

同步回转式混输泵端面的相对运动及摩擦分析

杨旭¹, 屈宗长¹, 吴裕远¹, 于漠南²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 清华大学机械工程学院, 100084, 北京)

摘要: 从同步回转式混输泵转子和缸体的几何特性出发,建立了转子与缸体端面间的相对运动轨迹方程和相对速度数学模型,计算并分析了缸体端面上一系列点相对于转子端面的轨迹曲线和相对速度,分析了固定端面间隙下端面的摩擦功耗.结果表明:转子端面上远离滑板槽一侧与缸体端面间的相对速度较大,该区域的摩擦与磨损较为突出;在端面间隙为定值的条件下,样机的转子与缸体端面的平均摩擦功耗仅为 1.4 W,与同等规格的具有固定缸体的旋转机械相比减少了 98.2%;同步回转式混输泵转子与缸体端面的相对速度较小,可以采用接触形式的端面密封,以减少转子与缸体端面的磨损,降低端面间隙的泄露损失.

关键词: 同步回转式混输泵;端面;相对运动;摩擦功耗

中图分类号: TE977 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)09-0090-04

Relative Motion and Friction of End Faces in a Synchronal Rotary Multiphase Pump

YANG Xu¹, QU Zongchang¹, WU Yuyuan¹, YU Monan²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: On the basis of the geometric characteristics of the rotor and the cylinder of a synchronal multiphase pump (SRMP), the mathematic models of the relative motion between the rotor and the cylinder were established. The relative locus curves and velocities of the various points on the cylinder end face were calculated and analyzed. The frictional loss on the end faces was discussed when the clearance between the rotor and the cylinder end faces was assumed to be a constant value. The result shows that the average relative velocity between the cylinder end face and the area which is opposite to the vane slot on the rotor end face is much greater, and the frictional loss therein is considerable. When the clearance between the rotor and the cylinder end faces is viewed as a constant value, the average frictional loss on the end faces in the SRMP prototype is only 1.4 W and decreases by 98.2% compared with that in the rotary pump with a fixed cylinder. Due to the small relative velocity between the rotor and the cylinder end faces, a contact seal may be used to reduce the wear on the end faces and the leakage loss through the clearance.

Keywords: synchronal rotary multiphase pump; end face; relative motion; frictional loss

同步回转式混输泵是一种新型的容积式多相混输泵,它是根据同步回转式机械原理^[1]研制的,具有结构简单、容积效率高、摩擦磨损小、加工成本低等特点.由文献[2]可知,与一般的旋转机械不同的是,

同步回转式混输泵的缸体和转子可同时绕自身的中心轴旋转,缸体与转子的同步转动使得其主要部件之间的相对运动速度较小.在相同的排量和转速下,同步回转式机械的滑板与缸体之间的相对运动速度

比传统的具有固定缸体的滚动活塞式、滑片式机械分别降低了 92%和 93%,转子与缸体之间的相对运动速度分别降低了 79%和 76%^[3].由此可见,同步回转式混输泵关键部件的摩擦和磨损得到了改善,从而使得同步回转式混输泵具有较高的机械效率与可靠性.

以往文献中关于同步回转式机械的摩擦特性研究主要是针对滑板与转子滑槽以及滑板与缸体之间的摩擦、磨损的,而对于转子与缸体端面的摩擦分析往往采用传统旋转机械的经验公式^[4-5].由于同步回转式混输泵的转子与缸体端面间具有独特的相对运动,所以采用这些经验公式就不能准确计算和分析端面的摩擦和磨损.然而,端面的摩擦和磨损不仅关系到同步回转式混输泵的机械功耗,也与端面间隙泄露有着密切的联系.通过样机的性能实验发现,样机的运行故障往往是转子与缸体端面磨损使得端面密封失效引起的,图 1 为磨损后的转子端面.因此,研究同步回转式混输泵的转子与缸体端面的相对运动和摩擦特性对提高泵的机械效率、优化端面密封设计具有重要的意义.

本文从转子和缸体端面的几何特性出发,详细分析了同步回转式混输泵转子与缸体端盖间的相对运动轨迹和相对运动速度,进而分析了转子与缸体端面之间的摩擦特性,为整机的结构优化和性能改进提供理论依据.

