

# 无油双涡圈空气涡旋压缩机的数值模拟及试验研究

孙 健, 彭 斌, 朱兵国

(兰州理工大学 机电工程学院, 兰州 730050)

**摘 要:** 为了分析无油双涡旋齿压缩机工作腔内部流场的流动特性, 基于计算流体动力学方法对压缩机工作腔内部流场进行了三维非稳态数值模拟; 为了验证数值模拟与实际工作过程的偏差, 搭建了以空气为工质的涡旋压缩机试验测试平台, 得到了无油双涡圈压缩机的实际输出性能参数. 研究表明: 在相邻工作腔之间的质量交换, 对工作腔内以及沿着齿高方向的温度和速度的分布影响较大, 对压力的影响较小; 进出口质量流量和流速呈周期性变化, 压缩机转速越高, 理论容积流量越大.

**关键词:** 无油涡旋压缩机; 双涡旋齿; 热力学模型; 数值模拟; 计算流体动力学; 试验研究

中图分类号: TH 455

文献标志码: A

## Numerical Simulation and Test Research of Oil-Free Double-Warp Air Scroll Compressor

SUN Jian, PENG Bin, ZHU Bingguo

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** In order to analyze the flow characteristics of the internal flow field in the working chamber of the oil-free double-warp scroll compressor, a three-dimensional unsteady numerical simulation of the internal flow field in the working chamber of the compressor is carried out based on the computational fluid dynamics (CFD) method. In order to verify the deviation between the numerical simulation and the actual working process, a test platform for scroll compressors using air as the working medium is built, and the actual output performance parameters of the oil-free double-warp scroll compressor are obtained. The research results show that the mass exchange between adjacent working chambers has an impact on the working chamber. And the distribution of temperature and velocity along the tooth height direction has a greater impact, and has a little impact on pressure. The inlet and outlet mass flow and velocity rate change periodically, and the higher the compressor speed, the greater the theoretical volume flow.

**Key words:** oil-free scroll compressor; double-warp; thermodynamic model; numerical simulation; computational fluid dynamics (CFD); test research

收稿日期: 2021-04-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675254, 51966009), 国家重点研发计划“科技助力经济 2020”重点专项(SQ2020YFF0420989), 兰州市人才创新创业项(2020-RC-23), 甘肃省科技计划项(20YF8GA05)

作者简介: 孙 健(1991-), 男, 甘肃省张掖市人, 博士生, 主要研究方向为涡旋机械及低温余热发电.

通信作者: 彭 斌, 男, 教授, 博士生导师, 电话(Tel): 0931-5172154; E-mail: pengb2000@163.com.

无油涡旋压缩机是一种新型的容积式涡旋机械,其具有结构简单和工作部件少等优点.目前,应用于实际场合的大多为等截面单涡旋齿压缩机.随着涡旋压缩机的应用需求逐渐向大排气量方向发展,单一的优化和改进单涡旋齿压缩机已经无法满足实际工程的需求,因此双涡旋齿压缩机逐渐受到了研究者的青睐.由于单涡旋齿压缩机和双涡旋齿压缩机的运行原理以及工作过程基本一致,所以可借鉴单涡旋齿压缩机的研究方法和理论对其进行研究和分析<sup>[1-2]</sup>.

从已有的文献可以看出,目前对于双涡旋齿压缩机的研究大多只是集中在对其型线和几何模型的研究.文献[3-4]发现相较于单涡圈压缩机,双涡圈压缩机工作腔内部的传热特性更加复杂,并提出了多齿头型线啮合的基本准则.文献[5]建立了双涡旋齿压缩机的热力学模型,并定量分析了基圆半径等基本几何参数对压缩机性能的影响.文献[6]基于计算流体动力学(CFD)方法,建立了涡旋压缩机二维非稳态流动和传热的热力学模型,分析发现在工作腔内除压力外其他的性能参数都有着较强的空间分布特性.文献[7-9]基于CFD方法发现由于动涡旋齿对进排气口的影响,气体在进出口均存在气流脉动现象.文献[10]发现在涡旋压缩机的两个中心腔之间存在着压力差,由于动涡旋齿会周期性的遮蔽排气口,因此出口质量流量存在着明显的波动趋势.文献[11-12]提出了一种新的结构化动网格(SDM)生成方法,通过SDM可以生成高质量的流体域网格,并通过等距曲线法建立了3种不同齿头修正下涡旋压缩机齿头完全啮合(CMPs)的几何模型,并通过CFD方法数值模拟分析了这3种几何模型在相同吸气流量下排气压力的变化规律.文献[13]对涡旋压缩机进行了二维非定常流动的数值模拟,并建立了一个新的包括Nusselt数泄漏模型的热力学模型.文献[14]通过对涡旋压缩机的三维非稳态数值模拟,发现由于排气口的设置,在中心腔的两个腔室之间存在着压力差.文献[15]采用基于粒子群算法的程序结合CFD方法对涡旋压缩机的基本几何参数进行了优化和分析,发现工作腔的形状、尺寸和理论压缩比都对压缩机的性能有着一定的影响.文献[16]利用中线法设计了一种新的不对称双涡圈涡旋压缩机,并对其进行了三维非稳态数值模拟,发现优化后压缩机能够有效的提高排气量和内容积比.然而在已有的研究中大都是通过单一的数学模型或数值模拟方法,对双涡圈涡旋压缩机进行理论研究和分析,并未将数学模型、数值模拟和试验

研究相结合来综合评价涡旋压缩机的输出性能.

本文以一种无油双涡旋齿涡旋压缩机为研究对象,分析和比较了单双涡旋齿压缩机工作腔容积以及容积效率的变化规律;基于CFD方法对压缩机工作腔内部流场进行了三维非稳态数值模拟,分析和研究了变工况下工作腔内流体温度、压力和速度的变化规律;通过所搭建的涡旋压缩机试验平台验证了数值模拟的准确性,对无油双涡圈压缩机的改进和优化具有一定的指导意义.

## 1 数学模型

### 1.1 几何模型

研究和试验所用样机的涡旋齿型线由圆渐开线构成,其基本几何参数如表1所示.其中: $r_b$ 为基圆半径; $\alpha$ 为渐开线发生角; $t$ 为涡旋齿齿厚; $h$ 为涡旋齿齿高; $\varphi_b$ 为渐开线起始角; $\varphi_e$ 为渐开线结束角.

