



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103415713 A

(43) 申请公布日 2013. 11. 27

(21) 申请号 201280012724. 7

F16C 33/10(2006. 01)

(22) 申请日 2012. 02. 03

(30) 优先权数据

102011005466. 9 2011. 03. 11 DE

(85) PCT申请进入国家阶段日

2013. 09. 11

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2012/051876 2012. 02. 03

(87) PCT申请的公布数据

W02012/123186 DE 2012. 09. 20

(71) 申请人 联合莫古尔威斯巴登有限公司

地址 德国威斯巴登

(72) 发明人 U·莱曼 T·格罗特伯尔

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

代理人 董华林

(51) Int. Cl.

F16C 9/02(2006. 01)

权利要求书1页 说明书10页 附图4页

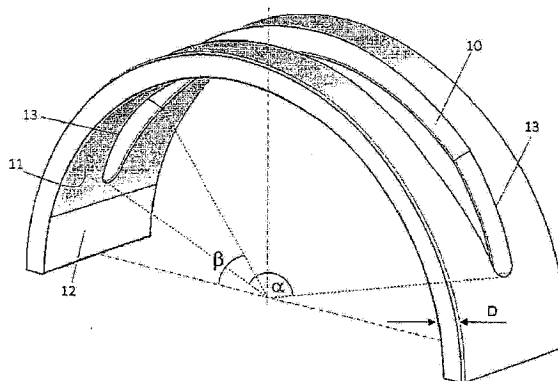
按照条约第19条修改的权利要求书1页

(54) 发明名称

滑动轴承轴瓦

(57) 摘要

本发明涉及一种用于曲轴主轴承(24)的滑动轴承轴瓦,它具有在圆周方向上在 90° 至 170° 的角度上延伸、在滑动轴承轴瓦的两个周向端部封闭、并且径向贯穿滑动轴承轴瓦的缝隙(10),并滑动轴承轴瓦在其内侧具有一个此外不设油槽的滑动面(11)。



1. 一种用于曲轴主轴承(24)的滑动轴承轴瓦,所述滑动轴承轴瓦具有在圆周方向上在 90° 至 170° 的角度上延伸、在滑动轴承轴瓦(26)的两个周向端部封闭并且沿径向贯穿滑动轴承轴瓦的缝隙(10),并且所述滑动轴承轴瓦在其内侧具有一个此外不设油槽的滑动面(11)。

2. 根据权利要求1所述的滑动轴承轴瓦,其特征在于,所述缝隙(10)在圆周方向上在 130° 至 165° 的角度上延伸。

3. 根据权利要求1或2所述的滑动轴承轴瓦(26),所述滑动轴承轴瓦在内侧上在其每个周向端部分别具有一个暴露部(12),其特征在于,所述缝隙(10)在圆周方向上在两个暴露部之前终止。

4. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦,其特征在于,所述缝隙朝其两个周向端部(14)中的至少一个在轴向方向上逐渐变细。

5. 根据权利要求4所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述变细部(16)在所述滑动轴承轴瓦(26)的周向端部之前 30° 至 60° 的区域内开始。

6. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)在其两个周向端部(14)上倒圆。

7. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)朝所述滑动轴承轴瓦的顶点在轴向方向上逐渐变细。

8. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)占整个滑动面 F_g 的面积份额 F_s 在12%和28%之间,优选为14%至25%。

9. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)通过一个或多个连接片(15)跨接,其中,所述连接片(15)总共具有的面积份额 F_{st} 不大于所述包含连接片在内的缝隙的面积份额 F_s 的20%,优选不大于10%。

10. 根据权利要求9所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述连接片(15)在径向方向上比滑动轴承轴瓦的材料厚度扁平。

11. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)具有最大宽度B,所述最大宽度B与滑动轴承轴瓦(26)的厚度D的比值为1.5至3.5。

滑动轴承轴瓦

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于曲轴主轴承的滑动轴承轴瓦。已知的此类滑动轴承轴瓦具有一个径向的油孔和一个油槽，该油槽与所述油孔连通、在圆周方向上伸展并且在轴向方向上通常居中地引入到设置在滑动轴承轴瓦内侧上的滑动面或滚动面中。油通过发动机机体中的管路系统在压力作用下运输到曲轴主轴承，并且在该处通过油孔到达油槽中，在该油槽中，一方面为了润滑和冷却主轴承本身在圆周方向上分布，而另一方面，从该处出发通过曲轴中的连接孔输送给连杆轴承。为了补偿安装公差并借此确保发动机机体中的输油管的口与滑动轴承轴瓦中的油孔对准，在一些情况下，也将油孔构造成长孔。

背景技术

[0002] 曲轴主轴承由两个半圆柱形的滑动轴承轴瓦组成，在大多数情况下只有其中的上轴瓦具有这种油槽。两个滑动轴承轴瓦分别在其周向端部具有所谓的暴露部。这是在两个滑动轴承轴瓦的周向端部之前的内侧上的区域，在这些区域中，滑动面在径向回缩几微米，由此可以补偿组成径向轴承的两个滑动轴承轴瓦可能的径向配合不精确度。但是通过这种径向的扩张可能导致从主轴承侧向的（轴向的）排油增加。这是有害的，因为降低了所需的油压并提高了需油量，这必须通过更大的油泵来补偿。

[0003] “在圆周方向”、“轴向”和“径向”的说明在这里始终涉及轴承几何结构。

[0004] 为了避免这一点，在这种类型的新的轴承轴瓦中，油槽通常在圆周方向上在暴露部之前终止。油槽在这种构型中通过切削加工，通常通过铣削，这样插入到滑动轴承轴瓦中，即油槽在滑动轴承轴瓦的顶点具有最大深度并且在大多数情况下在圆周方向上直到端部为连续的。通常在已经成形的轴承轴瓦上进行切削加工。

[0005] 其他已知的抑制轴向油流出的措施，例如为试图缩小轴承间隙、用更深的加工凹槽替代将暴露部，或者硫化或插入弹性环以在轴向外圆周上密封轴承。在大量具有该内容的公开文本中，请参照例如 DE 10 2005 009 470 A1, US 6491438 B1 或者 DE 10 2005 011 372 A1。所有上述措施基本上适于减小所需的油体积。但是所有这些措施，包括在端部之前逐渐终止的部分槽在内，导致加工费用提高并因此导致成本提高。

发明内容

[0006] 因此，本发明的任务在于，提供一种用于曲轴主轴承的滑动轴承轴瓦，其保证对曲轴主轴承和连杆轴承良好的供油，其中，侧向的排油尽可能少，并且能够低成本地制造该滑动轴承轴瓦。

