

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F16C 32/06

F16C 33/10



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 00812897.9

[43] 授权公告日 2003 年 6 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1111258C

[22] 申请日 2000.9.12 [21] 申请号 00812897.9
[30] 优先权
[32] 1999.9.14 [33] BE [31] 9900610
[86] 国际申请 PCT/BE00/00103 2000.9.12
[87] 国际公布 WO01/20179 英 2001.3.22
[85] 进入国家阶段日期 2002.3.14
[71] 专利权人 艾拉斯科普库空气动力股份有限公司
地址 比利时维尔赖克
[72] 发明人 马克·瓦尔特·埃尔扎·米希尔斯
审查员 冯 涛

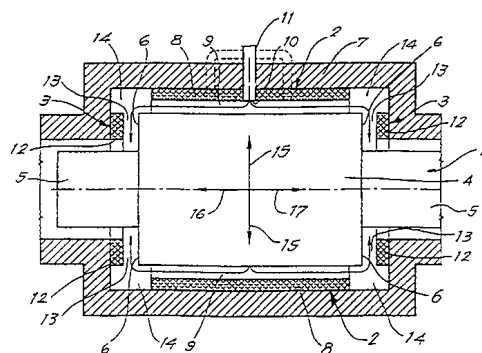
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所
代理人 张祖昌

权利要求书 2 页 说明书 7 页 附图 1 页

[54] 发明名称 组合径向-轴向滑动轴承

[57] 摘要

滑动轴承，一方面，它包括一个流体动力径向滑动轴承(2)，该轴承(2)借助间隙包围被支承轴(1)，因而在轴(1)和径向滑动轴承(2)间形成第一间隙(9)，该第一间隙(9)与带压的液体源相连；而另一方面，至少有一个流体静压轴向滑动轴承(3)，该轴承(3)具有间隙，位于轴(1)的径向伸展表面部分(6)的对面，因而，在轴(1)的上述表面部分(6)和轴向滑动轴承(3)的径向朝向部分(12)间形成第二间隙(13)，该第二间隙(13)与第一间隙(9)相连通。



I S S N 1 0 0 8 - 4 2 7 4

1. 组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：一方面，它由一个流体动力径向滑动轴承(2)组成，该轴承围绕带间隙被支承的轴(1)，使得在轴(1)和径向滑动轴承(2)间形成第一间隙(9)，该第一间隙(9)与带压力的液体源相连；另一方面，它由至少一个流体静压轴向滑动轴承(3)组成，该轴承带间隙且位于轴(1)的径向伸展的表面部分(6)的对面，使得在轴(1)的最近一次提到的表面部分(6)和轴向滑动轴承(3)的径向朝向部分(12)之间形成第二间隙(13)，而这第二间隙(13)与第一间隙(9)相连，使得轴向滑动轴承(3)通过第一间隙(9)供给液体，并且第一间隙(9)对于轴向滑动轴承(3)起节流器的作用。

2. 根据权利要求1所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：第一间隙(9)和第二间隙(13)通过轴(1)和轴承箱(7)之间的小室(14)彼此相连接。

3. 根据权利要求1或2所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：它是单端式的，并且包括位于径向轴承(2)端部的一个轴向滑动轴承(3)，因而第二间隙(13)与第一间隙(9)的一端相连。

4. 根据权利要求1或2所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：它是两端式的，它包括2个轴向滑动轴承(3)，分别位于径向滑动轴承(2)的两端，因而2个轴向滑动轴承(3)的第二间隙(13)分别与第一间隙(9)的两端相连。

5. 根据权利要求4所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：第一间隙(9)与带压力液体源的连接点位于间隙(9)的中心。

6. 根据权利要求4所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：第一间隙(9)与带压力液体源的连接点位于相对间隙(9)中心对称的两个位置。

7. 根据以上任何一个权利要求所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：第一间隙(9)与带压力液体源的连接包括一个带有供液

