

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2024.08.014

微型无油滚动转子压缩机的动力特性与摩擦损失分析*

孙效航, 杨启超*, 史本林, 陈沐清
(青岛科技大学机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要: 微型滚动转子压缩机的无油化带来的摩擦损耗问题不容忽视, 研究其摩擦损耗分布规律及其改进措施对提高压缩机效率至关重要, 为此, 对微型无油滚动转子压缩机主要摩擦副进行了变工况、变结构的摩擦功耗研究。首先, 建立了微型无油滚动转子压缩机动力学分析的数学模型; 然后, 对微型无油滚动转子压缩机主要部件的受力进行了特性分析, 并计算获得了主要摩擦副摩擦功耗随主轴转角的变化规律; 最后, 分析了排气压力、滑片厚度、偏心率和相对气缸长度对微型无油滚动转子压缩机主要摩擦副摩擦功耗及其占比的影响规律。研究结果表明: 排气压力从 1 100 kPa 提高至 1 800 kPa, 压缩机总摩擦功耗升高了 67.7%; 滑片厚度从 1 mm 提高至 3 mm, 总摩擦功耗仅升高了 32.8%; 偏心率从 0.06 提高至 0.2, 总摩擦功耗升高了 121.5%; 相对气缸长度从 0.25 提高至 0.6, 总摩擦功耗升高了 31.9%。根据分析结果可得出结论: 微型无油滚动转子压缩机的偏心率的取值在 0.14 左右最为合适, 优化偏心率对改善微型无油滚动转子压缩机的摩擦损失效果最明显, 其次是改变滑片厚度, 最后是改变相对气缸长度。

关键词: 微型无油滚动转子压缩机; 摩擦损耗分布规律; 数学模型; 偏心率; 滑片厚度; 相对气缸长度; 受力分析

中图分类号: TH45; TB652

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2024)08-1447-08

Analysis on dynamic characteristics and friction loss of miniature oil-free rolling piston compressor

SUN Xiaohang, YANG Qichao, SHI Benlin, CHEN Muqing
(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: The friction loss caused by the oil-free operation of miniature oil-free rolling piston compressor can not be ignored. Therefore, it is important to know how to reduce the friction loss of miniature oil-free rolling piston compressor. For this purpose, a study was conducted on the friction power consumption of the main friction pairs of miniature oil-free rolling piston compressor under varying operating conditions and structures. Firstly, a mathematical model for the dynamic analysis of miniature oil-free rolling piston compressor was established. Then, the force characteristics of the main components of the miniature oil-free rolling piston compressor were analyzed, and the variation law of the friction power consumption of the main friction pair with the spindle angle was calculated. Finally, the influence of exhaust pressure, slide thickness, eccentricity, and relative cylinder length on the friction power consumption and proportion of the main friction pairs in miniature oil-free rolling piston compressor were analyzed. The research results show that the discharge pressure of the miniature oil-free rolling piston compressor increase from 1 100 kPa to 1 800 kPa, and the total friction power consumption increase by 67.7%, while the total friction power consumption only increase by 32.8%. The eccentricity of the miniature oil-free rolling piston compressor increases from 0.06 to 0.2, and the total friction power consumption increase by 121.5%. The relative cylinder length of the miniature oil-free rolling piston compressor increases from 0.25 to 0.6, and the total friction power consumption increase by 31.9%. According to the analysis results, the most suitable eccentricity value for the miniature oil-free rolling piston compressor is around 0.14. The optimized eccentricity has the most significant effect on improving the friction loss of the miniature oil-free rolling piston compressor followed by changing the thickness of the sliding plate, and

收稿日期: 2024-01-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51976095)

作者简介: 孙效航(1998-), 男, 山东济南人, 硕士研究生, 主要从事微型滚动转子压缩机方面的研究。E-mail: sun1516411292@163.com

通信联系人: 杨启超, 男, 教授, 博士生导师。E-mail: qichaoyang@163.com

finally changing the length of the corresponding cylinder.

Key words: miniature oil-free rolling piston compressor; distribution law of friction loss; mathematical model; eccentricity; slider thickness; relative cylinder length; force analysis

0 引言

在人体微环境调节^[1-3]、电子设备散热^[4-5]、冷链物流运输^[6]等领域,人们对便于携带、高效能的微型制冷系统^[7]的需求日益增高。

微型滚动转子压缩机结构简单、零部件少,不需要吸气阀,属于微型蒸气压缩式制冷系统的首选结构类型^[8-9]。关于压缩机的微型化和无油化是当今研究的热点^[10-11]。压缩机的无油化可以提高制冷设备的换热效率,同时压缩机不需要供油系统,更有利于压缩机的微型化,但无油化带来的泄漏和摩擦问题不可忽视,因此,如何提高压缩机的效率是一项重要的课题^[12]。

目前,关于滚动转子压缩机动力学的分析模型已经较为成熟。YANAGISAWA T 等人^[13]采用试验的方法,分析证明了滚动转子压缩机转子的运动是顺时针和逆时针交替的。马国远等人^[14]介绍了滚动转子压缩机主要部件的运动和受力分析模型;但是没有给出滚动转子压缩机摩擦损耗的计算模型。张华俊等人^[15]采用完整的动力学分析模型,研究了空调用滚动转子压缩机的摩擦损失分布及各部件的运动规律。WU Jian-hua 等人^[16]使用新的滑片转子分析模型,精确判断了滑片与转子的相对运动。李爱国等人^[17]将理论与试验相结合,得出了滚动转子压缩机活塞异常磨损的分析模型。马一太等人^[18]建立了一种 CO₂ 双级滚动转子压缩机的摩擦损失分析模型,并对其团队开发的压缩机进行了模拟,研究了该压缩机的不可逆损失和机械效率。