[0007] 该任务通过具有权利要求 1 的特征的滑动轴承轴瓦解决。

[0008] 按照本发明的用于曲轴主轴承的滑动轴承轴瓦具有在圆周方向上在 90° 至 170° 的角度上延伸、在滑动轴承轴瓦的两个周向端部封闭、并且径向贯穿滑动轴承轴瓦的缝隙，并在其内侧具有一个此外不设油槽的滑动面。

[0009] 所述缝隙在滑动轴承轴瓦的两个周向端部封闭，这就是说，在任何一侧都不延伸

到滑动轴承轴瓦的接合面,通过这种方式减少不期望的通过接合面的排油。

[0010] 这种方案的优点众多。简化了制造,因为所述缝隙可以例如在冲压带钢时在一个工步中或者在轴承轴瓦成形时在复式拉深冲模中无需重新夹紧工件地引入。可以省略单独的切削加工的工步,因此节省成本和时间。

[0011] 由于所述缝隙径向贯穿整个轴承轴瓦延伸,与同样宽度和长度的槽相比,缝隙提供了更大的用于贮油的体积。这种更大的油体积特别有利于用于汽车工业的现代内燃机的起动-停止应用。其直接在所需位置准备好,使得在发动机起动时到建立足够的油压不需要任何时间,并且提供更多的油量用于润滑轴承。其中,正因为所述更大的油体积不会导致滑动轴承轴瓦的支承面份额的负载,按照本发明的方案是有利的。

[0012] 在运行中也证明缝隙是有利的,因为与同样宽度的槽相比,其除了提供更大的油体积,也提供了更大的液流横断面。因此,与相似的槽相比,该缝隙对油的流体阻力较小。这是重要的,因为油孔为了供给曲轴中的连杆轴承在运行中相对于主轴承环绕,并且必须确保在缝隙或油槽的每个圆周位置上有足够的油体积流。也可以确定从轴承壳体中的供油孔到滑动轴承轴瓦中的过渡中的节流作用较小。相对于(扁平)的油槽,缝隙的较大径向尺寸(也可以说是深度)也为此做了贡献,因为从输油管的口基本上垂直流入轴承的油并不立即冲到轴上,因此不必急剧地转向。

[0013] 最后借助按照本发明的滑动轴承轴瓦也可以实现重量减轻,这从降低燃油消耗的角度来看基本上是一个有利的特性。

[0014] 所述缝隙优选在圆周方向上仅在 130° 至 165° 的角度上延伸。滑动轴承轴瓦在其内侧上在其每个周向端部分别具有一个暴露部,在这种滑动轴承轴瓦中所述缝隙特别优选在圆周方向上在两个暴露部之前终止。

[0015] 以这种方式保证油在圆周方向上以尽可能大的角度范围几乎无阻碍地分布,但不能直接流入轴承轴瓦的周向端部之前暴露部区域中。借此,一方面保证了主轴承足够的润滑和冷却,并且保证了在较大的角度范围上无阻碍的油流通过曲轴中的连接孔到连杆轴承中。另一方面,由于轴向排油导致的油损失最小化,使得油流及油泵可以这样确定尺寸,即只提供实际用于润滑和冷却目的所需的油量。

[0016] 有利的是,所述缝隙朝其两个周向端部在轴向方向上逐渐变细。

[0017] 这种变细部(锥形区域)具有成形技术上的优点,并且当缝隙在将板材成形为半圆柱形的轴承轴瓦之前就已经存在的时候是优选的。通过变细部实现由缝隙引起的切向方向上的刚度改变的均匀化。当轴承轴瓦如一般情况下常见的那样由平的板材通过成形过程制成时,这是有利的,因为减小了由于缝隙减弱的轴承轴瓦发生不期望的变形的危险。此外,通过这种变细部可以这样影响流入到曲轴的油孔中的油量,即从时间上来看,油量随着油孔和缝隙之间的重合的开始而逐渐增加。这通常是有利的,因为断断续续的油流可以导致滑动轴承中的气蚀损害或侵蚀损坏。所述变细部可以基本上设计为直线的形状,抛物线或其他函数曲线的形状,但是优选设计为连续的。

[0018] 所述变细部特别优选在滑动轴承轴瓦的各周向端部之前 30° 至 60° 的区域内开始。

[0019] 所述缝隙的周向端部同样优选是倒圆的。

[0020] 圆形的轮廓,例如具有在槽的周向端部之前的缝隙宽度的一半的半径,减小了在

冲压工具上的工具磨损并且同样确保变形时均匀的力分布。

[0021] 可选的或者附加的,有利的是,所述缝隙朝所述轴承轴瓦的顶点在轴向方向上逐渐变细。

[0022] 不考虑可能在缝隙端部的变细部,切口在圆周方向看首先具有一个较宽的区域(扩张部),其中提供了更大的油体积,然后变细为一个较窄的区域(收缩部),该区域虽然保证了足够的油流,但不再提供这么大的油体积。当曲轴中的连接孔的口在其旋转时掠过所述缝隙时,其首先与缝隙内的较大的贮油部连接,使得足够多的油在短时间内可以流到连杆轴承。如果连杆轴承是以这种方式被供给的,如果在到顶点的途中提供了较少的油就足够了。缝隙中的贮油部此时重新被填满。

[0023] 缝隙形状用这种方式一般可以适应于连杆轴承的需油量。因此,基本上不排除缝隙长度和/或缝隙宽度走向实现为关于轴承轴瓦的顶点是不对称的。此外,对连杆轴承中的需油量的具体的适应在考虑到曲轴中的连接孔的口的位置的情况下进行。

[0024] 所述缝隙优选占整个滑动面 F_c 的面积份额 F_s 为 12% 至 28%,特别优选为 14% 至 25%。

[0025] 在这种比例中,由供油和滑动面的支承面份额得出的比例证明是最佳的。

[0026] 按照本发明的一种设计形式,所述缝隙通过一个或多个连接片跨接,其中,这些连接片总共具有的面积份额 F_{st} 不大于包含连接片在内的缝隙面积份额 F_s 的 20%,优选不大于 10%。

[0027] 将轴承轴瓦的一个基本上在轴向方向上延伸、将跨接缝隙的材料段称为连接片,至少从俯视图上来看,该连接片将缝隙分成两半。即使缝隙通过所述一个或多个连接片分为两个或多个部段,此后只谈论一个缝隙。缝隙按照本发明所跨的角度从两个外部部段的两个外端部测量。这些缝隙部段与例如由 US 6491438 B1 中已知的两个周向间隔的孔或长孔的结构的区别首先在于连接片的面积份额(或者长度)与包括连接片在内的整个缝隙的面积份额(或者长度)之间的比例。连接片在按照本发明的轴承轴瓦中的份额明显低于在所有已知的轴承轴瓦中的份额。

