下,第一弯曲面21也可以延伸至侧面2a的径向外侧的端部。第一弯曲面21例如呈圆弧状弯曲。第一弯曲面21的形状并不限于该示例。第一弯曲面21的形状也可以呈与圆弧不同的形状弯曲。第一弯曲面21的形状也可以在一部分包含直线。

[0037] 第二弯曲面22是在外周面2d的侧面2b侧朝向主体部2的径向外侧呈凸状弯曲的弯曲面。此处的第二弯曲面22从后述的中间面23的侧面2b侧的端部朝向侧面2b延伸至后述的第二连接面25的侧面2a侧的端部。例如在省略第二连接面25的情况下,第二弯曲面22也可以延伸至侧面2b的径向外侧的端部。第二弯曲面22例如呈圆弧状弯曲。第二弯曲面22的形状并不限于该示例。第一弯曲面21的形状也可以呈与圆弧不同的形状弯曲。第一弯曲面21的形状也可以在一部分包含直线。

[0038] 第一弯曲面21和第二弯曲面22分别呈圆弧状弯曲。第一弯曲面21和第二弯曲面22也可以是与共同的假想圆的一部分重叠的圆弧。假想圆例如也可以是其中心位于侧面2a与侧面2b的中间。在该情况下,在活塞环1的径向上成为假想圆的最外部的假想最外部OM1位于将活塞环1的侧面2a与侧面2b连结的宽度方向(方向)A的中央。第一弯曲面21和第二弯曲面22成为以假想圆的最外点为边界而在宽度方向A上对称的对称桶形状的一部分。

[0039] 桶形状是朝向活塞环1的径向外侧呈凸状弯曲的弯曲面,是指包括活塞环1的径向上的最外部的弯曲面。桶形状包括对称桶形状和偏心桶形状。对称桶形状是桶形状,是指活塞环1的径向上的最外部位于外周面2d的宽度方向A上的中央的弯曲面。偏心桶形状是桶形状,是指活塞环1的径向上的最外部位于比外周面2d的宽度方向A上的中央靠下侧(靠近曲轴室)的位置的弯曲面。

[0040] 共同的假想圆的大小能够由在宽度方向A上从假想最外部OM1分离一定距离的点与假想最外部OM1的位置之间的活塞环1的径向上的假想的落差尺寸来规定。在宽度方向A上从假想最外部OM1分离一定距离的点例如也可以是上下各分离0.25mm的各1点。假想的落差尺寸是指假想的塌边量。假想的塌边量例如也可以为0.001mm以上且0.008mm以下。假想的塌边量也可以根据后述的中间面23的宽度来设定。

[0041] 在此,外周面2d在第一弯曲面21与第二弯曲面22之间设置有中间面23。中间面23是外周面2d中的包含最向径向外侧伸出的部分的与气缸内壁的接触面。在将活塞环1安装于活塞的环槽时,中间面23与气缸内壁接触而滑动。中间面23以将第一弯曲面21与第二弯曲面22连接的方式沿着宽度方向A延伸。中间面23的上端与第一弯曲面21相连,下端与第二弯曲面22相连。此处的中间面23与侧面2a、2b大致正交,且与内周面2c大致平行。中间面23在主体部2的周向上在周向整体延伸。

[0042] 中间面23的沿着宽度方向A的宽度(中间面宽度MW)为0.05mm以上且0.30mm以下。沿着宽度方向A的中间面宽度MW也可以为0.05mm以上且0.25mm以下。沿着宽度方向A的中间面宽度MW也可以为0.05mm以上且0.20mm以下。

[0043] 中间面23在至少一部分具有平坦部23a。平坦部23a是中间面23中的在与主体部2的周向正交的剖视下成为直线状的部分。此处的平坦部23a与侧面2a、2b正交且与内周面2c平行。平坦部23a在与主体部2的周向正交的剖视下成为与活塞环1的轴向平行的直线。活塞环1的轴向与宽度方向A对应。平坦部23a在活塞环1的周向上在周向整体设置。平坦部23a在开口部3相互接近的状态下整体呈假想的圆筒状。

[0044] 在这样的平坦部23a中,中间面23中的位于最靠径向外侧处的中间最外部(最外部)OM2成为平坦部23a整体。中间最外部OM2位于比将第一弯曲面21和第二弯曲面22向径向外侧假想地延长而成的假想形状靠径向内侧的位置。此处的中间最外部OM2位于比上述假想圆的假想最外部OM1靠径向内侧的位置。因此,外周面2d与一般的对称桶形状不同。在外

周面2d中,在新的活塞环1的使用开始的初期,在剖视下弯曲面的顶部的点接触(在周向上为线接触)的程度被缓和。通过外周面2d,反而容易在活塞环1与气缸内壁之间形成微小的楔形状。

[0045] 平坦部23a沿着宽度方向A具有中间面宽度MW的50%以上的平坦部宽度尺寸。平坦部宽度尺寸也可以为中间面宽度MW的70%以上。平坦部宽度尺寸也可以为中间面宽度MW的80%以上。此处的平坦部23a例如在整个中间面宽度MW上呈与宽度方向A平行的直线状延伸。即,此处的平坦部宽度尺寸为100%。在该情况下,平坦部宽度尺寸与沿着宽度方向A的中间面宽度MW相等,为0.05mm以上且0.30mm以下。平坦部宽度尺寸也可以为0.05mm以上且0.25mm以下。平坦部宽度尺寸也可以为0.05mm以上且0.20mm以下。

[0046] 上述的假想的落差尺寸、中间面宽度MW及平坦部宽度尺寸能够通过使用市售的轮廓形状测定机来测定活塞环1的外周面2d的形状而得到。作为轮廓形状测定机,例如能够使用ACCRETECH(东京精密)制造的Surfcom 1900 DX3。

[0047] 图3是图2的剖面的主要部分放大图。作为中间面宽度MW的尺寸的指标,能够使用中间面23的宽度方向A的两端部的楔形角度。楔形角度是在中间面23的宽度方向A的两端部,外周面2d的切线与中间面23所成的角度。作为具体的一例,可列举出如下楔形角度:第一楔形角度 $\phi 1$,在第一弯曲面21与中间面23之间的第一边界21a处与第一弯曲面21相切的第一假想线21b与中间面23所成的角度;及第二楔形角度 $\phi 2$,在第二弯曲面22与中间面23之间的第二边界22a处与第二弯曲面22相切的第二假想线22b与中间面23所成的角度。楔形角度相当于活塞环1与气缸内壁之间的油导入角度。

[0048] 楔形角度也可以根据设计上的尺寸通过几何学计算来算出。楔形角度也可以使用轮廓形状测定机的测定结果来算出。在使用轮廓形状测定机的情况下,既可以根据将测定结果放大而得到的尺寸通过几何学计算来算出,也可以使用轮廓形状测定机所具备的轮廓图像上的尺寸等运算软件来算出。在使用运算软件的情况下,能够根据上述假想圆的曲率半径与中间面23的切线角度来算出。楔形角度的计算方法没有特别限定。

[0049] 在此,由于中间面23配置于外周面2d在宽度方向A上的中央部,因此在宽度方向A上,中间面23的中央部位于外周面2d的中央部。中间面23以外周面2d在宽度方向A上的中央部为边界在宽度方向A上对称。因此,第一楔形角度 $\phi 1$ 和第二楔形角度 $\phi 2$ 彼此相等。“彼此相等”也可以不包括由部件公差及测量误差引起的尺寸的差异。“彼此相等”也可以是指几何学上彼此相等。

[0050] 在上述那样的平坦部23a的结构中,第一楔形角度 $\phi 1$ 及第二楔形角度 $\phi 2$ 为 1.5° 以下。图4是例示中间面宽度与楔形角度之间的关系的表。图5是图示图4的中间面宽度与楔形角度之间的关系的图表。在图4中,在具有12种中间面宽度MW的活塞环1中计算出的楔形角度分别作为表来表示。在图5中,横轴表示中间面宽度MW,纵轴表示楔形角度。如图5所示,可知存在中间面宽度MW越大则楔形角度越大的倾向。因此,可知作为中间面宽度MW的尺寸的指标,能够使用楔形角度。

[0051] 例如,活塞环1的沿着宽度方向A的中间面宽度MW为0.05mm以上且0.30mm以下。由此,根据图4及图5,楔形角度(第一楔形角度 $\phi 1$ 及第二楔形角度 $\phi 2$)例如也可以为 0.6° 以上且 1.5° 以下。楔形角度也可以为 0.6° 以上且 1.4° 以下。楔形角度也可以为 0.6° 以上且 1.3° 以下。

[0052] 第一连接面24是侧面2a与外周面2d所成的角部被倒角的部分。第一连接面24是将侧面2a与第一弯曲面21连接的倾斜面。第一连接面24与第一弯曲面21一起在主体部2的周向的整体上延伸。第一连接面24以随着从侧面2a靠近侧面2b而向主体部2的径向伸出的方式倾斜。第一连接面24也可以经由通过R加工等形成的剖面圆弧状的曲面而将侧面2a与第一弯曲面21平滑地连接。在第一连接面24中,也可以没有曲面。也可以省略第一连接面24。侧面2a与第一弯曲面21也可以直接相连。

[0053] 第二连接面25是侧面2b与外周面2d所成的角部被倒角的部分。第二连接面25是将侧面2b与第二弯曲面22连接的倾斜面。第二连接面25与第二弯曲面22一起在主体部2的周向的整体上延伸。第二连接面25以随着从侧面2b靠近侧面2a而向主体部2的径向伸出的方式倾斜。第二连接面25也可以经由通过R加工等形成的剖面圆弧状的曲面而将侧面2b与第二弯曲面22平滑地连接。在第二连接面25中,也可以没有曲面。也可以省略第二连接面25。侧面2b与第二弯曲面22也可以直接相连。

[0054] 在以上说明的活塞环中,以将第一弯曲面21与第二弯曲面22连接的方式,形成有在至少一部分具有平坦部23a的中间面23。沿着将侧面2a和侧面2b连结的宽度方向A的中间面宽度MW为0.05mm以上且0.30mm以下。在这样的结构中,在活塞环1的中间面23附近的第一弯曲面21与气缸内壁之间、及活塞环1的中间面23附近的第二弯曲面22与气缸内壁之间形成微小的楔形形状的空间。通过设置成为0.05mm以上且0.30mm以下的中间面23,能够促进活塞环1的使用开始的初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低。因此,容易形成微小的楔形形状的空间。其结果是,能够在活塞环1的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化。

[0055] [活塞环的变形例]

[0056] 以上,对本公开的实施方式进行了说明,但本公开并不限于上述的实施方式。本公开以上述的实施方式为首,能够以基于本领域技术人员知识实施了各种变更、改良的各种方式来实施。

[0057] 在上述实施方式中,规定第一弯曲面21和第二弯曲面22的圆弧形状的共同的假想圆成为对称桶形状的一部分,但并不限于该示例。例如,第一弯曲面21和第二弯曲面22的形状也可以成为共同的假想的偏心桶形状的一部分。第一弯曲面21和第二弯曲面22的形状也可以不是桶形状的一部分。第一弯曲面21和第二弯曲面22的形状也可以是假想椭圆的一部分。总之,第一弯曲面21和第二弯曲面22的形状只要朝向主体部2的径向外侧呈凸状弯曲即可。

[0058] 中间面23构成为在整个中间面宽度MW中沿与宽度方向A平行的直线状延伸的平坦部23a,但并不限于此。平坦部23a也可以沿着宽度方向A具有小于中间面宽度MW的50%的平坦部宽度尺寸。中间面23也可以是相对于宽度方向A倾斜的直线状(锥状)。在该情况下,在上述实施方式中,作为实质上中间面23的延伸的宽度方向A与外周面2d的切线所成的角度而算出楔形角度,但也可以作为中间面23的倾斜方向与外周面2d的切线所成的角度而算出。

[0059] 中间面23中的除了平坦部23a以外的部分也可以是向径向外侧伸出的凸部。中间面23中的除了平坦部23a以外的部分也可以是向径向内侧凹陷的槽或凹部。该情况下的凸部、槽或凹部在剖视下也可以为曲线状。凸部、槽或凹部在剖视下也可以由多个直线形成。

[0060] 第一楔形角度 $\phi 1$ 及第二楔形角度 $\phi 2$ 双方为 1.5° 以下,但并不限于该示例。例

如,第一楔形角度 $\varphi 1$ 和第二楔形角度 $\varphi 2$ 也可以彼此不同。也可以是,第一楔形角度 $\varphi 1$ 和第二楔形角度 $\varphi 2$ 中的任一方为 1.5° 以下。

[0061] 在上述实施方式中,侧面2a、2b与内周面3c大致正交,但也可以是例如如图6所示的活塞环1A那样具备以将侧面2a与内周面3c连接的方式相对于宽度方向A倾斜地延伸的内切割面2e的方式(所谓的内斜面形状)。内切割面2e是在活塞环1中侧面2a与内周面3c所成的角部被切除的部分。内切割面2e在主体部2的周向的整体延伸。切除部分也可以是内台阶形状。规定的气缸安装状态下的活塞环的扭转角也可以为 $5' \sim 90'$ 。规定的气缸安装状态相当于活塞在活塞环1A设置于活塞外周面的环槽的状态下安装于气缸的情况。根据这样的内切割面2e,第二边界22a与气缸内壁强力地接触,因此,由初始的磨合滑动引起的油消耗量的降低效果容易增大。