表1 涡旋齿基本几何参数

Tab. 1 Basic geometry parameters of scroll tooth

参数	取值	参数	取值
$r_b/m$	$9.231 \times 10^{-3}$	$\alpha/(\circ)$	13.980
$t/m$	$4.450 \times 10^{-3}$	$\varphi_b/(\circ)$	45
$h/m$	$65.00 \times 10^{-3}$	$\varphi_e/(\circ)$	765

1.1.1 双涡旋齿压缩机的运行原理 图1所示为双涡旋齿压缩机工作原理图,无填充色的为动涡旋齿,有填充色的为静涡旋齿.图1(a)为压缩机的初始时刻,即主轴转角为 $0^\circ$ ,此时涡旋压缩机的第1组工作腔吸气结束;随着主轴的不断转动,压缩机第2组工作腔开始吸气,同时第1组工作腔开始压缩过程,当主轴转到 $90^\circ$ 时,第2组工作腔吸气结束;当第3组工作腔吸气结束时,第1组工作腔排气结束,此时主轴转角为 $270^\circ$ ;当主轴转角为 $360^\circ$ 时,第1组工作腔完成吸气,开始第2个循环压缩;在双涡旋齿压缩机的一个工作周期,同时进行着4次吸气、压缩和排气过程.

1.1.2 双涡旋齿几何结构 双涡旋齿压缩机的动涡旋齿可以看做是由一条单涡旋齿型线旋转 $180^\circ$ 所形成的,将动涡旋齿旋转 $90^\circ$ 可以形成静涡旋齿;双涡旋齿压缩机的动涡旋齿型线如下式所示<sup>[5]</sup>:

$$OP_1: \begin{cases} x_{a1} = r_b [\cos(\theta + \alpha) + \theta \sin(\theta + \alpha)] \\ y_{a1} = r_b [\sin(\theta + \alpha) - \theta \cos(\theta + \alpha)] \\ x_{a2} = -r_b [\cos(\theta + \alpha) + \theta \sin(\theta + \alpha)] \\ y_{a2} = -r_b [\sin(\theta + \alpha) - \theta \cos(\theta + \alpha)] \end{cases} \quad (1)$$

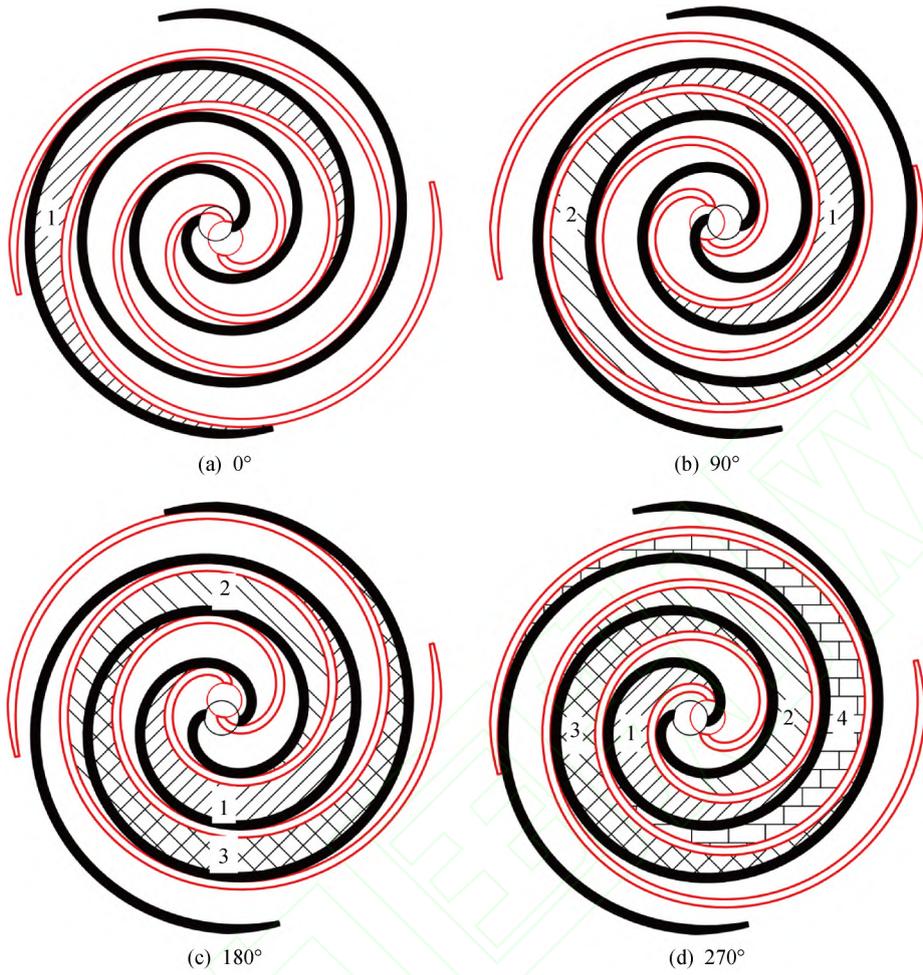


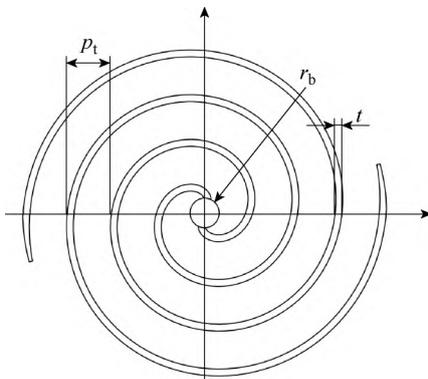
图 1 双涡旋齿压缩机运行原理图

Fig.1 Operation principle diagram of double-warp scroll compressor

$$OP_2 : \begin{cases} x_{d3} = r_b [\cos(\theta - \alpha) + \theta \sin(\theta - \alpha)] \\ y_{d3} = r_b [\sin(\theta - \alpha) - \theta \cos(\theta - \alpha)] \\ x_{d4} = -r_b [\cos(\theta - \alpha) + \theta \sin(\theta - \alpha)] \\ y_{d4} = -r_b [\sin(\theta - \alpha) - \theta \cos(\theta - \alpha)] \end{cases} \quad (2)$$

式中:OP<sub>1</sub> 和 OP<sub>2</sub> 分别为第 1 和第 2 条动涡旋齿,下标 d1 和 d3 为涡旋齿内侧型线,d2 和 d4 为涡旋齿外侧型线; $\theta$  为主轴转角.

试验和研究样机的几何结构示意图如图 2 所示.其中: $p_t$  为涡旋齿节距.



