(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 101033738 B
(45)授权公告日 2012.06.13

(21)申请号 200710002033.X

(22)申请日 2007.01.18

(30)优先权数据
2006-065021 2006.03.10 JP

(73)专利权人 日立空调·家用电器株式会社
地址 日本国东京都

(72)发明人 野崎务 绀野元 长尾智大

(74)专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司 11021
代理人 李贵亮

(51)Int.Cl.
F04B 39/00(2006.01)

审查员 许可

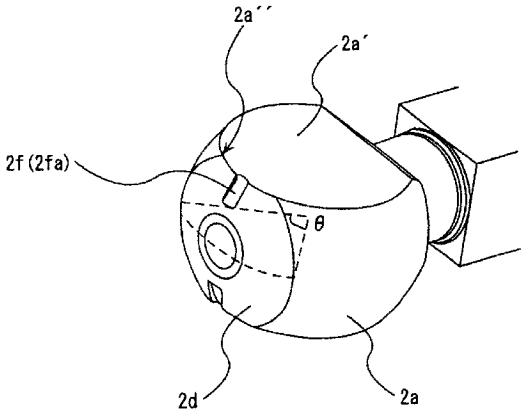
权利要求书 1 页 说明书 7 页 附图 9 页

(54)发明名称

密闭型压缩机

(57)摘要

本发明提供一种降低滑动损失、同时提高可靠性和能力的密闭型压缩机。该密闭型压缩机在密闭容器内收纳压缩单元及电动单元，通过连杆(2)连结设置在由电动单元驱动的驱动轴上的偏心部(7a)和活塞(4)，采用的构成是具备设置在活塞(4)上的内球面(4a)、被内球面(4a)包裹且通过球窝接头机构与活塞(4)连结的连杆(2)的球体部(2a)，在球体部(2a)的前端具有距球体部(2a)的中心的距离小于球体部(2a)的半径的小半径部(2d)。



CN 101033738 B

1. 一种密闭型压缩机，在密闭容器内收纳压缩单元及电动单元，通过连杆连结设置在由所述电动单元驱动的驱动轴上的偏心部和活塞，其中，

该密闭型压缩机具备设置在所述活塞上的内球面、被所述内球面包裹且通过球窝接头机构与所述活塞连结的连杆的球体部，

在所述球体部的前端具有距所述球体部的中心的距离小于所述球体部的半径的小半径部，

在所述球体部的上下具有平面部，所述小半径部与所述平面部邻接设置，设有连结所述小半径部和所述平面部的润滑油的流通路。

2. 如权利要求 1 所述的密闭型压缩机，其中，

所述流通路由从所述小半径部直至所述平面部的槽设置。

3. 一种密闭型压缩机，在密闭容器内收纳压缩单元及电动单元，通过连杆连结设置在由所述电动单元驱动的驱动轴上的偏心部和活塞，其中，

该密闭型压缩机具备设置在所述活塞上的内球面、被所述内球面包裹且通过球窝接头机构与所述活塞连结的连杆的球体部，

在所述球体部的前端具有距所述球体部的中心的距离小于所述球体部的半径的小半径部，

在所述球体部的上下具有平面部，设有连结所述小半径部和所述平面部的润滑油的流通路，所述流通路由在所述小半径部具有开口的孔设置。

4. 如权利要求 1 ～ 3 中任一项所述的密闭型压缩机，其中，

所述小半径部与接触所述内球面的球体部的外球面邻接设置。

5. 如权利要求 1 ～ 3 中任一项所述的密闭型压缩机，其中，

所述流通路设为上下一对。

6. 如权利要求 1 ～ 3 中任一项所述的密闭型压缩机，其中，

所述流通路设置在所述球体部的不与所述内球面接触及滑动的非接触区域内。

7. 如权利要求 5 所述的密闭型压缩机，其中，

所述流通路设置在所述球体部的不与所述内球面接触及滑动的非接触区域内。

8. 如权利要求 6 所述的密闭型压缩机，其中，

通过所述流通路形成在所述连杆的外侧的角部设置在所述非接触区域。

9. 如权利要求 7 所述的密闭型压缩机，其中，

通过所述流通路形成在所述连杆的外侧的角部设置在所述非接触区域。

10. 如权利要求 1 ～ 3、7 ～ 9 中任一项所述的密闭型压缩机，其中，

设置所述小半径部的范围，从所述球体部的中心观察的角度范围在 90 度以下，且所述小半径部在相对于连杆的长度方向中心轴轴对称的位置。

11. 如权利要求 1 ～ 3、7 ～ 9 中任一项所述的密闭型压缩机，其中，

具备防止所述内球面和所述球体部解除连结的防脱构件。

密闭型压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于冷藏库、室内空气调节器等的密闭型压缩机，特别是涉及具有往复运动的活塞的密闭型压缩机。

背景技术

[0002] 作为压缩机的活塞和连杆的连结结构，已知如专利文献 1，利用径向轴承连结的结构。另外，已知如专利文献 2 和专利文献 3，利用球面轴承连结的球窝接头结构。专利文献 2 中，将活塞的内球面（球座）及连杆球体部局部切削，将连杆的球体部插入球座后，旋转活塞使之连结。另外，专利文献 3 中，采用经由塑性加工而使设置在活塞上的内球面成型的结构。

[0003] 专利文献 1 :特开 2004-27969 号公报

[0004] 专利文献 2 :特开 2003-184751 号公报

[0005] 专利文献 3 :特开 2003-214343 号公报

[0006] 上述现有的给油结构中分别存在如下问题。

[0007] 专利文献 1 所述的连结结构中，设置于活塞上的轴在设置于杆上的径向轴承内部倾斜，因而存在局部成为滑动面、接触面压过大的可能性。

[0008] 专利文献 2 所述的连结结构中，在设置于活塞球座里侧的凹形状部的外周部形成有角部，从而，形成以该角部与连杆的球体部滑动的结构。因而存在角部的接触面压升高，导致磨损的产生、恶化的可能性。

[0009] 另外，专利文献 3 所述的连结结构中，向球窝接头机构供给的油的通路狭窄，从而，存在润滑油不够流畅的可能性。若润滑油的流动受阻则存在球面轴承温度上升、损伤的可能性。

发明内容

[0010] 本发明即是为了解决上述现有课题而产生的，其目的在于提供一种降低滑动损失、同时提高了可靠性和能力的密闭型压缩机。

[0011] 为了实现上述目的，提供一种密闭型压缩机，在密闭容器内收纳压缩单元及电动单元，通过连杆连结设置在由所述电动单元驱动的驱动轴上的偏心部和活塞，作为本发明的第一结构，采用的结构是 :

[0012] 具备设置在活塞上的内球面、被内球面包裹且通过球窝接头机构与活塞连结的连杆的球体部，

[0013] 在球体部的前端具有距球体部的中心的距离小于球体部的半径的小半径部。

[0014] 另外，上述结构中，作为第二结构，采用的结构是小半径部与接触内球面的球体部的外球面邻接设置。

[0015] 另外，上述任意一种结构中，采用的结构是在球体部的上下具有平面部，小半径部与平面部邻接设置，设有连结小半径部和平面部的润滑油的流通路。并且，该流通路通过从

小半径部直至平面部的槽设置。

[0016] 另外，上述第一或第二结构的密闭型压缩机中，采用的结构是在球体部的上下具有平面部，设有连结小半径部和平面部的润滑油的流通路，流通路通过在小半径部具有开口的孔设置。

[0017] 并且，在具有上述流通路的结构中，设置上下一对流通路。另外，采用的结构是在球体部不与内球面接触及滑动的非接触区域内设置流通路。特别是通过流通路形成在连杆的外侧的角部设置在非接触区域。

