doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.008

非对称腔微型无油涡旋空压机性能研究

张羽丰[1],王宇轩[1],赵远扬[1],李连生[1],何鸿斌[2]
(1.青岛科技大学 机电工程学院,山东青岛 266061;2.合肥波林新材料股份有限公司,合肥 200012)

摘　要:针对非对称腔微型无油涡旋空气压缩机排气损失较为严重的问题,给出了根据 2 个工作腔的内容积比设计排气孔的方法。利用 CFD 仿真方法,分析了不同间隙和海拔高度下非对称腔涡旋压缩机内部流场特性和性能变化规律,并进行了试验验证。结果表明:新设计的排气孔能够减少 17.85% 的过压缩量,减少了排气损失;当径向间隙从 10 μm 增大到 30 μm 时,压缩机容积效率从 89.68% 下降到 16.02%,等熵效率从 78.69% 降低到 32.84%;对流量、功率等主要性能参数进行试验,得到试验质量流量与模拟结果的最大误差为 9.09%,功率在排气压力为 0.26 MPa 时的最大误差为 8.90%。相关结果对于降低非对称腔涡旋压缩机的排气损失有参考意义。

关键词:非对称腔涡旋空压机;排气孔;性能模拟;变工况特性
中图分类号:TH138　　**文献标志码:**A

Performance study of oil-free miniature scroll air compressor with asymmetric working chambers

ZHANG Yufeng[1], WANG Yuxuan[1], ZHAO Yuanyang[1], LI Liansheng[1], HE Hongbin[2]
(1.College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China;
2.Hefei Bolin New Material Co., Ltd., Hefei 200012, China)

Abstract: For the problem of serious exhaust loss of miniature oil-free scroll air compressor with asymmetric working chambers, the design method of the exhaust port was given according to the inner volume ratio. The effects of the internal flow field characteristics and performance variations of the scroll compressor with asymmetrical chambers under different clearances and altitude were analyzed by CFD method and verified experimentally. The results show that the new exhaust port can reduce the amount of over-compression by 17.85% and reduce exhaust losses. When the radial clearance increases from 10 μm to 30 μm, the compressor volumetric efficiency decreases from 89.68% to 16.02% and the isentropic efficiency decreases from 78.69% to 32.84%. Experimental results on main performance such as flow and power etc. show that the maximum error between the experimental mass flow rate and the simulation result is 9.09%, and the maximum error of the power at an exhaust pressure of 0.26 MPa is 8.90%. The relevant results are of reference significance for reducing the exhaust loss of scroll compressors with asymmetric working chambers.

Key words: scroll air compressor with asymmetric working chambers; exhaust port; performance simulation; variable operating conditions; experimental verification

0　引言

涡旋压缩机作为一种容积式压缩机,具有效率高,噪声低,零部件少和体积小等优点,已广泛应用于制冷空调和动力工程领域[1-6]。近年来,涡旋压缩机的应用逐渐拓展到其他领域,如燃料电池空气管理系统、燃料气体压缩、电力增压、医疗呼吸辅助系统等[5-10],且微小型化是其重要发展方向之一。众多学者针对微型涡旋压缩机展开了大量的研究[11-15]。

在涡旋压缩机的结构方面,ZHAROV 等[16]推导了涡旋压缩机吸气腔体积计算方法。WANG 等[17]提出了渐开线修正线。涡旋齿的型线对压缩机的性能有着重要影响,有学者提出通过构造变壁厚涡旋齿使涡旋压缩机的工作性能提升的方法[18-22]。詹振乾等[23]研究发现,对于对称圆弧修正型线,可开设排气孔的区域随着高度和节距的增大而减小,节距的变化对该区域面积变化的

收稿日期: 2024－05－20　**修回日期:** 2024－08－02
基金项目: 山东省泰山学者计划项目(tsqn201812073)

影响更明显。

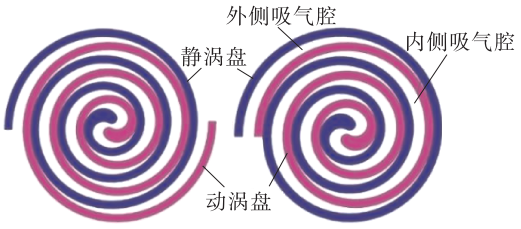
但以上研究都是基于传统对称腔涡旋压缩机，为了进一步减小压缩机体积，CHOI[24]提出了一种非对称腔涡旋压缩机结构，将静涡盘的外圈多延伸 180°，但此结构的排气损失较为严重。PARK 等[25-26]提出了一种变壁厚的非对称涡旋结构，能够提高进气量，但型线修正较为复杂。曹晨燕[27]通过对非对称涡旋压缩机涡旋齿的构建，保证了两组工作腔内容积比相等，降低了排气过程中的不可逆损失，但该结构的内容积比与传统结构相比较低。王贤文[28]提出通过缩短动涡盘齿端中心线可以减少排气损失，但并未深入分析该结构的流场分布特性及径向间隙的影响。

针对以上问题，本文提出了一种合理设计排气孔来降低排气损失的方法，建立了新排气孔的非对称腔涡旋压缩机结构模型，与传统圆形排气孔的工作性能进行对比，并分析该结构下的流场分布特性以及径向间隙对出口压力、温度和流量等的影响规律，为降低非对称腔涡旋压缩机排气损失提供了参考。