综上,目前学者们针对滚动转子压缩机所提出的动力学分析模型基本都是针对有油润滑的情况,而少有针对微型无油滚动转子压缩机的动力学分析模型。无油条件下的转子与气缸等摩擦副的润滑状态将发生改变,影响运动特性和摩擦损耗分布,进一步影响压缩机效率。近年来,有很多学者研究了无油涡旋压缩机的动力特性和摩擦损耗^[19-25],研究思路和方法对微型无油滚动转子压缩机的动力学分析有很好的参考作用。

因此,笔者针对微型无油滚动转子压缩机,在分析各部件受力特性的基础上,建立主要摩擦副摩擦损失的数学模型并进行理论模拟分析;研究排气压力、滑片厚度、偏心率和相对气缸长度等主要结构参数对摩擦

副摩擦功耗及其占比情况的影响规律,并分析其主要原因。

1 主要结构参数与工作原理

微型无油滚动转子压缩机的几何结构如图 1 所示。

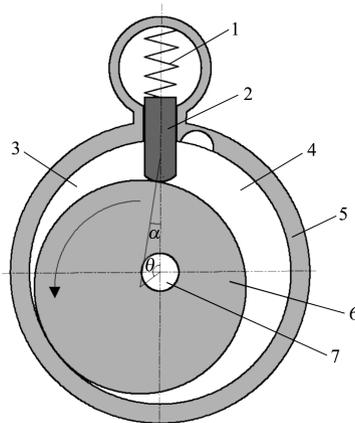


图 1 微型无油滚动转子压缩机结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of miniature rolling piston compressor

1 为弹簧;2 为滑片;3 为吸气腔;4 为排气腔;5 为气缸;6 为曲轴转子;7 为主轴。

由图 1 可见:考虑到无油化导致的摩擦损耗过大,将转子和曲轴加工成一个整体,消除了转子与曲轴之间的摩擦副。其余部件与常规空调用滚动转子压缩机类似,压缩机主要包括气缸、气缸盖、曲轴转子、主轴、滑片、弹簧等主要零部件。

气缸与滚动转子之间的月牙状空腔为压缩机的工作腔,整个工作腔被滚动转子与滑片分为两个腔体,两工作腔的容积周期性地扩大或缩小,以完成工质的吸气、压缩与排气过程。

偏心轮轴每旋转一周,压缩机完成一次吸气和排气过程。

该压缩机是为制冷量 300 W 的微型制冷系统进行配套设计的。

2 受力分析与摩擦损失数学模型

2.1 重要部件受力及运动数学模型

滑片和转子的主要结构尺寸及受力分析如图 2 所示。

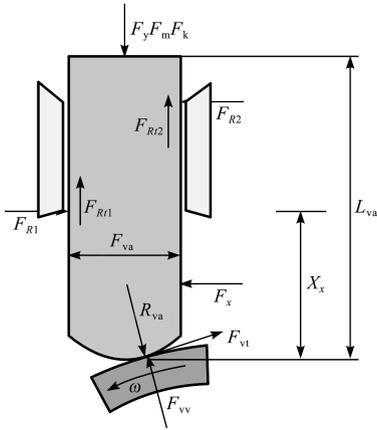


图2 滑片主要结构尺寸及受力分析示意图

Fig.2 Schematic diagram of the main structural dimensions and force analysis of the slide

图2展示了滑片和转子的主要结构参数和受力情况,其中, x 方向滑片所受气体力为^{[17]13}:

$$F_x = (p_c - p_s) L_{ro} X_x \times 10^{-3} \quad (1)$$

式中: X_x 为滑片伸入气缸的长度; L_{ro} 为气缸长度; p_c 为排气腔压力; p_s 为吸气腔压力。

微型滚动转子压缩机滑片背部处在排气压力下,因此, y 方向滑片所受气体力为^{[17]13}:

$$F_y = \left[T_{va} p_d - \left(\frac{1}{2} T_{va} - R_{va} \sin \alpha \right) p_s - \left(\frac{1}{2} T_{va} + R_{va} \sin \alpha \right) p_c \right] L_{ro} \times 10^{-3} \quad (2)$$

式中: T_{va} 为滑片厚度; R_{va} 为滑片先端半径; p_d 为滑片背部压力; α 为转子相对滑片的偏转角。

除气体力外,滑片受力还有:惯性力 F_m ,弹簧力 F_k ,缸体对滑片的支反力 F_{R1} 、 F_{R2} ,缸体对滑片的摩擦力 F_{R11} 、 F_{R12} ,滑片与转子间的接触力 F_{vv} 和摩擦力 F_{vt} 。

其中, F_{vv} 、 F_{R1} 、 F_{R2} 采用解力、力矩平衡方程求得,即^[26-29]:

$$\begin{cases} F_{R11} + F_{R12} - F_m - F_k - F_y + F_{vv} \cos \alpha + F_{vt} \sin \alpha = 0 \\ F_{R1} - F_x - F_{R2} + F_{vv} \sin \alpha - F_{vt} \cos \alpha = 0 \\ (F_{R12} - F_{R11}) T_{va} / 2 + F_x (X_x / 2 - \Delta R_{va}) + F_{R2} (L_{va} - \Delta R_{va}) - F_{R1} (X_x - \Delta R_{va}) - (F_{vv} \cos \alpha + F_{vt} \sin \alpha) R_{va} \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: L_{va} 为滑片厚度。