[0028] 如果缝隙在将板材变形为轴承轴瓦之前就已经引入其中,除了减小了在缝隙的端部区域的缝隙宽度之外,一个或多个这种连接片的结构也提高了滑动轴承轴瓦或者说板材特别是在将板材变形成轴承轴瓦时的稳定性。因此,连接片首先设置在薄弱部位或者说在变形时承受特别高的负载的位置。因此,所述一个或多个连接片在很多情况下在变形后可以在其他工序中再除去。

[0029] 所述一个或多个连接片优选在径向方向上比滑动轴承轴瓦的材料厚度 D (也就是厚度)更扁平。

[0030] 在这种情况下,所述一个或多个连接片并非在滑动轴承轴瓦的整个厚度上延伸,使得在连接片之前和之后的缝隙部段在连接片的区域内槽状连接。这种槽状的连接按照发明主题不应明确从“此外不设油槽的横断面”的概念中排除,只要连接片的面积份额 F_{st} (并因此槽状连接的长度)按上述给出的程度小于整个缝隙的面积份额 F_s 。优选通过在冲裁缝隙段部后留下的连接片在冲压过程中减小高度也就是说径向减小的方式制造这种设计的连接片。所述一个或多个连接片优选在与滑动面径向对置的外侧上与滑动轴承轴瓦的轴承背面齐平地终结。连接片的高度优选减小到使得形成的槽状连接的横截面能够实现轴承

应用所要求的油流。

[0031] 所述缝隙具有最大宽度 B, 其中, 最大宽度 B 与滑动轴承轴瓦的厚度或材料厚度 D 的比值为 1.5 至 3.5。

[0032] 在该范围内出现油的充分有利的流动特性。如上文所阐述的, 缝隙的流动横截面和油体积与相同宽度的槽相比较。如果在一个槽中想要达到同样的横截面和体积必须将槽加宽。但是流体阻力却不以横截面积增加相同的程度减小, 这要归因于表面效应。因此, 发明人已经认识到, 通过增加输油管的深度来扩大横截面是有利的, 与之相反, 不能任意增加宽度。这也是因为随着槽宽度 / 缝隙宽度的增加, 轴承轴瓦的支承面份额减小。由于通过结构形式规定了滑动轴承轴瓦的材料厚度 D 进而缝隙的深度, 得出这样的最大宽度为优选的, 该最大宽度小于或等于材料厚度 D 的 3.5 倍并且大于或等于材料厚度 D 的 1.5 倍。特别优选的是, 缝隙的宽度即使在收缩部的区域内也大于缝隙的材料厚度 D 或深度, 为了通过这样的收缩部不会在输油管中产生太大的压力损失。

附图说明

[0033] 以下借助实施例更详细地阐述本发明的上述优点和其他优点及特征。图中示出:

[0034] 图 1 是按照本发明的滑动轴承轴瓦的一种实施例的透视图;

[0035] 图 2 是按照图 1 的滑动轴承轴瓦的展开的俯视图;

[0036] 图 3 是滑动轴承轴瓦的第二实施例的展开;

[0037] 图 4 是滑动轴承轴瓦的第三实施例的展开;

[0038] 图 5 是滑动轴承轴瓦的第四实施例的展开;

[0039] 图 6A 至 6C 是具有在三个位置中的按照本发明的径向滑动轴承的曲轴装置的径向剖视图;

[0040] 图 7 是按照本发明的轴承的存油量与已知的槽轴承相比较的图表;

[0041] 图 8 是按照本发明的轴承的缝隙的高度与宽度的比例与已知轴承中的槽相比较的图表;

[0042] 图 9 是在按照本发明的轴承中的压力损失与已知的槽轴承相比较的图表。

具体实施方式

[0043] 图 1 和图 2 示出了曲轴主轴承的按照本发明的上滑动轴承轴瓦的一个实施例, 它具有在圆周方向上在角度 α 上延伸、在滑动轴承轴瓦的两个周向端部封闭、并且径向贯穿滑动轴承轴瓦的缝隙 10。所述角度 α 优选为 90° 至 170° , 特别优选为 130° 至 165° 。

[0044] 所述滑动轴承轴瓦在其内侧具有一个滑动面 11, 该滑动面在运行中与对应滑动件, 也就是曲轴的轴颈相接触。该滑动面 11 除了缝隙 10 之外没有油槽。在本文中, “不设油槽的(ölnutfrei)”也理解为例如由于钻孔的加工步骤而具有环绕的精细的加工凹槽的滑动面, 这些加工凹槽从显微镜下观察虽然可以具有输送油的作用, 但是不能用来在圆周方向上分配油。

[0045] 所述滑动轴承轴瓦在其每个周向端部还分别具有一个暴露部 12。可以看出所述缝隙 10 在圆周方向上在两侧都在暴露部 12 之前终止。在图 2 中, 该实施例作为展开示出。

[0046] 所述缝隙朝其两个周向端部 14 在轴向方向上逐渐变细。由此分别形成一个锥形

的区域 13。这些锥形的区域或者变细部 13 在距离滑动轴承轴瓦的周向端部之前的一段距离处开始,该距离通过优选在 30 度至 60 度的范围内的角度 β 给出。此外,所述缝隙在其两个周向端部上是倒圆的。所述两个措施具有生产技术上的优点,如上文已经阐述过的。

[0047] 此外还示出了滑动轴承轴瓦 10 的厚度或材料厚度 D。

[0048] 按照图 3 的实施例是按照本发明的滑动轴承轴瓦的一种结构较简单的实施形式。其中,缝隙 10' 与按照图 2 的实施例不同,具有连续不变的宽度,其中,两个周向端部 14' 在这里也是倒圆的,具体地说,具有等于半个缝隙宽度的半径。

[0049] 按照图 3 的实施例还具有一个连接片 15,该连接片示例性地不设置在缝隙的中心。该连接片并非在滑动轴承轴瓦的整个厚度上(垂直于图示平面)延伸,而是在冲裁缝隙 10' 之后在冲压过程中减小横截面或者更确切地说减小高度。因此,连接片 15 优选设置在滑动轴承轴瓦的轴承背面的与滑动面径向相对置的外侧上。该连接片有利于在成形过程中和/或在使用中稳定滑动轴承轴瓦。该连接片可以分别根据目的在成形后通过后续的工步除去。但是出于成本原因也可能有利的,保留连接片。前提是,其在高度上减少,使得缝隙的横截面在该位置能够实现所需的油流。