1 非对称腔涡旋压缩机几何模型

1.1 对称与非对称腔模型对比

通常涡旋压缩机的动、静涡盘在结构上是对称的，二者相位差 180°啮合，其工作腔为一对对称的工作腔，如图 1（a）所示，而非对称腔涡旋压缩机的动、静涡盘结构存在差异，如图 1（b）所示。



（a）对称结构 （b）非对称结构

图 1 对称和非对称腔涡旋压缩机结构

Fig.1 Scroll compressors with symmetric and asymmetric working chambers

传统对称腔涡旋压缩机的动涡盘外圈比非对称腔的动涡盘多延伸了 180°，且吸气过程两侧的吸气腔同时进行吸气，而非对称腔涡旋压缩机的外侧和内侧吸气腔是交替完成吸气。以吸气容积同为 3 cm^3 的涡旋压缩机为例，在其他型线参数不变的前提下，如果非对称腔结构涡圈区域的最大直径为 43.75 mm，而对称腔结构最大直径可达 48.53 mm，即非对称腔结构的最大直径比对称腔结构的直径小了 5 mm（约 10%），说明非对称结构提高了空间利用率，更适用于微型化。

1.2 非对称腔涡旋压缩机排气孔设计

由于非对称腔涡旋压缩机的两组工作腔的吸气容积并不相同，而压缩终了容积相同（型线不修正时），所以两个工作腔的内容积比不相等，导致两个工作腔始终存在压差，在排气过程中两种压力气体互相混合。为了降低压缩功，可以通过修正涡盘型线、合理设计排气孔等方法，保证两个工作腔在压缩过程结束时内部气体的压力均等于排气压力。

内容积比 V 定义为：

$$V = V_s / V_d \tag{1}$$

式中，V_s 为吸气容积；V_d 为压缩过程结束时容积。

非对称腔涡旋压缩机的吸气容积和压缩过程结束时容积的表达式为：

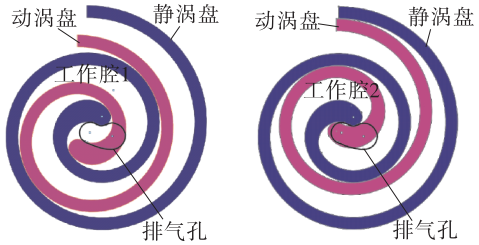
$$V_s = \frac{\pi P\left(P-2t\right)H\left(2n-1\right)}{2} \tag{2}$$

$$V_d = \frac{\left[2\left(\Phi_E-\theta\right)-3\pi\right]PH\left(P/2-t\right)}{2} \tag{3}$$

式中，P 为节距；t 为壁厚；H 为涡盘高度；n 为压缩腔对数；Φ_E 为渐开线最终展角；θ为开始排气角。

如图 2 所示，令工作腔 1 和工作腔 2 的内容积比相等，则：

$$V_1 = V_2 = V_s / V_d \tag{4}$$



（a）工作腔 1 （b）工作腔 2

图 2 工作腔开始排气位置

Fig.2 Starting exhaust position of asymmetric working chambers

将式（2）和式（3）代入式（4）中，化简后可以得到开始排气角 θ 的表达式，即：

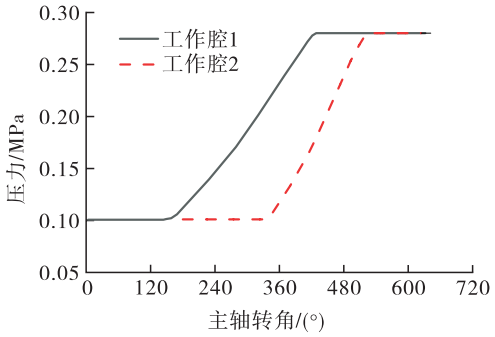
$$\theta = \Phi_E - \frac{1}{2}\left[\frac{2\pi\left(2n-1\right)}{V}+3\pi\right] \tag{5}$$

本文的内容积比取一定值 C，进而得到两个工作腔的开始排气角，并由此设计非对称腔涡旋压缩机的排气孔。

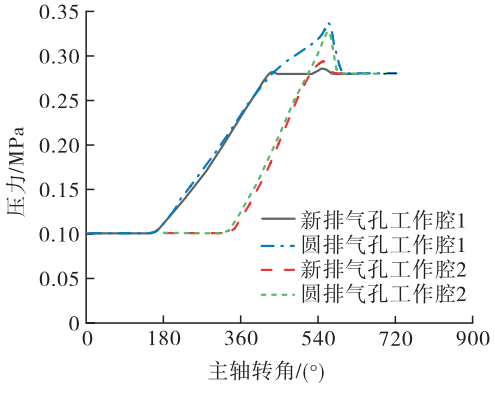
图 2（a）示出动涡盘处于工作腔 1 的开始排气角位置，随着压缩机主轴的转动，工作腔 1 将与排气孔相连通。此时工作腔 2 还未达到排气压力，继续压缩，当动涡盘移动到图 2（b）所示的位置时，工作腔 2 达到排气压力，随后与排气孔相连通。此时工作腔 1 仍旧处于排气过程。

设计排气孔时，在追求尽可能大的排气流通面积的同时，应保证排气孔始终与中心排气腔相连，且非排气时刻不与压缩腔相连通。

涡旋压缩机理想工作过程压力变化曲线如图 3（a）所示，在一个工作周期内，随着主轴转动，工作腔开始吸气，但两个工作腔的工作周期存在 180°的相位差，即吸气结束存在 180°相位差。分别进入压缩过程后，随着主轴转角增大，工作腔 1 先达到排气压力并与排气孔相连，主轴转角继续增加一定角度后，工作腔 2 开始与排气孔连通，整体压缩过程结束，进入排气过程。