[0018] 另外，在具有上述任意一种结构的装置中，设置小半径部的范围，从球体部中心观察的角度范围在 90 度以下，且小半径部的位置在相对于连杆的长度方向中心轴轴对称的位置。

[0019] 另外，在具有上述任意一种结构的装置中，为了防止内球面和球体部解除连结，配置有限制活塞和连杆相对旋转的防脱构件。

[0020] （发明效果）

[0021] 根据本发明，能够提供一种降低球窝接头部的滑动损失、同时提高可靠性和能力的密闭型压缩机。

附图说明

[0022] 图 1 是本发明的一实施方式的密闭型压缩机的纵剖视图。

[0023] 图 2 是表示本实施例的活塞的图。

[0024] 图 3 是连杆的立体图。

[0025] 图 4 是防脱构件的立体图。

[0026] 图 5 是表示活塞和连杆的组装状态的图。

[0027] 图 6 是从小半径部侧表示连杆的立体图。

[0028] 图 7 是表示与图 6 不同例子的图。

[0029] 图 8 是球窝接头部的接触面压分布图。

[0030] 图 9 是球窝接头部的接触面压分布图。

[0031] 图 10 是表示小半径部的范围和球窝接头部的接触面压的关系的图。

[0032] 图中 :1—气缸，2—连杆，2a—球体部，2a′ —平面部，2a″ —外球面端部，2d—小半径部，2f—流通路，2fa、4c—槽，2fb—孔，2g—贯通孔，4—活塞，4a—内球面，4a′ —凹部，4b—内周部，7—曲轴，7a—曲柄销，10—防脱构件，10a—第 1 弹性部，10b—第 2 弹性部，10c—支承部，10d—旋转限制部，10e—延伸部。

具体实施方式

[0033] 以下所示的实施方式，是在具有活塞和连杆的连结结构的压缩机中，采用球窝接头机构作为连结结构，将球窝接头机构部的内球及外球局部切除，从而减少滑动面积，同时实现润滑油移动的容易化。再有，通过降低活塞和连杆的接触面压，实现了上述目的。还有，为了防止因设置缺口而解除连结，而具备防脱构件。以下，参照附图进行说明。

[0034] 图 1 是本发明的一实施方式的密闭型压缩机的纵剖视图。本实施方式的密闭型压缩机，是一种活塞 4 在设置于密闭容器内的一体成形轴承部 1a 及框架 1b 的气缸 1 内往复

运动而构成压缩单元的往复型压缩机。在框架 1b 下部，作为电动单元，具备构成电动机的定子 5 及转子 6，在从曲轴 7 的旋转中心偏心的位置，设置有曲柄销（偏心部）7a。

[0035] 曲轴 7 贯通框架的轴承部 1a，从框架 1b 下部向上部延伸，曲柄销 7a 位于框架 1b 上方侧。曲轴 7 下部与转子 6 直接连结，曲轴 7 依靠电动机的动力旋转。曲柄销 7a 和活塞 4 之间通过连杆 2 连结，活塞 4 经由曲柄销 7a 及连杆 2 往复运动。

[0036] 即，本实施方式的密闭型压缩机，其前提是采用以下构成，在密闭容器内收纳有气缸 1、活塞 4 等压缩单元和电动机等电动单元，通过曲轴 7 传递来自电动单元的旋转力。关于连杆 2 和活塞 4 的连结结构后面叙述，不过，活塞 4 在曲轴 7 侧开口，在该开口内具有内球面。

[0037] 并且，供给到气缸 1 内的制冷剂通过活塞 4 的往复运动而被压缩，被压缩的气体制冷剂被送往与气缸盖侧连通的排出管。制冷剂经由冷凝器、减压机构、蒸发器，再次回到压缩机内，形成具有这些各机构的冷冻循环。

[0038] 采用的结构是在密闭容器内储存冷冻机油（润滑油），润滑油在利用曲轴 7 的旋转运动而产生的泵作用下被汲取，送往压缩单元部。另外，该冷冻循环使用了丙烷 (R290) 和异丁烷 (R600a) 等烃系制冷剂 (HC 制冷剂)。

[0039] 其次，关于活塞 4 用图 2 进行说明。图 2 是表示本实施方式的活塞 4 的图，图 2(a) 是活塞 4 内侧结构的详细图，是从曲轴 7 侧看活塞 4 的图，图 2(b) 是图 2(a) 的 A-A 剖视图，图 2(c) 是图 2(a) 的 B-B 剖视图。

[0040] 如图 1 所示，在活塞 4 安装在密闭型压缩机的状态下，图 2(a) 的上下方向与图 1 中的密闭型压缩机的上下方向一致。另外，图 2(a) 的左右方向成为图 1 中连结近前侧和里侧的水平方向。从而，图 2(a) 表示从活塞 4 上侧或下侧看水平面的剖面即 A-A 剖面的状态，图 2(c) 表示从活塞 4 左侧或右侧看铅直方向的剖面即 B-B 剖面的状态。另外，图 2(b) 中图中下侧为活塞 4 里侧，图 2(c) 中图中右侧为活塞 4 里侧。

[0041] 活塞 4 的内球面 4a，如后所述，构成承受设置在连杆 2 前端部的球体部外球面的轴承结构，在 A-A 剖面中呈以 180° 以上的角度包围连杆 2 的外球面的形状。从而，连杆 2 的外球面被活塞 4 的内球面 4a 包裹，连杆 2 和活塞 4 被连结。另一方面，在 B-B 剖面中呈以 180° 以下的角度包围连杆 2 的外球面的形状，在 B-B 剖面中成为比 A-A 剖面滑动面积少的结构。

[0042] 这样一来，成为内球面 4a 的水平方向 (A-A 剖面) 的圆弧中心角大于铅直方向 (B-B 剖面) 的圆弧中心角的结构，从而，成为在上下方向上滑动面积少的截面的球窝接头结构。因而，润滑油容易通过，另外，润滑油通过的路径本身也缩短，润滑油容易在连结部流入及流出，能够降低由于滑动而造成的磨损等。另外，由于确保润滑油向滑动部内外的流出流入路径，从而，可以抑制滑动部的异常发热。另外，在内球面 4a 的里侧具有凹部 4a′，从而能够更加减小滑动面。还有，关于润滑油的流出流入后面叙述。

[0043] 在密闭型压缩机运转的状态下，活塞 4 在内部和外部具有滑动部。即是活塞 4 的外周和气缸 1 内周面之间的滑动、在与连杆 2 连结的部分的滑动。内周面 4a 是与连杆 2 之间的滑动部，若滑动面积减小则产生磨损的部分减小，不过，接触面压有增大的倾向。

[0044] 如图 2 所示，在内球面 4a 的里侧具有凹部 4a′，另外，上下方向的滑动面为局部性。若以从内球面 4a 的圆弧上除凹部 4a′ 以外的部分作为滑动部，则内球面 4a 的半径 r

时，水平方向的滑动部的大小为 r× θ 41×2，与之相对地，在上下方向上为 r× θ 42×2（参照图 2(b)(c)）。由于 θ 41> θ 42，从而在位于活塞 4 的内周部里侧的内球面 4a 的上方或 / 及下方存在空间，在该空间配置防脱构件 10。

[0045] 其次，关于与活塞 4 连结的连杆 2，用图 3 进行说明。本实施方式的连杆 2，采用的结构是以连接活塞 4 的内球面 4a 的球体部 2a 为一端，另一端为与曲轴 7 连接的轴承部 2b，并具有将这两端相连的杆部 2c，图 3 是具备该结构的连杆 2 的立体图。