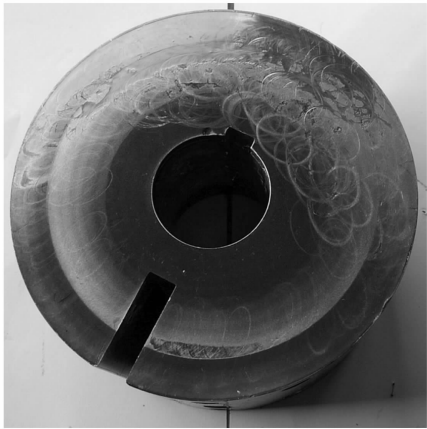
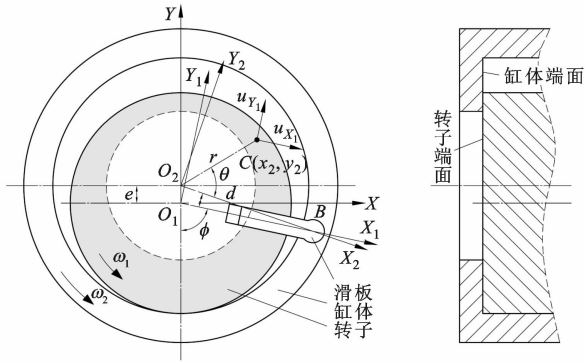


图 1 磨损后的转子端面

1 相对运动模型及分析

如图 2 所示,同步回转式混输泵的转子与缸体之间是偏心布置的,转子与缸体分别绕自身的中心轴旋转.为了研究转子与缸体端面间的相对运动,分别以转子中心 O_1 和缸体中心 O_2 为原点建立了 2 个

直角坐标系 $O_1X_1Y_1$ 和 $O_2X_2Y_2$. 其中: $O_1X_1Y_1$ 的 X_1 轴与滑板中心连线 O_1B 重合,并随转子一起以角速度 ω_1 逆时针旋转; $O_2X_2Y_2$ 的 X_2 轴与缸体中心和滑板圆头中心的连线 O_2B 重合,并随缸体一起以角速度 ω_2 逆时针旋转.根据转子与缸体的几何关系, X_1 轴与 X_2 轴的夹角 λ 与转子转角 ϕ 有以下关系



(a) 正面
(b) 侧面
图 2 端面相对运动示意图

$$\lambda = \arcsin\left(\frac{e}{d} \sin \phi\right) \tag{1}$$

式中: e 为偏心距; d 为 O_2 与 B 的距离.

如图 2a 所示,在 $O_2X_2Y_2$ 中,缸体端面上任意一点 $C(x_2, y_2)$ 的坐标可表示为

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r \cos \theta \\ y_2 &= r \sin \theta \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

式中: r 为点 C 到 O_2 的距离; θ 为连线 O_2C 与 X_2 轴的夹角.

根据坐标系 $O_1X_1Y_1$ 和 $O_2X_2Y_2$ 之间的几何关系,当转子转角为 ϕ 时,点 C 在 $O_1X_1Y_1$ 上的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r \cos(\theta - \lambda) - e \cos \phi \\ y_1 &= r \sin(\theta - \lambda) + e \sin \phi \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

式(3)即为缸体端面上点 C 相对于转子端面的运动轨迹方程.

在转子旋转一周中的任一时刻,点 C 相对于转子端面的运动速度 u 在 X_1 和 Y_1 轴上的分量分别为

$$\left. \begin{aligned} u_{X_1} &= \frac{dx_1}{dt} = \frac{dx_1}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = \\ &e \omega_1 \left[\sin \phi + \frac{r \sin(\theta - \lambda) \cos \phi}{(d^2 - e^2 \sin^2 \phi)^{1/2}} \right] \\ u_{Y_1} &= \frac{dy_1}{dt} = \frac{dy_1}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = \\ &e \omega_1 \left[\cos \phi - \frac{r \cos(\theta - \lambda) \cos \phi}{(d^2 - e^2 \sin^2 \phi)^{1/2}} \right] \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