(a) 涡旋齿型线



(b) 双涡旋齿压缩机静涡旋盘实体结构

图 2 双涡旋齿压缩机的几何结构

Fig.2 Geometry of double-warp scroll compressor

1.2 工作腔容积

无油双涡旋齿压缩机的工作腔容积计算公式如下<sup>[5]</sup>：

压缩腔容积：

$$V_i = hp_t(p_t - 2t)\{\varphi_e - \theta - 0.25[5 + 2(i - 1)]\} \quad (3)$$

吸气腔容积：

$$V_s = \frac{1}{8}r_b\theta(4\varphi_e - 2\theta - \pi)(p_t - 2t) + \frac{1}{2}r_b\left(\frac{1}{2}\pi - 2r_b\alpha\right)\left[2(1 - \cos\theta) - 2(\varphi_e - \pi)\sin\theta - \frac{1}{4}\pi\sin 2\theta\right] \quad (4)$$

排气腔容积：

$$V_d = hp_t(p_t - 2t)(4\varphi_b + 5\pi) \quad (5)$$

式中： $i$  为压缩机第  $i$  个压缩腔。

1.3 容积流量

涡旋压缩机的转速和基本几何参数对压缩机的理论容积流量有着极为重要的影响，转速越高理论容积流量也就越大，理论容积流量计算公式如下<sup>[1]</sup>：

$$q_{v,th} = nV_s \quad (6)$$

涡旋压缩机的容积效率  $\eta_v$  不但反映了容积的利用效率，而且还可以用来衡量压缩机的内泄漏程度，其计算公式如下：

$$\eta_v = q_{v,th}/q_v \quad (7)$$

式中： $n$  为压缩机转速； $q_v$  为实测容积流量。

1.4 讨论与分析

为了分析单双涡旋齿压缩机的性能，比较了在相同基本几何参数下，压缩机的基本输出性能。压缩机的基本几何参数如表 2 所示，其中： $r_{or}$  为回转半径。

表 2 单双涡旋齿压缩机基本几何参数

Tab. 2 Basic geometry parameters of single and double-warp scroll compressors

参数	单涡旋齿	双涡旋齿
$r_b/m$	$9.231 \times 10^{-3}$	$9.231 \times 10^{-3}$
$\alpha/(\circ)$	13.980	13.980
$t/m$	$4.45 \times 10^{-3}$	$4.45 \times 10^{-3}$
$r_{or}/m$	$24.500 \times 10^{-3}$	$10.000 \times 10^{-3}$

1.4.1 压缩机工作腔容积 单双涡旋齿压缩机工作腔容积随主轴转角的变化规律如图 3 所示。其中： $V$  为工作腔容积； $\Delta V$  为单双涡旋齿压缩机容积之差。在基本几何参数一致时，压缩机工作腔容积的变化趋势基本一致，单双涡旋齿压缩机的最大吸气容

积之差为  $4.3 \times 10^{-6} m^3$ 。

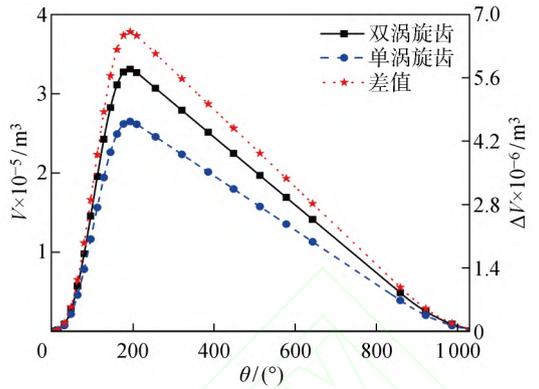


图 3 工作腔容积

Fig. 3 Working chamber volume

1.4.2 容积效率 单双涡旋齿压缩机容积效率随转速的变化规律如图 4 所示，其中： $\Delta\eta_v$  为单双涡旋齿压缩机容积效率之差。在转速低于 2000 r/min 时，双涡旋齿压缩机的容积效率一直高于单涡旋齿压缩机，随着转速的继续升高，单双涡旋齿压缩机的容积效率都不再变化。压缩机在低转速下工作时，由于流体工质在工作腔内停留的时间相对较长，使得相邻工作腔之间的质量交换量增加，所以降低了压缩机的容积效率。

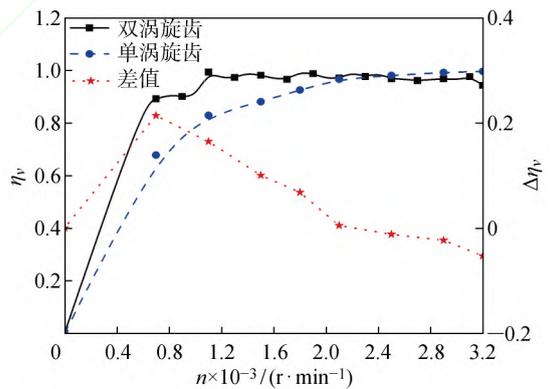


图 4 容积效率

Fig. 4 Volume efficiency

2 数值模拟

2.1 控制方程

在涡旋压缩机的实际工作过程中，工作腔内流体运动较为复杂，因此在数值模拟时应该符合质量、动量和能量守恒方程，以上方程表示如下所示<sup>[17]</sup>：

质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

动量守恒方程：

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial\bar{t}} + \text{div}(\rho\bar{u}\bar{u}) = \\ -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial\bar{t}} + \text{div}(\rho\bar{v}\bar{u}) = \\ -\frac{\partial\bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho\bar{w})}{\partial\bar{t}} + \text{div}(\rho\bar{w}\bar{u}) = \\ -\frac{\partial\bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho\bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{T})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{T})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\bar{w}\bar{T})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial\bar{T}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial\bar{T}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial\bar{T}}{\partial z}\right) + S_r \quad (10)$$

式中:  $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$  和  $\bar{w}$  分别为速度矢量  $\mathbf{u}$  在  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向的分量;  $\rho$  为密度;  $\bar{t}$  为时间;  $\bar{p}$  为流体微元体上的压力;  $\tau_{xx}$ 、 $\tau_{xy}$  和  $\tau_{xz}$  为黏性应力  $\tau$  的分量;  $F_x$ 、 $F_y$  和  $F_z$  为微元体上的体力;  $c_p$  为比热容;  $\bar{T}$  为温度;  $k$  为传热系数;  $S_r$  为黏性耗散项。

## 2.2 网格划分

将由三维软件所建立的双涡旋齿压缩机流体域三维模型导入前处理软件 ICEM(Integrated Computer Engineering and Manufacturing)中,将整个流体域分为运动区域和静止区域,其中涡旋压缩机的整个工作腔属于运动区域,进排气管属于静止区域<sup>[18]</sup>。在划分运动区域网格时,先将面网格划分好,再采用网格拉伸来生成整个工作区域的网格。流体域面网格由三角形网格构成,整个运动区域网格由非结构化三棱柱体网格构成,进气管和排气管均由非结构化六面体网格构成。图 5 所示为计算域网格,各计算域网格数量如表 3 所示。