[0046] 如图所示，连杆 2 其构成是具备插入活塞 4 的内球面 4a 中的球体部 2a、插入曲柄销 7a 中的径向轴承部 2b 及连接球体部 2a 和径向轴承部 2b 的杆部 2c，球体部 2a 的外球面成为球体局部被切除、具有平面部 2a′ 的结构。

[0047] 这样一来，由于采用在球体部 2a 一侧和另一侧（上下）具有平面部 2a′ 的构成，从而，即使活塞 4 和连杆 2 连结，也缩短通过润滑油的路径，另外，由于润滑油容易流动，从而成为能够向滑动部分供给润滑油的结构。

[0048] 连杆 2 和活塞 4 的连结，利用设置在连杆 2 的球体部 2a 上的平面部 2a′ 。如图 2(b) 所示，活塞 4 的内球面 4a 形成以 180° 以上的角度包围连杆 2 的球体部 2a 的形状，A-A 剖面上的内球面 4a 的开口尺寸 L 为小于球体部 2a 外径的尺寸。另一方面，2 个平面部 2a′ 间的尺寸也设定得比内球面 4a 的开口尺寸 L 小。该开口尺寸 L 的部分成为用于插入连杆 2 的球体部 2a 的间隙。

[0049] 本实施方式的平面部几乎平行设置，将两平面部 2a′ 插入内球面 4a 的开口内后，使连杆 2 和活塞 4 相对旋转，两者即连结。

[0050] 如此连结的连杆 2 和活塞 4，如果两者不相对旋转，则由于内球面 4a 的开口尺寸小于球体部 2a 的外径，从而不会脱开，另外，能够减小滑动部。

[0051] 可是，若由于冲击等某些作用，两者相对旋转，则连杆 2 和活塞 4 的连结被解除，为此，本实施方式中为了防止连结脱开而具备防脱构件 10。

[0052] 关于防脱构件 10，用图 4 及图 5 进行说明。图 4 是本实施方式的防脱构件 10 的立体图，图 5 是表示装入防脱构件 10 而连结的活塞 4 和连杆 2 的状态的图。防脱构件 10 的特征之一是形成同时具有作为防止连杆 2 和活塞 4 相对旋转的旋转限制构件的作用的形状，并非固定在连杆 2 侧，而固定在活塞 4 侧。

[0053] 如图 4 所示，本实施方式的防脱构件（且旋转限制构件。以下同样）10，其构成是具备第 1 弹性部 10a、第 2 弹性部 10b、连接这两弹性部的支承部 10c 及限制连杆 2 的相对旋转的旋转限制部 10d。这些各构成中第 1 弹性部 10a 及第 2 弹性部 10b 与活塞 4 的开口内部的内周部抵接，防脱构件 10 依靠弹性力支承。

[0054] 旋转限制部 10d 形成在连杆 2 和活塞 4 要相对旋转时用以对其进行限制的壁，这些壁相互对置设置。在安装了连杆 2 的状态下，设置在连杆 2 的球体部 2a 上的平面部 2a′ 与各个旋转限制部 10d 对置配置。

[0055] 旋转限制部 10d 设置为具有几乎为平面的部分，另外，相互对置的两旋转限制部 10d 几乎平行。也就是说，在相互对置的两旋转限制部 10d 间，各旋转限制部 10d 和连杆 2 侧的平面部分别对置配置。在平面部 2a′ 和旋转限制部 10d 间设置间隙，以使两者在通常的运转状态不接触。

[0056] 另外，具备从支承部 10c 延伸到外侧的延伸部 10e。延伸部 10e 的端部向弹性部

10a、10b 的相反侧弯曲形成。

[0057] 图 5 是表示安装了该防脱构件 10 的状态的图，图 5(a) 是立体图，图 5(b) 是横剖视图。若安装防脱构件 10，则第 1 弹性部 10a 产生按压活塞 4 的内周部 4b 的力，依靠磨擦力将防脱构件 10 固定在活塞 4 的开口内部。同样，第 2 弹性部也与内周部 4b 抵接，防脱构件 10 被牢固地固定在活塞 4 的开口内部。

[0058] 防脱构件 10 如此固定，从而能够形成的构成是即使活塞 4 在气缸 1 内旋转，连杆 2 和活塞 4 要相对旋转，也不会到达连杆 2 从活塞 4 脱出的位置。

[0059] 另外，在延伸部 10e 的端部插入槽 4c 的状态下，根据延伸部 10e 的弯曲形状及防脱构件 10 的脱出方向的关系，延伸部 10e 的前端部成为支承，能够阻止从活塞 4 脱落。另一方面，在安装防脱构件 10 时，若延伸部 10e 的端部被按入到槽 4c 的位置，则两者简单地卡合，还能够优化安装性。因而，即使在防脱构件 10 从活塞 4 脱出的方向作用力时，也能够阻止该脱出，防止活塞 4 和连杆 2 的连结脱开。

[0060] 其次，对于用以向滑动部供给润滑油（冷冻机油）的结构进行说明。如图 5(b) 所示，在连杆 2 上设有贯通孔 2g。贯通孔 2g 从轴承部 2b 经过杆部 2c 贯通到球体部 2a 的端部。储存在密闭容器内的润滑油，因曲轴 7 旋转而被汲取，一部分从曲柄销 7a 的上方飞散。飞散的润滑油向气缸 1 和活塞 4 间的滑动部供给，其他部分通过贯通孔 2g 导向活塞 4 和连杆 2 间的滑动部。贯通孔 2g 的连杆 2 前端侧的开口设于后述的小半径部 2d。

[0061] 在内球面 4a 的里侧，如前所述设有凹部 4a′ 。该凹部 4a′ 起到的作用是临时储存从贯通孔 2g 向滑动部供给的润滑油或从曲柄销 7a 上部飞散、到达设置在球体部 2a 上侧的平面部 2a′ 、从该上侧的平面部 2a′ 向滑动部供给的润滑油。

[0062] 还有，如上所述，与平面部 2a′ 对置地设置防脱构件 10，不过，由于平面部 2a′ 和防脱构件 10 间设有间隙，从而能够将经由上侧的平面部 2a′ 的润滑油供给到滑动部。

[0063] 关于连杆 2 的前端部的形状，用图 5(b) 说明。在连杆 2 的球体部 2a 的前端设有小半径部 2d。在此所说的小半径部，是指从球体部 2a 的中心到外周的距离小于球体部 2a 的半径的部分。还有，本实施方式的小半径部 2d，形成具有比球体部 2a 的半径大的曲率的圆弧状，不过，形状不限定于此。

[0064] 通过将小半径部 2d 设置在连杆 2 的前端部，能够在凹部 4a′ 周缘的角部和球体部 2a 之间确保空间。从而，能够抑制由于凹部 4a′ 的边缘而造成的局部性面压增大。另外，小半径部 2d 设置在相对于连杆 2 的长度方向的中心轴轴对称的位置，防止接触面压的不平衡。

[0065] 图 6 是从小半径部 2d 侧表示连杆 2 的立体图。由于小半径部 2d 比球体部 2a 的外球面距球体中心的距离短，从而能够避免与活塞 4 侧的凹部 4a′ 的角部的滑动。另外，在小半径部 2d 上设置有润滑油的流通路 2f。图 6 所示的流通路 2f，设有连接小半径部 2d 和平面部 2a′ 之间的槽 2fa，利用该槽 2fa 形成了流路。由于具有该结构，从而能够对连杆 2 的前端的滑动部充分供给润滑油。另外，流通路 2f 按照左右方向的位置设置上下一对，从而润滑油容易流出流入。

[0066] 这样一来，通过设置贯通孔 2g、小半径部 2d、凹部 4a′ 、流通路 2f，确保滑动部内外的润滑油的流动，从而能够抑制滑动部的过度发热和磨损的恶化。