口 10 的供给导管 (11)，该导管穿过径向滑动轴承 (2)。

8. 根据以上任何一个权利要求所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：径向滑动轴承 (2) 以及轴向滑动轴承 (3) 包括轴承垫 (8、12)。

9. 根据以上任何一个权利要求所述的组合径向—轴向滑动轴承，其特征在于：轴 (1) 是压缩机转子的轴。

组合径向—轴向滑动轴承

本发明涉及一种组合径向—轴向滑动轴承。

液体润滑轴向滑动轴承的一种可能的型式是流体静压轴承,使用流体静压轴承时要包括一个外部动力源向滑动轴承提供带压液体。

这种液体通过一个节流器或诸如毛细作用限流器或小孔限流器送入轴承。

这种流体静压轴承的原理是,当轴承的间隙变小时,通过节流器的流量及压降减小。间隙中的压力增大,并使间隙变窄的力得到补偿。

这种流体静压轴承具有很高的允许负载能力,这取决于液体的供给压力;还具有很高的刚性和承载能力,这又与转速有一定关系。

尤其是当润滑液体的粘度较低时,如水,节流器要非常小,其结果是节流器非常容易堵塞。

在这种轴承中,容隙非常小,尤其是使用水的时候。其原因是,为了限制流量,轴承的间隙必须尽可能小。

另外,由于采用这样的节流器,使轴向轴承的结构相当复杂并且价格昂贵,而在大多数情况下,必须使用泵来获得足够的压力。

用液体润滑的径向滑动轴承的一种型式是流体动力轴承,其中,轴本身的运动给润滑液提供了必要的压力。

轴承围绕在轴的周围并有很小的间隙。当径向力作用于轴上时,轴将处于偏心状态,因而形成一个楔形空间。在轴的旋转运动影响下,液体被压入这个自然狭窄空间,进而产生压力升高。这个压力增大将抬升轴并使移动轴的力得以抵销,从而使轴处于平衡状态,反之,假如压力没有升高,轴也不会处于中心位置。理想状态下,偏心率在 60%~90%。

这种流体动力轴承相当简单且价格便宜,尽管要求要达到很小的制造公差。它们运行可靠,但没有很高的承载能力和刚度。因此其缺点是,它们的承载能力取决于转速,并且在起动过程中,轴和轴承间有接触,

所以会产生磨损。

人们也知道将流体静压轴向轴承和流体静压径向轴承组合成一个滑动轴承。

这种组合径向—轴向轴承在英国专利 639293 号中得到描述。

一根轴装有两个轴环，在两个轴环间有一个静环及一个小间隙，并且在静环的内周有多个凹槽，在这些凹槽处，借助一个阻流口罩形成一个节流器，并向这个节流器输送流体，如空气或蒸汽。

流体通过凹槽流向轴环，并形成围绕轴的流体层，因而使轴得到径向支承。流体径向向外流经由静环端和轴环端之间的间隙所形成的间隙，从而阻止静环和轴环接触，换句话说，提供了轴向支承。

事实上，前面提到的英国专利描述了一种流体静压径向轴承，这种轴承输送流体的方法是通过几个狭窄缝隙向轴承周围各种不同的小室供给流体。利用与径向轴承本身串接的径向轴承的狭窄缝隙，而不采用单个狭窄缝隙给流体静压轴向轴承输送液体。

由于能形成狭窄缝隙的口罩或限制器的存在，这种已知的组合轴承也具有与上述轴向轴承相同的缺点，因而和其他轴向轴承一样，这些狭窄缝隙也有被堵塞的危险。

本发明的目标是瞄准一种没有以上缺点、不会堵塞毛细管或口罩、价格便宜、结构紧凑的组合径向—轴向滑动轴承。

基于本发明的组合轴承已体现出这一目标已经达到。该组合轴承由两部分构成：一部分是径向滑动轴承，它围绕在用间隙支承的轴的周围，因而轴和径向滑动轴承间形成第一间隙，该间隙与带压的液体源相连；另一部分是，至少一个流体静压轴向滑动轴承，该轴承具有间隙，位于轴的径向伸展的表面部分的对面，因此，在以上所述轴的表面部分和轴向滑动轴承的径向朝向部分之间形成了第二间隙，同时，第一间隙与第二间隙相连，从而可借助第一间隙给轴向滑动轴承供给液体，第一间隙也能对轴向滑动轴承起到节流器的作用。