表 3 各计算域网格数量

Tab. 3 Number of grids in each computational domain

名称	体网格单元数	网格节点数
进气管	23,337	10,189
工作腔	5,613,089	2,608,404
排气管	80,100	13,762
总计	5,716,526	2,632,355

## 2.3 计算方法及边界条件

2.3.1 计算方法 在进行涡旋压缩机三维非稳态流场数值模拟时,采取动网格中自定义宏命令 UDF

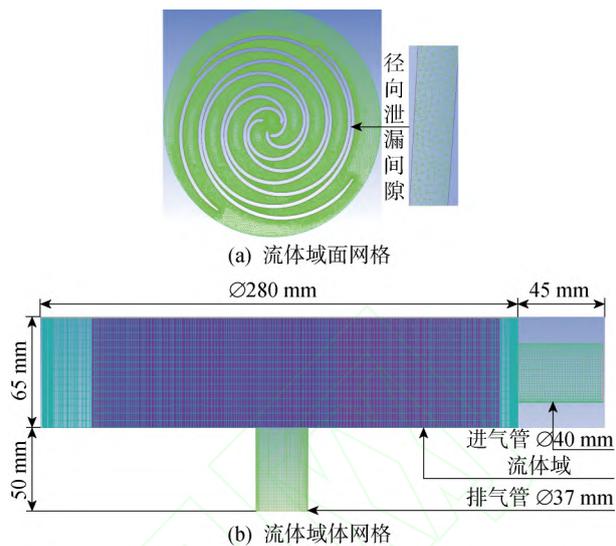


图 5 计算域网格

Fig. 5 Computational Domain Grid

(User defined Function)驱动的方式,选择 DEFINE \_CG\_MOTION 来描述动涡旋齿的运动,动涡盘的速度控制方程如下所示:

$$\left. \begin{aligned} v_x = \omega r_{or} \sin(\omega t) \\ v_y = -\omega r_{or} \cos(\omega t) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中:  $\omega$  为动涡旋齿旋转角速度。

2.3.2 计算模型和边界条件 涡旋压缩机在实际工作过程中处于高速和高温状态,选择重正化群(RNG)理论  $\kappa-\epsilon$  湍流模型来描述工作腔内的运动,工质传热采用高阶二阶迎风模式,选择 PISO! 算法进行仿真计算,结合试验结果设置如下所示的初始条件:初始进气压力  $p_s=0.1$  MPa,初始进气温度  $T_s=300$  K,转速  $n=3000$  r/min,流体力质为理想空气。

## 3 分析与结果

以涡旋压缩机进出口质量流量的变化趋势来衡量数值模拟是否达到了稳定状态,在计算了 2 个循环后,工作腔内流体的运动已经达到了稳定状态,因此以第 3 个循环来分析工作腔内温度,压力和速度变化云图,以第 4 和 5 个循环来分析和研究进出口质量流量和速度的变化规律。由于试验样机在进行试验时,测得其排气压力  $p_d=0.8$  MPa,所以为了研究和分析变工况下双涡旋齿压缩机的进出口质量流量和流速的变化规律,设置如下的工况条件:(1)相同转速  $n=3000$  r/min,不同排气压力:  $p_d=0.7, 0.8, 0.9$  MPa;(2)相同排气压力  $p_d=0.8$  MPa,不同转速:  $n=2000, 3000, 5000$  r/min。

### 3.1 温度云图

双涡旋齿压缩机工作腔内工质流体温度云图的变化规律如图 6 所示,其中: $T$  为工作腔内温度.随着涡旋压缩机的不断转动,工质流体被不断地压缩,工作腔内的温度会逐渐升高;由于内泄漏的存在,在

相邻两个工作腔之间存在着质量的交换,会使得温度在工作腔内分布不均匀,相邻工作腔之间最大温差为 127 K;沿着齿高方向,温度场分布也并不均匀,在涡旋齿上最大温差为 161 K.