其中, ΔR_{va} 、滑片受到转子的摩擦力 F_{vt} ,滑片受到滑片槽的摩擦力 F_{R1} 、 F_{R2} ,相关计算公式分别为:

$$\Delta R_{va} = R_{va} (1 - \cos \alpha) \quad (4)$$

$$F_{vt} = \mu_v F_{vv} \quad (5)$$

$$F_{R11} = \mu_s F_{R1} \quad (6)$$

$$F_{R12} = \mu_s F_{R2} \quad (7)$$

式中: μ_v 为滑片与转子之间的摩擦系数; μ_s 为滑片与滑片槽之间的摩擦系数。

滚动转子所受气体力为^{[17]15}:

$$F_p = 2R_{ro} L_{ro} (p_c - p_s) \sin [(\theta + \alpha) / 2] \times 10^{-3} \quad (8)$$

式中: θ 为主轴转角。

转子与滑片之间的摩擦力矩为^{[17]17}:

$$M_v = \text{sgn}(V_{br}) u_v F_{vv} R_{ro} \times 10^{-3} \quad (9)$$

式中: R_{ro} 为转子外半径。

其中,滑片与转子的相对运动速度 V_{br} 为^{[17]23}:

$$V_{br} = (e \cos \theta / \cos \alpha) \omega \times 10^{-3} \quad (10)$$

式中: e 为偏心距; ω 为主轴角速度。

主轴承载力 F_j 为^{[17]16}:

$$F_j = \sqrt{F_r^2 + F_\theta^2} \quad (11)$$

其中:

$$F_r = F_p \cos [(\theta + \alpha) / 2] - F_{vv} \cos(\theta + \alpha) - \mu_v F_{vv} \sin(\theta + \alpha) + F_e \quad (12)$$

$$F_\theta = -F_p \sin [(\theta + \alpha) / 2] + F_{vv} \sin(\theta + \alpha) - \mu_v F_{vv} \cos(\theta + \alpha) \quad (13)$$

其中,转子偏心轮的离心力为:

$$F_e = W_p e \omega^2 \times 10^{-3} \quad (14)$$

式中: W_p 为转子偏心轮质量。

主轴与轴承之间的摩擦力矩为:

$$M_j = u_j F_j R_j \times 10^{-3} \quad (15)$$

式中: μ_j 为主副轴承与主轴的摩擦系数; W_p 为转子偏心轮质量。

2.2 各摩擦副摩擦功耗计算模型

该节主要是对微型滚动转子压缩机各摩擦副摩擦功耗的计算模型进行介绍。各摩擦副的摩擦损失需要利用摩擦副摩擦力矩与两部件之间的相对运动速度来计算。

滚动转子与滑片之间的摩擦功耗为:

$$L_{vt} = F_{vt} V_{br} \quad (16)$$

滑片与滑片槽的摩擦功耗为:

$$L_{rt} = u_s (F_{R11} + F_{R12}) c_v \quad (17)$$

其中,滑片与滑片槽的相对运动速度 c_v 为:

$$c_v = R_{cy} \varepsilon \omega \left\{ \sin \theta + \frac{1}{2} [\varepsilon / (1 - \varepsilon)] \sin 2\theta \right\} \quad (18)$$

式中: R_{cy} 为气缸内半径; ε 为偏心率。

主副轴承的摩擦功耗为:

$$L_j = M_j \omega \quad (19)$$

3 摩擦损失计算结果与分析

针对一台排气容积为 2 cm^3 的微型滚动转子压缩

机,笔者运用上述数学模型进行数值模拟。

微型滚动转子压缩机主要结构参数:气缸内半径 $R_{cy} = 12.3 \text{ mm}$;转子外半径 $R_{ro} = 10.4 \text{ mm}$;气缸长度 $L_{ro} = 15.2 \text{ mm}$;主轴半径 $R_p = 4.2 \text{ mm}$ 。主要工况参数:吸气压力 $P_s = 377.2 \text{ kPa}$;排气压力 $P_d = 1\,469.8 \text{ kPa}$;转速 $n = 4\,500 \text{ r/min}$ 。

3.1 力学分析结果

压缩机排气腔压力随主轴转角的变化如图 3 所示。

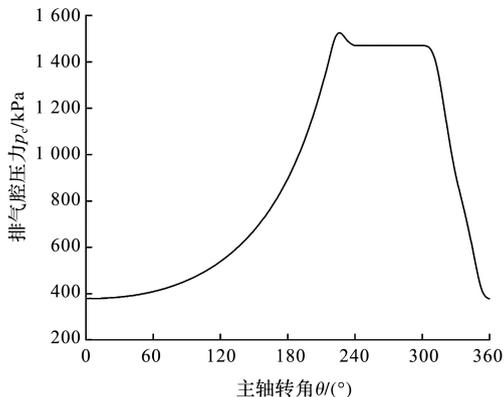


图 3 排气腔压力随主轴转角的变化

Fig. 3 Variation of contact force between piston and sliding plate with rotational angle