（a）理想工作过程压力曲线



（b）不同排气孔压力曲线对比

图 3　气体压力随压缩机主轴转角的变化曲线

Fig.3　Variation curve of gas pressure with rotation angle of compressor spindle

传统圆形排气孔与新方法设计的排气孔对于排气压力的影响如图 3（b）所示，由图可知，采用传统圆形排气孔时，两个工作腔均存在明显过压缩情况，且工作腔 1 的过压缩程度大于工作腔 2，而新设计的排气孔能够明显减少过压缩情况，能够减少 17.85% 的过压缩量，降低排气损失。

2　压缩机性能分析模型

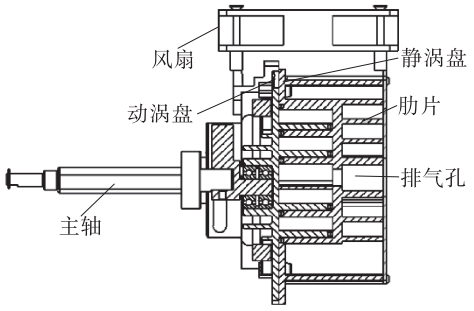
2.1　物理模型

本文所研究的压缩机的具体结构参数如表 1 所示，介质为空气，涡圈型线为基圆渐开线。图 4 示出所设计的非对称腔涡旋压缩机结构示意。在涡旋压缩机实际设计时，常采用密封条等密封措施降低轴向间隙影响，故本文建立了含径向间隙的流动模型。为了实现对压缩机排气温度的控制，特增加了风扇、肋片等强制对流换热装置。其流体域如图 5 所示，被划分为 3 个部分，分别为进气流体域、排气流体域和工作腔流体域。

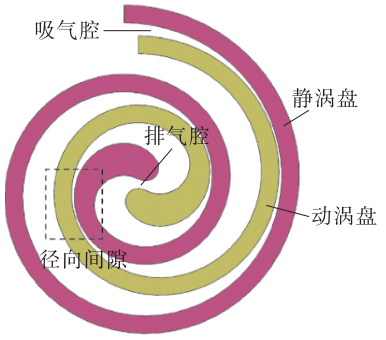
表 1　压缩机结构参数

Tab.1　Structural parameters of the compressor

参数	数值
吸气容积 /（$cm^3 \cdot r^{-1}$）	2.94
基圆半径 /mm	1.114 1
壁厚 /mm	1.80
节距 /mm	7.00
高度 /mm	13.00
动盘渐开线展角 /（°）	720.00
静盘渐开线展角 /（°）	900.00
回转半径 /mm	1.70



（a）轴向结构



（b）涡盘结构

图 4　压缩机设计结构示意

Fig.4　Schematic design diagram of compressor structure

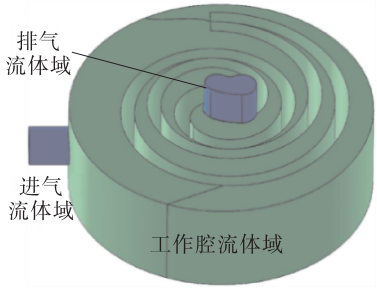


图 5 压缩机流体域示意

Fig.5 Schematic diagram of fluid domain

2.2 流体域网格划分

对非对称腔涡旋压缩机模型在软件中抽取的工作腔流体域进行网格划分，得到高质量的六面体结构化网格，对进、出口和径向间隙流体域部分，采用通用网格模块进行网格划分，得到高质量的六面体笛卡尔网格，随后与工作腔流体域部分建立交互面，实现各部分之间的数据传递。

对所划分的网格进行网格无关性检验，经计算，当网格数量约为 30 万时，计算效率和精度可以保证，此时压缩机的网格如图 6 所示。

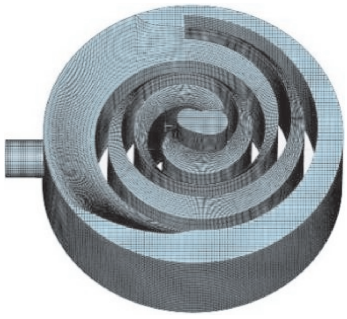


图 6 压缩机整体计算网格

Fig.6 Overall computational grids of the compressor

2.3 计算方法及边界条件

在进行三维瞬态数值模拟时，通过物性数据库调取空气的物性参数，导入到仿真软件中。入口温度设置为 20 ℃，压缩机转速设置为 3 000 r/min。进、出口的边界条件均使用压力边界条件，以家用氧气呼吸机用微型无油涡旋空压机为例，进口压力为 0.101 MPa，额定出口压力为 0.28 MPa。压力及速度的耦合方程用 SIMPLEC 算法求解，采用标准 k–ε湍流模型。

3 结果分析

对非对称腔涡旋压缩机在同一转速下，不同径向间隙时工作腔压力、出口温度和流量等参数的变化情况进行研究。

3.1 泄漏间隙的影响

3.1.1 压力变化

工作腔内工质压力随主轴转角及径向间隙的变化曲线如图 7 所示。在一个工作周期开始时，工作腔 1 始终比工作腔 2 提前 180°工作。工作腔 1 先完成吸气，主轴转角转过 180°后，工作腔 2 完成吸气，随后完成压缩过程，达到排气压力后开始排气。