[0062] 上述实施方式及上述变形例的活塞环除了第二环以外,例如能够作为顶环或柴油发动机中的第三环使用。

[0063] 在上述实施方式及上述变形例中,例示了开口端部4的端面4a及开口端部5的端面5a相对于主体部2的周向形成为直角的直角开口,但开口端部的形状不限于此。例如,端面4a、5a也可以是相对于上述周向倾斜地形成的倾斜开口。端面4a、5a也可以是以端面4a的侧面2a侧与端面5a的侧面2b侧相互向对方侧突出的方式形成的阶梯开口。

[0064] 实施例

[0065] 通过以下的实施例对本公开进一步详细地进行说明,但本公开并不限于这些示例。

[0066] (实施例1)

[0067] 按照以下的顺序,制作实施例1的第二环。首先,制作具有在外周面设置有第一弯曲面、第二弯曲面及中间面的主体部的第二环。作为主体部,使用SWOSC-V材料作为线材,对该线材实施轧辊成形和拉拔成形。主体部的标称直径设定为73mm。主体部的宽度设定为1.0mm,主体部的厚度设定为2.1mm。相当于规定第一弯曲面和第二弯曲面的圆弧的对称桶形状的假想圆的曲率半径设为R30。假想圆的假想的塌边量为0.002mm以上且0.006mm以下。将第二环设为内斜面形状,第二环的扭转角设为 $5' \sim 90'$ 。在表面实施CrN离子镀敷覆膜。使用ACCRETECH(东京精密)制造的Surfcom 1900 DX3作为轮廓形状测定机,进行中间面宽度MW的测定及算出楔形角度。楔形角度的计算使用轮廓形状测定机所具备的轮廓图像上的尺寸等运算软件来进行。使用如上制作的第二环,进行摩擦的测定。在摩擦的测定中,将组装有包含第二环的活塞环组的活塞安装于气缸,以发动机转速为2000rpm进行马达起运转,测定了摩擦。改变同样制作的多个第二环的外周形状的条件,如图7所示,准备实施例2~ 30的第二环,进行中间面宽度MW的测定及楔形角度的计算、以及摩擦的测定。

[0068] 图7是表示实施例及比较例所涉及的活塞环的摩擦测量结果的表。图8的(a)是将横轴设为楔形角度来图示图7的摩擦测量结果的图表。图8的(b)是将横轴设为中间面宽度来图示图7的摩擦测量结果的图表。

[0069] 在图8中,比较例1是外周面为锥形状的活塞环,位于最右侧的白圆的标绘表示比较例2。在白圆的标绘的左侧排列的黑圆的标绘组表示实施例1~ 30。如图8所示,比较例1的摩擦大至13.5,为纵轴的刻度外。比较例2的摩擦为8.2而小于比较例1的摩擦,但与黑圆的标绘组相比摩擦大。

[0070] 可知在黑圆的标绘组中,与中间面宽度MW为0.050mm的标绘(实施例5)相比,例如,中间面宽度MW为0.078mm的标绘(实施例1)、0.100mm的标绘(实施例2)和0.150mm的标绘(实施例3)的摩擦小。这样的摩擦比中间面宽度MW为0.050mm的标绘(实施例5)小的倾向在中间面宽度MW为0.050mm以上且0.200mm以下的范围内观察到。

[0071] 图9是图示实施例及比较例所涉及的活塞环的摩擦的时序变化的图表。在图9中,示出了使用中间面宽度MW分别为“无”、0.1mm、0.2mm及0.25mm的活塞环的情况下的摩擦的大小相对于摩擦的测定的评价时间的时间变化。中间面宽度MW为“无”对应于在外周面2d不设置中间面的通常的桶形状。此外,图9的原点0的评价时间为0(评价开始时间点)。

[0072] 如图9所示,无中间面宽度MW的白圆标绘表示以与中间面宽度MW为0.1mm、0.2mm及0.25mm的标绘相比大的摩擦的大小为初始值,随着评价时间经过,摩擦逐渐降低。认为该摩擦的时间变化与活塞环的使用开始的初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低相对应。另一方面,对中间面宽度MW为0.1mm、0.2mm及0.25mm的各标绘而言,以与中间面宽度MW为无的白圆标绘相比小的摩擦的大小为初始值,随着评价时间经过而摩擦逐渐降低。但是,其降低的变化率小于中间面宽度MW为无的白圆标绘。根据这样的摩擦的时间变化的推移的方式,认为在摩擦为初始值的阶段(新品的活塞环的使用开始的时间点)已经得到了由初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低的效果。认为通过在外周面设置中间面,与在外周面不设置中间面的情况相比,能够促进摩擦损失的降低。

[0073] 返回图8,在图8中,在中间面宽度MW为0.050mm以上且0.200mm以下的范围内,可以说特别显著地得到了图9那样的初期的磨合滑动引起的摩擦损失的降低的效果。由于存在如图9那样的初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低,所以通过逆运算,能够推测图8中中间面宽度MW小于0.050mm的标绘成为怎样的位置。推测中间面宽度MW小于0.050mm的标绘例如是摩擦比中间面宽度MW为0.050mm的标绘大的值,推测为接近比较例2的摩擦的值。基于该推测,通过在外周面设置中间面,能够认为中间面宽度MW为0.050mm以上且0.300mm以下的范围、即图8中的黑圆标绘组能够得到由初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低的效果。

[0074] [三片控油环]

[0075] 图10是示意性地表示三片控油环的一例安装于活塞P的槽Pa的状态的剖视图。该剖视图表示控油环的轴向(活塞P的往复运动方向A)上的剖面。往复运动方向A也可以是与宽度方向A相同的方向。

[0076] 如图10所示,控油环150具备一对侧轨101、102和配置于一对侧轨101、102之间的间隔外胀环110A。侧轨101、102的外周面101a、102a与缸膛B的内表面Ba接触。侧轨101、102的内周面101b、102b与间隔外胀环110A的耳部105接触。

[0077] [侧轨]

[0078] 侧轨101、102的材质例如是不锈钢、碳钢。侧轨101、102也可以具备以至少覆盖外周面101a、102a的方式设置的硬质皮膜(未图示)。作为硬质皮膜的材质,例如可列举出非晶质碳、氮化铬(CrN)、氮化钛(TiN)、碳化钛(TiC)、氮化铝钛(TiAlN)、氮化铬(CrN)、TiCN、AlCrN、TiC、或镍(Ni)、镍磷(NiP)等镍合金。如图10所示,在本实施方式中,侧轨101、102为相同的形状。以下,对侧轨101的形状进行说明,省略侧轨102的形状的说明。

[0079] 图11的(a)是侧轨101的立体图,图11的(b)是图11的(a)所示的b-b线处的剖视图。侧轨101在轴向的剖面中具有以图11的(b)中单点划线所示的中心线L为中心而上下对称的

形状。侧轨101具有外周面101a、内周面101b、第一及第二侧面101c、101d、外周面101a与第一侧面101c之间的第一倾斜面101e、及外周面101a与第二侧面101d之间的第二倾斜面101f。在图11的(b)所示的剖面中,侧轨101的重心G位于中心线L上且位于比侧轨101的厚度方向的中心位置靠内周面101b侧处。内周面101b在轴向的剖面中具有上下对称的形状。作为一例,外周面101a、第一倾斜面101e及第二倾斜面101f(侧轨101的外周侧的面)在轴向的剖面中具有上下对称的形状。侧轨101的外周侧的剖面形状并不限定于该示例,也可以在轴向的剖面中具有上下非对称的形状。例如,也可以是外周面101a相对于中心线L偏向第一及第二侧面101c、101d中的任一侧的剖面形状。

[0080] 如图11的(a)所示,侧轨101为环状,例如外径为60~120mm,内径为56~114mm。侧轨101的厚度 $T=(\text{外径}-\text{内径})/2$ 例如为1.0~3.0mm,也可以为1.2~2.7mm或1.4~2.5mm。侧轨101的高度 $Lh0$ 例如为0.2~0.7mm,也可以为0.25~0.55mm或0.30~0.45mm。此外,在此所说的“环状”并不一定意味着封闭的圆,侧轨101也可以具有开口部。侧轨101在俯视下可以为正圆状,也可以为椭圆状。此外,侧轨的轮廓形状(内周面及外周面等的形状)能够使用轮廓形状测定机(例如ACCRETECH(东京精密)制造)来测量。

[0081] 图12是放大表示侧轨101的内周侧的剖视图。如图12所示,侧轨101的内周面101b在轴向的剖面中具备位于侧轨101的高度方向的中央部的内侧前端部101g。内侧前端部101g满足以下的条件A1。

[0082] 条件A1: $0.7 \leq R1/Lh0 \leq 1.1$

[0083] 式中, $R1$ 表示构成内侧前端部101g的曲线的曲率半径(单位:mm), $Lh0$ 表示侧轨的高度(单位:mm)。通过使 $R1/Lh0$ 的值在0.7~1.1的范围内,即使在活塞的往复运动的平均速度超过秒速20m的情况下,也能够充分地抑制油消耗量的增大。

[0084] 内侧前端部101g的高度 $Lh2$ (图12中的高度 $Lh2$)相对于侧轨101的高度 $Lh0$ 的比率 $Lh2/Lh0$ 也可以为1以下。比率 $Lh2/Lh0$ 也可以为0.5~0.75。比率 $Lh2/Lh0$ 还可以为0.5~0.7。比率 $Lh2/Lh0$ 也可以为0.5~0.65。高度 $Lh2$ 是指在轴向的剖面中从一个拐点(凸状弯曲部C1的顶点)到另一个拐点(凸状弯曲部C2的顶点)的距离(参照图12)。通过使 $Lh2/Lh0$ 的值为上述范围,即使在活塞的往复运动的平均速度超过秒速20m的情况下,也能够更可靠地抑制油消耗量的增大。

[0085] 如图12所示,内周面101b还可以具备位于隔着内侧前端部101g的位置的周缘部P1、P2。也可以由内侧前端部101g和周缘部P1构成凸状弯曲部C1,由内侧前端部101g和周缘部P2构成凸状弯曲部C2。周缘部P1、P2也可以满足以下的条件A2。

[0086] 条件A2: $0.2 \leq R2/Lh0 \leq 0.5$

[0087] 式中, $R2$ 表示构成周缘部P1、P2的曲线的曲率半径(单位:mm), $Lh0$ 表示侧轨的高度(单位:mm)。通过使 $R2/Lh0$ 的值在0.2~0.5的范围内,即使在活塞的往复运动的平均速度超过秒速20m的情况下,也能够充分地抑制油消耗量的增大。

[0088] 图13是放大表示侧轨101的外周侧的剖视图。如图13所示,侧轨101的外周面101a也可以在轴向的剖面中具有满足以下的条件A3的外侧前端部101h。

[0089] 条件A3: $0.1 \leq R0/Lh0 \leq 0.23$

[0090] 式中, $R0$ 表示构成外侧前端部101h的曲线的曲率半径(单位:mm), $Lh0$ 表示侧轨101的高度(单位:mm)。

[0091] 第一及第二倾斜面101e、101f的角度 θ 也可以为 $30^{\circ}\sim 50^{\circ}$ 。角度 θ 是指与轴向正交的面与倾斜面101e、101f所成的角度。在轴向的剖面中,从外周面101a的前端到侧面101c与倾斜面101e的边界的径向的距离a(单位:mm)也可以满足以下的条件A4。

[0092] 条件A4: $0.1 \leq a/T \leq 0.2$

[0093] 式中,T表示轴向的剖面中的侧轨101的厚度(单位:mm)(参照图11的(b))。

[0094] 然而,近年来,以汽车发动机为代表的内燃机从环境保护的观点出发,实现了高输出化、燃效的提高及低排放化。例如,从高输出化的观点出发,内燃机与以往相比处于以高转速工作的倾向。在该往复运动的平均速度超过秒速20m的情况下,观测到油消耗量增大的现象。与以往的内周面带有半圆状的圆角的侧轨相比,本公开所涉及的侧轨101的内周面不带有圆角。即,内周面的内侧前端部满足条件A1。此外,在内周面为半圆状的情况下,R1/Lh0的值为0.5。通过使内周面的内侧前端部满足条件A1,即使在内燃机以高转速工作时,也能够充分地抑制油消耗量。推测这是因为高速运转时的侧轨的行为稳定化,侧轨的侧面容易与活塞槽的内表面抵接,提高了密封性。侧轨的行为受到与气缸的摩擦力和伴随往复运动的惯性力的影响。推测往复运动的高速化使施加于控油环的惯性力增大,因此与摩擦力的影响相比惯性力的影响占主导地位。通过使内侧前端部满足条件A1,与以往的侧轨相比,重心向内周面侧偏移,并且与间隔外胀环的耳部抵接的位置偏移。推测这些事项有助于侧轨的行为的稳定化。即,根据上述那样的侧轨101及应用了该侧轨的控油环,即使在内燃机以高转速工作时,也能够充分地抑制油消耗量的增大。

[0095] 本公开的侧轨并不限定于上述侧轨101。例如,在上述侧轨101中,例示了侧轨101的内周面由在轴向的剖面中曲率半径不同的两个圆弧构成的情况,但侧轨的内周面也可以由在轴向的剖面中曲率半径不同的三个以上的圆弧构成。例如,图14所示的侧轨103由曲率半径不同的三个圆弧构成。即,侧轨103的内周面103b由曲率半径R1的内侧前端部103g、以隔着该内侧前端部103g的方式形成的曲率半径R2的第一周缘部P1、P2、及形成于第一周缘部P1、P2的外侧的曲率半径R3的第二周缘部Q1、Q2构成。内周面103b也可以满足以下的条件A1a~A3a。此外,式中,Lh0表示侧轨103的高度,Lh2表示内侧前端部(曲率半径R1的部分)的高度(图14中的高度Lh2)。