[0050] 也可以设置多个间隔开的连接片代替一个连接片 15,这些连接片将所述缝隙分为三个或更多部段。但重要的只是所述一个或多个连接片 15 总共具有的面积份额 F_{st} 不大于缝隙的面积份额 F_s 的 20%,优选不大于 10%,其中,所述缝隙 10 的面积份额 F_s 包含所述一个或多个连接片的面积份额 F_{st} 。

[0051] 此外示出了缝隙 10 在缝隙最宽的位置测得的宽度 B。由于上文所述的考虑,要与滑动轴承轴瓦的厚度 D 成一定比例地选择该宽度。

[0052] 按照图 4 的实施例具有缝隙 10'',该缝隙朝着所述滑动轴承轴瓦的顶点在轴向方向上变细。由此在顶点的区域中形成缝隙 10'' 的收缩部 16。所述变细部或收缩部 16 优选连续地实现,但是也可以在一侧或另一侧实现为阶跃式的。此外,该变细部关于滑动轴承轴瓦的顶点对称设置,但是也可以不对称地设置,如按照图 5 的第四实施例所示。

[0053] 这里示例性地设置总共四个另外的缝隙部段或扩张部 17 以及三个位于它们之间的收缩部 16'。缝隙 10'' 此外在其两个周向端部的区域中又具有变细部或锥形的区域 13''。在实际中这样设置扩张部 17,使得在需要的地方提供贮油部和/或更大的流动横截面。在滑动轴承轴瓦的圆周上的多个位置都可能是这种情况,如图 5 的实施例所说明的。这些位置不是必须在圆周上均匀地或者关于顶点对称地分布。但是为了相对于轴承轴瓦的装配误差提高可靠性,也可以优选对称的分布。

[0054] 正如上文中已经阐述的,不仅是最大宽度 B 优选小于或等于材料厚度 D 的 3.5 倍并且大于或等于材料厚度 D 的 1.5 倍,而且在收缩部 16 或 16' 的区域中的缝隙的宽度也大于材料厚度 D 或缝隙的深度,以便在这些位置也不会在输油管中产生果高的压力损失。

[0055] 借助图 6A 至 6C 描述了按照本发明的滑动轴承轴瓦在曲轴装置中如何作用。这些图都示出了同一曲轴装置的径向剖面。确切的说,分别在两个重叠的径向剖面中示出曲轴 20,也就是说,一个是在曲轴 20 的轴颈 22 的轴向高度上的剖面,一个是在曲轴 20 的曲柄销 38 的高度上的剖面。与之相应的,在前景中可以看到围绕轴颈 22 的曲轴主轴承 24,在背景中可以看到带有包围曲柄销 38 的连杆大头 50 的连杆 48。图 6A 至 6C 以三个不同的角度位置示出了该曲轴 20。

[0056] 此外,所述曲轴主轴承 24 由两个滑动轴承轴瓦组成,即按照本发明的上滑动轴承轴瓦 26 和下滑动轴承轴瓦 28,它们用其接合面 52、54 互相贴靠。下滑动轴承轴瓦 28 构成不设槽和缝隙的平滑支承件。按照本发明的上滑动轴承轴瓦 26 在圆周方向上具有缝隙 10'''。

[0057] 连接孔 44 径向伸展穿过轴颈 22,该连接孔与缝隙 10''' 连通。该孔倾斜于图示平面伸展穿过曲轴的曲柄臂,在孔部段 46 中继续穿过曲柄销 38,并使主轴承 24 与连杆大头 50 的轴承流体连接,以便将油供应给后者。当然,曲轴中的其他孔布置也是可以设想并且已知的,这些孔装置分别根据口的位置可以影响按照本发明的滑动轴承轴瓦中的缝隙的具体设计形式。

[0058] 所述曲轴主轴承 24 在图 6A 至 6C 的图示中是位置固定的,而在曲轴 20 旋转时,收集孔 44 在顺时针方向上旋转。其中,连接孔 44 的口掠过上轴承轴瓦和下轴承轴瓦的滑动面。当连接孔 44 的口经过上轴承轴瓦 26 中的缝隙 10''' 时,连杆轴承与缝隙的油体积连接。在曲轴旋转半圈后,连接孔 44 的口掠过下滑动轴承轴瓦 28 的平滑表面,图 6B 与图 6C 相比,不出现到连杆轴承的油流。

[0059] 如果像这里所示的实施例一样,缝隙 10''' 在上滑动轴承轴瓦的几乎整个圆周上延伸,则在半循环上保证了到连杆轴承的近似连续的油流。在几乎整个循环上的油流可以以简单的方式通过以下方式产生,即连接孔 44 具有第二分支,该第二分支具有在轴颈的截面上与第一个口对置的第二个口,其相对于第一个口以正好 180° 的相位差掠过缝隙 10'''。

[0060] 根据图 7 至 9 的图表并联系之后的表格说明了按照本发明的带有缝隙的滑动轴承轴瓦相对于传统的带有槽的滑动轴承轴瓦(对比滑动轴承)在流体技术上的优势。假设每三个曲轴主轴承用于一个常见规格的乘用车发动机和载重车发动机。轴直径指的是在曲轴主轴承中支承的轴颈。总壁厚 D、轴承宽度、轴承体积和轴承导向面等概念指的是上滑动轴承轴瓦的尺寸。这些参数对于按照本发明的带有缝隙的滑动轴承和带有槽的对比滑动轴承来说是一样的。

[0061] 对于槽宽度和缝隙宽度 B 以及在圆周方向上的延伸长度,也分别基于相同的值,其中,对于对比滑动轴承采用一个深度在两侧向端部减小的逐渐终止的槽。为此在两侧选择常见的 20mm 的起点半径。分别给出在两个逐渐终止的端部段之间的最大槽深度 T。按照本发明的滑动轴承轴瓦的缝隙深度当然通常相当于轴承轴瓦的各个总壁厚 D。

[0062] 在体积的比较中已经显示出了按照本发明的滑动轴承轴瓦的优点,其分别根据轴承大小提供了是对比轴承的 1.6 倍至 2 倍的油。如果对比提供的油量与两种轴承类型的轴承尺寸的比值,则更清楚地得出有利于按照本发明的轴承的结果,也可以参照图 7 中的图表。该商值是特别有意义的,因为除了供油之外,重量减轻在现代发动机制造中也越来越重要。