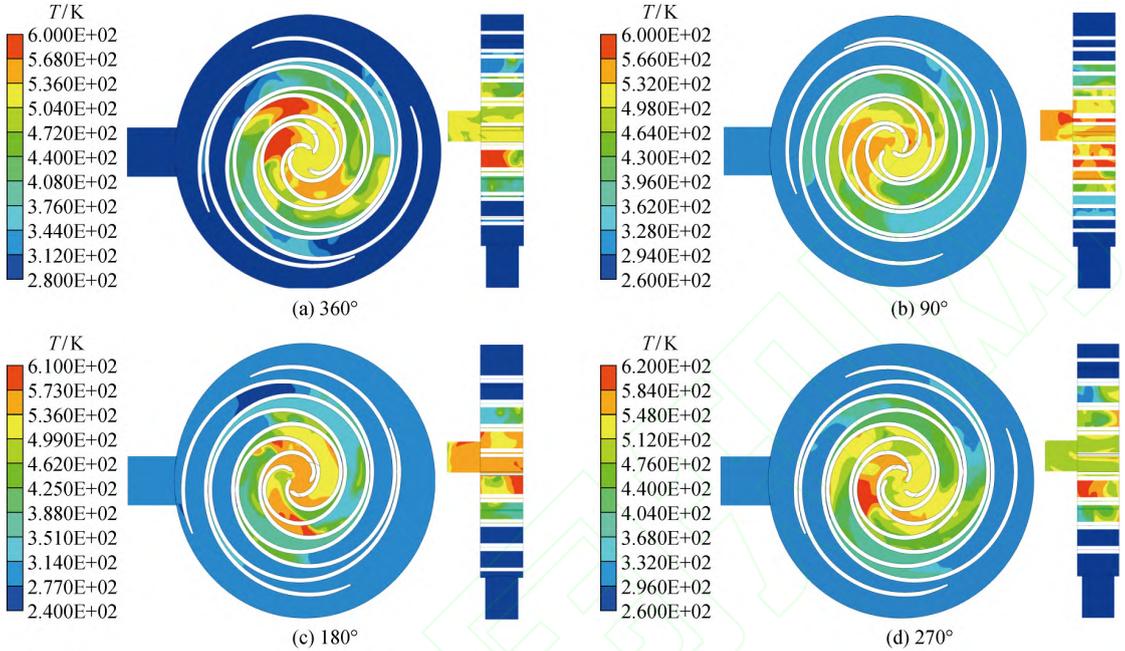


图 6 工作腔内温度云图

Fig. 6 Temperature contour of working chamber

### 3.2 压力云图

涡旋压缩机工作腔内工质流体压力云图的变化

规律如图 7 所示,其中: $p$  为工作腔内压力.从图 7 中可以看出,越靠近中心腔压力越高,泄漏对工作腔

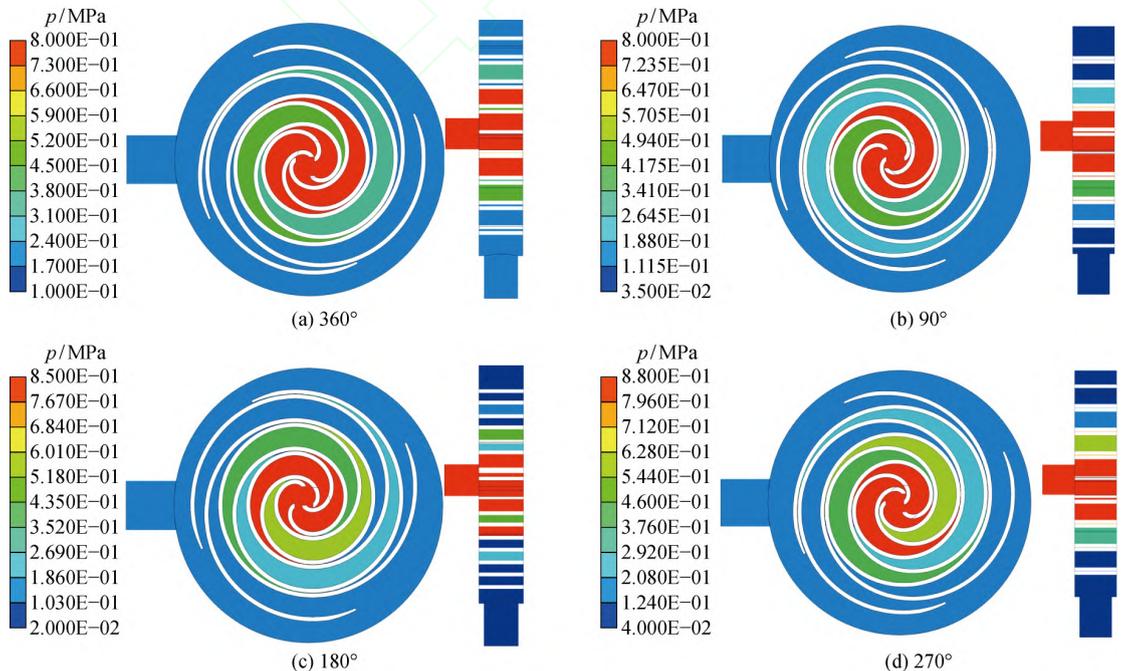


图 7 工作腔内压力云图

Fig. 7 Pressure contour of working chamber

内工质压力几乎没有太大的影响;在相邻工作腔之间,最大压差近 0.44 MPa;沿着齿高的方向,压力分布均匀。

### 3.3 速度云图

涡旋压缩机工作腔内工质流体速度云图的变化规律如图 8 所示,其中: $v$  为工作腔内工质流速。从

图 8 中可以看出,越靠近中心腔,工质流速越高;由于相邻工作腔之间存在着内泄漏,因此工作腔内流速会存在着差异,速度差值最大为 64 m/s;沿着齿高方向,速度分布也不均匀,速度最大差值为 24 m/s。

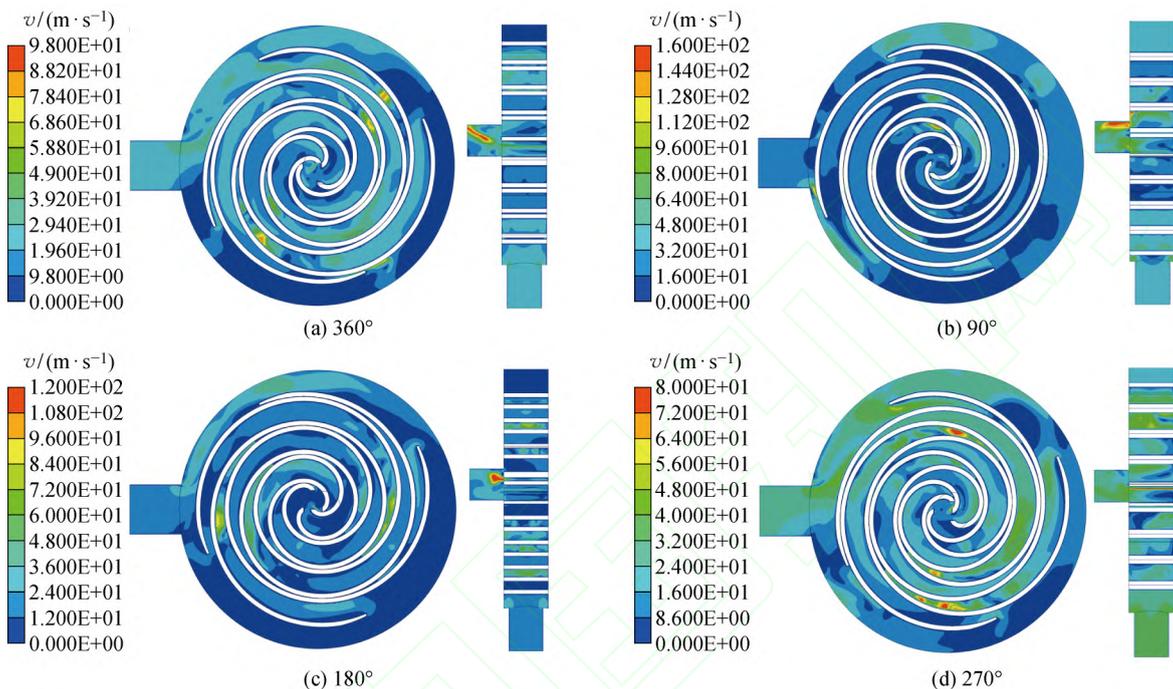


图 8 工作腔内速度云图

Fig. 8 Velocity contour of working chamber

### 3.4 进出口质量流量

双涡旋齿压缩机进出口质量流量随主轴转角的变化规律如图 9 所示,其中: $q_{m,in}$  和  $q_{m,out}$  分别为进出口质量流量; $q_m$  为质量流量;入口负值表示压缩机吸气,出口正值表示压缩机排气。进口最大质量流量出现在  $270^\circ$  附近,出口最大质量流量出现在  $180^\circ$  附近。图 9(a) 所示为在额定转速下,涡旋压缩机进出口质量流量在两个工作周期内随主轴转角的变化规律;由于在相邻工作腔之间存在着质量交换,因此出口质量流量会大于进口质量流量;由于动涡旋齿会周期性的遮蔽排气口,因此出口质量流量的波动变化较大。图 9(b) 所示为在额定转速不同排气压力时,进出口质量流量随主轴转角的变化规律;当排气压力过大时,压缩机需要克服气体力逆向做功,因此排气压力越大进出口处质量流量越小。图 9(c) 所示为涡旋压缩机在相同排气压力不同转速时,进出口质量流量随主轴转角的变化规律;转速越高,进出口质量流量越大;当转速较低时,由于工质流体在压缩