[0067] 特别是，本实施方式中，采用小半径部 2d 和平面部 2a′ 经由棱线邻接设置、不在

两者间介入球体部 2a 的外球面的构成。因而，能够期待从流通路 2f 以外的部分也流出流入润滑油。此外，根据该构成，不必很大地形成流通路 2f，只是设置小的槽 2fa 就能够确保润滑油的流路。

[0068] 根据实际设备实施的试验，明确了若角部的边缘与活塞 4 的内球面 4a 接触、滑动，则在该部分的磨损变得显著。即，通过设置流通路 2f，能够促进润滑油的流出流入，不过，却成为流通路 2f 的开口部的边缘本身磨损的原因。

[0069] 本实施方式中，由于在小半径部 2d 内设置槽 2fa 的角部，在与内球面 4a 的非接触区域内设置流通路 2f，因而，该角部不会与活塞 4 的内球面 4a 接触，不会增高球窝接头部的接触面压。从而，能够抑制由于角部的边缘引起的磨损。

[0070] 图 7 是表示设有与图 6 不同的流通路 2f 的例子的图。图 7(a) 是流通路 2f 周边的立体图，图 7(b) 是剖视图。该例中，由孔 2fb 形成了流通路 2f。该孔 2fb 采用连通平面部 2a′ 和小半径部 2d 的构成，孔 2fb 成为润滑油的流路。另外，与槽 2fa 同样，采用设置上下一对的构成，因而获得同样的作用效果。还有，小半径部 2d 和平面部 2a′ 的关系、孔 2fb 的开口设置在小半径部 2d 内等情况与图 6 的例子同样，根据这些也获得同样的效果。

[0071] 其次，对于对设置了小半径部 2d 引起的接触面压的变化进行研究的结果进行说明。图 8 及图 9 是表示球窝接头部的接触面压的分布的图，图 8 示出了小半径部 2d 的范围 θ 为 100 度的情况，图 9 示出了小半径部 2d 的范围 θ 为 60 度的情况。这些是针对在水平剖面及垂直剖面剖开活塞 4 的 4 分之 1 的范围，通过模拟算出活塞 4 受到的接触面压的分布。还有，小半径部 2d 的范围以角度范围表示，由从球体部 2a 的中心看的角度表示。即，将图 6 中所示的角度 θ 规定为小半径部 2d 的范围。

[0072] 如前面所说明，由于在连杆 2 的前端部设置有小半径部 2d，该小半径部 2d 不与活塞 4 的内球面 4a 接触，因而产生接触面压的区域，只是与连杆 2 的球体部 2a 接触的区域。观察图 8 及图 9 可知，在球体部 2a 的外球面和小半径部 2d 的边界部、球体部 2a 的外球面和平面部 2a′ 的边界部接触面压升高。

[0073] 图 8 是小半径部 2d 的范围 θ 为 100 度的情况，采用小半径部 2d 和平面部 2a′ 经由棱线邻接的构成。另外，在图 2(a) 的 B-B 剖面中，形成小半径部 2d 的范围比内球面 4a 的范围大的结构。因而，在球体部 2a 的外球面、平面部 2a′ 和小半径部 2d 三个部分的边界部附近的球体部 2a 的外球面，与内球面 4a 滑动。如图 8 所示，在球体部 2a 的外球面、平面部 2a′ 和小半径部 2d 三个部分的边界部附近的球体部 2a 的外球面接触的部分（以下，称为外球面端部 2a″。参照图 6。）接触面压升高。

[0074] 图 9 是小半径部 2d 的范围 θ 为 60 度的情况，采用在小半径部 2d 和平面部 2a′ 之间夹有球体部 2a 的外球面的结构。也就是说，在图 2(a) 的 B-B 剖面中，形成小半径部 2d 的范围比内球面 4a 的范围小的结构。因而，在位于平面部 2a′ 和小半径部 2d 之间的球体部 2a 的外球面，与内球面 4a 滑动。如图 9 所示，在位于平面部 2a′ 和小半径部 2d 之间的球体部 2a 的外球面接触的部分，接触面压升高。

[0075] 比较图 8 和图 9 的例子可知，局部性面压图 8 方面高，该面压集中的部分的磨损成为疑虑。在图 9 的情况中，若利用槽 2fa 设置润滑油的流通路 2f，则必然成为槽开口与活塞 4 的内球面 4a 接触的结构，从而存在磨损恶化的问题。

[0076] 图 10 是表示小半径部 2d 的范围和球窝接头部的接触面压的关系的图。如图所示

可知，平均面压中，具有小半径部 2d 的角度 θ 的范围越大接触面压越高的倾向。为此，如果确定小半径部 2d 的范围以使接触面压低于能够保障长期可靠性的平均接触面压，则能够获得可靠性高的压缩机。

[0077] 以下，针对更具体的方式，对于长期可靠性实施实际设备试验，对其结果进行说明。

[0078] [实施例 1]

[0079] 由上述结果可知，为了抑制由于流通路 2f 的角部造成的磨损，有效的措施是增大小半径部 2d、避免流通路 2f 角部和活塞 4 的内球面 4a 的接触，而此时需要考虑面压的局部集中及平均面压的增大。

[0080] 本实施方式中，为了抑制外球面端部 2a″ 和内球面 4a 之间的面压，而使外球面端部 2a″ 的角部为钝角，或者设置倒角 R 以使其不会成为边缘。根据该构成，能够避免流通路 2f 和内球面 4a 的接触，同时能够减小由于面压容易集中的外球面端部 2a″ 而造成的磨损。

[0081] 另外，如上所述，由于采用防脱构件 10，因而活塞 4 和连杆 2 的相对旋转受到限制，不会旋转到流通路 2f 与内球面 4a 接触的部位。

[0082] 作为上述实施方式的另外一例 (实施例 1)，制作了一种密闭型压缩机，其中球窝接头结构的球体部 2a 的半径为 6.495mm，内球面 4a 的半径为 6.505mm，图 2(b) 所示的剖面上的内球面 4a 的角度是距活塞 4 的轴心的角度 θ41 为 97 度、图 2(c) 所示的角度 θ42 为 34 度。

[0083] 另外，图 2(a) 的 B-B 剖面上的润滑油通过的路径比 A-A 剖面缩短约 1/3，使球窝接头结构的球体部 2a 的小半径部 2d 的范围为 90 度。该实施例 1 中，采用槽 2fa 作为润滑油的流通路 2f，该槽 2fa 的大小为宽度 1mm、深度 0.3mm。

[0084] 用该结构的密闭型压缩机实施实际设备试验时，获得了球窝接头结构没有脱开，且外球面端部 2a″ 中也没有看到过度磨损的恶化，能够维持良好滑动性的结果。

[0085] [实施例 2]

[0086] 其次，对于球体部 2a 及内球面 4a 的大小与实施例 1 同样、润滑油的流通路 2f 不同的例子也进行了试验。实施例 2 中，作为流通路 2f 采用了孔 2fb。

[0087] 还有，在由球体部 2a 的外球面完全包围小半径部 2d 的情况下，难以在小半径部 2d 和平面部 2a′ 之间利用槽设置流通路。这种情况下，如果利用孔 2fb 设置流通路 2f，则能够确保润滑油的流出流入路径。

[0088] 本实施例中，制作设有直径 1mm 的圆状的孔 2fb 的密闭型压缩机，实施实际设备试验时，获得了球窝接头结构没有脱开，且外球面端部 2a″ 中也没有看到过度磨损的恶化，能够维持良好滑动性的结果。