[0063] 总的来说,考虑到特别是在起动-停止运行中足够的供油,如果缝隙占整个滑动面 F_G 的面积份额 F_S 在 12% 和 28% 之间,特别优选在 14% 和 25% 之间,证明是有利的。

[0064] 通过将采用的横截面积在考虑横截面形状的情况下换算成流动技术上等效的圆面积,液压的(替代)直径作为计算量,参见 Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau (机械制造袖珍手册),第 19 版,50 页,6.2.3 段。这里已经提及了缝隙或槽的深度与宽度的比例。

[0065] 油流量是对于所述轴承的各个应用条件的典型值,并且在轴承大小相同时对于对比轴承和按照本发明的轴承来说基于同样的油流量。

[0066] 流速由给出的油流量和横截面推导得出。这里也呈现出按照本发明的带有缝隙的滑动轴承轴瓦的明显优点,其中的流速为对比轴承流速的 0.5 至 0.7。

[0067] 这相应地影响到算出的雷诺数并进而影响流动状态,其中又分别以相同的边界条件为前提。所述边界条件在轿车轴承中为 0.7784kg/L 的油密度和 $4.484\text{e-}09\text{Ns/mm}^2$ 的动态油粘度,而在载重汽车轴承中为 0.7864kg/L 的油密度和 $6.25\text{e-}09\text{Ns/mm}^2$ 的动态油粘度。可以清楚地看出,在轴承尺寸较小时,在按照本发明的轴承中在轴承尺寸较小时就已经在缝隙中形成层状的流动状态,而在传统的带有槽的轴承中还是紊流状的流动占主导地位,其又影响到管内摩擦系数,并进而最终影响到通过轴承轴瓦的输油管中的压力损失。其中,在紊流状流动的情况下假定具有液压平滑的横截面,参见 Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 第 19 版,49 页,6.2.2 段。

[0068] 为了计算管摩擦系数,首先要求出系数 ϕ ,参见 Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 第 19 版,50 页,6.2.3 段。这里又提及了缝隙的宽度 B 与深度 D 的比例,该比例按照本发明应优选为 1.5 至 3.5 之间的一个值,并且明显与已知槽轴承的槽的深度 T 与宽度 B 的比例不同。为了说明这一点,在图 8 中示出用于按照本发明的轴承的该比例,并将该比例与相应地尺寸相同的已知槽轴承的比例对比。

[0069] 在假设出现层流动(雷诺数 <2300)和紊流流动(雷诺数 >2300)的情况下,按照 Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 第 19 版,48 页,6.2 段的公式 11a 计算由管摩擦 dp 导致的压力损失。在贯穿按照本发明滑动轴承轴瓦的槽的输油管中的压力损失分别根据轴承尺寸优选小于 3.55mbar 并且在中等尺寸(轴直径大于 55mm)的轴承中优选甚至小于 2mbar,如也可以从图 9 中看到的那样。基于按照本发明的轴承轴瓦结构,压力损失在轴承尺寸分别相同的情况下并且在相同边界条件下可以相对于已知的槽轴承减小,在使用大型轴承时至少减小 2.5 倍,并且在使用中型至小型轴承时甚至减小 7 倍,如从表格中的值可以得到的。这特别是由于缝隙的深度 D 与宽度 B 的比例相较于槽的深度 - 宽度比例 T/B 的改进。

[0070]

曲轴轴承 常见尺寸		乘用车		载重车	
		最小值	平均值	最小值	平均值
轴直径	mm	50	57,5	80	92,5
总壁厚 D	mm	2	2,25	2,5	3
轴承宽度	mm	14	19	20	25
轴承体积	mm ³	2243	3937	6381	11074
轴承滑动面	mm ²	1122	1750	2553	3691
具有逐渐终止的槽的对比轴承					

具有逐渐终止的槽的对比轴承

沿圆周方向的槽延伸长度	°	130	150	170	130	150	170
槽深度 T	mm	1,2	1,45	1,7	1,4	1,9	2,4
槽宽度 B	mm	3	4,5	6	4	6	8
起点半径=20mm 的槽体积	mm ³	170	418	856	448	1231	2707
液压直径 (dh)	mm	1,71429	2,19328	2,64935	2,07407	2,88608	3,69231
油流量	L/min	2,34	2,58	3,02	3,06	3,87	4,95
流速	mm/s	10833,33	6590,04	4934,64	9107,14	5657,89	4296,88
雷诺数	-	3223,91	2509,10	2269,51	2376,68	2054,59	1996,25
流动状态	-	紊流	紊流	层流	紊流	层流	层流
槽的比值 T/B	-	0,40000	0,32222	0,28333	0,35000	0,31667	0,30000
系数 (phi)	-	1,02559	1,08252	1,11656	1,06055	1,08714	1,10149
管摩擦系数 (lambda)	-	0,04199	0,04471	0,03149	0,04532	0,03386	0,03531
由管摩擦 dp 导致的压力损失	bar	0,01300	0,00532	0,00223	0,01316	0,00365	0,00221
轴承的质量 (mL)	kg	0,01631	0,02754	0,04202	0,04680	0,07726	0,11646

[0071]

槽中的油的质量 (mO)	kg	0,00016	0,00039	0,00079	0,0041	0,0111	0,0241
油质量/轴承质量	--	1,0%	1,4%	1,9%	0,9%	1,4%	2,1%
根据本发明的带有缝隙的轴承							
沿圆周方向的缝隙延伸长度	°	130	150	170	130	150	170
缝隙宽度 B	mm	3	4,5	6	4	6	8
缝隙体积	mm³	347	777	1474	922	2215	4434
液压直径 (dh)	mm	2,40000	3,00000	3,52941	3,07692	4,00000	4,86957
油流量	L/min	2,34	2,58	3,02	3,06	3,87	4,95
流速	mm/s	6500,00	4246,91	3355,56	5100,00	3583,33	2946,43
雷诺数	--	2708,08	2211,73	2055,91	1974,47	1803,48	1805,30
流动状态	--	紊流	层流	层流	层流	层流	层流
缝隙的比值 D/B	--	0,66667	0,50000	0,41667	0,62500	0,50000	0,43750
系数 (phi)	--	0,91847	0,97153	1,01518	0,92822	0,97153	1,00299
管摩擦系数 (lambda)	--	0,04386	0,02811	0,03160	0,03009	0,03448	0,03556
由管摩擦 dp 导致的压力损失	bar	0,00355	0,00103	0,00079	0,00187	0,00109	0,00080
轴承的质量 (mL)	kg	0,01518	0,02528	0,03815	0,04352	0,07066	0,10510
槽中的油的质量 (mO)	kg	0,00028	0,00062	0,00117	0,00074	0,00177	0,00354
油质量/轴承质量	--	1,8%	2,4%	3,1%	1,7%	2,5%	3,4%