因为第一间隙对于轴向滑动轴承起到节流器的作用，所以不需要另外的节流器，因而消除了附加节流器所导致的上述所有缺点。

第一间隙和第二间隙没有必要直接相连。它们可以通过轴和轴承箱之间的小室相连。

该轴承箱的一部分可直接与间隙相邻接。其内部还可以配装一个或多个轴承垫或类似件，它们也可与间隙相邻接。

组合轴承可以是单端式，即在径向轴承的一个端头处有一个轴向滑动轴承，因此，第二间隙与第一间隙的一端相连，但在另一种变型中，这种组合轴承是两端式，即具有两个轴向滑动轴承，分别位于径向滑动轴承的两端，因而，两个轴向滑动轴承的第二间隙分别与第一间隙的两端相连。

在后一种情况下，第一间隙与带压液体源的连接点最好设在相对于第一间隙正中相互对称的两个位置上。

在具有一个轴向轴承的情况下，上述连接点可以在第一间隙的任何位置上，因而，在液体流量相同的条件下，间隙中的压降就取决于上述连接点的位置。

为了用实例更进一步展示本发明的特征，下面参照附图，详细说明基于本发明的组合径向—轴向滑动轴承的两个优选实施例，该实施例并不限定本发明的特征。附图是：

图 1 是基于本发明的组合滑动轴承支承的轴的剖面示意图；

图 2 是基于图 1 所示剖面图而绘制的剖面图，但却用于说明基于本发明的组合滑动轴承的另一个实施例。

在图 1 中，轴 1，准确地说是轴 1 的端部得到一个水润滑的组合径向—轴向滑动轴承 2~3 的径向和轴向支承。

例如，该轴 1 与水润滑压缩机的一个转子固定在一起，展示了轴承的轴向支承方式及直径的突变。

因此，轴 1 由大直径部分 4 和形成自由端的小直径部分 5 构成，从而在部分 4 和部分 5 之间形成了一个径向朝向的轴肩，换句话说，形成一个径向表面部分 6。

组合滑动轴承 2~3 主要由围绕大直径部分 4 的流体动力径向滑动轴承 2 和轴承箱 7 中形成的流体静压轴向滑动轴承 3 组成。

径向滑动轴承 2 包括围绕轴 1 一部分的轴承垫 8, 其间有间隙, 因而形成了第一间隙 9。

用于供给有压力 P_{in} 的水的导管 11, 例如向压缩机转子上喷水的供液导管, 穿过滑动轴承 2, 通过其供液口 10 向间隙 9 配送水。图 1 中未示出该导管与带压水源的连接。

流体静压径向滑动轴承已按已知标准方法, 例如, Roloff/Matek 所著 “Machine-onderdelen” 第 450 至 473 页中所述的 Summerfeld 方法进行过计算, 因而已考虑了运行条件、制造的可能性、所用润滑剂 (本例中为水) 等。

轴向滑动轴承 3 包括一个环形轴承垫 12, 它固定在以上所述轴 1 的径向表面部分 6 的对面, 并紧贴轴承箱 7 内壁的径向朝向部分, 从而在轴承垫 12 和该表面部分之间形成了第二间隙 13, 该轴承垫 12 也成了滑动轴承 3 的径向朝向部分。

第二间隙 13 通过环形封闭小室 14 与前面所述第一间隙 9 相连, 该小室形成于 2 个轴承垫 8 和 12 之间, 也就是轴承箱 7 的内侧边和轴 1 之间。