[0089] 这样一来，能够确认如果小半径部 θ 的角度范围在 90 度以内，则获得可靠性没有问题的高效率的密闭型压缩机。

[0090] 如以上所述，通过采用包括实施例 1 ～ 2 的本实施方式的结构，能够使球窝接头结构的内球面和外球面的接触面压在允许面压以下，降低压缩机工作时的滑动损失，提高密闭型压缩机的效率。另外，能够提供在滑动部的磨损抑制上也有效果，可靠性提高的密闭型压缩机。

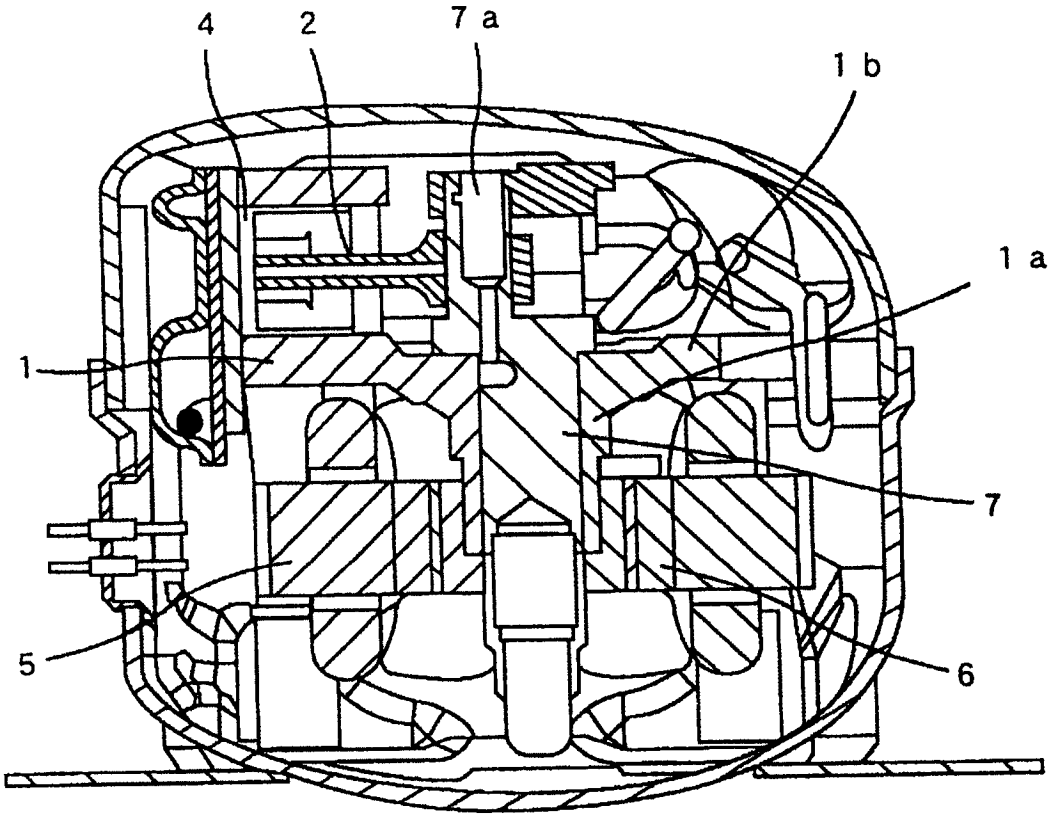


图 1

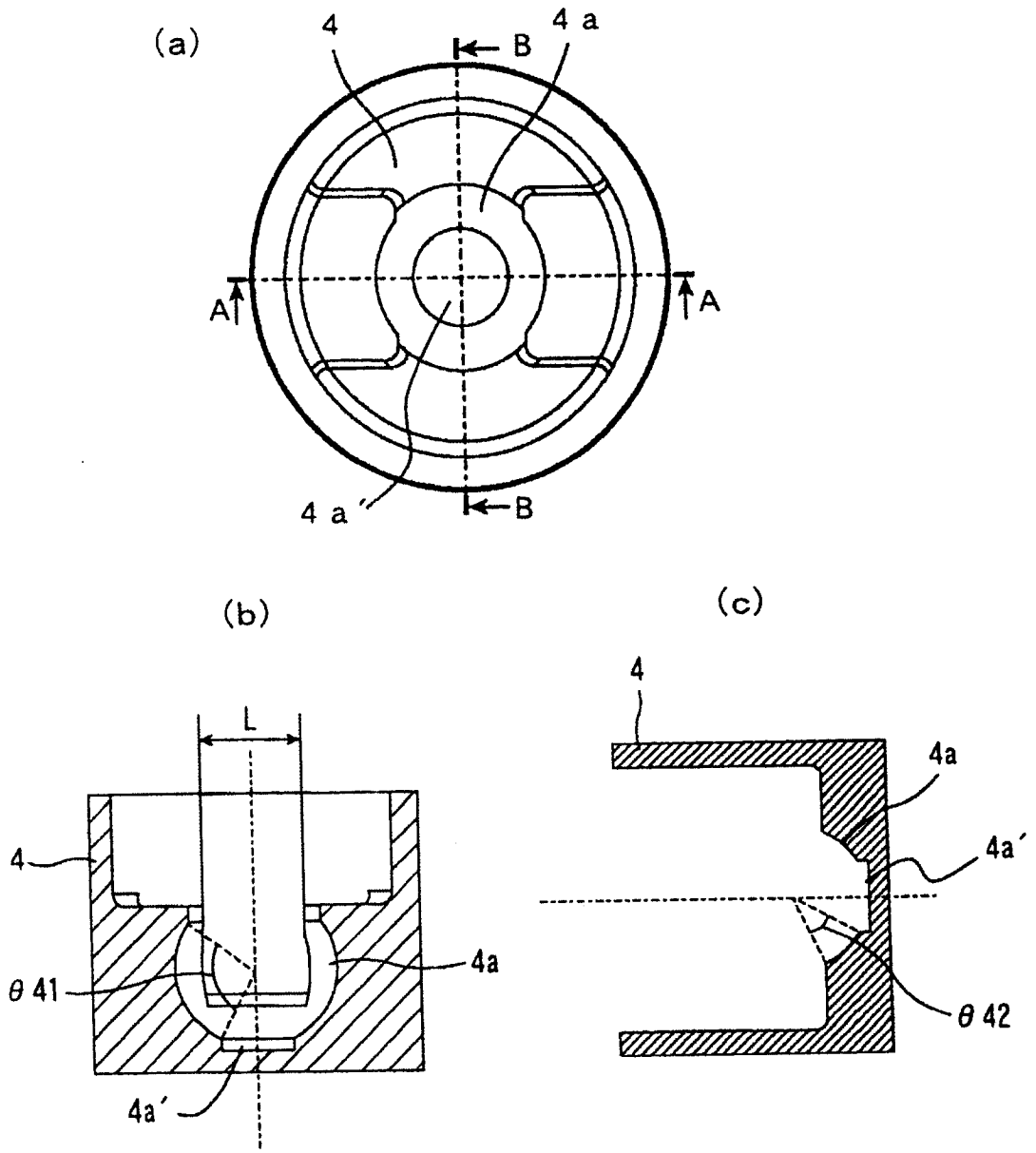


图 2

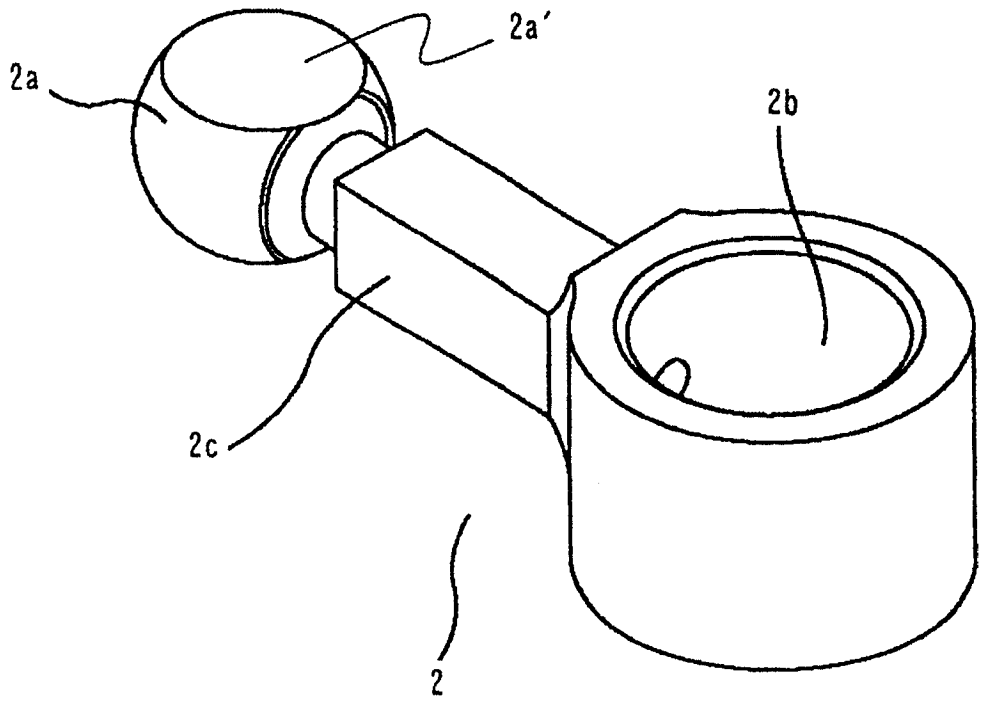


图 3

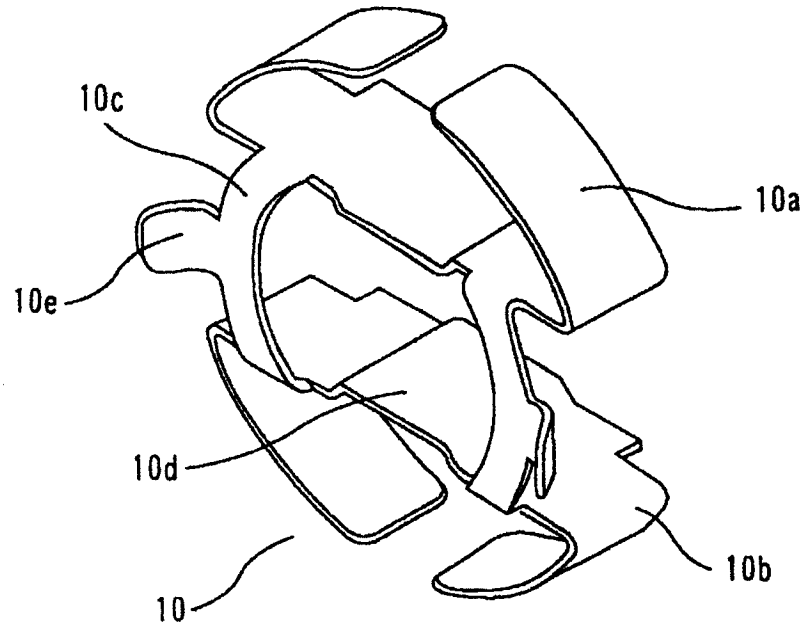
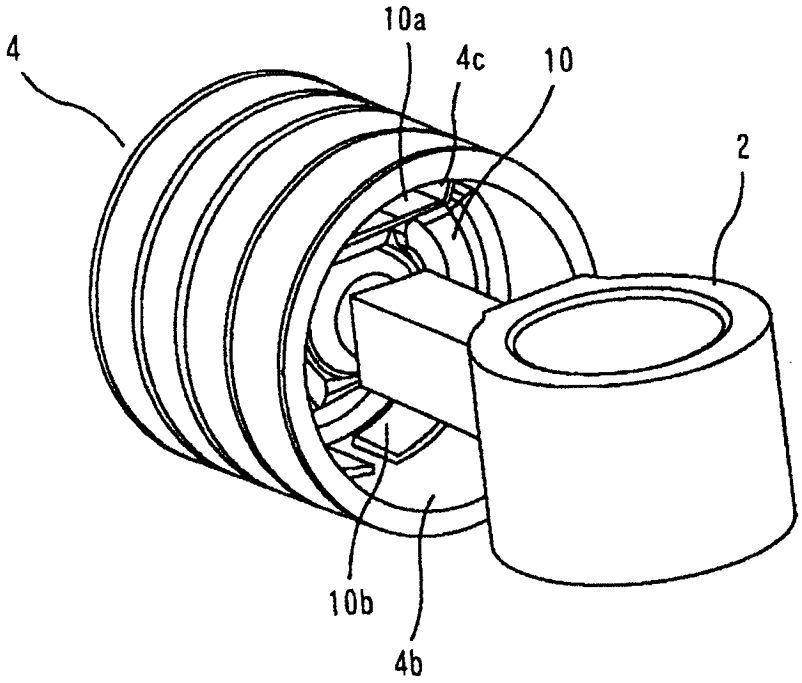


图 4

(a)



(b)