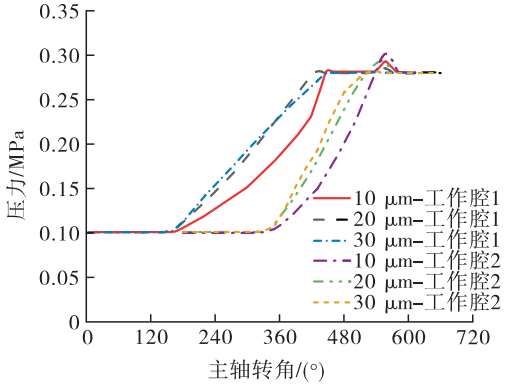


图 7 不同间隙下压力随主轴转角变化曲线

Fig.7 Variation curves of pressure with rotational angle of the spindle at different clearances

由图中可以看出，两组压缩腔均存在少量过压缩情况。工作腔 1 存在两次过压缩，当主轴转角达到排气角时，排气孔不能及时快速地完全打开，导致工作腔 1 内气体压力继续上升，引起少量的过压缩；工作腔 1 的第二次过压缩是由于其处于排气过程但工作腔 2 还未达到排气压力，工作腔 2 继续压缩导致动涡盘对排气孔有所覆盖所致，如若加大排气孔面积，则不能保证排气压力满足需求。当径向间隙为 10 μm 时，工作腔的过压缩程度最高；而径向间隙为 30 μm 时，则几乎无过压缩情况，但此时压缩腔内泄漏严重。

图 8 示出不同径向间隙下工作腔内气体在不同主轴转角时压力分布云图。

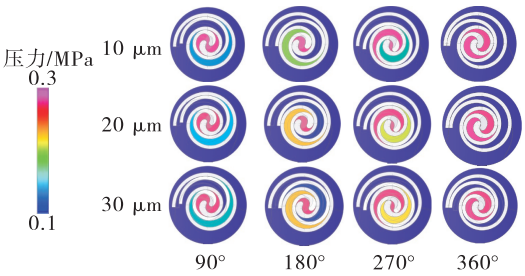


图 8 不同径向间隙下工作腔压力分布

Fig. 8 Pressure distribution in working chambers under different radial clearances

由图 8 可知，不同转角下不同径向间隙时，工作腔内的压力云图亦不同，径向间隙越大，工作腔内的整体压力越高，这是由于高压气体自中心区域通过径向间隙逐渐向低压区泄漏所致。

3.1.2 温度变化

图 9 示出不同径向间隙下工作腔内气体温度分布云图。由图可知，工作腔内气体温度分布并不对称，不同工作腔之间也存在温度差；同一工作腔越靠近中心，其温度越高。造成这种现象的原因在于径向间隙的存在导致部分高温高压气体泄漏到前一工作腔（低压腔），而泄漏至低压腔的气体再次被压缩，导致温度升高，功耗增大。工作腔 1 开始排气时，工作腔 2 仍处于压缩状态，排气腔中的高温高压气体也会泄漏到工作腔 2 中，所以工作腔 2 的压缩终了温度要高于工作腔 1，整个过程中最高温度出现在中心工作腔附近。

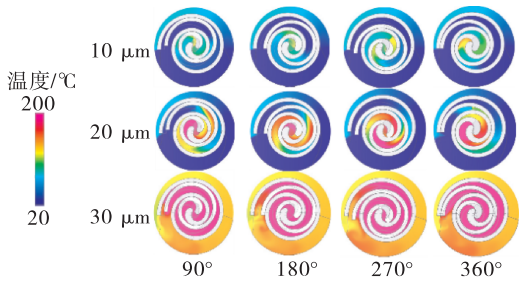


图 9 不同径向间隙下工作腔温度分布

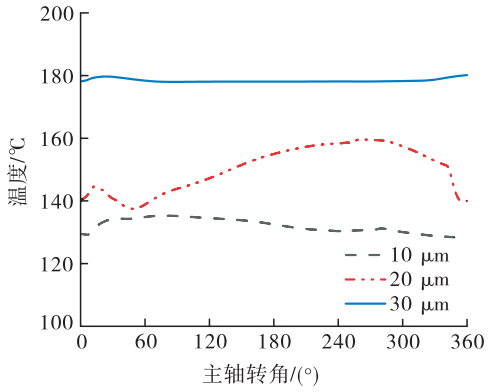
Fig.9 Temperature distribution in working chamber under different radial clearances

从模拟结果来看，随着径向间隙增大，工作腔内的空气整体温度逐渐升高，这是由于径向间隙越大，高温高压气体泄漏到前一工作腔（低压腔）的情况越严重。

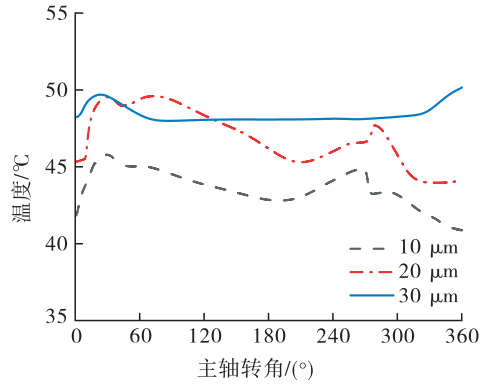
不同径向间隙时，工作腔内空气的排气温度随主轴转角的变化如图 10（a）所示。由图可知，不同径向间隙下的排气温度随间隙的增大而增大。在一个工作周期内，当径向间隙为 30 μm 时，平均排气温度为 178 ℃；当径向间隙为 20 μm 时，平均排气温度为 150 ℃；当径向间隙为 10 μm 时，平均排气温度为 132 ℃。