轴向轴承 3 也采用用于流体静压轴向滑动轴承 (用节流器供液) 的标准方法, 例如 Roloff/Matek 所著 “Machine-onderdelen” 第 473 至 479 页中的方法进行过计算。不同的是只采用第一间隙 9 的供液口 10 与间隙 9 的端部小室 14 之间的距离为参数, 而未采用孔或毛细孔的直径做参数。

在这种经典的计算中, 计算节流器压降的方程被用来计算前面描述的组件中的压降的方程所替代。轴承的压降可以简单地用以下方程进行计算。

$$\Delta P = Q \cdot 12 \text{ Visco} \cdot L / (0.5S)^3 \cdot \pi \cdot D$$

式中:

Q = 流量

Visco = 介质的粘度

L = 开孔到轴承边缘的距离

D = 径向轴承的直径

S = 径向轴承的径向间隙

ΔP = 轴承的压降: $P_{in} - P_{ax}$

组合滑动轴承 2-3 的功能如下:

径向滑动轴承 2 在正常情况下起流体动力轴承的作用, 也就是说, 在 P_{in} 压力作用下送入间隙 9 的液体在轴 1 的旋转影响下形成环形液层, 从而轴被抬升到平衡位置, 如图 1 中箭头 15 所示。在平衡位置时, 轴 1 并不处于径向轴承 2 的中心。

轴向滑动轴承 3 通过径向滑动轴承 2 的第一间隙 9 的供液口 10 注入水。因为间隙 9 非常窄, 所以在水流过供液口 10 和小室 14 之间的轨道后就产生与流量相对应的压降 ΔP 。

在小室 14 中, 同样, 在流体静压轴向滑动轴承 3 的第二间隙 13 的入口处, 压力 $P_{ax} = P_{in} - \Delta P$ 是主导力。

在运行中, 由于压力的升高, 转子及轴 1 将被轴向推动。作用在轴 1 上的轴向力在图 1 中用箭头 16 表示。

由于轴向力的作用, 轴 1 将倾向于向箭头 16 所指方向移动。但是, 当间隙 3 变窄时, 通过间隙 13 的流量以及通过第一间隙 9 的流量都将减小, 从而也使压降 ΔP 减小。

从上述方程可得知, 压力 P_{ax} 将增加, 因而在达到平衡以前要抵消上述轴向力。

当平衡时轴向力减小, 间隙 13 的宽度增大, 使水流量增加和压降 ΔP 增大。因此, 压力 P_{ax} 减小直到达到新的平衡。

所以, 第一间隙 9 对于轴向滑动轴承 3 起到一个开口或毛细管的作用。

很明显, 压降 ΔP 取决于供液口 10 和小室 14 之间的间隙 9 的长度。在图 1 中, 供液口 10 位于间隙 9 的正中, 但是, 如果将供液口 10 移向轴向滑动轴承 3 或使其远离该滑动轴承 3, 在相同流量条件下, 压降 ΔP 将分别减小、增大。

在计算轴向滑动轴承 3 时认识到, 如果间隙 13 的宽度是最低限度

值, 压力 P_{ax} 将达到最高限度值, 结果压降 ΔP 将是最低限度值, 间隙 13 的宽度取决于轴向轴承 3 的行程和曲线度以及表面的粗糙度。但是仍必须有足够的水流量来消除摩擦热。

当间隙 13 宽度最大时 (可能不会太大), 以上所述 P_{ax} 将会达到最低值, 结果会使 ΔP 最大。

图 2 所示实施例与上述实施例不同。在该实施例中, 组合轴承 2-3 为双端式, 也就是说它既可吸收箭头 16 所示方向的轴向力, 也可吸收箭头 17 所示相反方向的轴向力 (见图 2)。为此, 该组合轴承除了有一个径向滑动轴承 2 之外, 还包括 2 个轴向滑动轴承 3, 滑动轴承 2 和 3 分别与以上所述的轴承 2、3 相同。