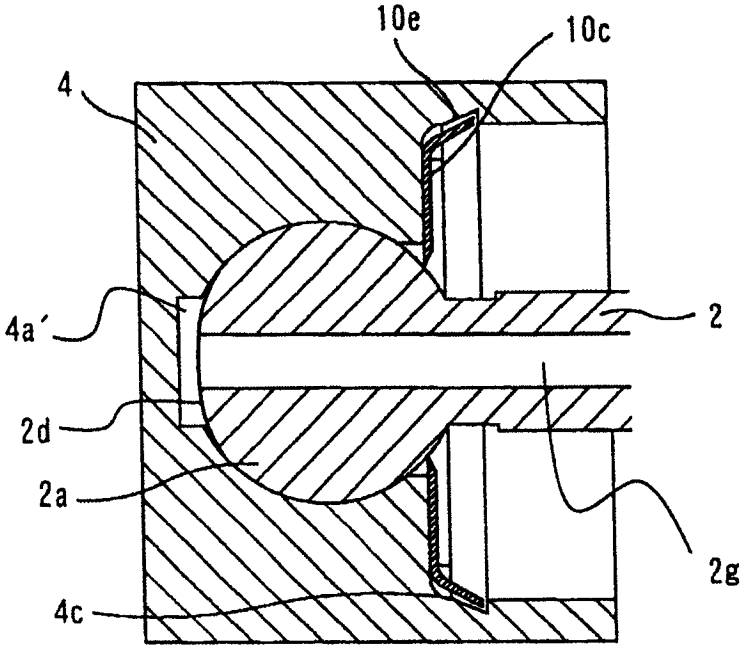


图 5

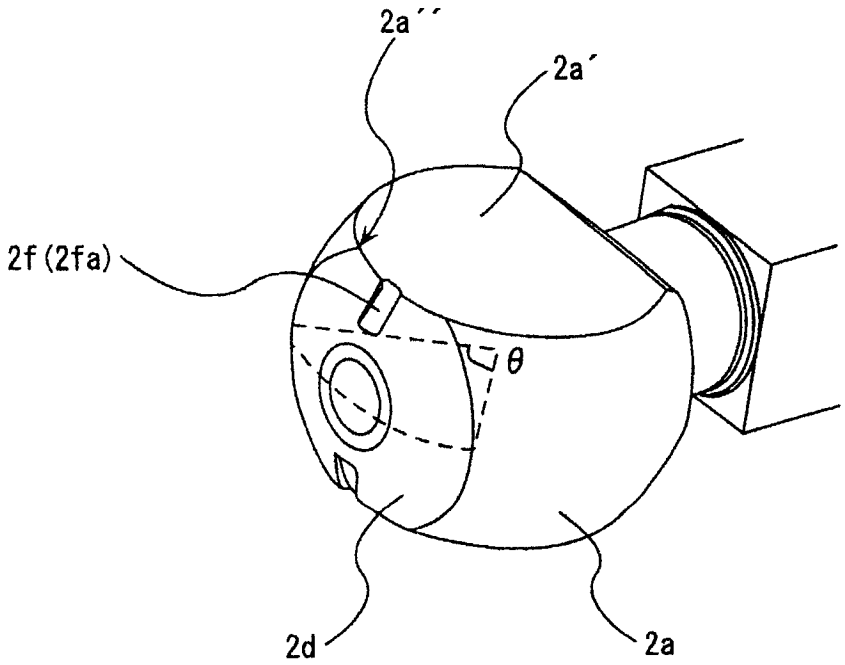


图 6