由图 3 可知:当主轴转角达到 227° 时,排气腔压力达到最大值;当主轴转角达到 305° 时,排气过程结束,因泄漏导致排气腔压力下降。

转子与滑片的接触力随主轴转角的变化如图 4 所示。

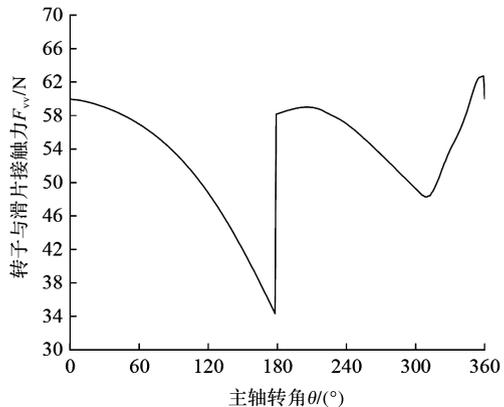


图 4 转子与滑片接触力随主轴转角的变化

Fig. 4 Variation of contact force between piston and sliding plate with rotational angle

由图 4 可知:在主轴转角为 180° 、 312° 和 360° 时,转子与滑片接触力会发生突变,其中当主轴转角为 312° 时,发生突变的原因是排气腔内容积变化率变慢,泄漏导致排气腔内压力下降,增大了滑片对转子的接

触力;

当主轴转角为 180° 和 360° 时,发生突变的原因是滑片运动方向发生变化,因此,滑片与滑片槽的摩擦力方向发生了改变。

滚动转子所受气体力 F_p 和主轴承力 F_z 随主轴转角的变化如图 5 所示。

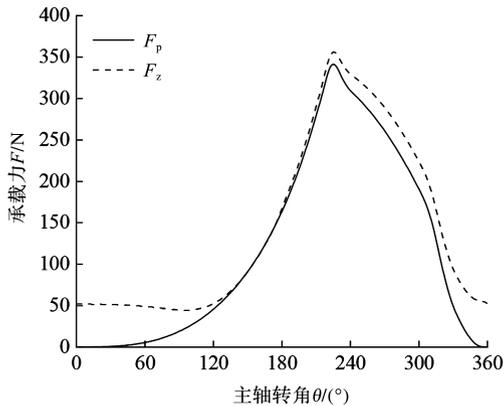


图 5 转子气体力及主轴承力随主轴转角的变化
Fig. 5 Variation of piston gas force with rotational angle

由图 5 可知:当工作腔达到排气压力时,气体力和主轴承力达到最大值,主轴承力主要受气体力、滑片对转子的作用力和曲轴转子的旋转惯性力影响,其中影响最大的是气体力。

3.2 主要摩擦损失分析

主要摩擦副摩擦功耗随主轴转角的变化规律如图 6 所示。

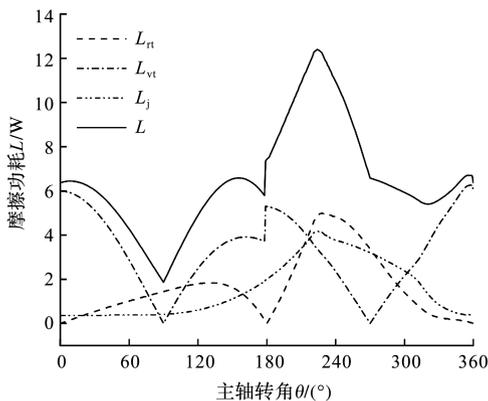


图 6 各摩擦副摩擦功耗随主轴转角的变化
Fig. 6 ariation of friction power consumption of each friction pair with rotational angle

由图 6 可知:各摩擦副摩擦功耗中占比最大的是滑片与转子的摩擦功耗,占总摩擦功耗的 50%;滑片与滑片槽的摩擦功耗和轴承摩擦功耗占比相当,分别占总摩擦功耗的 25.7% 和 24.3%。

各摩擦副摩擦功耗随排气压力的变化规律如图 7 所示。

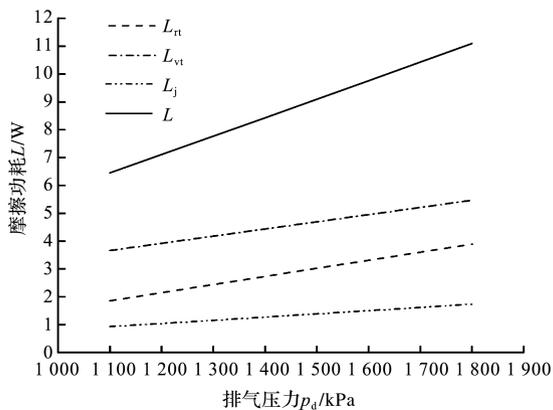


图 7 各摩擦副摩擦功耗随排气压力的变化

Fig. 7 Variation of friction power consumption of each friction pair with discharge pressure

由图 7 可知:排气压力从 1 100 kPa 提高到 1 800 kPa,滑片与滑片槽的摩擦功耗从 1.9 W 升高到 3.9 W,升高了 105.3%;滑片与转子的摩擦功耗从 3.7 W 升高到 5.5 W,升高了 48.6%;主副轴承的摩擦功耗从 0.9 W 升高到 1.7 W,升高了 88.9%;总摩擦功耗从 6.5 W 升高到 10.9 W,升高了 67.7%。

由此可见,排气压力的改变对滑片与转子的摩擦功耗影响最大。产生该现象的主要原因是:排气压力的升高直接增大了滑片水平方向的气体力,增大了滑片与滑片槽的支反力与摩擦力,使该处的摩擦功耗明显升高;排气压力的升高也提高了滑片背压,增大了滑片对转子的摩擦力,该处的摩擦功耗升高;排气压力的升高还增加了转子的气体力和主轴承承载力,增大了主副轴承的摩擦功耗。