轴 1 具有 2 个小直径部分 5, 因而在粗的部分 4 和每一个小直径部分 5 之间形成一个轴肩, 即径向朝向表面部分 6, 它位于轴向轴承 3 的对面。

通过小室 14, 两个轴向滑动轴承 3 的间隙 13 分别与径向滑动轴承 2 的间隙 9 的两个端部相连。

在 P_{in} 压力下充入间隙 9 的水, 按一定流量分成两股分别流向 2 个间隙 13。

径向滑动轴承 2 的作用与图 1 中的实施例相同。两个轴向滑动轴承 3 的作用也与前面描述的相同, 但是, 当一个间隙 13 的宽度增大时, 另一个间隙 13 的宽度就减小, 反之亦然。

通常选择位于 2 个轴向滑动轴承 3 中间的供液口 10, 这使得 2 个滑动轴承 3 至供液口的距离互等。因而, 在平衡位置时, 2 个间隙 13 宽度相等, 并且流向间隙 13 的流量也相等。一旦偏离平衡状态, 一股的流量将比另一股的大。因此压力 P_{ax} 将会不同, 而太大的轴向压力将要被抵消。

在另一种情况下, 供给导管 11 在端头被分成 2 根管子, 因而有 2 个供液口 10, 如图 2 中虚线所示, 它们在相对于 2 个轴向滑动轴承 3 的正中相互对称的位置向间隙 9 配送液体。

通过供液导管 11 引入间隙 9 的液体不一定是水。例如, 它可以是

油或其它润滑液。

间隙 9 和 13 也不一定非得通过小室 14 相连，如有可能，它们可以直接相连。

本发明决不限于以上所述实施例及图所展示的，与此相反，不脱离本发明范畴的各种变型滑动轴承都可被认为是这种组合径向一轴向滑动轴承。

图 1

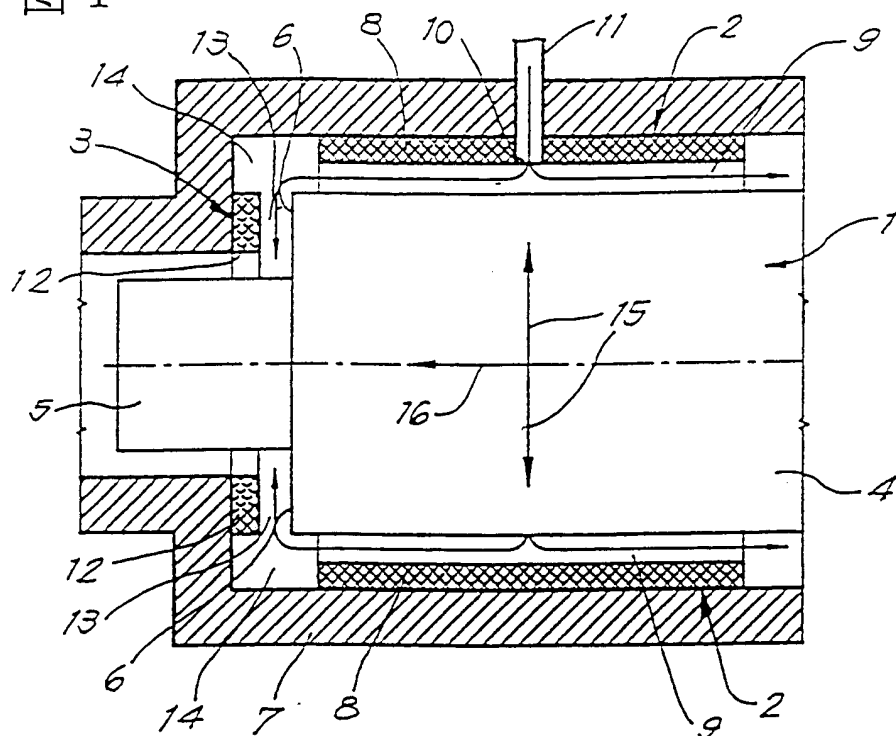


图 2