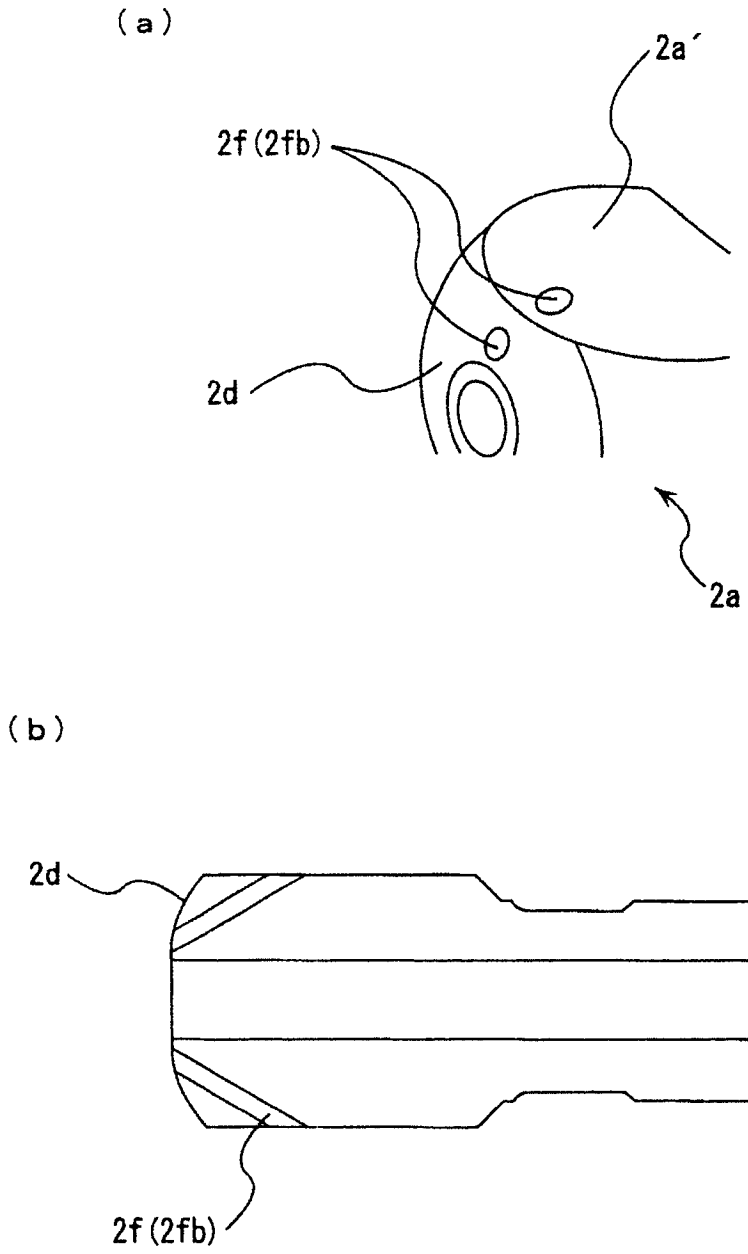


图 7

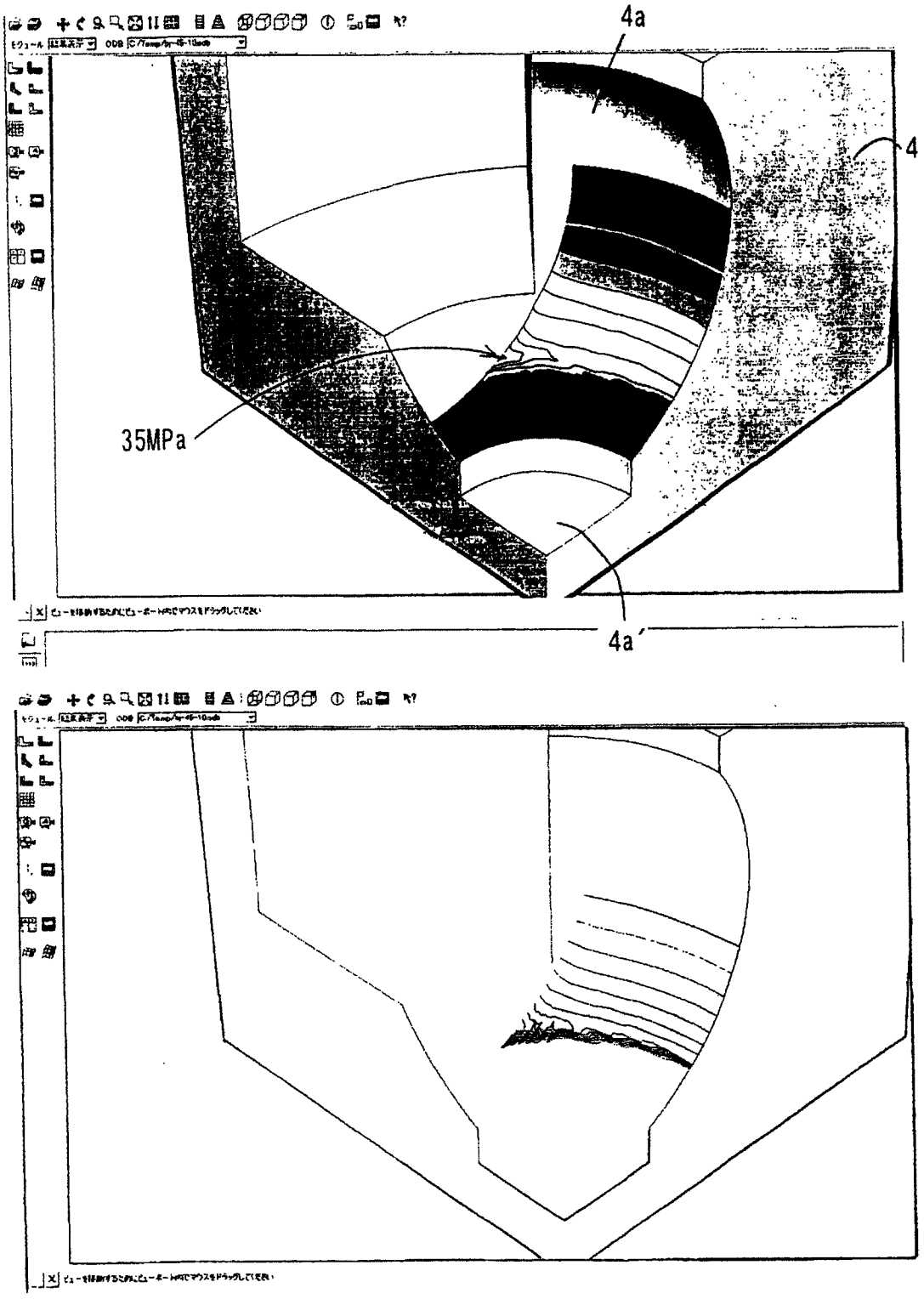
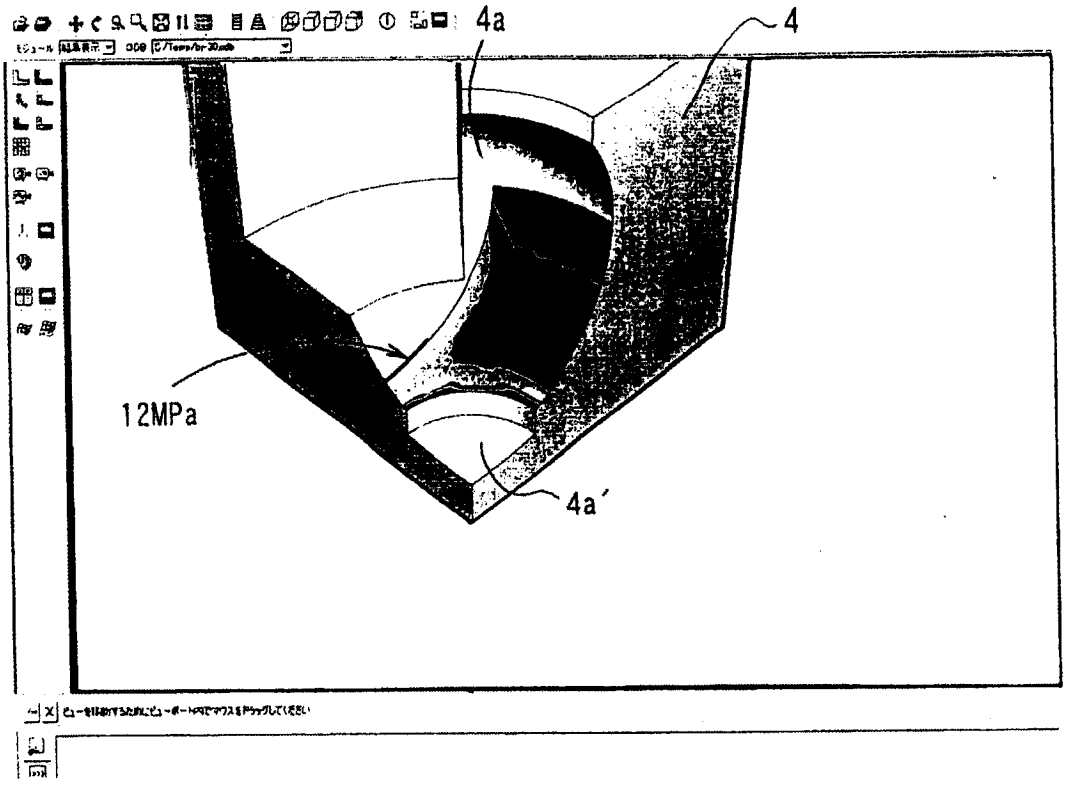