[0096] 条件A1a: $0.7 \leq R1/Lh0 \leq 1.1$

[0097] 条件A2a: $0.2 \leq R2/Lh0 \leq 0.5$

[0098] 条件A3a: $Lh2/Lh0 \leq 1.0$

[0099] 上述条件A3a所涉及的比率Lh2/Lh0的值也可以为 $0.5 \sim 0.75$ 。比率Lh2/Lh0的值也可以为 $0.5 \sim 0.7$ 。比率Lh2/Lh0的值也可以为 $0.5 \sim 0.65$ 。如图14所示,Lh2是指在轴向的剖面中内侧前端部103g的高度(从一个拐点到另一个拐点的距离)。通过使Lh2/Lh0的值为上述范围,即使在活塞的往复运动的平均速度超过秒速20m的情况下,也能够更可靠地抑制油消耗量的增大。

[0100] 进而,若将侧轨101与上述活塞环1组合使用,则能够构成为具备活塞环1、由侧轨101和配置于一对侧轨之间的间隔外胀环构成的控油环的活塞环组。根据这样的活塞环组,通过活塞环1,促进活塞环1的使用开始的初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低。因此,容易形成微小的楔形形状的空间。其结果是,能够在活塞环1的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化。除了该作用效果之外,通过侧轨101,即使在内燃机以高转速工作时,也能够充分

地抑制油消耗量的增大。因此,例如能够抑制使活塞环1分担关于在经过活塞环1的使用开始的初期后内燃机以高的转速工作时的油消耗量的功能的程度,能够使活塞环1成为进一步谋求活塞环1的使用开始的初期的低摩擦化的结构。

[0101] [间隔外胀环]

[0102] <第一例>

[0103] 图15是间隔外胀环的第一例的俯视图。如该图所示,间隔外胀环110A为环状,具有由两个端面110a、110b构成的开口部110c。间隔外胀环110A例如通过对钢板进行冲压加工(切弯加工和冲裁加工)、或者一边使由弹簧钢构成的线材通过多个齿轮啮合一边塑性变形来制造。

[0104] 从耐磨损性、耐附着性等的提高的观点出发,间隔外胀环110A也可以实施了表面处理。例如,也可以通过非电解电镀覆及电解电镀覆、硬质涂料涂布、物理蒸镀(PVD)、化学蒸镀(CVD)、溅射法在间隔外胀环110A的表面形成膜。作为膜的材质,可列举出由非晶质碳膜、氮化铬膜(CrN)、氮化钛膜(TiN)、碳化钛(TiC)、氮化铝钛(TiAlN)、氮化铬(CrN)、TiCN、AlCrN、TiC、或镍(Ni)、镍磷(NiP)等镍合金构成的镀层等。除了由无机材料形成的皮膜以外,也可以形成聚酰亚胺等高分子皮膜。此外,高分子皮膜中也可以混入碳纤维、玻璃纤维等填料。

[0105] 图16是放大表示图15所示的由单点划线包围的区域的立体图。如图10所示,控油环150具备一对侧轨101、102和配置于一对侧轨101、102之间的间隔外胀环110A。侧轨101、102的外周部与缸膛B的内表面Ba接触。在图10中用阴影线表示的部分的厚度(间隔外胀环的板厚)例如为0.1mm~0.7mm。通过使该部分尽可能厚,能够得到更高的张力,并且能够确保与侧轨101、102的接触面积,因此能够得到更优异的磨损降低效果。间隔外胀环110A的后述的各部的刚性也能够增强。此外,作为侧轨101、102,可以使用以往公知的侧轨。侧轨的外周面形状、内周面形状也可以与侧轨101、102不同,例如也可以不一定是具有对称性的剖面形状。

[0106] 间隔外胀环110A具有:多个耳部105,侧轨101、102的内周面101b、102b分别与所述多个耳部105抵接;及多个侧轨相对部107,与侧轨101、102的侧面101d、102c分别相对。侧轨相对部107形成在比耳部105靠外周侧处且与耳部105相邻的位置。在将侧轨101、102组合于间隔外胀环110A的状态下,侧轨101、102的内周面101b、102b与耳部105抵接,且侧轨相对部107与侧轨101、102的侧面101d、102c相对,因此耳部105形成得比侧轨相对部107高。间隔外胀环110A具有开口105h,所述开口105h由耳部105和侧轨相对部107构成。

[0107] 耳部105的供侧轨101、102抵接的面相对于轴向倾斜。图10所示的倾斜角 α 也可以为5~30°。倾斜角 α 还可以为10~25°。

[0108] 间隔外胀环110A例如具有在放置于作业台时峰部110M与谷部110V交替地相连的形状。位于间隔外胀环110A的峰部110M(图16中的上侧)的耳部105和位于谷部110V(图16中的下侧)的耳部105实质上为相同的形状。位于间隔外胀环110A的峰部110M(图16中的上侧)的侧轨相对部107和位于谷部110V(图16中的下侧)的侧轨相对部107也是实质上相同的形状。因此,如果将放置在作业台上的间隔外胀环110A的上下颠倒,则图16所示的峰部110M成为谷部110V,谷部110V成为峰部110M。

[0109] 以下,对位于间隔外胀环110A的峰部110M的耳部105及侧轨相对部107进行说明,省略位于谷部110V的耳部105及侧轨相对部107的说明。此外,以下所说的与耳部105及侧轨

相对部107中的“最高位置”等高度相关的记述在将间隔外胀环110A放置于作业台的状态下,以位于上侧的峰部110M的耳部105及侧轨相对部107为对象。在该状态下,关于位于下侧的谷部110V的耳部105及侧轨相对部107,严格来说,例如也可以说应该称为耳部105及侧轨相对部107中的“最低位置”,但如上所述,若仅将间隔外胀环110A的上下翻转,则谷部110V成为峰部110M,因此在本公开中,“最高位置”等的表达也适用于谷部110V的耳部105及侧轨相对部107。

[0110] 耳部105是供侧轨101的内周面101b抵接的部分。耳部105的形状也可以满足由不等式(1)表示的条件B1。耳部105的形状也可以满足由不等式(2)表示的条件B2。

[0111] 条件B1: $W/H \geq 1.5 \cdots (1)$

[0112] 条件B2: $W/H \geq 1.7 \cdots (2)$

[0113] W表示从耳部105的最高位置向侧轨相对部107的方向(间隔外胀环110A的厚度方向)移动了0.05mm的位置处的耳部105的宽度(单位:mm)(参照图24的(a)),H表示侧轨相对部107中的与耳部相邻的区域的最大位置与耳部的最高位置之间的高低差(单位:mm)(参照图25的(a))。此外,在确定宽度W的位置时,设为从耳部105的最高位置向侧轨相对部107的方向(图24的(a)的图表中的下方)移动了0.05mm的位置是因为,在控油环150的使用初期,推测侧轨101、102与耳部105的该位置抵接的频率高。

[0114] 与W/H的值小于1.5的情况相比,W/H的值为1.5以上的耳部105能够抑制与侧轨101的接触导致的磨损量。从由间隔外胀环110A产生的张力的观点出发,W/H的值的上限值例如为5.0。耳部105的顶部也可以具有平坦的部分。或者,耳部105的顶部也可以不具有平坦的部分。即,耳部105的侧面的形状也可以由连续的曲面形成,换言之,耳部105的侧面形状也可以是曲率不同的曲面连续的形状。通过采用这样的结构,间隔外胀环的制造变得容易,并且能够成为在塑性变形时难以产生应力集中的形状。因此,能够减少折损等的发生。

[0115] 在耳部105的宽度W例如为0.7~1.8mm时,耳部105的高度H也可以为0.2~0.75。在宽度W例如为1.0~1.8mm时,高度H也可以为0.2~0.65mm。在宽度W例如为1.3~1.8mm时,高度H也可以为0.35~0.7mm。这些值只要根据间隔外胀环110A的直径、材料的强度及耳部的间距等适当设定即可。

[0116] 如上所述,通过使W/H的值为1.5以上(耳部105比较平坦),从而成为与耳部的宽度相比抑制了耳部的高度的形状,因此能够提高间隔外胀环110A的耳部的机械强度。因此,即使间隔外胀环110A伴随着活塞的往复运动而受到外力,也能够将间隔外胀环110A的张力稳定地传递到侧轨101、102,能够将侧轨101、102的姿势维持为稳定的状态。进而,基于侧轨101、102的刮油性能稳定,其结果是,油消耗量也稳定。在从板材、线材发生塑性变形而得到间隔外胀环110A的制造方法的情况下,随着耳部105的高度变高,通过塑性变形而使形状变化的体积变大,因此制造上增加难度,但由于耳部105的高度与其宽度相比被抑制,因此对于这样的制造上的困难度,与以往的间隔外胀环相比降低。

[0117] 如上所述,耳部105的高度H是侧轨相对部107中的与耳部105相邻的区域的最大位置和耳部105的最高位置之间的高低差。侧轨相对部107中的“最高位置”的搜索范围成为侧轨相对部107中的与耳部105相邻的区域的范围内。图25的(a)表示间隔外胀环110A的侧轨相对部107中的与耳部105相邻的区域的最大位置和耳部105的最高位置之间的高低差(耳部105的高度H)的求出方法。另外,图25的(b)~图25的(f)表示后述的间隔外胀环的耳部

105的高度H的求出方法。在任一图中,将通过耳部105的最高位置的直线表示为h2,将通过侧轨相对部107的与耳部相邻的区域的最高位置的直线表示为h1。直线h1、h2均是在各个峰部与间隔外胀环110A的切线方向平行的直线。

[0118] 如后述的第三例那样,在远离耳部105的外周端设置有与侧轨侧面抵接的凸部(平坦部107c)的情况下,探寻侧轨相对部107中的在凸部以外的区域中成为最高位置的部位。在该情况下,侧轨相对部107中的最高位置的搜索方法以将多个峰部中的各个耳部105的最高位置用大致直线连接的包络线为基准,将侧轨相对部107的与耳部105相邻的区域中的、距离与该包络线最近的位置设为最高位置。

[0119] 如图16所示,侧轨相对部107由平坦的面构成。侧轨101、102与平坦的面抵接,由此侧轨101、102被支承。

[0120] <第二例>

[0121] 间隔外胀环110B除了侧轨相对部107具有以在径向上延伸的方式形成的隆起部107b来代替具有平坦的面之外,具有与间隔外胀环110A相同的结构(参照图17)。通过使侧轨相对部107具有隆起部107b,能够充分地抑制发动机油、其中包含的异物滞留在侧轨相对部107的表面上,并且能够充分地抑制侧轨相对部107与侧轨101的固定。隆起部107b延伸至间隔外胀环110B的外周侧的端部。

[0122] <第三例>

[0123] 间隔外胀环110C除了侧轨相对部107在外周侧具有平坦部107c并且在耳部105与平坦部107c之间具有以沿径向延伸的方式形成的凹陷107a来代替具有平坦的面之外,具有与间隔外胀环110A相同的结构(参照图18)。通过采用这样的结构,能够防止侧轨相对部107与侧轨101、102之间的油泥等燃烧生成物的滞留。也有助于抑制固定。凹陷107a的深度(侧轨相对部107的最高位置与凹陷107a的最低位置的高低差)例如为50~500 μm 。平坦部107c沿着间隔外胀环110C的外周侧的缘部形成。通过将平坦部107c的高度形成为比耳部105低且比侧轨相对部107的其他部分高,从而在侧轨101与平坦部107c抵接的状态下,在侧轨相对部107的其他部分与侧轨101之间形成间隙。平坦部107c也被称为“突起部”,侧轨相对部107的平坦部107c以外的区域(连结耳部105和平坦部107c的部分)也被称为“中间部”。通过使侧轨相对部107具有平坦部107c,在侧轨101、102的侧面101d、102c与间隔外胀环110C之间形成空间,由侧轨101、102从缸膛刮落的油被刮落到耳部105与侧轨相对部107之间,起到能够有效地向间隔外胀环110C的内周侧流动的效果。

[0124] 图19的(a)及图19的(b)是图18所示的间隔外胀环110C及安装在其上的侧轨101、102的剖视图,表示相互不同的方式。在任一方式中,在侧轨相对部107中,在平坦部107c和其他区域7d(中间部)设置有台阶。在图19的(a)所示的方式中,在侧轨相对部107中,平坦部107c与其他区域7d之间未被切断,部件连续。即,在该部分未形成贯通孔。与此相对,在图19的(b)所示的方式中,在侧轨相对部107中,平坦部107c与其他区域7d之间被切断,在该部分形成有贯通孔7h。可以形成有贯通孔7h,也可以不形成贯通孔7h,但在如柴油发动机内那样在容易存在异物的环境下使用的情况下,贯通孔7h有可能被异物堵塞,并且通过设置贯通孔7h,张力的时效老化的程度有时变大。在由于内燃机的环境而有这些担忧的情况下,如图19的(a)所示,也可以使用未形成贯通孔7h的间隔外胀环。另一方面,通过设置贯通孔7h,从缸膛刮落的油能够有效地向间隔外胀环110C的内周侧流动的机会增多。此外,贯通孔7h例