各摩擦副摩擦功耗随滑片厚度的变化规律如图 8 所示。

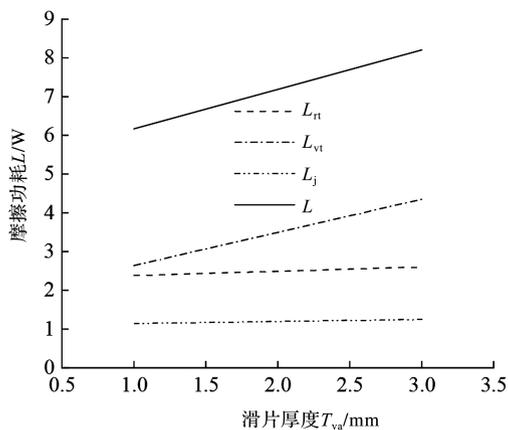


图 8 各摩擦副摩擦功耗随滑片厚度的变化

Fig. 8 Variation of friction power consumption of each friction pair with the thickness of the sliding plate

由图 8 可知:滑片与转子的摩擦功耗随滑片厚度的增大而明显增大,滑片厚度从 1 mm 提高到 3 mm,

滑片与转子的摩擦功耗从 2.6 W 升高到 4.3 W,升高了 65.4%。这是因为滑片厚度的增大,增大了滑片的背压,从而增大了滑片与转子摩擦力。

滑片与转子摩擦力的增大同样增大了滑片与滑片槽的支反力,造成该处摩擦副的摩擦功耗增大,滑片与滑片槽的摩擦损耗从 2.4 W 增大到 2.6 W,增大了 8.3%。

滑片背压的增大会影响主轴承承载力,主副轴承的摩擦功耗从 1.1 W 增大到 1.2 W,增大了 9.1%。总摩擦功耗从 6.1 W 增大到 8.1 W,增大了 32.8%。

各摩擦副摩擦功耗占比随滑片厚度的变化规律如图 9 所示。

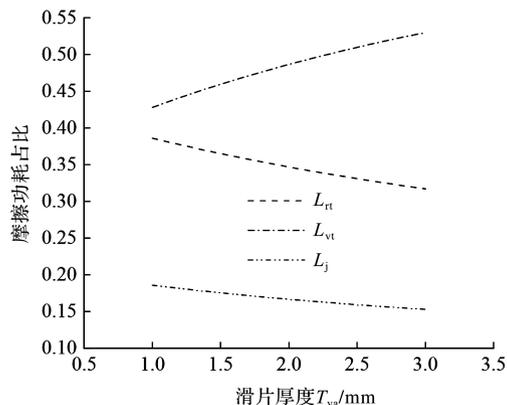


图 9 各摩擦副摩擦功耗占比随滑片厚度的变化

Fig. 9 Variation of friction power consumption proportion of each friction pair with the thickness of the sliding plate

由图 9 可知:由于滑片与转子的摩擦功耗随滑片厚度的增大变化非常明显,因此该处的摩擦损耗占比明显提高,滑片厚度从 1 mm 提高到 3 mm;滑片与转子的摩擦功耗占比从 42.8% 增大到 53%;滑片与滑片槽的摩擦功耗占比从 38.6% 降低到 31.7%;主副轴承摩擦功耗占比从 18.6% 降低到 15.3%。

各摩擦副摩擦功耗和气缸长度随偏心率的变化规律如图 10 所示。

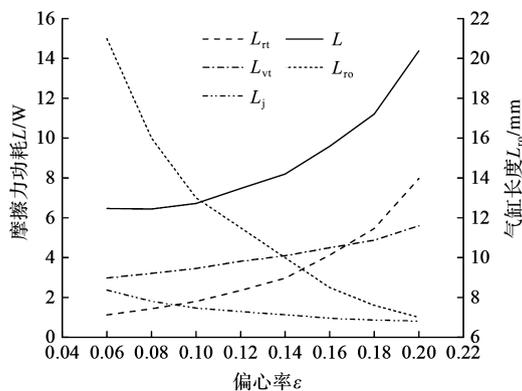


图 10 各摩擦副摩擦功耗和气缸长度随偏心率的变化

Fig. 10 Variation of friction power consumption and cylinder length of each friction pair with eccentricity

由图 10 可知:保持工作腔容积和气缸内径不变,当偏心率从 0.06 到 0.2 变化时,滑片与滑片槽的摩擦功耗从 1.1 W 增大到 8 W,增大了 6.3 倍。滑片与滑片槽的摩擦功耗随偏心率的增大显著增大,这是由于偏心率的增大使滑片水平方向的气体力增大,导致滑片与滑片槽的摩擦力显著增大。滑片与转子的摩擦功耗从 3 W 增大到 5.6 W,增大了 86.7%。滑片与转子的摩擦功耗随偏心率的增大而增大,这是因为偏心率的增大使转子与滑片的相对运动速度增加。

主副轴承的摩擦功耗从 2.4 W 降低到 0.8 W,降低了 66.7%。主副轴承的摩擦功耗随偏心率的增大而减小,这是因为偏心率的增大使气缸长度减小,轴承的承载力降低,从而减小了轴承的摩擦功耗。总摩擦功耗从 6.5 W 增大到 14.4 W,增大了 121.5%。