[0072] 附图标记清单
[0073]

10' - 10'''	缝隙
11	滑动面
12	暴露部
13	变细部, 锥形段
14, 14'	缝隙的周向端部
15	连接片
16, 16'和 16''	变细部, 收缩部
17, 17'	扩张部
20	曲轴
22	轴颈
24	曲轴主轴承
26	上滑动轴承轴瓦
28	下滑动轴承轴瓦
38	曲柄销
44	连接孔
46	孔段
48	连杆
50	连杆大头
52, 54	接合面
α	缝隙长度的角度尺寸
β	变细部的起点和滑动轴承轴瓦端部之间的距离的角度尺寸
B	缝隙的宽度
D	滑动轴承轴瓦的材料厚度、厚度
F _S	缝隙的面积份额
F _G	滑动面总面积
F _{St}	连接片的面积份额

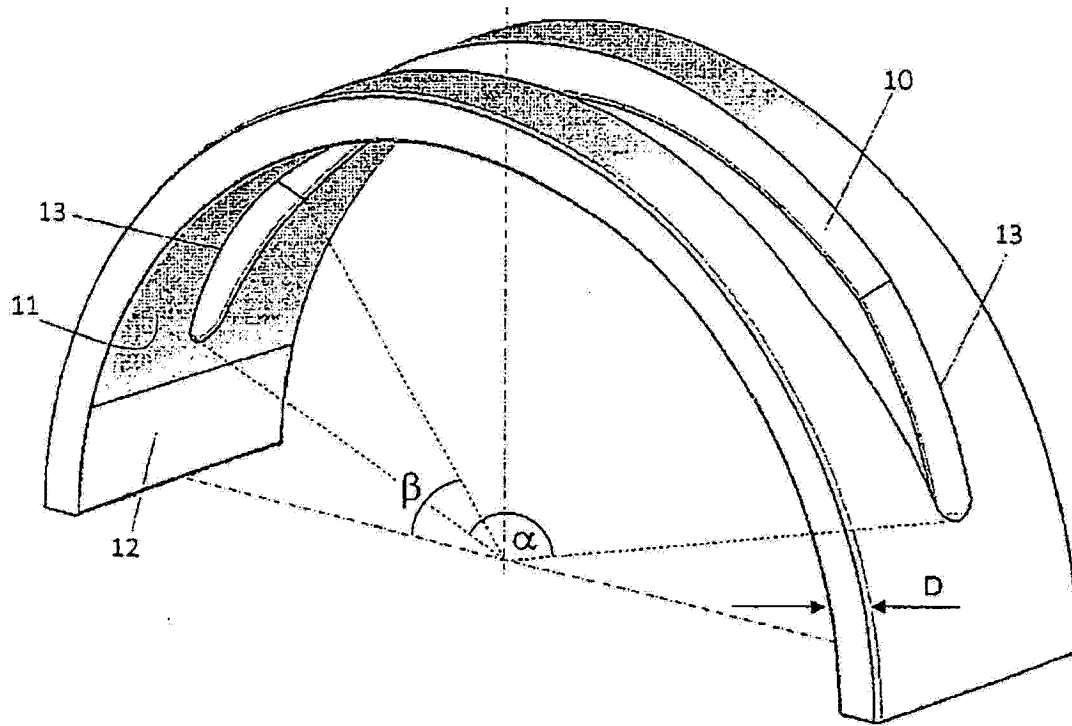


图 1

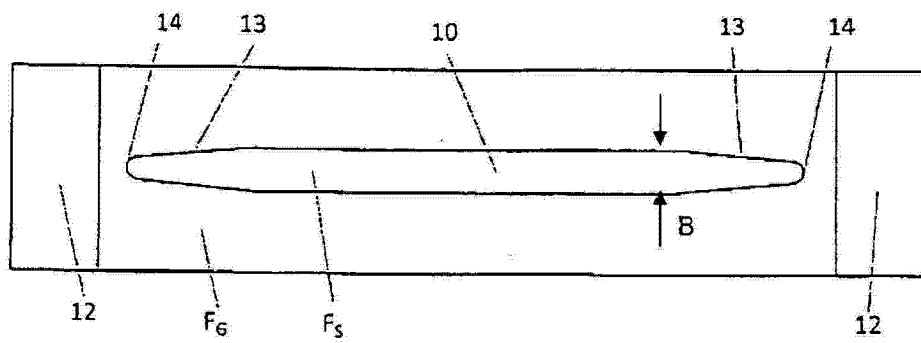


图 2

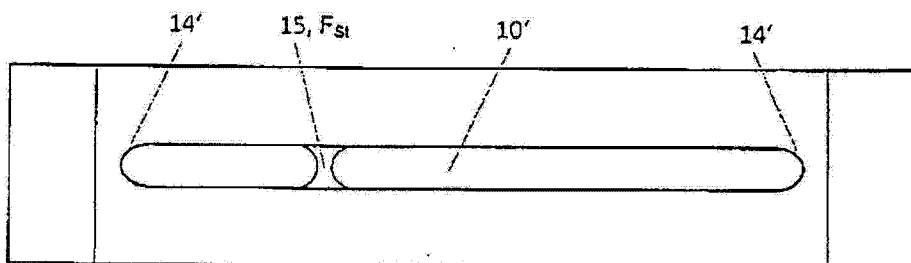


图 3

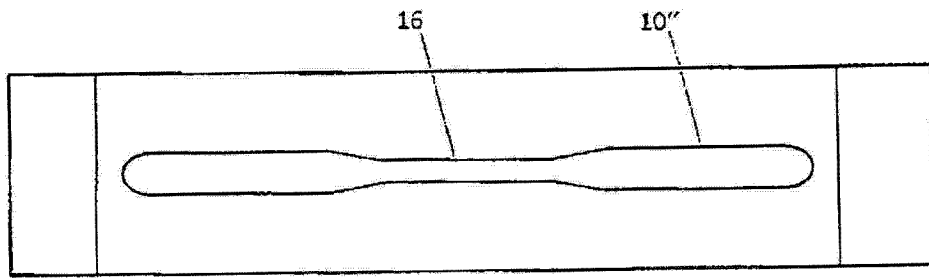


图 4

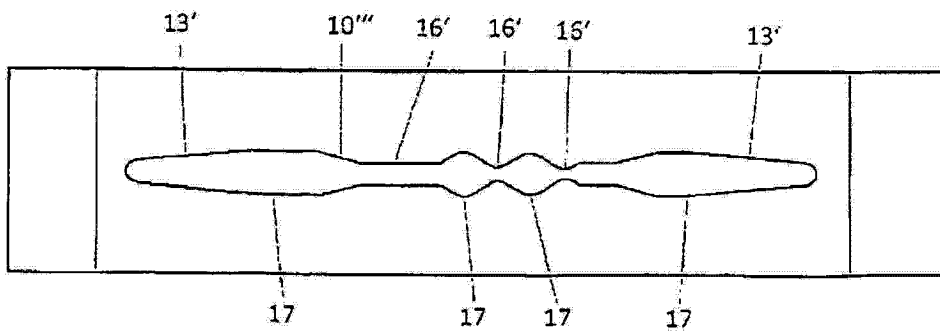


图 5

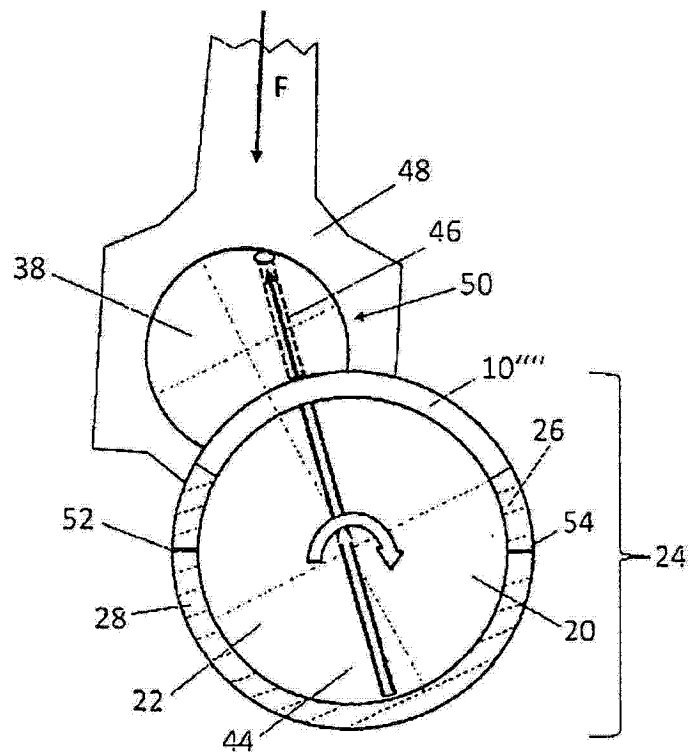