如也可以由凹陷107a的最深部和平坦部107c形成。

[0125] 在图19的(a)及图19的(b)所示的剖面中,侧轨101、102的重心G也可以位于比平坦部107c靠内侧处。通过采用这样的结构,能够实现高速运转时的侧轨101、102的行为的稳定化,由此,能够更有效地抑制油消耗量的增大。

[0126] <第四例>

[0127] 间隔外胀环110D除了侧轨相对部107在外周侧具有平坦部107c并且在耳部105与平坦部107c之间具有以沿径向延伸的方式形成的隆起部107b来代替具有平坦的面之外,具有与间隔外胀环110A相同的结构(参照图20)。平坦部107c沿着间隔外胀环110D的外周侧的边缘部形成。在将侧轨101、102组合于间隔外胀环110D的状态下,侧轨101、102的内周面101b、102b与耳部105抵接,且侧轨101、102的侧面101d、102c与侧轨相对部107的平坦部107c相对,因此平坦部107c形成得比耳部105低。

[0128] <第五例>

[0129] 间隔外胀环110E除了侧轨相对部107具有沿径向延伸的凹陷107a来代替侧轨相对部107具有平坦的面以外,具有与间隔外胀环110A相同的结构(参照图21)。凹陷107a延伸至间隔外胀环110E的外周侧的端部。这种结构的间隔外胀环110E与上述间隔外胀环相比,具有容易进行基于塑性变形的加工的优点。

[0130] <第六例>

[0131] 间隔外胀环110F除了侧轨相对部107在外周侧具有平坦部107c来代替具有平坦的面以外,具有与间隔外胀环110A相同的结构(参照图22)。这样的结构的间隔外胀环110F与上述的第六例的间隔外胀环同样,具有容易进行基于塑性变形的加工的优点。

[0132] 并不限于上述示例的间隔外胀环。例如,在上述的示例中,例示了耳部105的供侧轨101的内周面101b抵接的面是平坦的情况,但耳部105的供内周面101b抵接的面也可以具有在间隔外胀环的厚度方向(耳部105的高度方向)上延伸的多个凸部105b。这些凸部105b也可以形成为在耳部105的宽度方向上排列。

[0133] 图23的(a)是从外周侧观察间隔外胀环而得到的图,在轴向上具有波形形状(峰部及谷部),形成有按压一方的侧轨101的峰部110M和按压另一方的侧轨102的谷部110V的耳部105。在耳部105形成有凹部及凸部沿大致轴向延长的周向凹凸形状的凹凸部。通过减小凸面的接触面积来提高接触面压力,能够防止侧轨的单独旋转。图23的(b)及图23的(c)是图23的(a)中的A-A剖视图,图23的(b)是表示凸部较高的方式的剖视图,图23的(c)是表示凸部较低的方式的剖视图。如这些图所示,凸部105b形成为从凹面161突出,由凸面162和将凸面162和凹面161连结的侧面163构成。

[0134] 在一个耳部105中,也可以形成为至少5个(例如7个)凸部105b在耳部105的宽度方向上排列。凸部105b例如通过对相邻的两个凸部105b之间进行切削而形成凹部来形成。

[0135] 上述各例设想了所有的耳部105和侧轨相对部107实质上为相同的形状的情况,但它们也可以不是实质上相同的形状。形成于间隔外胀环的一方的侧面侧的多个耳部105中的所有的耳部105也可以不满足由不等式(1)或不等式(2)所表示的条件。例如,形成于一方的面侧的多个耳部105中的至少一半也可以满足由不等式(1)或不等式(2)所表示的条件。

[0136] 然而,近年来,以汽车发动机为代表的内燃机从环境保护的观点出发,实现了高输出化、燃效的提高及低排放化。伴随于此,使用控油环的条件更加严格。例如,从高输出化的

观点出发,与以往相比,处于发动机的转速高的倾向,控油环以更高速度在缸膛内往复运动。由此,耳部容易因与侧轨的接触而磨损。当耳部的与侧轨的接触面磨损时,侧轨相对于缸膛的内壁的表面压力降低,刮油性能降低。从提高燃效的观点出发,处于使用润滑性更优异的发动机油的倾向,容易产生侧轨与间隔外胀环的相对位置在周向上偏移的现象。这也导致由侧轨引起的耳部的磨损及刮油性能的降低。

[0137] 根据上述的与本公开相关的评价试验,发现具有 W/H 的值为1.5以上的耳部的间隔外胀环与 W/H 的值小于1.5的间隔外胀环相比,能够抑制耳部的磨损量。由于与耳部的宽度相比成为限制了耳部的高度的尺寸比,因此能够改善耳部的强度、加工性的观点。从由间隔外胀环产生的张力的观点出发, W/H 的值的上限值例如为5.0。即,根据上述那样的间隔外胀环110A~110F及应用了该间隔外胀环的控油环,能够抑制因与侧轨的接触导致的耳部的磨损。

[0138] 如上所述,本公开所涉及的控油环能够充分地抑制耳部的磨损,因此能够应用于柴油发动机。以往的三片控油环虽然广泛应用于汽油发动机,但由于耳部的耐磨损性不充分,因此一般不应用于柴油发动机。这可列举如下原因,在柴油发动机中,由于在燃烧时产生的碳等硬质粒子以大量包含在发动机油中的状态被润滑,因此各部位的磨损与汽油发动机相比显著,间隔外胀环的耳部也比较早期地磨损,刮油性能容易降低。

[0139] 而且,若将间隔外胀环110A~110F与上述活塞环1组合使用,则能够构成为具备活塞环1和间隔外胀环110A~110F及应用了其的控油环的活塞环组。根据这样的活塞环组,通过活塞环1,促进活塞环1的使用开始的初期的磨合滑动导致的摩擦损失的降低。因此,容易形成微小的楔形形状的空间。其结果是,能够在活塞环1的使用开始的初期实现进一步的低摩擦化。在该作用效果的基础上,通过间隔外胀环110A~110F,抑制与侧轨的接触导致的耳部的磨损,因此能够抑制刮油性能的降低。因此,例如能够抑制使活塞环1分担关于中长期的刮油性能的降低抑制的功能的程度,能够使活塞环1成为进一步谋求活塞环1的使用开始的初期的低摩擦化的结构。

[0140] 标号说明

1、1A…活塞环,101、102、103…侧轨,2…主体部,2a…侧面(一个侧面),2b…侧面(另一个侧面),2c、3c、101b、102b、103b…内周面,2d、101a、102a…外周面,2e…内切割面,21…第一弯曲面,21a…第一边界,21b…第一假想线,22…第二弯曲面,22a…第二边界,22b…第二假想线,23…中间面,101g、103g…内侧前端部,105…耳部,107…侧轨相对部,110A~110F…间隔外胀环,150…控油环,A…宽度方向(方向)。

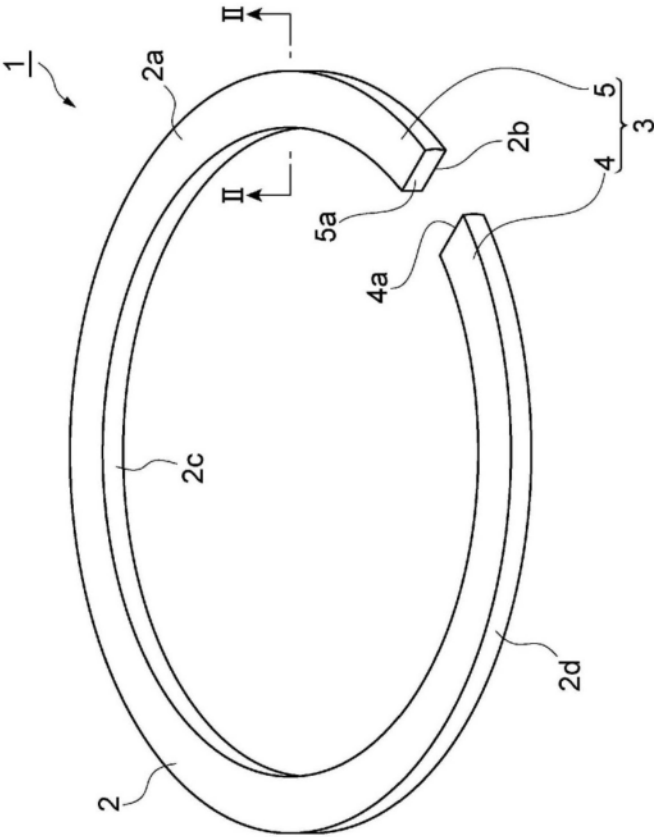


图1

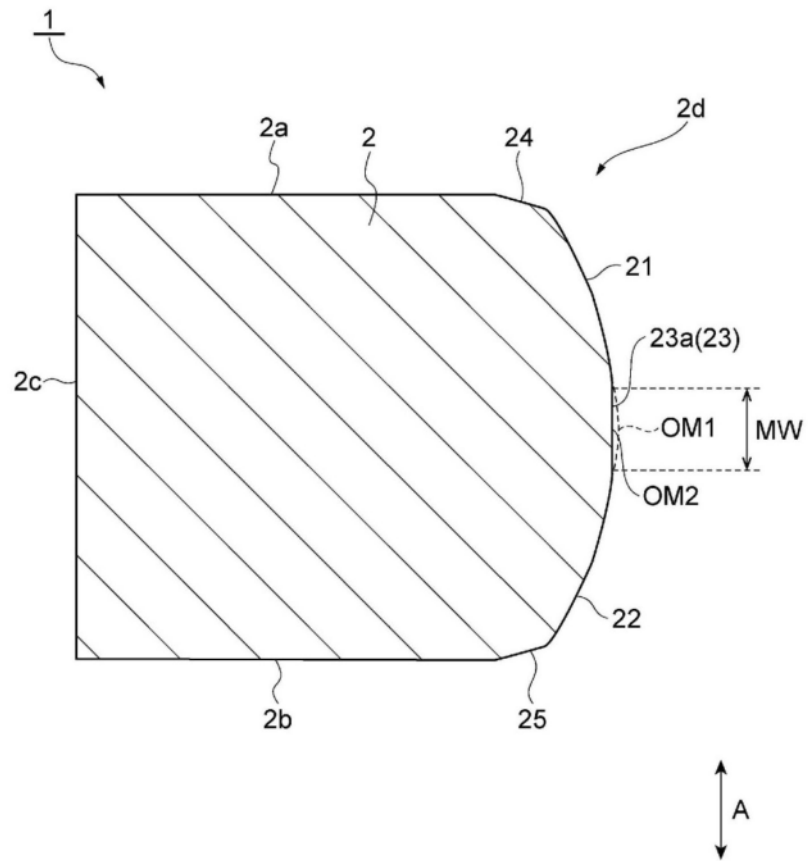


图2

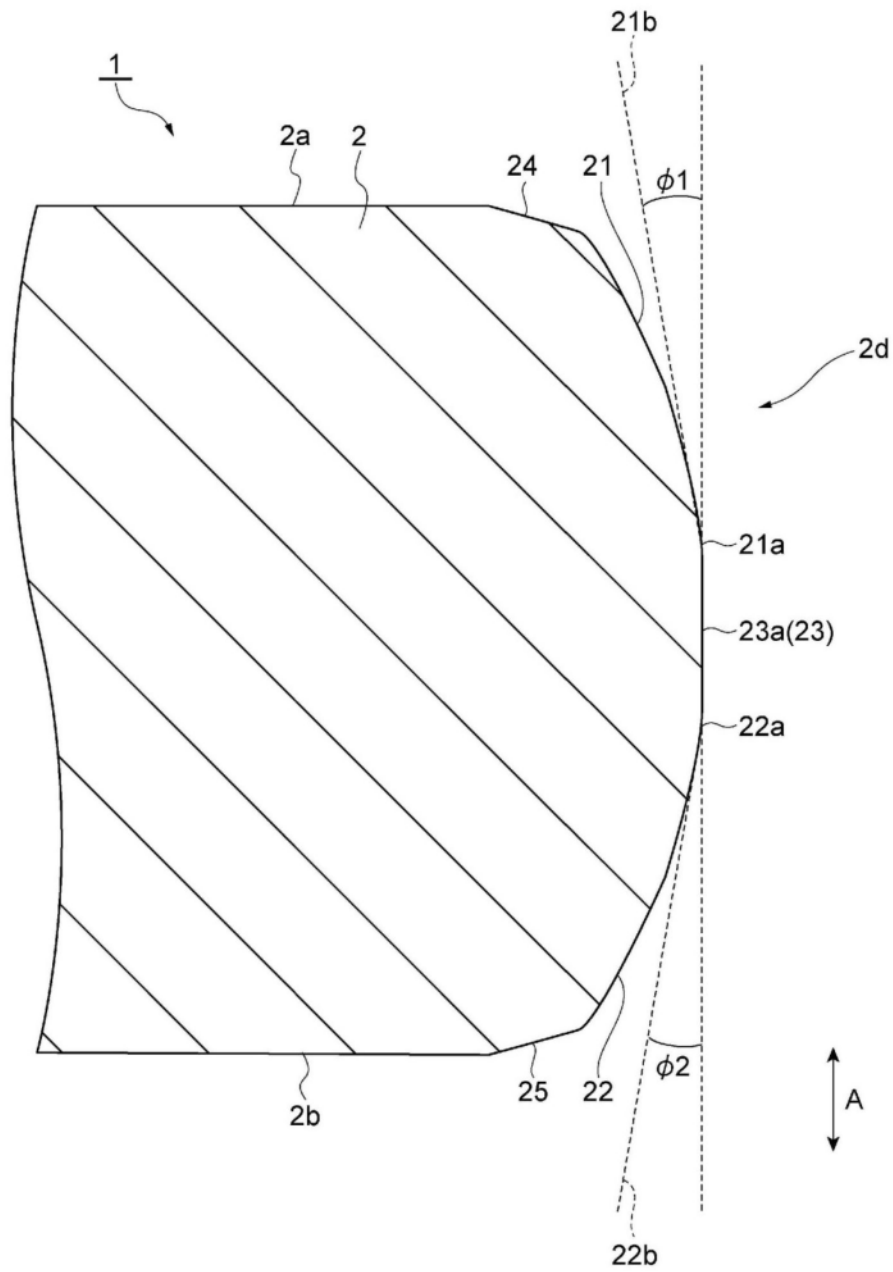


图3

编号	中间面宽度	楔形角度
编号 1	0.027	0.695
编号 2	0.107	1.035
编号 3	0.221	1.43
编号 4	0.271	1.53
编号 5	0.278	1.585
编号 6	0.359	1.665
编号 7	0.071	0.84
编号 8	0.092	0.94
编号 9	0.163	0.86
编号 10	0.237	1.1
编号 11	0.321	1.145
编号 12	0.337	1.465