机工作腔内停留的时间较长,因此会增加工作腔之间的内泄漏量。

### 3.5 进出口流速

无油双涡旋齿压缩机进出口流速随主轴转角的变化规律如图 10 所示,其中: $v_{in}$  和  $v_{out}$  分别为压缩机进出口流速,进口最大流速出现在  $270^\circ$  附近,出口最大流速出现在  $180^\circ$  附近。图 10(a) 所示为涡旋压缩机进出口流速在两个工作周期内的变化规律,由于单涡旋齿会周期性的遮蔽排气口,所以排气口速度变化波动较大。图 10(b) 所示为涡旋压缩机在额定转速不同排气压力时进出口流速随主轴转角在一个周期内的变化规律,如图所示排气压力越低进出口流速越高;过大的排气压力,会使得压缩机出口出现回流现象,压缩机在较高的排气压力下工作时,进出口流速都会有所降低。图 10(c) 所示为涡旋压缩机在相同排气压力不同转速时,进出口流速随主轴转角的变化规律。由图 10 可知,转速越高进出口流速越高。

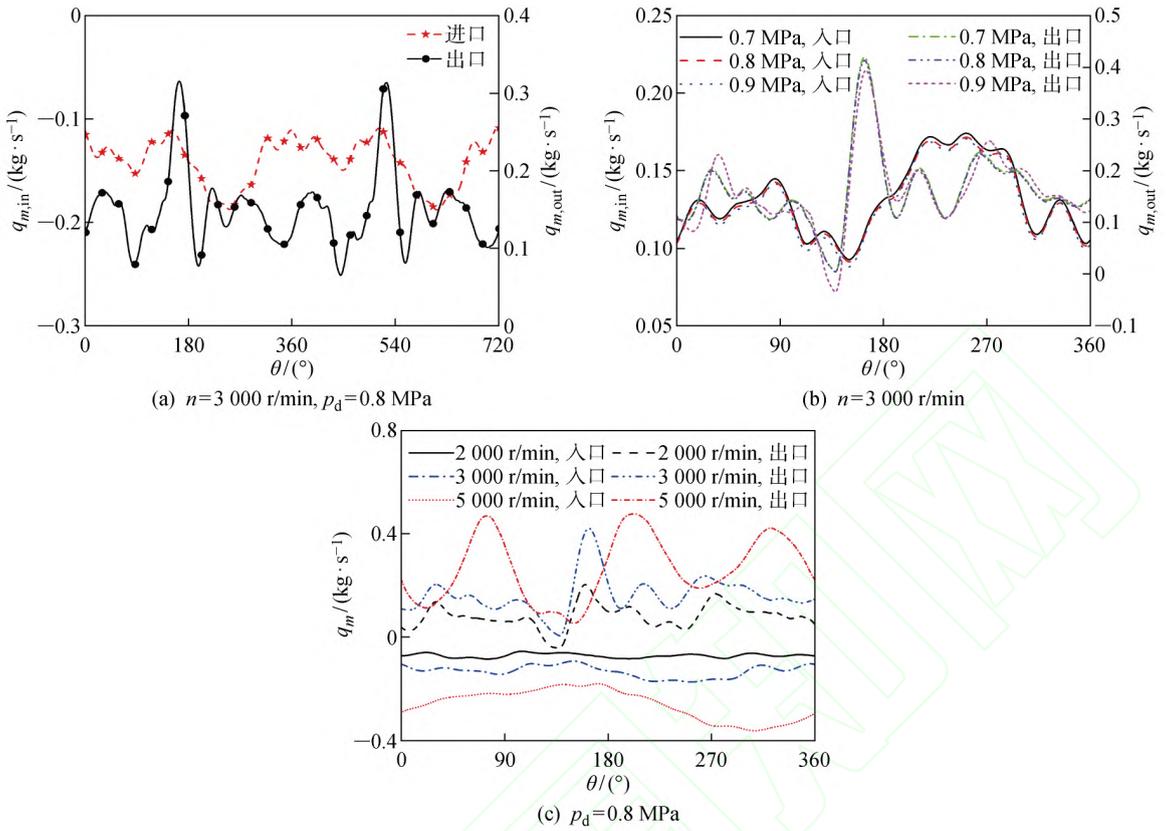


图 9 双涡旋齿压缩机进出口质量流量

Fig. 9 Inlet and outlet mass flow of double-warp scroll compressor

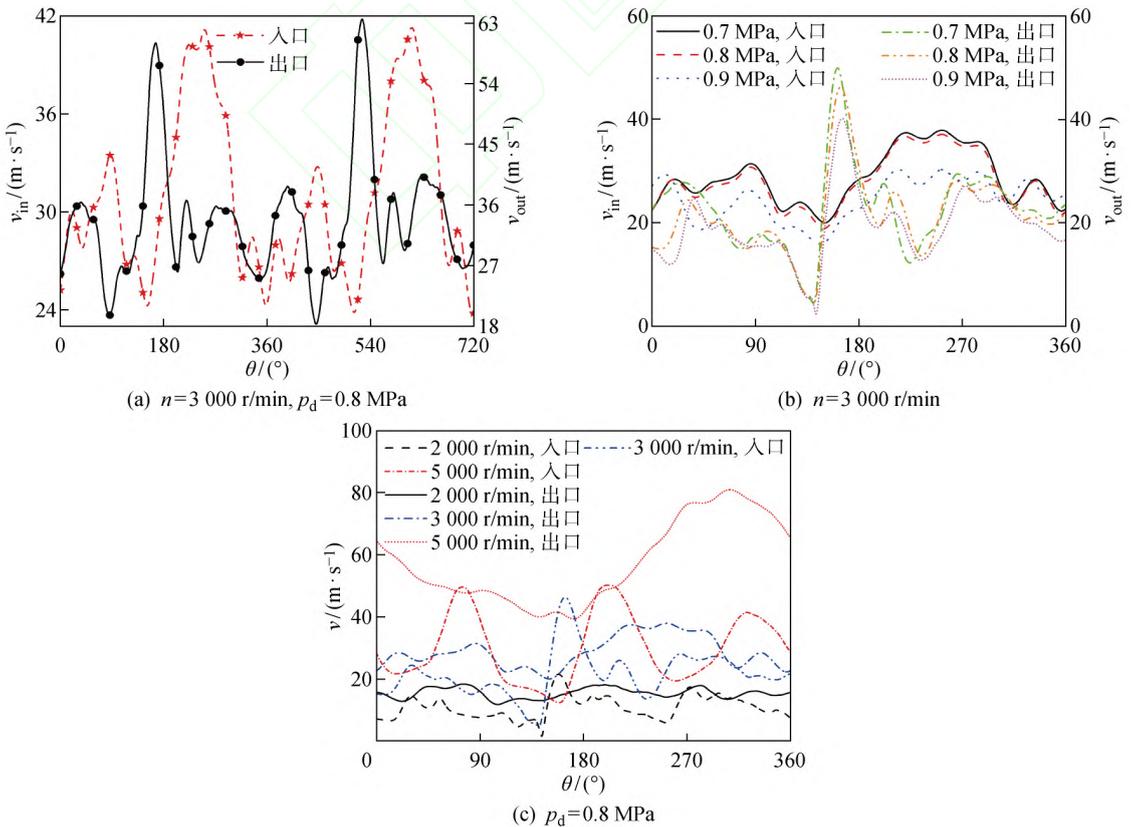
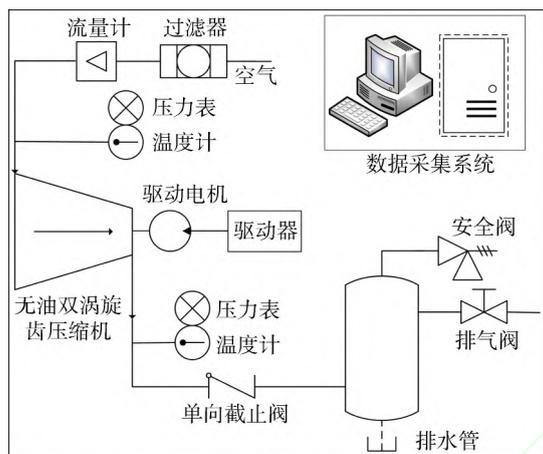


图 10 双涡旋齿压缩机进出口流速

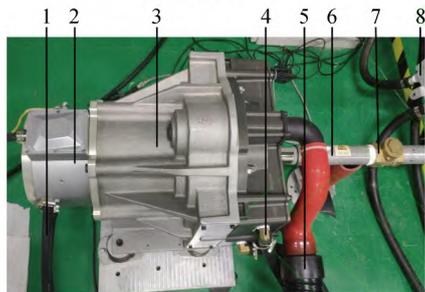
Fig. 10 Inlet and outlet velocity of double-warp scroll compressor

## 4 试验研究

为了验证数值模拟的准确性,搭建了以空气为工质的双涡旋齿压缩机试验测试平台. 整个试验测试系统包括: 涡旋压缩机组、冷却装置和数据采集系统等. 试验样机的额定转速为 3 000 r/min, 进气压力为 0. 1MPa, 环境温度为 22 ℃. 试验测试系统如图 11 所示.