图 6A

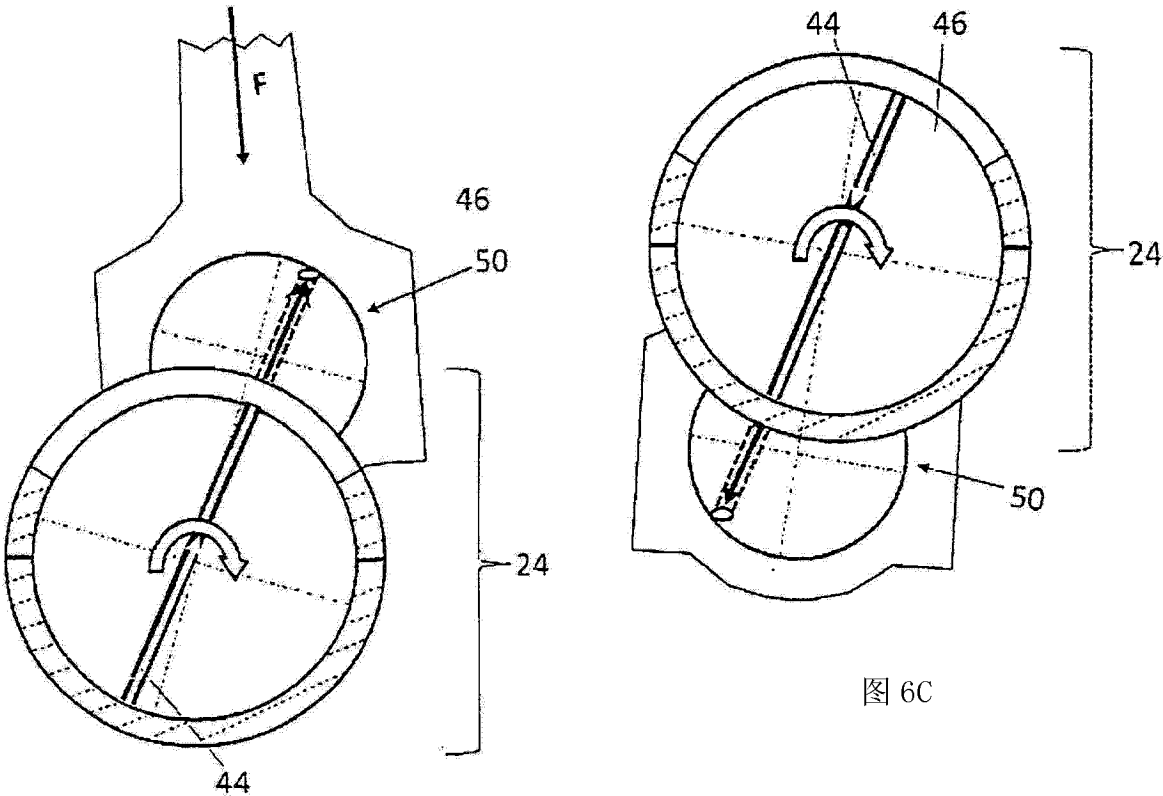


图 6B

图 6C

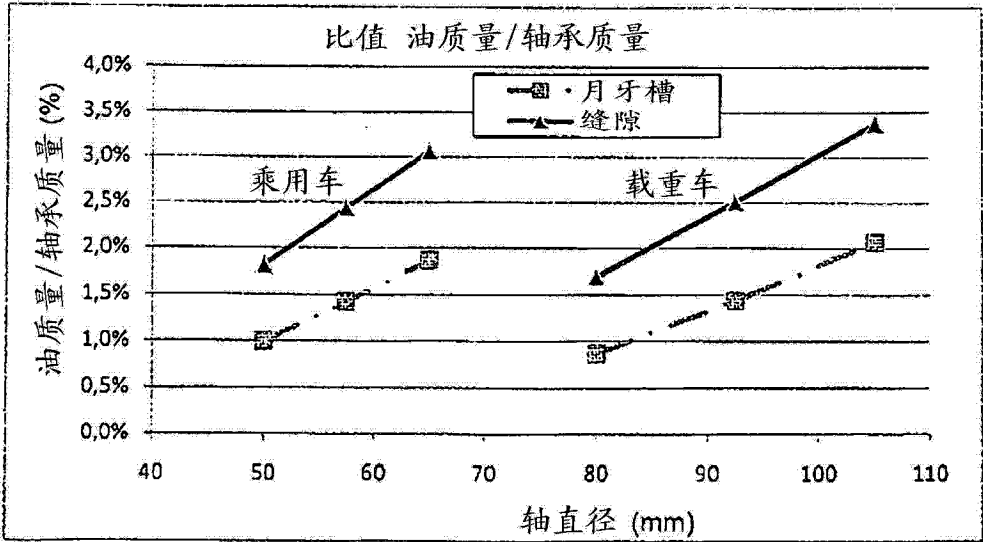


图 7

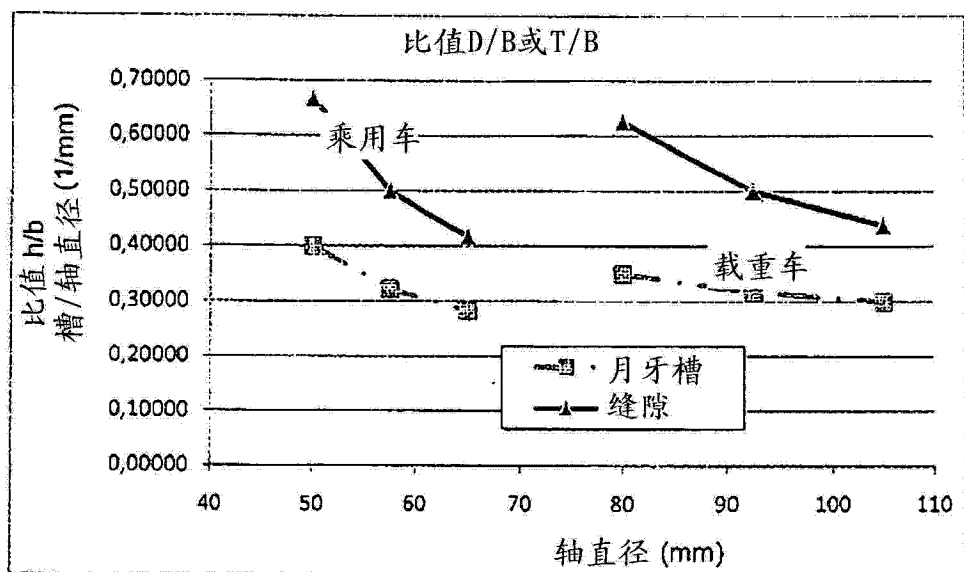


图 8

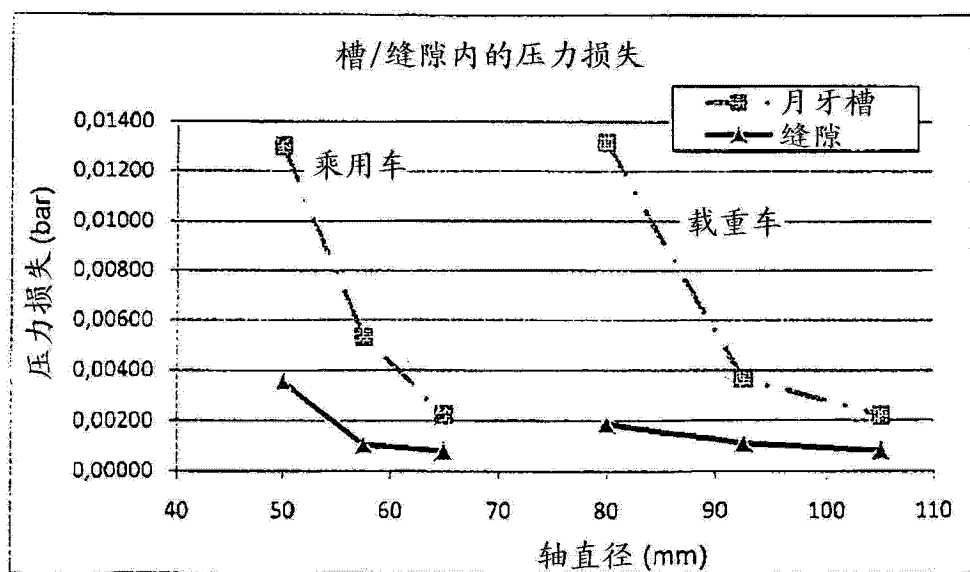


图 9

1. 一种用于曲轴主轴承(24)的滑动轴承轴瓦,所述滑动轴承轴瓦具有在圆周方向上在 90° 至 170° 的角度上延伸、在滑动轴承轴瓦(26)的两个周向端部封闭并且沿径向贯穿滑动轴承轴瓦的缝隙(10),并且所述滑动轴承轴瓦在其内侧具有一个此外不设油槽的滑动面(11),其特征在于,所述缝隙朝其两个周向端部(14)中的至少一个以锥形区域的形式和/或朝所述滑动轴承轴瓦的顶点在轴向方向上逐渐变细。

2. 根据权利要求1所述的滑动轴承轴瓦,其特征在于,所述缝隙(10)在圆周方向上在 130° 至 165° 的角度上延伸。

3. 根据权利要求1或2所述的滑动轴承轴瓦(26),所述滑动轴承轴瓦在内侧上在其每个周向端部分别具有一个暴露部(12),其特征在于,所述缝隙(10)在圆周方向上在两个暴露部之前终止。

4. 根据权利要求1至3之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述变细部(16)在所述滑动轴承轴瓦(26)的周向端部之前 30° 至 60° 的区域内开始。

5. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)在其两个周向端部(14)上倒圆。

6. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)占整个滑动面 F_g 的面积份额 F_s 在12%和28%之间,优选为14%至25%。

7. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)通过一个或多个连接片(15)跨接,其中,所述连接片(15)总共具有的面积份额 F_{st} 不大于所述包含连接片在内的缝隙的面积份额 F_s 的20%,优选不大于10%。

8. 根据权利要求7所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述连接片(15)在径向方向上比滑动轴承轴瓦的材料厚度扁平。

9. 根据前述权利要求之一所述的滑动轴承轴瓦(26),其特征在于,所述缝隙(10)具有最大宽度B,所述最大宽度B与滑动轴承轴瓦(26)的厚度D的比值为1.5至3.5。