根据以上建立的相对运动数学模型和表 1 所示的结构与运行参数,可以计算出缸体端面上任一点的相对运动轨迹和相对运动速度.图 3 为当转子旋转一周时,缸体上不同的点在转子端面上形成的运动轨迹.该轨迹与图 1 中转子端面磨痕是一致的.由于缸体端面具有几何对称性,所以本文仅分析 $0 \leq \theta \leq \pi$ 的点 $C(r, \theta)$ 的相对运动特性.图 3 中各点的位置均为转子转角 $\phi = 0$ 时各点所处的起始位置,当转子逆时针转动时,缸体端面上各点的相对运动方向均为顺时针走向.由图 3 可见,转子与缸体之间的偏心布置,使得除了缸体的中心 O_2 的相对运动轨迹是半径为 e 的圆之外,其他点的相对运动轨迹均为大小不一的椭圆.在 $0 \leq \theta \leq \pi$ 的范围内,点 $C(r, \theta)$ 的轨迹长度随着 θ 的增加而增加,在 $\theta = \pi$ 时达到最大值.由于一周中点 $C(r, \theta)$ 的平均相对运动速度与运动轨迹的长度成正比,所以缸体端面上 $r = 0.03$ m 和 $r = 0.05$ m 处点 $C(r, \theta)$ 的平均相对速度随 θ 的增加而增加,且 r 越大, $\theta = \pi$ 处的速度最大值越大(见图 4).图 5 为图 2 中缸体端面上点 $C_{11} \sim C_{51}$ 在一周中的瞬时相对速度随转子转角变化的曲线.由图 5 可见:由于各点轨迹的中心轴的方向有所不同,所以各点相对速度曲线的对称轴也有所不同; θ 较大的点 $C(r, \theta)$ 在一周中的相对速度峰值较大,其平均值也比较大,随着 θ 进一步增加,峰值点所对应的转角向 $\phi = \pi$ 处靠近.因此可以得出,转子端面在远离滑板槽一侧,特别是靠近转子边缘的区域,与缸体端面间的平均相对速度较大,由此造成的摩擦、磨损较为突出.

表 1 结构与运行参数

R_1/m	0.057
R_2/m	0.063
$R_{2\text{in}}/\text{m}$	0.040
e/m	0.006
$n/r \cdot \text{min}^{-1}$	1 000
δ/m	2×10^{-5}
$\eta/\text{N} \cdot \text{S} \cdot \text{m}^{-2}$	7.8×10^{-3}

2 摩擦分析

如图 2b 所示,由于转子和缸体分别由各自的轴承进行轴向定位,所以转子端面与缸体端面之间有微小的设计间隙.在运行过程中,假设端面间隙为固定值,而间隙中充满了来自工作介质的润滑油,油膜覆盖面积则为转子与缸体端面在轴向重合部分的面

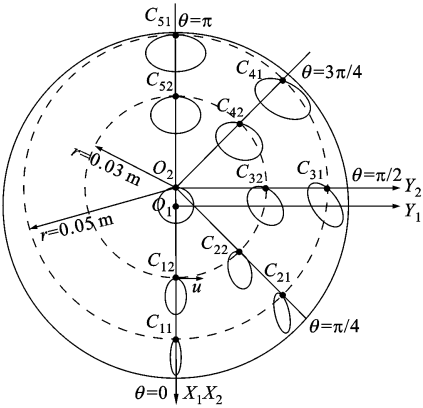


图 3 缸体端面上不同的点相对于转子端面的运动轨迹

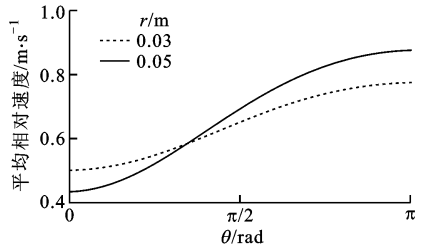


图 4 缸体端面上各点的平均相对速度随 θ 的变化

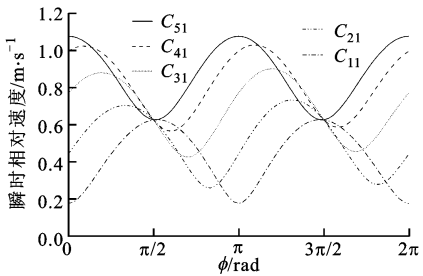


图 5 缸体端面上各点的瞬时相对速度随转子转角的变化

积(见图 2a 中的阴影面积).端面间隙相对于转子半径来说非常小,在分析端面摩擦时可以忽略工作腔压力对间隙油膜压力的影响,并假定油膜的压力为定值.根据牛顿黏性流体定律,两端面间的摩擦力是由油膜剪切力引起的,就整个摩擦面积的积分可得任意转子转角时转子端面的摩擦力和摩擦力矩

$$\left. \begin{aligned} F_{X_1} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_{2\text{in}}}^{R_{1x}} \frac{\eta}{\delta} u_{X_1} r dr d\theta \\ F_{Y_1} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_{2\text{in}}}^{R_{1x}} \frac{\eta}{\delta} u_{Y_1} r dr d\theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$M = \int_0^{2\pi} \int_{R_{2\text{in}}}^{R_{1x}} \frac{\eta}{\delta} (u_{X_1} y_1 - u_{Y_1} x_1) r dr d\theta \quad (6)$$

在任意转子转角时,端面间的摩擦力产生的瞬时摩擦功耗

$$P = \int_0^{2\pi} \int_{R_{2\text{in}}}^{R_{1x}} \frac{\eta}{\delta} (u_{X_1}^2 + u_{Y_1}^2) r dr d\theta \quad (7)$$