图4

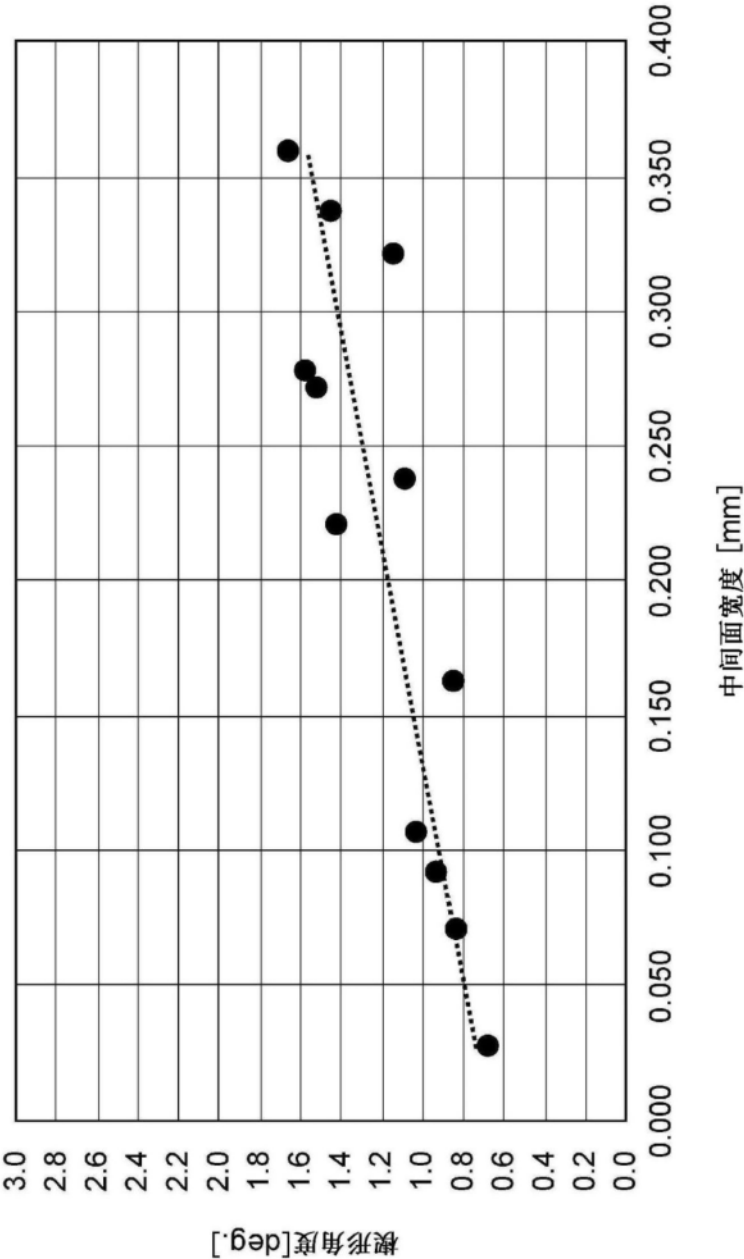


图5

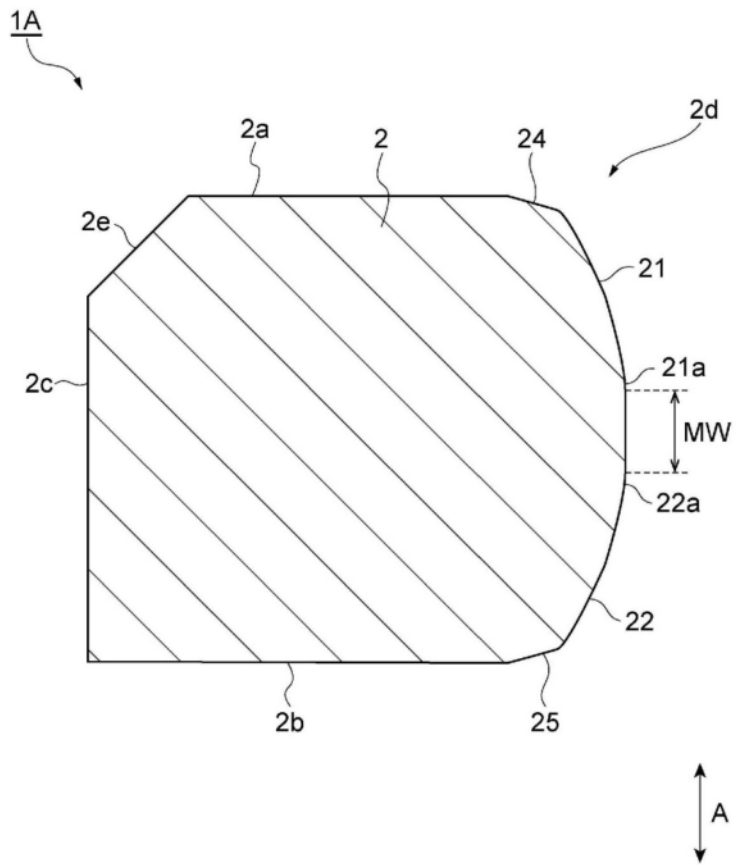


图6

编号	宽度 [mm]	中间面宽度 [mm]	中间面宽度 [%]	楔形角度 [deg.]	摩擦 [W]
实施例 1	1	0.078	8%	0.92	6.3
实施例 2	1	0.100	10%	0.93	6.4
实施例 3	1	0.150	15%	0.95	6.5
实施例 4	1	0.249	25%	1.20	6.7
实施例 5	1	0.050	5%	0.70	6.8
实施例 6	1	0.277	28%	1.27	7.4
实施例 7	1	0.131	13%	0.93	6.5
实施例 8	1	0.110	11%	0.93	6.5
实施例 9	1	0.093	9%	0.95	6.5
实施例 10	1	0.086	9%	0.90	6.3
实施例 11	1	0.230	23%	1.10	7.0
实施例 12	1	0.140	14%	0.94	6.5
实施例 13	1	0.217	22%	1.05	7.0
实施例 14	1	0.195	20%	0.99	6.8
实施例 15	1	0.184	18%	0.97	6.8
实施例 16	1	0.175	18%	0.95	6.7
实施例 17	1	0.202	20%	1.00	7.0
实施例 18	1	0.212	21%	0.99	7.0
实施例 19	1	0.224	22%	1.05	7.1
实施例 20	1	0.160	16%	0.95	6.6
实施例 21	1	0.284	28%	1.40	7.5
实施例 22	1	0.235	24%	1.15	7.0
实施例 23	1	0.250	25%	1.19	7.1
实施例 24	1	0.276	28%	1.38	7.4
实施例 25	1	0.261	26%	1.23	7.3
实施例 26	1	0.279	28%	1.33	7.4
实施例 27	1	0.275	28%	1.30	7.4
实施例 28	1	0.244	24%	1.19	7.1
实施例 29	1	0.261	26%	1.21	7.3
实施例 30	1	0.264	26%	1.25	7.3
比较例 1	1	—	—	—	13.5
比较例 2	1	0.316	32%	1.56	8.2