总之,改变偏心率对总摩擦功耗的影响非常大。当偏心率从 0.08 提高到 0.14 时,微型滚动转子压缩机总摩擦功耗从 6.5 W 升高到 8.2 W,升高了 26.2%,同时,气缸长度从 21 mm 降低到 10 mm,降低了 52.4%;当偏心率从 0.14 提高到 0.2 时,微型滚动转子压缩机总摩擦功耗从 8.2 W 升高到 14.4 W,升高了 75.6%;同时,气缸长度从 10 mm 降低到 7 mm,降低了 30%。偏心率高于 0.14,摩擦功耗会明显增大,偏心率低于 0.08,气缸长度会明显增加。

综上所述,考虑到气缸长度不能过长,摩擦损失尽可能低,偏心率取值在 0.14 左右较为合理。

各摩擦副摩擦功耗占比随偏心率的变化规律如图 11 所示。

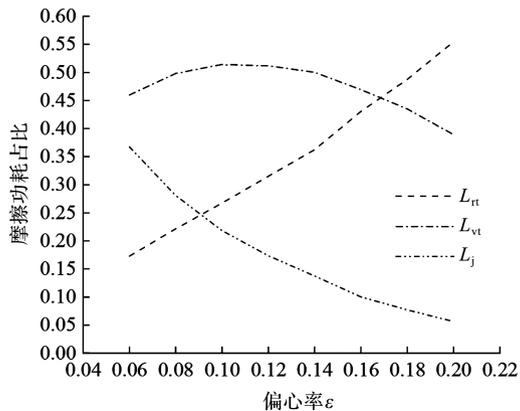


图 11 各摩擦副摩擦功耗占比随偏心率的变化
Fig. 11 Variation of the proportion of friction power consumption of each friction pair with eccentricity

由图 11 可知:滑片与滑片槽的摩擦功耗占比随偏心率的增大明显增大,偏心率在 0.06 ~ 0.1 变化时,气缸长度减小的幅度很大,主副轴承摩擦损耗占比在该区间减小的幅度较大,滑片与转子的摩擦功耗随偏

率的增大而增大,其占比也在该区间有所提高,最高占比达到 51.4%。

但是当偏心率大于 0.1 以后,气缸长度减小的幅度变小,主副轴承摩擦功耗占比下降的速度变小,滑片与滑片槽的摩擦功耗增大的幅度变大,滑片与转子的摩擦功耗占比开始下降。

各摩擦副摩擦功耗随相对气缸长度的变化规律如图 12 所示。

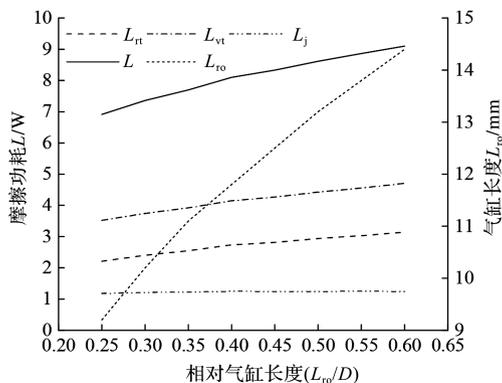


图 12 各摩擦副摩擦功耗随相对气缸长度的变化
Fig. 12 Variation of friction power consumption of each friction pair with aspect ratio

由图 12 可知:保持工作腔容积和偏心距恒定,相对气缸长度从 0.25 到 0.6 变化时,滑片与滑片槽的摩擦功耗从 2.2 W 升高到 3.1 W,提高了 40.9%;转子与滑片的摩擦功耗从 3.5 W 升高到 4.7 W,提高了 34.3%。虽然气缸长度随着相对气缸长度的增大而增大,但是转子的内径在减小,因此主轴承承载力变化不大,主副轴承的摩擦功耗变化很小。总摩擦功耗从 6.9 W 升高到 9.1 W,增大了 31.9%。

各摩擦副摩擦功耗占比随相对气缸长度的变化规律如图 13 所示。

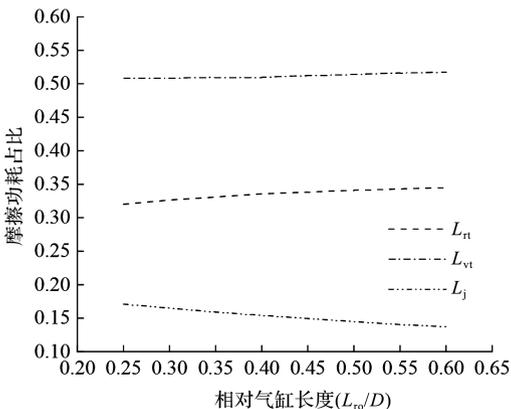


图 13 各摩擦副摩擦功耗占比随相对气缸长度的变化
Fig. 13 Variation of friction power consumption proportion of each friction pair with aspect ratio

由图 13 可知:滑片与转子的摩擦功耗、滑片与滑

片槽的摩擦功耗占比随着相对气缸长度的增大而增大,主副轴承的摩擦功耗占比随着相对气缸长度的增大而减小,但是总体变化较小。

4 结束语

笔者针对制冷量为300 W的微型无油滚动转子压缩机,研究了其主要部件的受力及摩擦功耗情况;在控制微型无油滚动转子压缩机工作容积不变的前提下,分别改变排气压力、滑片厚度、压缩机偏心率、压缩机相对气缸长度,观察了压缩机主要摩擦副摩擦功耗的变化及其占比的变化情况。