式(5)~(7)中: η 为润滑油的动力黏度; δ 为端面间隙; R_{1x} 为 r 方向上 O_2 到转子外圆的距离; R_{2m} 为缸体端面内圆半径。

根据以上分析和表1所列的结构参数,可以计算出转子与缸体端面的摩擦功耗随转子转角的变化关系,如图6所示。由于缸体在前半周和后半周的旋转速度对称变化^[2],所以端面摩擦功耗曲线关于 $\phi=\pi$ 对称。由前述分析可知,在 $\phi=\pi$ 时,转子端面在远离滑板槽一侧旋转到图2所示的阴影面积的下半部分,此时转子与缸体端面间对应于相对运动速度较大的重合面积达到最大值,因此端面摩擦功耗在 $\phi=\pi$ 时达到最大值(2.3 W)。此外,通过计算可得,端面摩擦功耗的平均值为1.4 W,而缸体固定时的摩擦功耗为79.6 W,可见缸体旋转使得同步回转式机械的端面摩擦功耗几乎被消除。

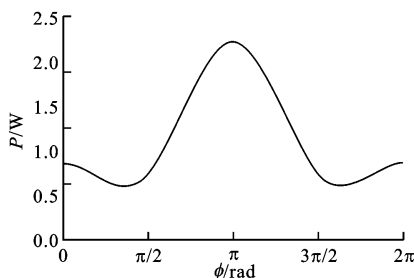


图6 端面摩擦功耗随转子转角的变化

通过样机实验发现,如果仅依靠端面间隙的油膜进行润滑或密封,则转子和缸体端面会出现比较严重的磨损痕迹。其主要原因是,在运转过程中,同步回转式混输泵的主轴会发生一定程度的弯曲变形,使得端面间隙动态变化,从而导致端面的油膜润滑失效,进而造成转子与缸体直接接触。此外,受加工与装配精度的影响,端面间隙很难控制在一个可靠的范围内,工作介质中的固体颗粒也会破坏密封面,这些因素均会引发密封失效。通过以上关于转子与缸体端面间的相对运动和摩擦特性的研究,根据转子与缸体间相对运动速度较小的特点,可以选用适当的耐磨材料为同步回转式混输泵设计接触式的端面密封,这样不仅可以减小端面间隙的动态变化对转子与缸体端面间的摩擦、磨损,也可以有效控制端面间隙的泄露损失,从而提高整机的工作效率和可靠性。

3 结论

(1)建立了缸体端面相对于转子端面的运动轨迹方程,通过计算模拟出转子端面上的运动轨迹,该

计算轨迹与样机转子上的磨痕是一致的。

(2)建立了转子与缸体端面间的相对速度数学模型,转子端面在远离滑板槽一侧,特别是靠近转子边缘的区域,与缸体端面间的平均相对速度较大,该区域即是摩擦、磨损较为突出的区域。

(3)在端面间隙为固定值的条件下,本文中样机的转子与缸体端面的平均摩擦功耗仅为1.4 W,与同等规格的具有固定缸体的旋转机械相比减少了98.2%。

(4)由于同步回转式混输泵的转子与缸体端面的相对速度较小,所以可以采用接触式端面密封,以减轻转子与缸体端面的磨损,从而降低端面间隙的泄露损失。

参考文献:

- [1] 屈宗长. 同步回转式压缩机的几何理论[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(7): 731-733.
QU Zongchang. Geometric theory for a synchronal rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(7): 731-733.
- [2] 杨旭, 屈宗长, 吴裕远. 同步回转式混输泵的工作原理与动力特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(5): 60-65.
YANG Xu, QU Zongchang, WU Yuyuan. Working principle and dynamic characteristics of a synchronal rotary multiphase pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(5): 60-65.
- [3] 杨骅, 屈宗长, 周慧, 等. 同步回转式制冷压缩机的运动分析[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(5): 565-568.
YANG Hua, QU Zongchang, ZHOU Hui, et al. Kinetic characteristics analysis for a synchronal rotary refrigeration compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(5): 565-568.
- [4] 杨骅, 屈宗长, 周慧, 等. 同步回转式压缩机滑片摩擦特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 843-847.
YANG Hua, QU Zongchang, ZHOU Hui, et al. Friction characteristics of sliding vane for synchronal rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 843-847.
- [5] ZHOU Hui, QU Zongchang, YANG Hua, et al. Dynamic model and numerical simulation for synchronal rotary compressor[J/OL]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(4) [2010-12-11]. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3089534>.

(编辑 苗凌)