图7

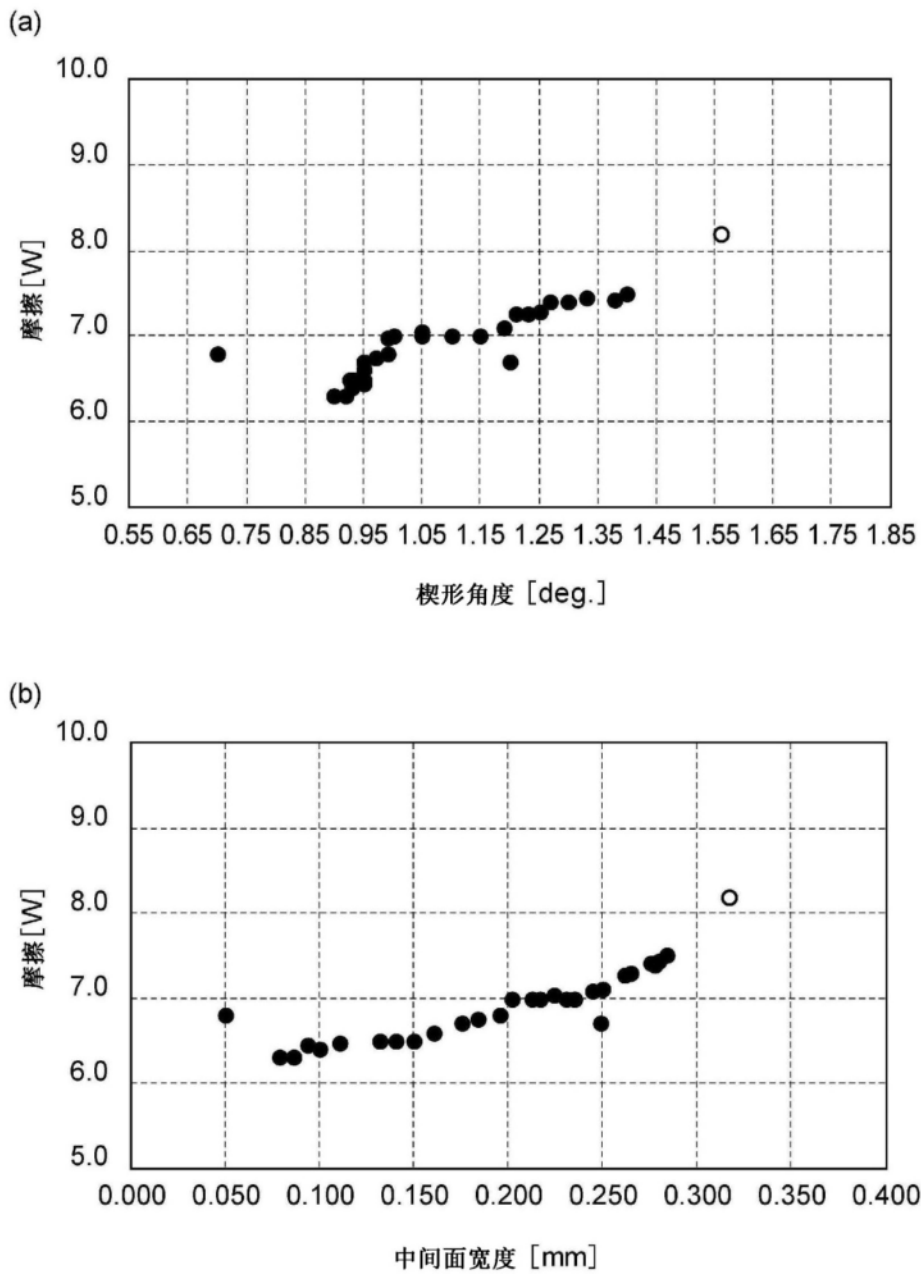


图8

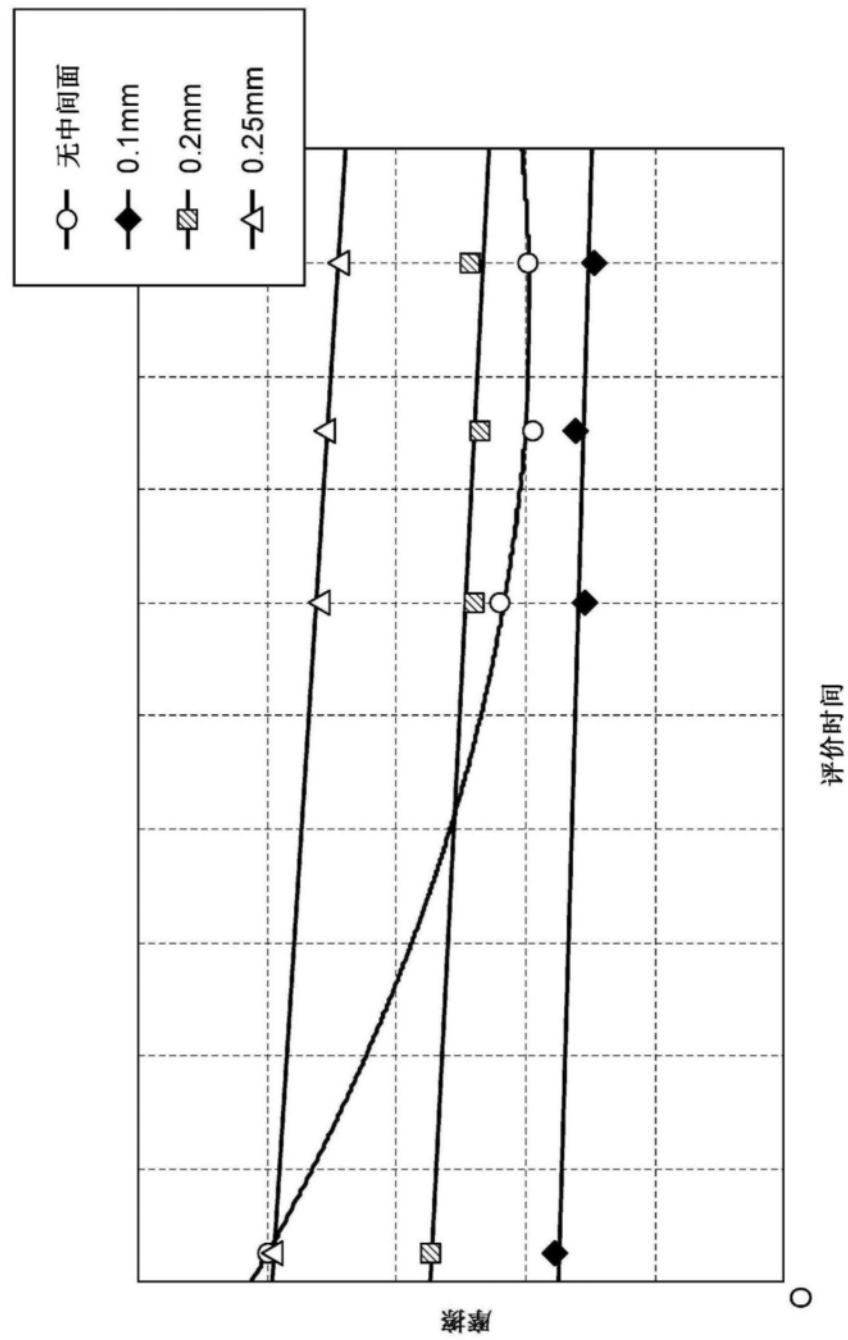


图9

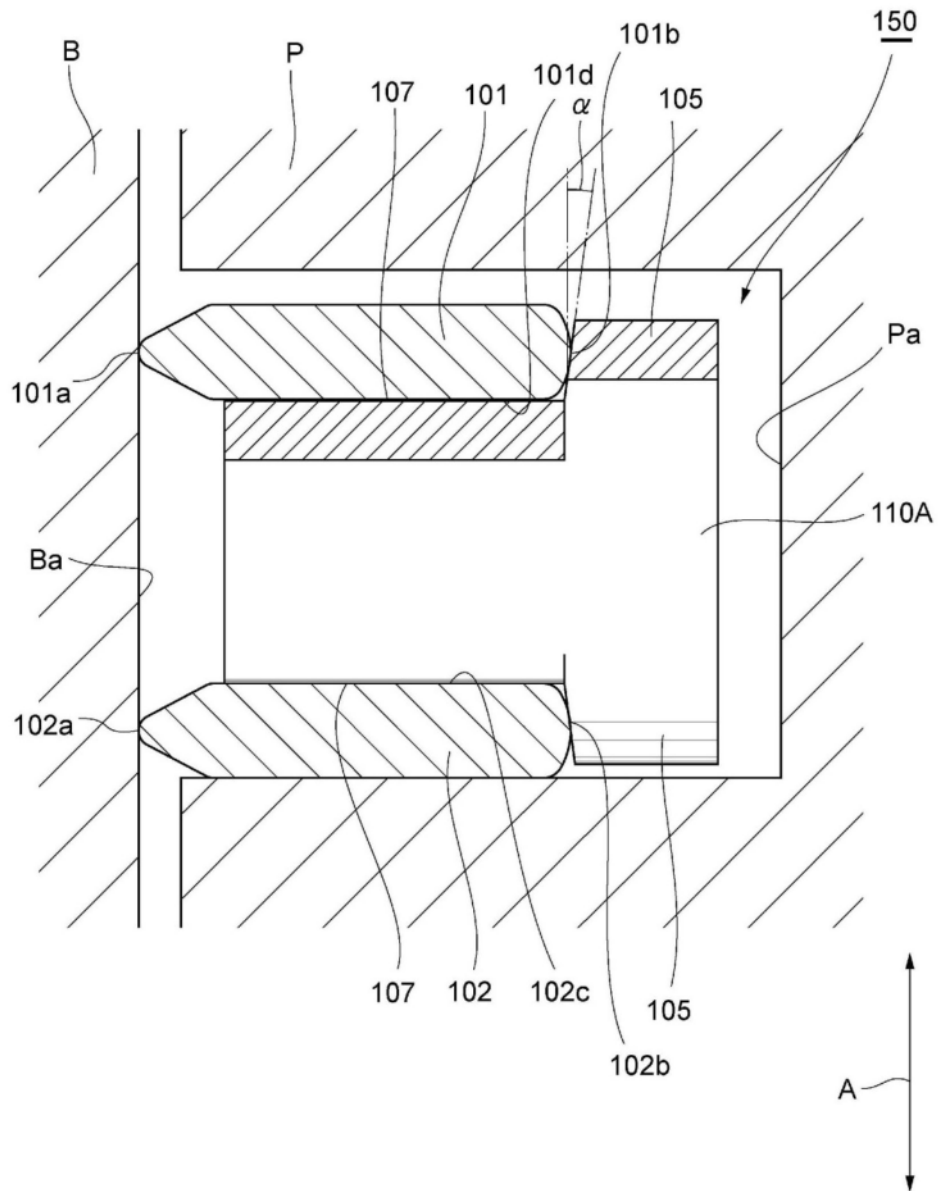


图10

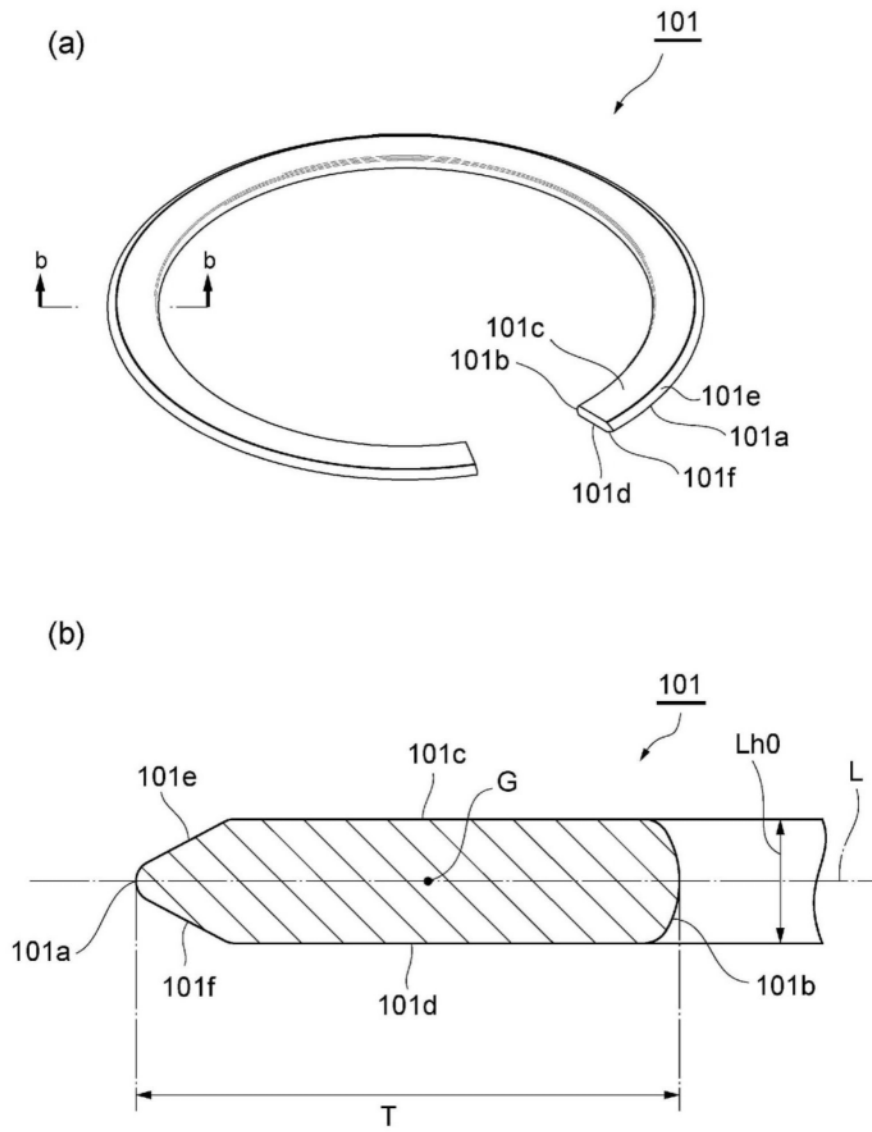


图11

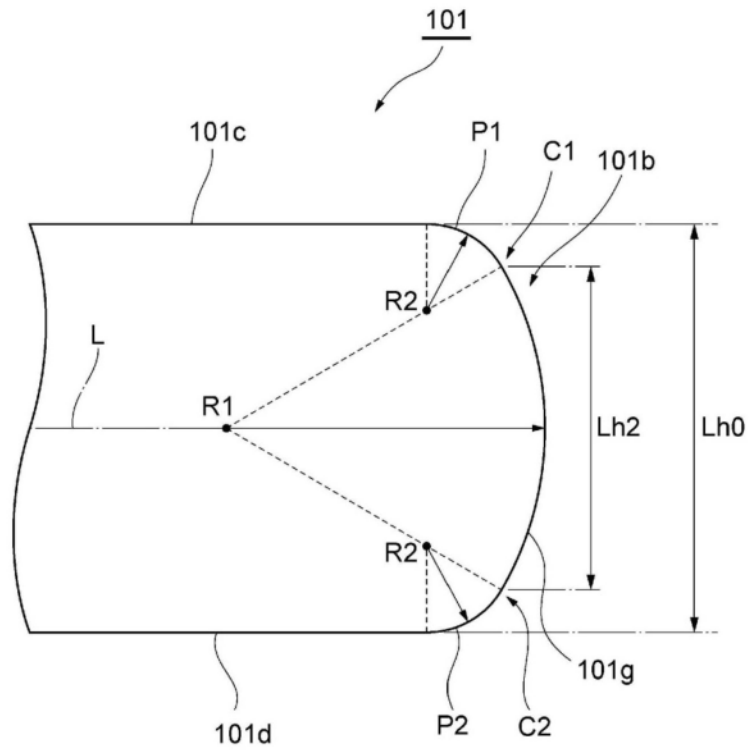


图12

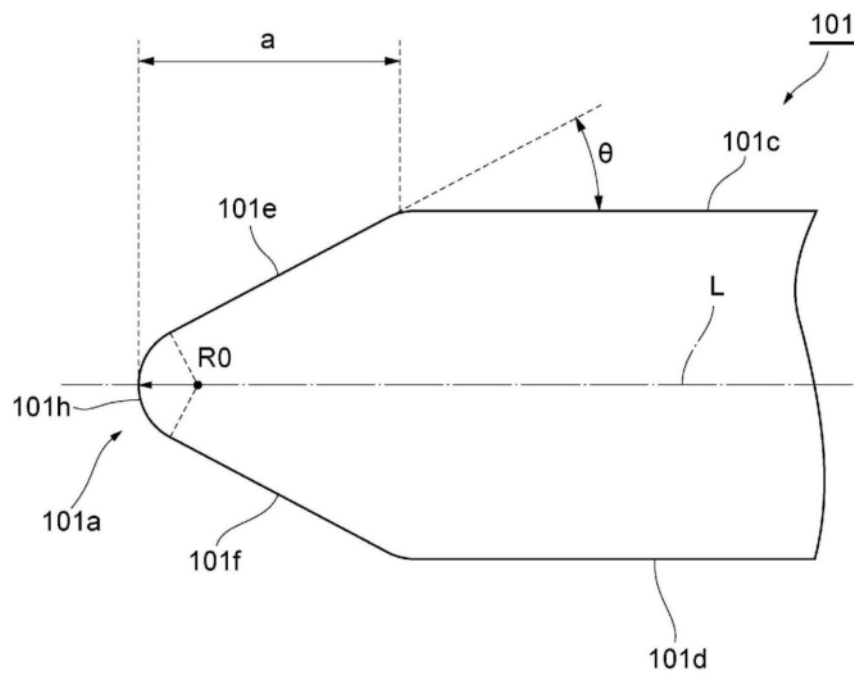


图13