研究得出以下结论:

1)当排气压力从1 100 kPa提高到1 800 kPa时,微型无油滚动转子压缩机主要摩擦副当中摩擦功耗变化最大的是滑片与滑片槽的摩擦功耗,该处的摩擦功耗从1.9 W升高到3.9 W,升高了105.3%;总摩擦功耗从6.5 W升高到10.9 W,升高了67.7%;

2)当滑片厚度从1 mm提高到3 mm时,微型无油滚动转子压缩机主要摩擦副当中摩擦功耗变化最大的是滑片与转子的摩擦功耗,该处摩擦功耗从2.6 W升高到4.3 W,升高了65.4%,其余摩擦副摩擦功耗变化幅度不足10%;总摩擦功耗从6.1 W增大到8.1 W,增大了32.8%;

3)保持工作腔容积和气缸内径不变,偏心率从0.06增大到0.2,滑片与滑片槽的摩擦功耗明显增大,从1.1 W增大到8 W,增大了6.3倍;滑片与转子的摩擦功耗从3 W增大到5.6 W,增大了86.7%;主副轴承的摩擦功耗从2.4 W降低到0.8 W,降低了66.7%;总摩擦功耗从6.5 W增大到14.4 W,增大了121.5%;偏心率为0.1时,滑片与滑片槽的摩擦功耗占比最大,达到了51.4%。考虑到气缸长度尽可能短,摩擦功耗又不能太高,偏心率控制在0.14左右比较合理;

4)保持工作腔容积和偏心距恒定,相对气缸长度从0.25增大到0.6。滑片与滑片槽的摩擦功耗从2.2 W升高到3.1 W,提高了40.9%;转子与滑片的摩擦功耗从3.5 W升高到4.7 W,提高了34.3%;主副轴承的摩擦功耗变化很小,总摩擦功耗从6.9 W升高到9.1 W,增大了31.9%。各个摩擦副摩擦功耗占比变化很小。

综上所述,微型无油滚动转子压缩机的摩擦损失改善效果顺序依次为:改善偏心率>改善滑片厚度>改善相对气缸长度。

在后续的研究中,笔者将考虑开展实验,对上述分析结果进行验证,并在微型无油滚动转子压缩机采用

不同制冷剂的情况下,研究其主要摩擦副摩擦功耗的变化规律。

参考文献(References):

- [1] YANG Bin, DING Xin, WANG Fa-ming, et al. A review of intensified conditioning of personal micro- environments: moving closer to the human body [J]. Energy and Built Environment, 2021, 2(3): 260-270.
- [2] 祁成武,尹本浩,王延,等.基于压缩制冷的便携式特种电子设备冷却系统[J].制冷学报,2017,38(1):95-99,112.
QI Cheng-wu, YI Beng-hao, WANG Yan, et al. A portable cooling system based on compression refrigeration [J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1): 95-99, 112.
- [3] ZHONG Xiao-hui, GOU Yu-jun, WU Yu-ting, et al. Development and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration equipment [J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2008, 51(5): 632-640.
- [4] SOKUCU M H, OZDEMIR M R. Experimental study on micro refrigeration system for cooling of electronic chips [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(6): 85-89.
- [5] WU Zhi-hui, DU R. Design and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration system for electronics cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(2-3): 385-390.
- [6] 苟哲铭,魏震,颜少航,等.微型制冷系统研究进展[J].制冷学报,2020,41(1):1-9.
GOU Zhe-ming, WEI Zhen, YAN Shao-hang, et al. Review of miniature refrigeration system [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(1): 1-9.
- [7] 桑岱,孙淑凤,王立.主动式冷却系统微型化发展现状[J].低温与超导,2011,39(4):53-60.
SANG Dai, SUN Shu-feng, WANG Li. A review to development of the miniature active cooling system for thermal management [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2011, 39(4): 53-60.
- [8] 周树光.微型滚动转子式压缩机的研制和数值模拟[D].唐山:河北联合大学冶金与能源学院,2012.
ZHOU Shu-guang. Development and Numerical Simulation of the Miniature Rolling Rotor Compressor [D]. Tangshan: School of Metallurgy and Energy, Hebei United University, 2012.
- [9] 张惠铭,杨山举,单筱军,等.基于滚动转子压缩机微型制冷系统的研究进展分析[J].制冷与空调,2023,23(1):68-74.
ZHANG Hui-ming, YANG Shan-ju, SHAN Xiao-jun, et al. Research progress of miniature refrigeration system based on rolling rotor compressor [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2023, 23(1): 68-74.
- [10] 耿爱农,耿葵花,李辛沫,等.新型摇摆活塞式无油润滑空气压缩机的研究[J].中国机械工程,2011,22(18):2186-2190,2202.
GENG Ai-nong, GENG Kui-hua, LI Xin-mo, et al. Research on a new type wobble piston oil-free air compressor [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22

