

涡旋膨胀机的热力学模型与试验验证

彭斌, 李要红, 赵生显

(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃兰州 730050)

摘要: 为研究涡旋膨胀机的性能并对其进行理论和实验分析, 基于能量和质量平衡建立了热力学模型, 在热力学模型中考虑了径向和切向泄漏、工质气体、涡旋盘和板之间的传热。通过求解热力学模型, 得到了工作容积、压力、工作腔质量流量和功率。最后搭建了一个简单的涡旋膨胀机性能测试实验台。通过仿真和实测数据的比较, 验证了所建立的热力学模型能够准确地描述涡旋膨胀机的整个进气、膨胀和排气过程。

关键词: 涡旋膨胀机; 热力学模型; 性能; 试验研究

中图分类号: TH45

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2018.11.003

Numerical Simulation and Experimental Investigation of Scroll Expander

PENG Bin, LI Yao-hong, ZHAO Sheng-xian

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

Abstract: In order to investigate the performance of the scroll expander and conduct theoretical and experimental analysis, a thermodynamic model was established based on the energy and mass balance. Radial and flank leakage, heat transfer between the working fluid, scroll wraps and plates were considered in the thermodynamic modeling. Volume, pressure, mass flow of working chamber and power were investigated by solving the thermodynamic modeling. A simple experimental rig for scroll expander was set up. From the comparison of the simulated and measured data, it could be seen that the proposed thermodynamic modeling could accurately describe all the suction, expansion and discharge processes for scroll expander.

Key words: scroll expander, thermodynamic modeling, performance, experimental investigation

引言

小型能源回收系统是低品位能源回收利用技术的重要组成部分。涡旋膨胀机因其结构与涡旋压缩机相似、具备涡旋压缩机的优点, 作为小型能量回收系统中的能量回收机, 越来越多地应用于低温余热回收系统(有机朗肯循环发电系统)、燃料电池系统和二氧化碳制冷系统^[1]。刘广彬等人建立涡旋膨

胀机的数学模型并对其求解, 得出膨胀腔内工质的质量流量变化规律和不同工况下涡旋膨胀机的输出功率^[2-4]; 宋盼盼对涡旋膨胀机的研究进行了详细的综述^[5]; 吴竺等人通过仿真分析和实验研究, 对有机朗肯循环系统涡旋膨胀机的性能做了大量研究^[6-7]; 许多国外学者将涡旋膨胀机通过低温余热发电系统—有机朗肯循环系统(Organic Rankine Cycle, ORC)对膨胀机的性能做出详细的分析^[8-11]。对于涡旋膨胀机, 通过详细的数学模型和定量分析,

收稿日期: 2017-09-12; 修订日期: 2017-12-12

基金项目: 国家自然科学基金(51275226, 51675254); 甘肃省陇原青年创新人才计划资助

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51275226, 51675254), Gansu Province Lianyuan Youth Innovation Talent Program

作者简介: 彭斌(1976-), 男, 新疆伊宁人, 兰州理工大学教授。

通讯作者: 李要红(1991-), 男, 甘肃武都人, 兰州理工大学硕士研究生。

可以提高仿真精度和性能预测的准确性。

本文详细介绍了涡旋膨胀机的内部工作过程，为了解涡旋膨胀机工作过程的定性和定量特性提供一种思路。针对一种新型一体式涡旋膨胀机，提出了一种涡旋膨胀机性能的综合仿真模型。通过实验来测量膨胀机的性能，从而验证了热力学模型的准确性。

1 几何模型

建立涡旋膨胀机的几何模型，通过几何模型得到涡旋膨胀机各腔容积随主轴转角的变化。根据从吸气到排气的单个腔室计算得出涡旋膨胀机工作腔容积随主轴转角的变化。涡旋膨胀机的基本结构参数如表 1 所示。