图 8



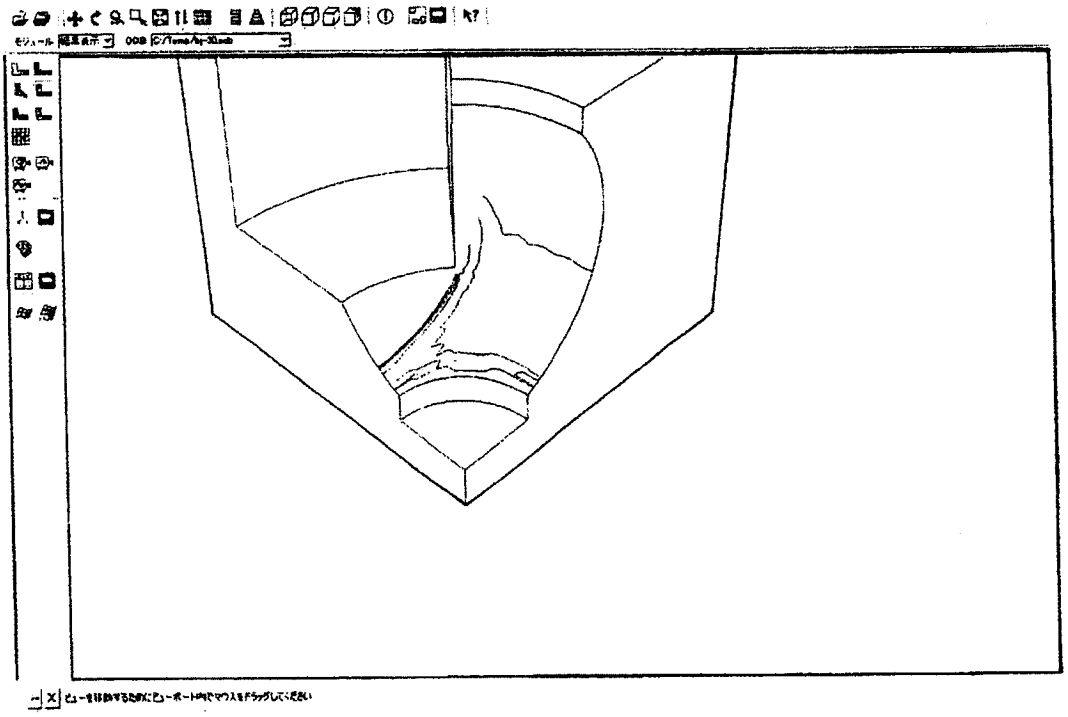


图 9

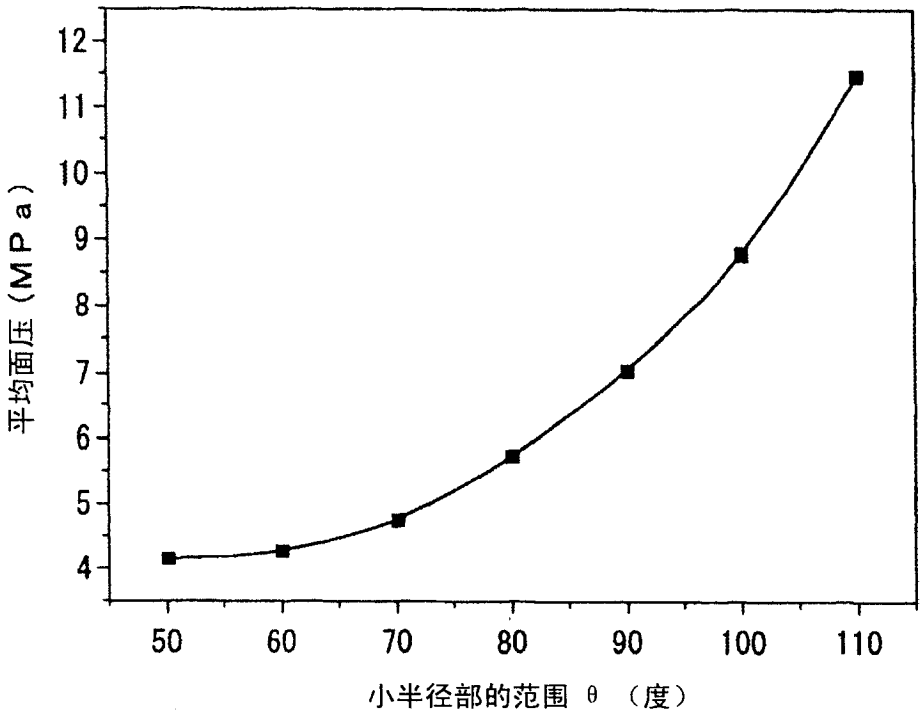


图 10