- (18):2186-2190,2202.
- [11] 彭 斌,赵生显,李要红. 新型无油涡旋压缩机性能[J]. 中国机械工程,2018,29(24):2917-2924.
PENG Bin, ZHAO Sheng-xian, LI Yao-hong. Performances of new oil-free scroll compressors[J]. China Mechanical Engineering,2018,29(24):2917-2924.
- [12] 李 伟,潘 曦,饶金强,等. 空调用摆动转子压缩机摩擦损失分析[J]. 制冷与空调,2019,33(3):287-292.
LI Wei, PAN Xi, RAO Jin-qiang, et al. Analysis of friction losses of swing compressors for air conditioning[J]. Refrigeration and Air Conditioning,2019,33(3):287-292.
- [13] YANAGISAWA T, SHIMIZU T, CHU I, et al. Motion Analysis of Rolling Piston in Rotary Compressor [C]// Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, Purdue,1982:185-192.
- [14] 马国远. 滚动活塞式压缩机的动力计算[J]. 广东机械学院学报,1994,1(4):92-100.
MA Guo-yuan. Dynamic calculation of rolling piston compressor[J]. Journal of Guangdong Mechanical Institute, 1994,1(4):92-100.
- [15] 张华俊,冯倩莹,高玉学,等. 空调用滚动转子式压缩机动力分析[J]. 流体机械,1998,27(11):46-51.
ZHANG Hua-jun, FENG Qian-ying, GAO Yu-xue, et al. Dynamic analysis of rolling rotor compressors for air conditioning[J]. Fluid Machinery,1998,27(11):46-51.
- [16] WU Jian-hua. Dynamic Analysis of Roller and Vane of Inverter Controlled Rotary Compressors [C]//International Compressor Engineering Conference,2000:1394.
- [17] 李爱国. 滚动转子式压缩机活塞异常磨损的研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2014.
LI Ai-guo. Research on the Abnormal Wear of the Rotary Compressor's Roller [D]. Shanghai: School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University,2014.
- [18] 马一太,田 华,李敏霞. CO₂ 双级滚动转子压缩机不可逆损失分析[J]. 工程热物理学报,2012,33(2):181-185.
MA Yi-tai, TIAN Hua, LI Min-xia. Analysis on the irreversible loss of CO₂ two stage rolling piston compressor [J]. Journal on Engineering Thermophysics,2012,33(2):181-185.
- [19] 张 静. 无油润滑涡旋压缩机的摩擦学问题研究[D]. 兰州:兰州理工大学石油化工学院,2012.
ZHANG Jing. Study on The Tribological Problems of Oil-free Scroll Compressor [D]. Lanzhou: School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology,2012.
- [20] 张振宏. 无油涡旋压缩机的摩擦损失特性分析[D]. 兰州:兰州理工大学石油化工学院,2022.
ZHANG Zhen-hong. Friction Loss Characteristic Analysis of Oil-free Scroll Compressor [D]. Lanzhou: School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology,2022.
- [21] 彭 斌,郝红梅,朱永军. 无油涡旋压缩机的动力特性与摩擦损失分析[J]. 机械设计与制造工程,2018,47(12):96-100.
PENG Bin, HAO Hong-mei, ZHU Yong-jun. Dynamic characteristics and friction loss analysis of oil-free scroll compressor [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering,2018,47(12):96-100.
- [22] 张赣波. 双泵体多气缸旋转式压缩机低振动技术研究[J]. 流体机械,2023,51(11):43-50.
ZHANG Gan-bo. Research on low vibration technology of double pump multi cylinder rotary compressor [J]. Fluid Machinery,2023,51(11):43-50.
- [23] 刘美红,许嘉辉,康宇驰,等. 高预旋下刷式密封泄漏和转子动力特性[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(10):1030-1036,1050.
LIU Mei-hong, XU Jia-hui, KANG Yu-chi, et al. High pre rotation brush seal leakage and rotor dynamic characteristics [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(10):1030-1036,1050.
- [24] 李 琴,王 硕,王智勇,等. 热-机耦合作用下压缩机气缸形变效应评价[J]. 流体机械,2023,51(7):39-45.
LI Qin, WANG Shuo, WANG Zhi-yong, et al. Evaluation of compressor cylinder deformation effect under thermo mechanical coupling [J]. Fluid Machinery,2023,51(7):39-45.
- [25] 连加梯,吴鑫焱,黎义斌,等. 弹性转子油气混输泵的非线性动力学研究[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(12):1203-1211.
LIAN Jia-dong, WU Xin-yi, LI Yi-bin, et al. Nonlinear dynamic study of elastic rotor oil gas mixed transport pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(12):1203-1211.
- [26] MI Jin-tai, MENG Yong-gang. Numerical analyses of hydrodynamic lubrication and dynamics of the rolling piston and crankshaft in a rotary compressor [J]. Tribology Transactions,2014,57(6):1136-1147.
- [27] YANG J S, MEI Lu, NOH K Y, et al. A sensitivity study of size parameters in a twin-type rolling piston compressor [J]. International Journal of Refrigeration,2013,36(3):786-794.
- [28] 肖剡韬,惠 虎,黄 淞. 含微磨损缺陷蒸发器传热管爆破压估算方法[J]. 压力容器,2023,40(9):31-36,44.
XIAO Yan-tao, HUI Hu, HUANG Song. Prediction method on bursting pressure of steam generator tube with fretting defects [J]. Pressure Vessel Technology,2023,40(9):31-36,44.
- [29] ITO Y, HATTORI H, MIURA K, et al. Mixed lubrication analysis of vane sliding surface in rotary compressor mechanisms [J]. Tribology Online,2007,2(3):73-77.

本文引用格式:

孙效航,杨启超,史本林,等. 微型无油滚动转子压缩机的动力特性与摩擦损失分析[J]. 机电工程,2024,41(8):1447-1454.

SUN Xiaohang, YANG Qichao, SHI Benlin, et al. Analysis on dynamic characteristics and friction loss of miniature oil-free rolling piston compressor[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024,41(8):1447-1454.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>