在绝热条件下排气温度较高，不利于呼吸机内氧气的分离和安全使用。为了解决这一问题，需对涡盘进行冷却，即采用强制对流散热的方式（增加风扇），且在静涡盘背面增设散热肋片，以实现对排气温度的控制。带强制对流散热的涡旋空压机散热风扇和肋片布置见图 4（a）。

加入散热条件后，空气的排气温度随主轴转角的变化如图 10（b）所示。由图可知，加入散热条件后 3 种径向间隙下的排气温度均能降至 45 ℃左右，其中，径向间隙为 30 μm 时，平均排气温度为 48.42 ℃；径向间隙为 20 μm 时，平均排气温度为 46.91 ℃；径向间隙为 10 μm 时，平均排气温度为 43.62 ℃。



（a）无散热



（b）加散热

图 10 排气温度随主轴转角变化曲线

Fig.10 Variation curves of exhaust temperature with rotational angle of spindle

3.1.3 出口流量变化

出口空气质量流量随主轴转角的变化曲线如图 11 所示。在不同的径向间隙下，非对称腔涡旋压缩机的空气出口质量流量均随主轴转角有较大波动，在一个工作周期内，出口质量流量呈先上升后下降的趋势。工作腔 1 达到排气压力开始排气时，排气孔逐渐打开，质量流量上升，但此时工作腔 2 未达到排气压力，工作腔 2 继续压缩，动涡盘对排气孔逐渐覆盖，质量流量逐渐降低，主轴转角为 250°左右时，排气孔几乎被完全覆盖，此时质量流量急剧下降，而部分排气孔暴露在低压压缩

腔，导致正在排气的高压气体回流到低压压缩腔中，使出口质量流量出现负值。下一秒工作腔 2 达到排气压力，工作腔 1 和 2 共同排气，质量流量又急剧上升。径向间隙越小，工作腔之间的泄漏越少，质量流量变化幅度越大。同时 3 种径向间隙下，平均质量流量随间隙减小而增大。当径向间隙为 10 μm 时，平均质量流量最大，为 1.55×10^{-4} kg/s；当径向间隙为 30 μm 时，平均质量流量最小，为 2.31×10^{-5} kg/s。

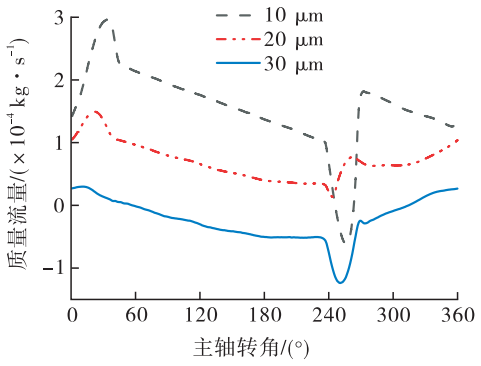


图 11 出口质量流量随主轴转角变化曲线

Fig.11 Variation curves of outlet mass flow rate with rotational angle of spindle

图 12 示出压缩机在不同径向间隙时容积效率的变化曲线。由图可知，随着径向间隙增大，压缩机的容积效率呈下降趋势，由于此涡旋空压机排量小且涡旋圈数少，径向间隙对于容积效率的影响明显，当径向间隙从 10 μm 增大到 30 μm 时，容积效率从 89.68% 下降到 16.02%，因此合理设计径向间隙对于提升容积效率有重要意义。

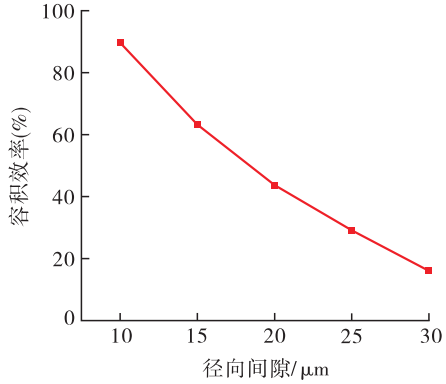


图 12 不同间隙下的容积效率

Fig.12 Volumetric efficiency under different clearances

3.1.4 功率变化

图 13 示出不同径向间隙下压缩机功率随主轴转角的变化曲线，3 种转速下的功率变化趋势相同，在一个周期内，功率呈现先下降后上升的趋势，其中径向间隙为 10 μm 时，功率变化幅度较大，平均功率为 21.61 W，径向间隙为 20，30 μm 时，平均功率分别为 21.23，21.07 W，由此可知，间隙越小，空气的质量流量越大，输入功率也越大，但比功率较小。

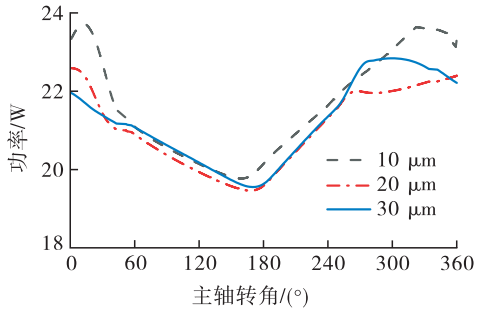


图 13 功率随主轴转角变化曲线

Fig.13 Variation curves of power with rotation angle

图 14 示出不同径向间隙下的等熵效率变化曲线。随着径向间隙增大，压缩机的等熵效率降低，当径向间隙从 10 μm 增大到 30 μm 时，等熵效率从 78.69% 下降到 32.84%。