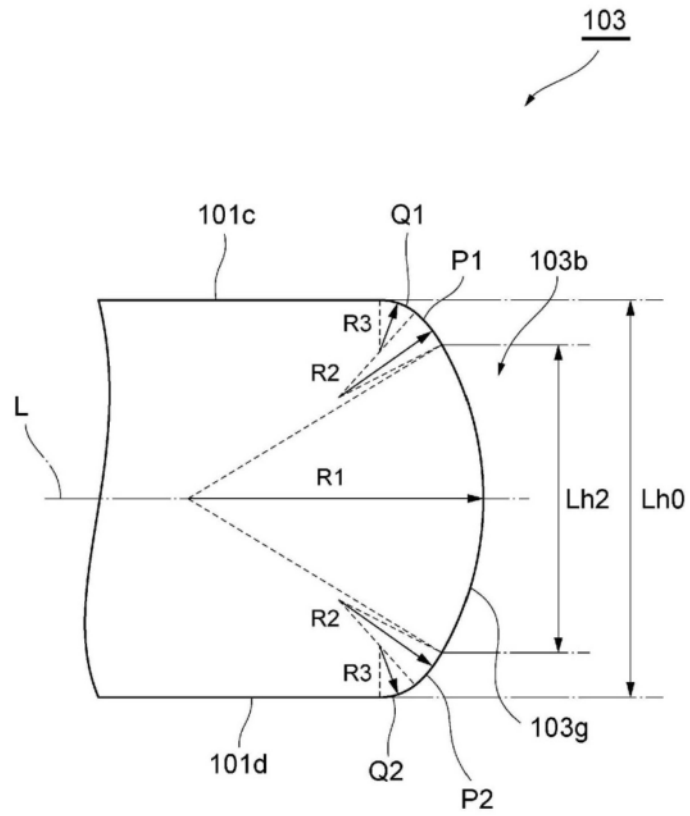


图14

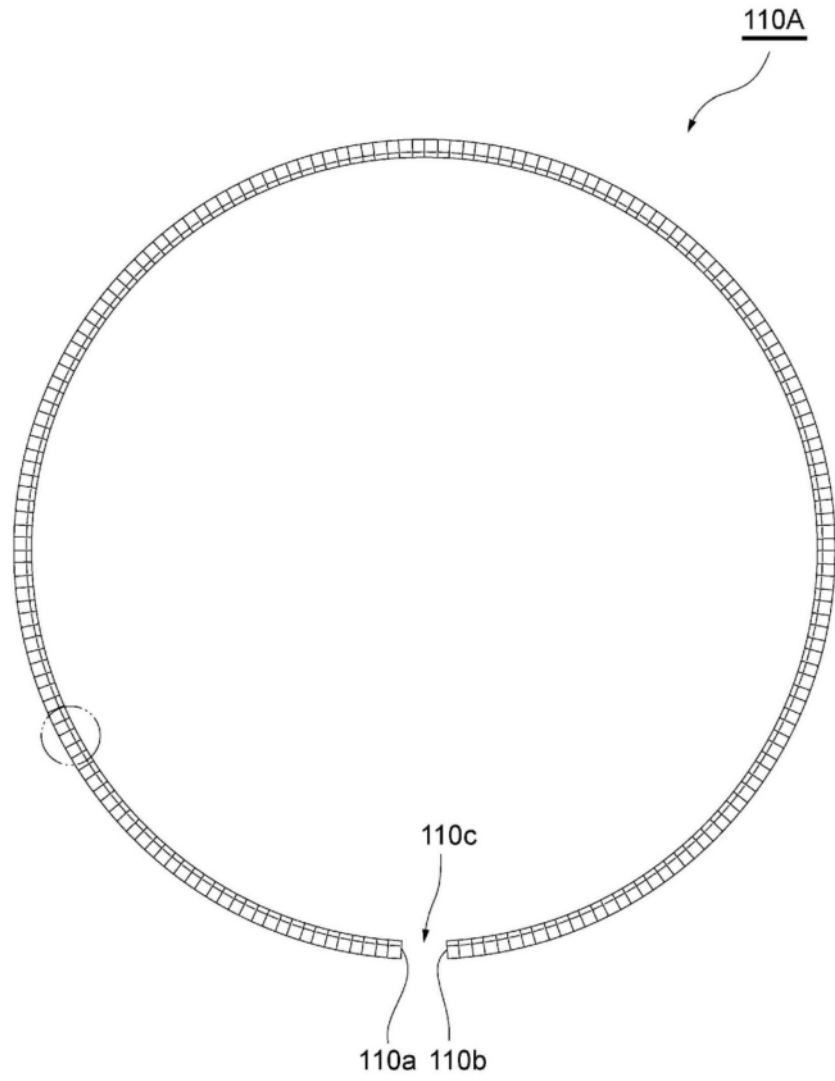


图15

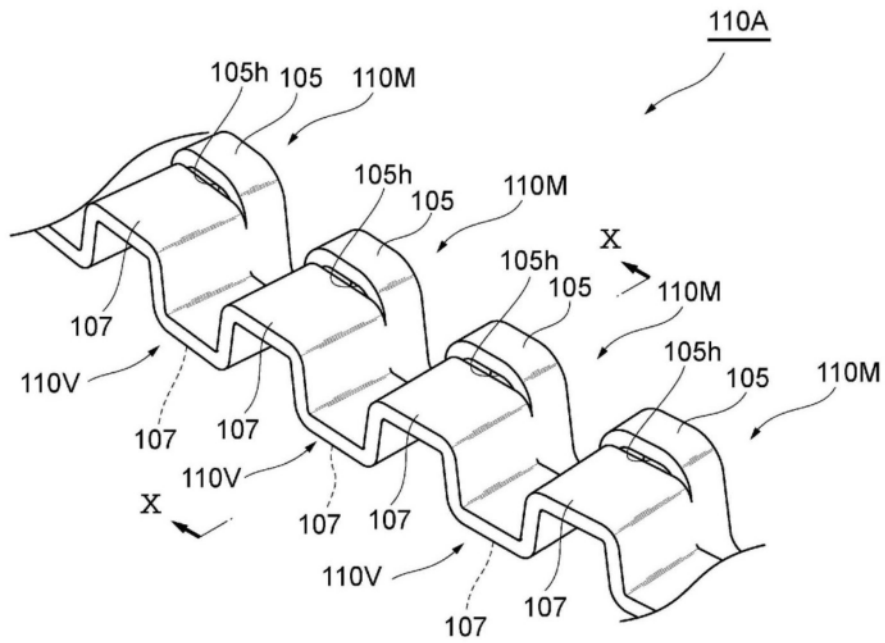


图16

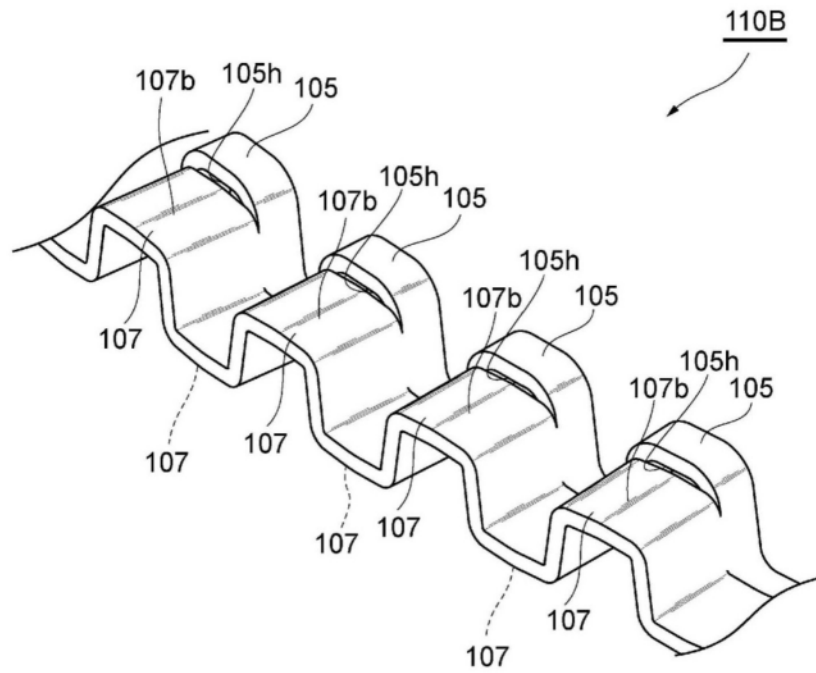


图17

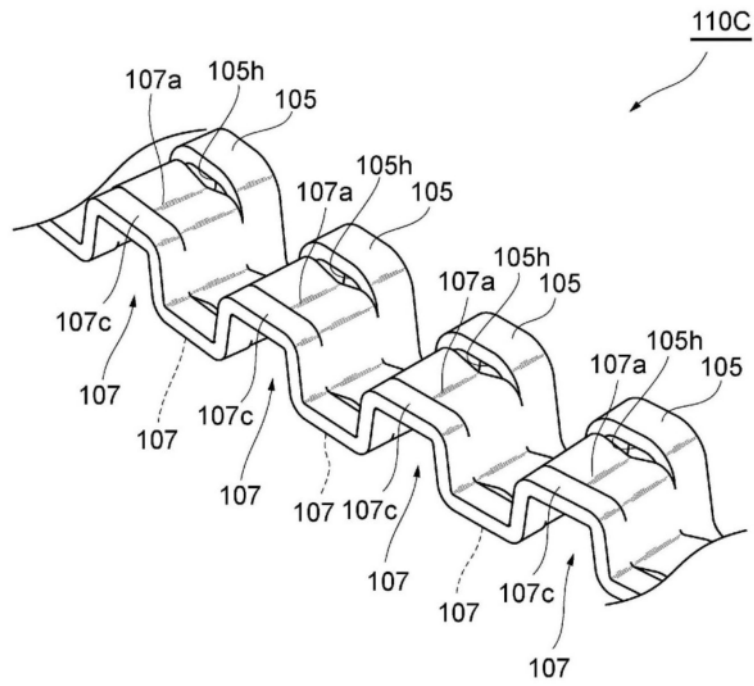


图18

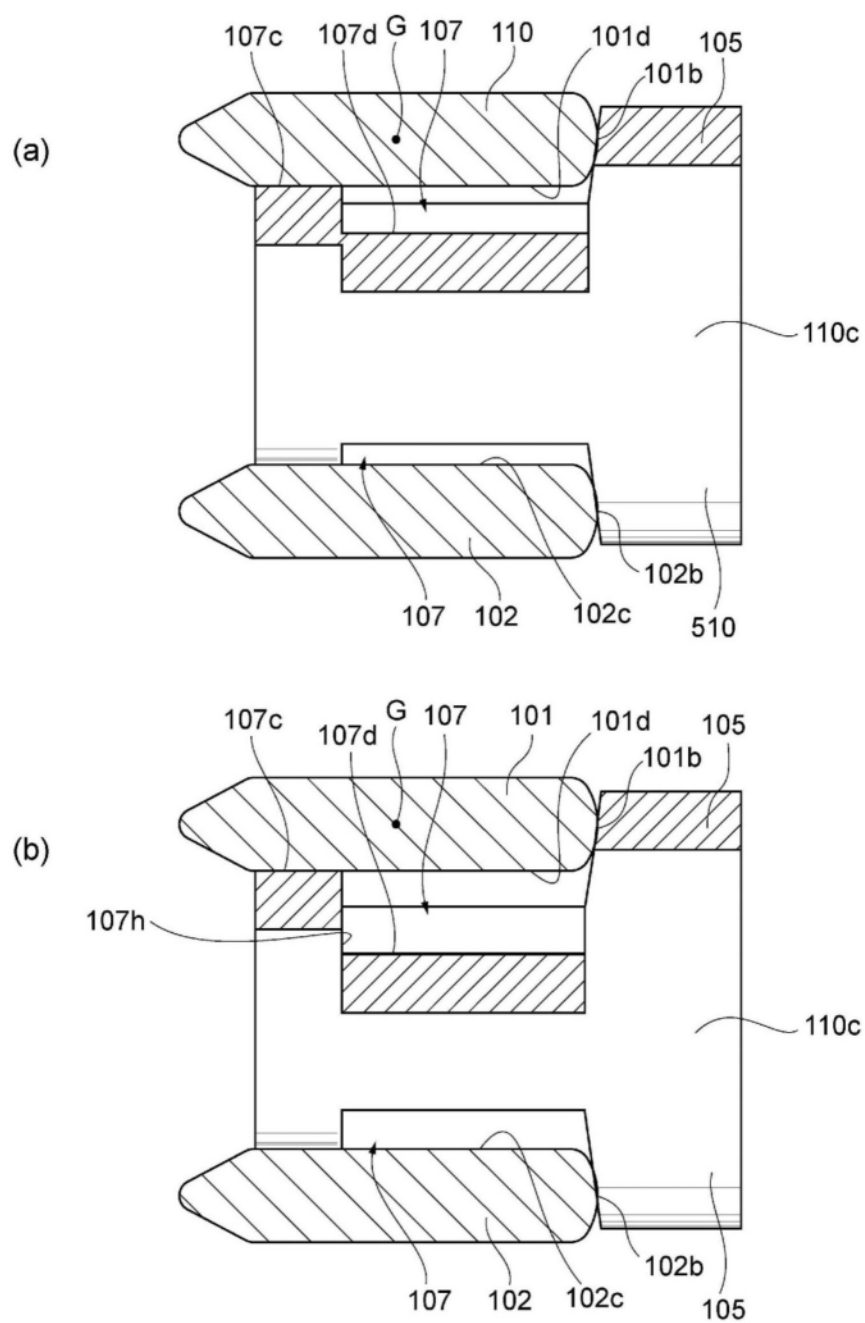


图19