(a) 试验原理图



(b) 双涡旋齿压缩机

1—电机冷却管道；2—驱动电机；3—涡旋压缩机；4—压缩机冷却管道；5—进气管道；6—排气管；7—单向截止阀；8—温度传感器

图 11 试验测试图

Fig. 11 Test Chart

### 4.1 排气流量

无油双涡旋齿压缩机容积流量随转速的变化规律如图 12 所示, 其中:  $\Delta q_v$  为容积流量理论与试验值之差. 由图 12 可知, 随着转速的逐渐增加, 容积流量随之而增大, 并且容积流量近似的呈线性增长, 容积流量的理论值大于试验值; 由于在涡旋压缩机的工作过程中, 存在着吸气损失, 理论和试验容积流量会存在着一定的差值; 在额定转速 3 000 r/min 下, 理论容积流量为 4. 258  $\text{m}^3/\text{min}$ , 试验容积流量为 4. 1  $\text{m}^3/\text{min}$ .

### 4.2 排气温度和噪音

无油双涡旋齿压缩机排气温度和机体噪音随转

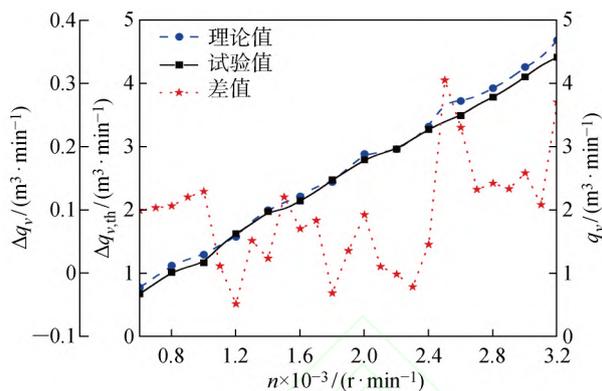


图 12 双涡旋齿压缩机容积流量

Fig. 12 Double-warp scroll compressor volume flow

速的变化规律如图 13 所示, 其中:  $T_{out}$  为压缩机排气温度;  $N_{noi}$  为压缩机产生的噪音. 由于所测排气温度为经过液体强制冷却之后的温度, 因此排气温差较小只有 12 ℃; 在转速低于 1 800 r/min 时, 由于液体强制对流换热的影响, 排气温度基本没有太大的变化; 当转速高于 1 800 r/min 时, 由于冷却系统液体箱内液体温度会逐渐升高, 所以排气温度也会开始逐步缓慢的升高; 当转速达到 3 200 r/min 时, 最高排气温度为 152 ℃. 随着压缩机转速的逐渐升高, 机体产生的噪音值也会随之而增大, 过高的噪音会对周围环境产生噪音污染, 因此在优化时应该采取降噪措施.