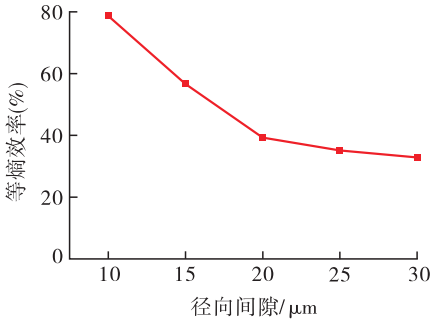


图 14 不同间隙下的等熵效率

Fig.14 Isentropic efficiency under different clearances

3.2 运行工况的影响

对压缩机在不同大气压力下的工作性能进行研究，其中径向间隙为 10 μm。图 15 示出压缩机吸气压力为 0.08 MPa（海拔 1 800 m）和 0.06 MPa（海拔 3 600 m）时工作腔压力随主轴转角的变化曲线，额定排气压力为 0.28 MPa。由图可知，由于内容积比一定，在两种低压吸气环境下，压缩机排气压力低于额定排气压力，但仍在制氧设备工作压力范围内。吸气压力为 0.08 MPa 时工作腔的压力随主轴转角变化曲线与 0.06 MPa 时相比更加平缓，但对于工作腔 2 而言，吸气压力越大，过压缩情况越明显，两种环境下过压缩量相差约 0.005 MPa。尽管压缩机能够在高海拔环境中运

行并达到所需排气压力，但相比于常压下，容积效率降低了。

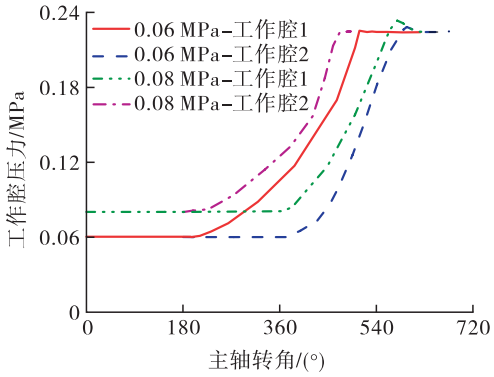


图 15　工作腔压力随主轴转角变化曲线

Fig.15　Variation curves of pressure with rotation angle of spindle

两种低压吸气环境下的进、出口质量流量变化曲线如图 16 所示。由图可知，两种吸气压力下进、出口质量流量波动情况大致相同，但吸气压力为 0.08 MPa 时进、出口质量流量均高于 0.06 MPa 时，且容积效率更高，为 72.56%。当主轴转角为 260°左右时，吸气压力为 0.06 MPa 的出口质量流量波动幅度更大。

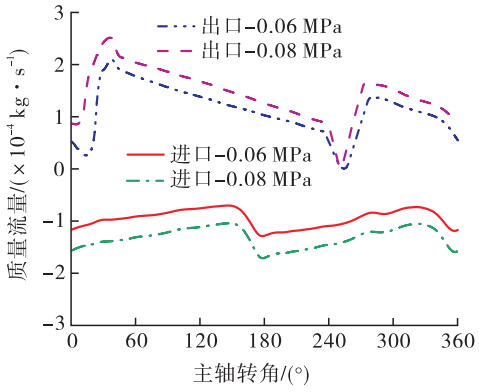


图 16　进出口质量流量随主轴转角变化曲线

Fig.16　Variation curves of inlet and outlet mass flow rate with rotational angle of spindle

3.3　试验验证

为了验证所构建的热力学模型和数值模拟的准确性，以及压缩机的实际工作性能，开发了无油涡旋空压机实验室样机（型线参数和结构分别见表 1 和图 4），样机的径向间隙控制在 10 μm 左右。样机及试验平台如图 17 所示。在进气压力为 0.101 MPa、初始温度为 28 ℃、转速为 3 000 r/min 工况下，测试了涡旋压缩机的性能，模拟结果与试验结果如表 2 所示。

表 2　模拟结果与试验结果比较

Tab.2　Comparison of simulation results with experimental results

排气压力 /MPa	排气温度 /℃		流量 /(L·min^{-1})		功率 /W	
	模拟	试验	模拟	试验	模拟	试验
0.24	42.70	39.00	5.92	5.70	31.26	31.68
0.26	46.50	41.00	5.85	5.40	34.98	38.40
0.30	50.30	39.80	5.83	5.30	42.36	40.32

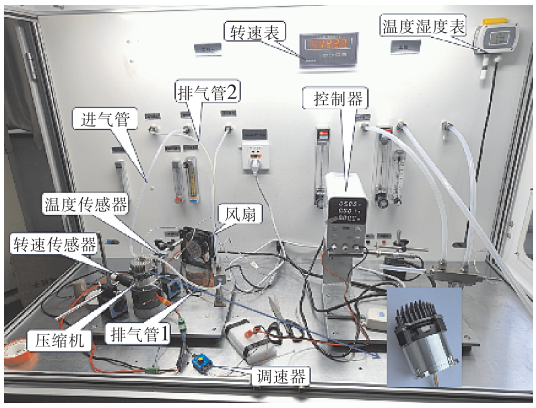


图 17　实验平台和样机照片

Fig.17　Photos of experimental platforms and prototypes

对比两组结果可知，模拟结果的流量与试验结果存在一定差距，这是因为在实际吸气过程中存在一定进气阻力（主要为吸入气体的过滤），造成一定的吸气损失。此外，在压缩机的实际工作过程中，换热情况较为复杂，而模拟中设置的换热条件较为单一，所以排气温度存在一定偏差。模拟和试验所得的功率较为接近，当排气压力为 0.26 MPa 时最大误差为 8.90%。经验证，构建的压缩机热力学模型与数值模拟结果较为准确。