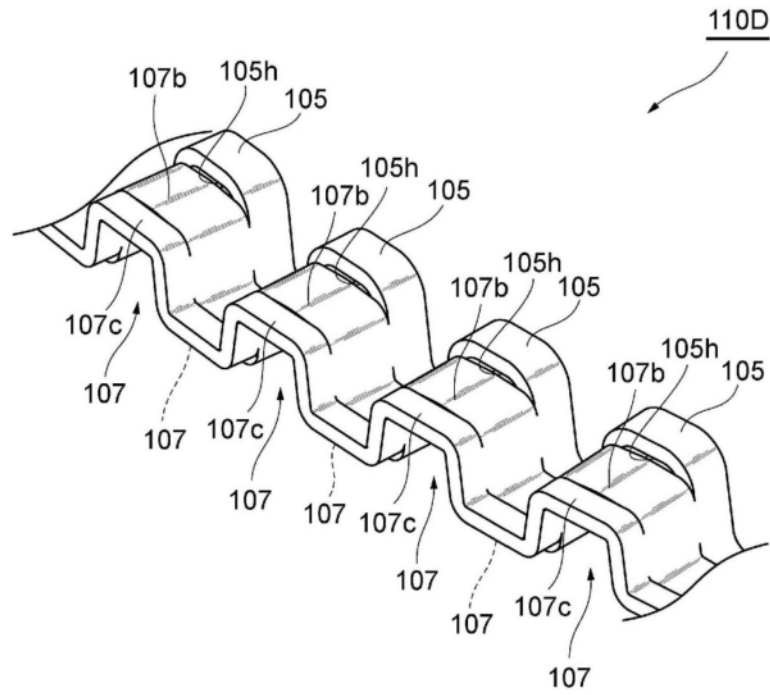


图20

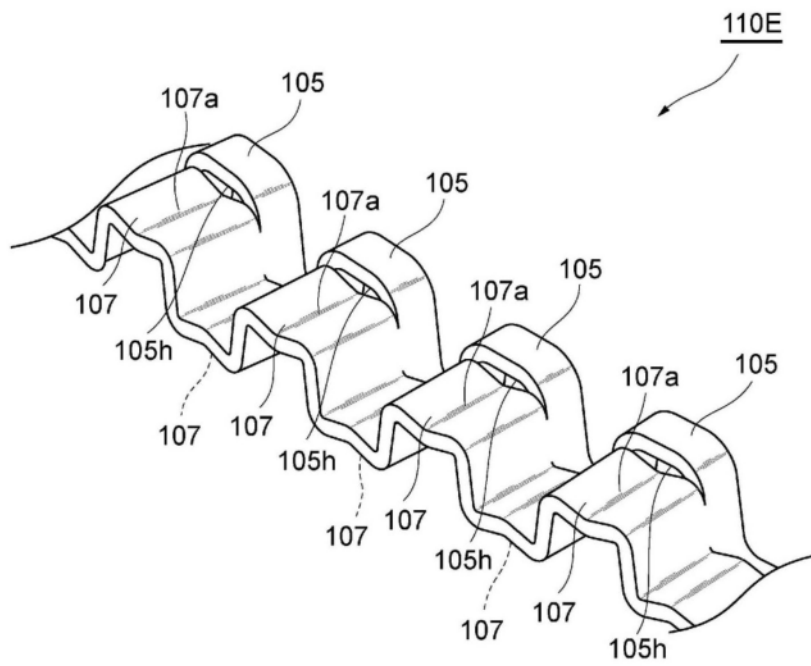


图21

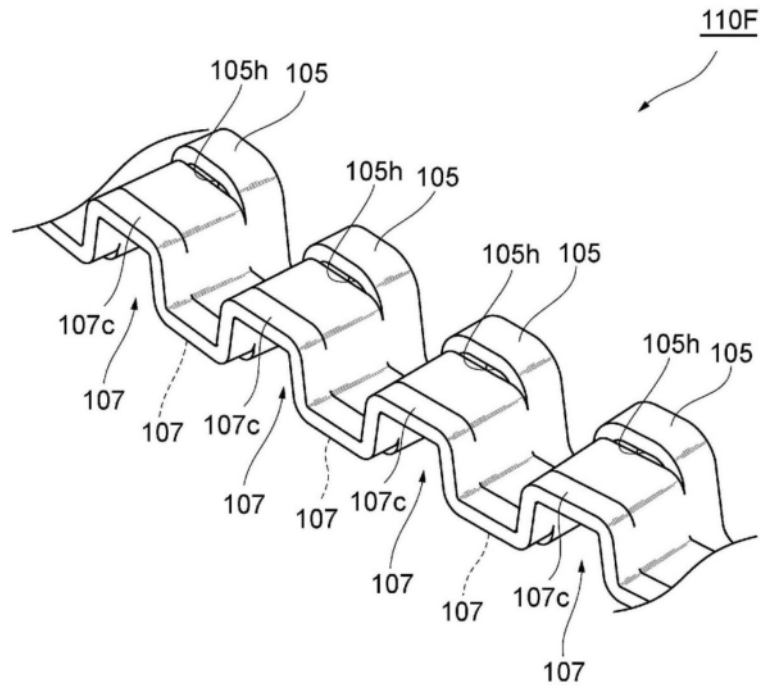


图22

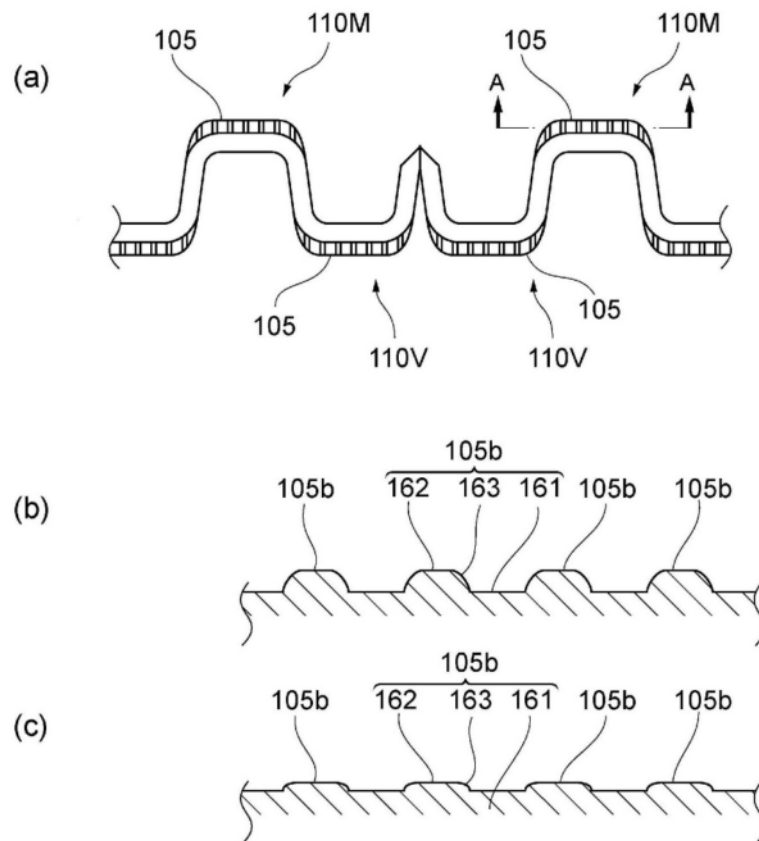


图23

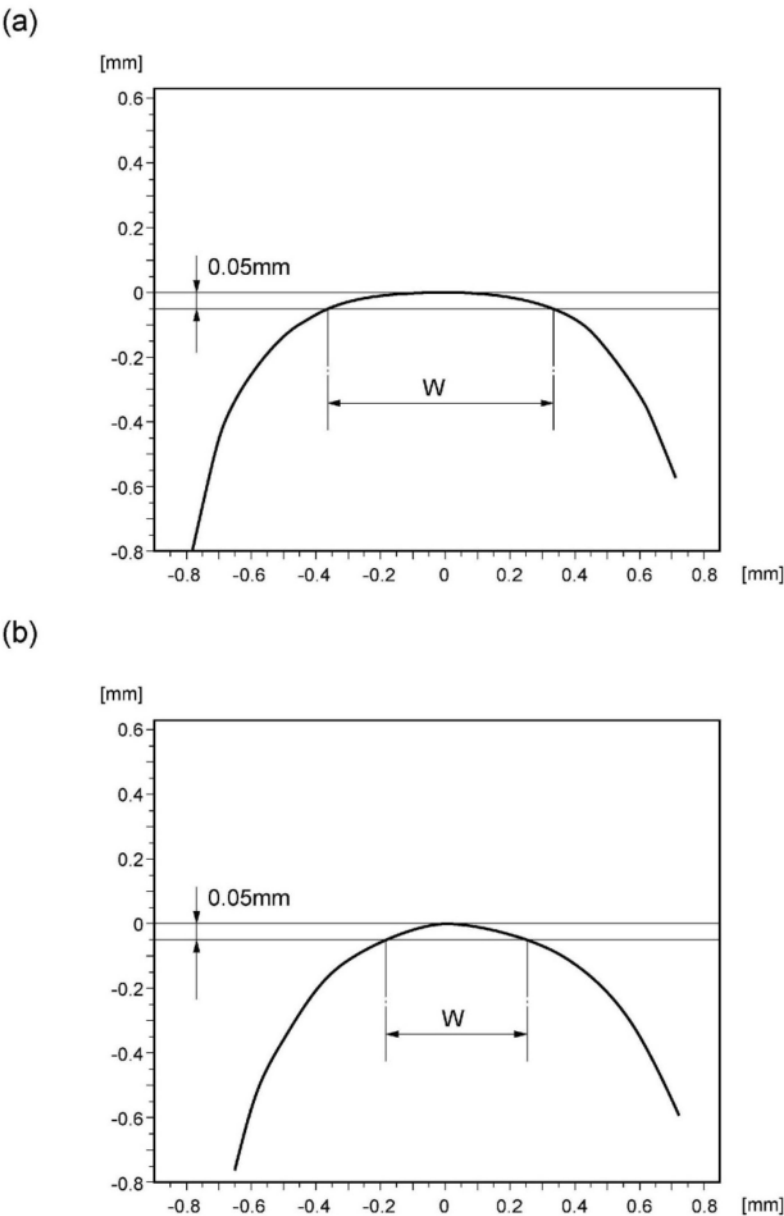


图24

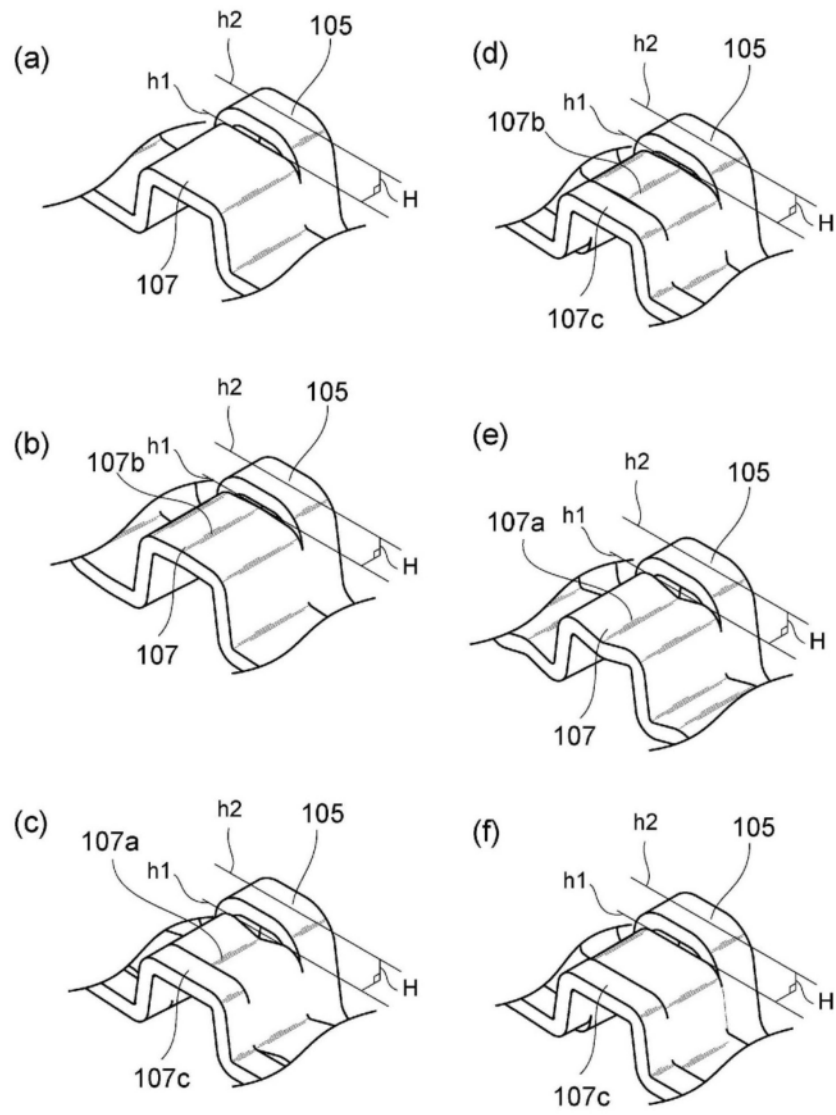


图25