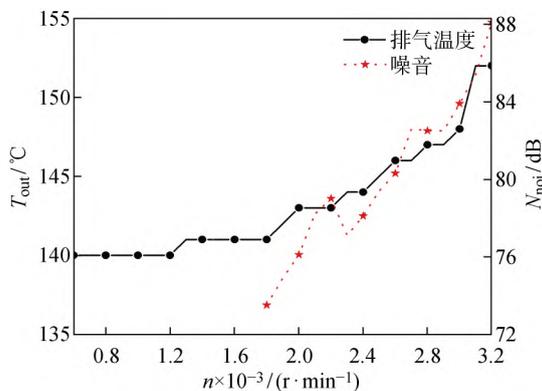


图 13 双涡旋齿压缩机的排气温度和机体产生的噪音

Fig. 13 Double-warp scroll compressor discharge temperature and body noise

### 4.3 驱动电机电流和功率

无油双涡旋齿压缩机驱动电机功率和电流随转速的变化规律如图 14 所示, 其中:  $I$  为驱动电机电流;  $P$  为驱动电机功率. 随着压缩机转速的不断增大, 驱动电机功率和电流也随之而增大; 在额定转速 3 000 r/min 时, 驱动电机功率和电流分别为 8. 1 A 和 13. 1 KW.

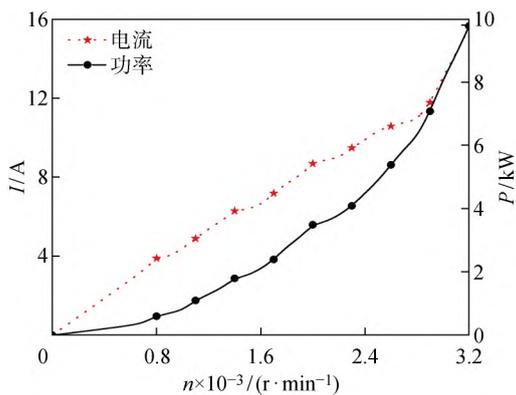


图 14 驱动电机功率和电流

Fig. 14 Drive motor power and current

## 5 结论

(1) 双涡旋齿压缩机是一种低压比、大排量的涡旋式机械,其容积效率高于单涡旋齿压缩机。

(2) 由于工作腔之间的内泄漏的存在,会扰乱相邻工作腔之间的流场分布;双涡旋齿压缩机相邻工作腔之间的传热更加复杂,内泄漏会使得出口质量大于进口质量;由于动涡旋齿对排气口的影响,会使得出口质量和流速的波动较大;转速与流量和流速呈正相关,排气压力越高,流量和流速越低。

(3) 在额定转速下,无油双涡旋齿压缩机排气温度为  $148\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,机体产生的噪音为  $83.9\text{ dB}$ ,容积流量的理论值和试验值的最大差值为  $0.158\text{ m}^3/\text{min}$ ,偏差在  $4\%$  以内从而验证了所构建的热力学模型的精确性;通过试验测试发现,液体冷却方法对大排气量的无油涡旋压缩机有着极佳的冷却效果。

### 参考文献:

[1] 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 Shengxian, LI Yaohong. Performances of new oil-free scroll compressors[J]. *China Mechanical Engineering*, 2018, 29(24): 2917-2924.

[2] 顾兆林,郁永章,蒋德明. 双涡圈及多涡圈涡旋机械几何特性的理论研究[J]. 西安交通大学学报, 1998, 32(12): 90-93.  
GU Zhaolin, YU Yongzhang, JIANG Deming. Improved characteristics of scroll machines with multiple spiral[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1998, 32(12): 90-93.

[3] 王君,李雪琴. 多齿涡旋机械啮合型线的构建理论[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 74-79.  
WANG Jun, LI Xueqin. Construction theories of

meshing profile for multi-wraps scroll machinery[J].

*Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(4): 74-79.

[4] 王君,鞠虹,赵明,等. 涡旋齿数对多齿涡旋压缩机性能的影响[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2009, 33(3): 118-122.

WANG Jun, JU Hong, ZHAO Ming, *et al.* Influence of wrap number on performance of multi-wrap scroll compressor[J]. *Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science)*, 2009, 33(3): 118-122.

[5] 彭斌,张有彪,张朋成,等. 型线参数对双涡圈涡旋压缩机性能的影响[J]. 液压与气动, 2020(10): 145-150.

PENG Bin, ZHANG Youbiao, ZHANG Pengcheng, *et al.* Effects of various profile parameters on the performance of a double-scroll compressor[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2020(10): 145-150.

[6] OOI K T, ZHU J. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: A 2-D simulation[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, 43(7): 677-688.

[7] SONG P P, WEI M S, LIU Z, *et al.* Effects of suction port arrangements on a scroll expander for a small scale ORC system based on CFD approach[J]. *Applied Energy*, 2015, 150: 274-285.

[8] WEI M S, SONG P P, ZHAO B, *et al.* Unsteady flow in the suction process of a scroll expander for an ORC waste heat recovery system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 78: 460-470.

[9] SONG P P, WEI M S, ZHANG Y J, *et al.* The impact of a bilateral symmetric discharge structure on the performance of a scroll expander for ORC power generation system[J]. *Energy*, 2018, 158: 458-470.

[10] SUN S H, WU K, GUO P C, *et al.* Analysis of the three-dimensional transient flow in a scroll refrigeration compressor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 127: 1086-1094.

[11] WANG J, SONG Y X, LI Q, *et al.* Novel structured dynamic mesh generation for CFD analysis of scroll compressors[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2015, 229(8): 1007-1018.

[12] WANG J, LIU Q, CAO C Y, *et al.* Design methodology and geometric modeling of complete meshing profiles for scroll compressors[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 91: 199-210.

[13] RAK J, PIETROWICZ S. Internal flow field and heat transfer investigation inside the working chamber

- of a scroll compressor [J]. **Energy**, 2020, 202: 117700.
- [14] ZHAO R C, LI W H, ZHUGE W L. Unsteady characteristic and flow mechanism of a scroll compressor with novel discharge port for electric vehicle air conditioning[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2020, 118: 403-414.
- [15] CAVAZZINI G, GIACOMEL F, ARDIZZON G, *et al.* CFD-based optimization of scroll compressor design and uncertainty quantification of the performance under geometrical variations[J]. **Energy**, 2020, 209: 118382.
- [16] 王君, 崔淑洁, 冯浩志, 等. 涡旋压缩机不对称双涡旋齿型线的构建与模拟[J]. **工程热物理学报**, 2021, 42(2): 386-392.
- WANG Jun, CUI Shujie, FENG Haozhi, *et al.* Construction and simulation of an asymmetric twin-wrap profile for scroll compressors[J]. **Journal of Engineering Thermophysics**, 2021, 42(2): 386-392.
- [17] VERSTEEG H K, MALALASEKERA W. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method [M]. 2nd. ed. New Jersey, USA: Pearson Education Ltd. , 2007.
- [18] PARK I, CHOI S, LEE B, *et al.* Scroll compressor with an arcuate and a logarithmic spiral sections: US9605675(B2)[P]. 2017-03-28[2021-04-06].
- (本文编辑:石易文)