4　结论

（1）本文针对非对称腔涡旋压缩机排气损失较大的问题，区别于以往构建涡旋齿保证内容积比相等的方法，设计了新型排气孔，确保了 2 个工作腔内容积比相等，降低了压缩机的排气损失。

（2）随着径向间隙增大，工作腔内过压缩情况逐渐降低，径向间隙为 10 μm 时，气体过压缩量达到 0.02 MPa，而径向间隙为 30 μm 时，工作腔内几乎无过压缩情况，但腔内泄漏情况较严重。

（3）径向间隙对于工作腔内温度和排气温度有较大影响。径向间隙越大，腔内温度分布不均匀性越明显，且排气温度越高。采用强制冷却的

方式，压缩机排气温度可以降至 40 ℃左右。

（4）径向间隙对无油微型空压机的容积效率影响很大，当径向间隙从 10 μm 增大到 30 μm 时，容积效率从 89.68% 下降到 16.02%，等熵效率则从 78.69% 降低到 32.84%。

（5）在低压吸气环境下，压缩机能够达到所需排气压力，但海拔高度越高，容积效率越低。以径向间隙为 10 μm 的样机为例，当吸气压力从 0.1 MPa 降低到 0.06 MPa 时，容积效率从 89.68% 降低到 52.07%。

参考文献：

[1] IVLEV I V，MISYURIN Y S.Calculated and experimental characteristics of a scroll machine operating in the air motor mode[J].Doklady Physics，2017，62(1)：42 – 45.

[2] LU Y J，ROSKILLY A P，JIANG L，et al.Analysis of a 1 kW organic Rankine cycle using a scroll expander for engine coolant and exhaust heat recovery[J].Frontiers in Energy，2017，11(4)：527 – 534.

[3] CHA D A，KWON O K，OH M D.An experimental study on semiconductor process chiller using the digital scroll compressor[J].Journal of Mechanical Science and Technology，2014，28(8)：3345 – 3352.

[4] PENG B，ARNAUD L，VINCENT L.et al.Recent advances on the oil-free scroll compressor[J].Recent Patents on Mechanical Engineering，2016，9(1)：37 – 47.

[5] 李增耀，杨超，李超．非线性温度作用下涡旋机涡旋盘多载荷耦合分析[J]．机电工程，2023，40(7)：1112 – 1120.
LI Z Y，YANG C，LI C.Multi-load coupling analysis of scroll wrap of scroll compressor under nonlinear temperature[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering，2023，40(7)：1112 – 1120.

[6] 吴燕，蔡炯炯，闻汇，等．微型涡旋压缩机轴向力曲线匹配吸力足机构优化研究[J]．机电工程，2024，41(4)：674 – 682.
WU Y，CAI J J，WEN H，et al.Suction foot mechanism optimization for axial force curve matching of miniature scroll compressors[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering，2024，41(4)：674 – 682.

[7] 周英涛，张晓丹，刘忠赏．涡旋压缩机技术发展趋势[J]．制冷与空调，2017，17(7)：69 – 72.
ZHOU Y T，ZHANG X D，LIU Z S. Development trends of the scroll compressor technology[J].Refrigeration and Air Conditioning，2017，17(7)：69 – 72.

[8] ZHANG Y，PENG B，ZHANG P，et al.Key technologies and application of electric scroll compressors：A review[J].Energies，2024，17(7)：1790.

[9] 陈奔，刘英杰．基于强化传质的质子交换膜燃料电池流道优化[J]．江苏大学学报（自然科学版），2023，44(6)：704 – 709.
CHEN B，LIU Y J. Flow channel optimization for proton exchange membrane fuel cell based on enhanced mass transfer[J].Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition)，2023，44(6)：704 – 709.

[10] 韩爱国，宋福豪，田韶鹏，等．燃料电池系统建模与供气系统控制方法[J]．江苏大学学报（自然科学版），2024，45(2)：147 – 153.
HAN A G，SONG F H，TIAN S P，et al.Modeling of fuel cell system and control method of air supply system[J].Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition)，2024，45(2)：147 – 153.

[11] 王二利，陶卿，张翠平．微型涡旋空气压缩机的冷却降温研究[J]．机械管理开发，2009，24(3)：17–18.
WANG E L，TAO Q，ZHANG C P.Study on miniature scroll air compressor in cooling the temperature[J].Mechanical Management Development，2009，24(3)：17 – 18.

[12] 黄磊，王玉，何鸿斌，等．微型涡旋压缩机切向泄漏流动特性与数值分析[J]．机床与液压，2023，51(9)：157 – 163
HUANG L，WANG Y，HE H B，et al.Tangential leakage flow characteristics and numerical analysis of micro scroll compressor[J].Machine Tools and Hydraulics，2023，51(9)：157 – 163.

[13] MORINI M ，PAVAN C，PINELLI M，et al.Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology[J].Applied Thermal Engineering，2015，80：132 – 140.

[14] PENG B，VINCENT L，JIN W Y.Heat transfer and leakage analysis for R410A refrigeration scroll compressor[C]//Proceedings of the International Conference on Mechanical Design，2017：1453 – 1469.

[15] PENG B，ZHAO S X，LI Y H.Thermody namic model and experimental study of oil-free scroll compressor[J].Journal of Physics Conference Series，2017，916(1)：012048.

[16] ZHAROV A A，BORISENKO A V，VALYAKINA A V，et al.Types of scrolls of refrigeration scroll compressors and calculation of geometry of scroll profiles[J].Chemical and Petroleum Engineering，2023，58(11)：1058 – 1077.

[17] WANG J，HAN Y，XI Z，et al.Geometric design and analysis of scroll compressors with a novel circular involute modified wrap[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part E：Journal of Process Mechanical Engineering，2022，236(3)：

964 – 974.

[18] 彭斌,朱兵国 . 涡旋型线对涡旋压缩机性能的影响[J]. 流体机械,2016,44(6):17 – 23.
PENG B,ZHU B G.Effect of scroll profiles on the performance of scroll compressors[J].Fluid Machinery,2016,44(6):17 – 23.

[19] 程军明,王澈,张帅,等 . 型线偏置对涡旋压缩机动盘尺寸和动力学特性的影响[J]. 流体机械,2023,51(7):46 – 52.
CHENG J M,WANG C,ZHANG S,et al.Influences of profile offsetting on orbiting scroll radius and dynamic characteristics of a scroll compressor[J].Fluid Machinery,2023,51(7):46 – 52.

[20] 程哲铭,欧阳新萍,雷蓉 . 涡旋式压缩机涡旋型线的研究综述与前景[J]. 流体机械,2015,43(1):51 – 56.
CHENG Z M,OUYANG X P,LEI R.Overview and prospect of the research on profile of scroll compressor[J].Fluid Machinery,2015,43(1):51 – 56.

[21] 李雪琴,韩奕,奚周瑾,等 . 涡旋压缩机非对称变壁厚涡旋齿的设计与受力特性分析[J]. 流体机械,2021,49(12):35 – 41.
LI X Q,HAN Y,XI Z J,et al.Design and analysis of mechanical performance of asymmetric variable thickness scroll wraps for scroll compressor[J].Fluid Machinery,2021,49(12):35 – 41.

[22] 刘强,曹晨燕,王君,等 . 涡旋压缩机新型渐变壁厚涡旋齿的设计和工作特性研究[J]. 流体机械,2018,46(12):18 – 24.
LIU Q,CAO C Y,WANG J,et al.Design and performance study of a novel tapered thickness wrap for scroll compressors[J].Fluid Machinery,2018,46(12):18 – 24.

[23] 詹振乾,冯健美,张宁,等 . 涡旋压缩机排气孔面积与基本参数的最佳选择[J]. 流体机械,2003,31(3):13 – 15.
ZHAN Z Q,FENG J M,ZHANG N,et al.The discharge port area of scroll compressor and the optimization of basic parameters[J].Fluid Machinery,2003,31(3):13 – 15.

[24] CHOI S.Asymmetric scroll compressor:US 6478556[P].2001–10–12.

[25] PARK I,CHOI S,LEE B,et al.Scroll compressor with an arcuate and a logarithmic spiral sections:US 9605675[P].2017–03–28.

[26] KIM E S,KIM B,KIM D H,et al.Scroll compressor:US 0072092[P].2019–03–07.

[27] 曹晨燕 . 新型不对称涡旋齿的构建与涡旋压缩机工作特性研究[D]. 青岛:中国石油大学(华东),2019.
CAO C Y.Generations of novel asymmetric wraps and investigation of working characteristics for scroll compressors[D].Qingdao:China University of Petroleum(East China),2019.

[28] 王贤文 . 涡旋压缩机瞬态流动数值模拟及吸气流道改型研究[D]. 西安:西安理工大学,2020.
WANG X W.Numerical simulation of transient flow and investigation on the modifications of the scution flow passage in a scroll compressor[D].Xi'an :Xi'an University of Technology,2020.

作者简介:张羽丰(2000),男,硕士研究生,研究方向为微型涡旋压缩机,E – mail:17852163523@163.com。

通信作者:李连生(1962),男,教授,研究方向为压缩机及制冷系统,通信地址:266061 山东省青岛市崂山区青岛科技大学机电工程学院,E – mail:lianshengli@126.com。

本文引用格式:
张羽丰,王宇轩,赵远扬,等 . 非对称腔微型无油涡旋空压机性能研究[J]. 流体机械,2025,53(1):59 – 67.
ZHANG Y F,WANG Y X,ZHAO Y Y,et al.Performance study of miniature oil–free scroll air compressor with asymmetric working chambers[J].Fluid Machinery,2025,53(1):59 – 67.

(上接第 58 页)

[26] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会 . 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法:GB/T 2888—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
General Administration of Quality Supervision,Inspection and Quarantine of the People's Republic of China,China National tandardization Administration.Methods of noise measurement for fans blowers compressors and Roots blowers:GB/T 2888—2008[S].Beijing:China Standards Press,2008.

作者简介:周浩(1999),男,硕士,主要从事流体机械优化设计方面的研究,E – mail:1603147939@qq.com。

通信作者:张慢来(1979),男,博士,副教授,主要从事流体机械优化设计和凝胶力学测试分析方面的研究,通信地址:434000 湖北省荆州市荆州区长江大学东校区机械工程学院,E – mail:zhmanlai@163.com。

本文引用格式:
周浩,张世毛,任明琪,等 . 离心风机蜗壳型线改进设计[J]. 流体机械,2025,53(1):51 – 58.
ZHOU H,ZHANG S M,REN M Q,et al.Improvement design of volute profile for centrifugal fan[J].Fluid Machinery,2025,53(1):51 – 58.