表 1 涡旋膨胀机结构参数

Tab. 1 Basic parameters of the scroll expander

参 数	数 值
基圆半径 r_b /mm	2.387
节距 P /mm	15
齿厚 t_c /mm	3.6
齿高 h /mm	20
终端渐开角 φ_e /rad	27.25
修正大圆弧半径 r /mm	4.13
修正小圆弧半径 R /mm	1.02
修正直线 l /mm	5.7

涡旋膨胀机在运行过程中，涡旋齿的最大变形发生在齿头部位，因此对齿头的修正可以增大涡旋齿的强度，本文采用对称双圆弧加直线修正的方式。图 1 为涡旋膨胀机涡旋齿的修正示意图以及修正后的涡旋齿型线。

涡旋膨胀机主要由动静涡旋盘、壳体、发电机等组成。图 2 为一体式涡旋膨胀机的整体结构示意图。

图 3 为膨胀机各个工作腔室的定义。其中 SS 为中心腔，即吸气腔； $V_{1.1}$ 、 $V_{1.2}$ 、 $V_{2.1}$ 、 $V_{2.2}$ 、 $V_{3.1}$ 、 $V_{3.2}$ 为 3 对膨胀腔； d 为排气腔。dis 为排气室高温高压气态工质从吸气腔进入膨胀机，带动动涡盘旋转，动涡盘连接主轴，主轴带动发电机做功，工质经 3 个膨

胀腔流入排气腔，最后排出低压气态工质。

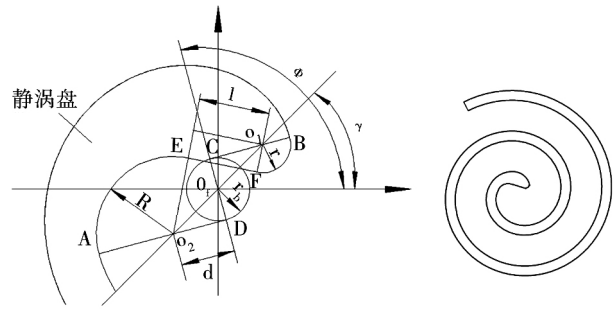


图 1 涡旋齿的修正

Fig. 1 Modification of scrolls

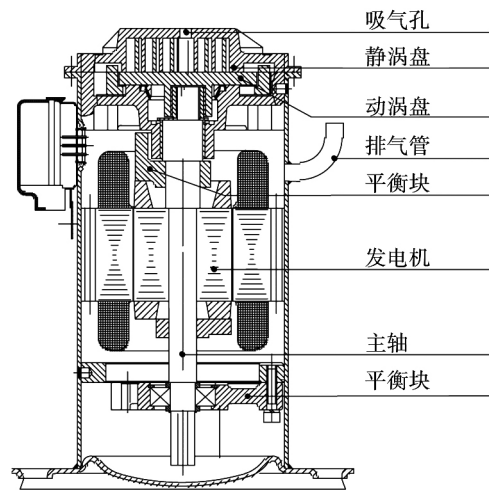


图 2 涡旋膨胀机

Fig. 2 Scroll expander

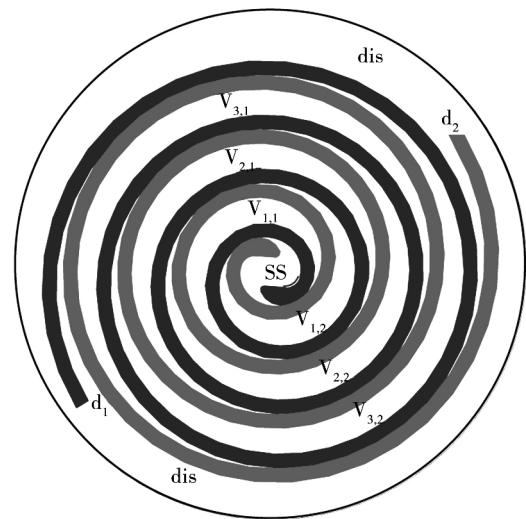


图 3 各工作腔定义

Fig. 3 Definition of expansion chambers

本文采用用基线法计算涡旋膨胀机的容积^[12]。

膨胀机吸气腔的体积:

$$V_s(\theta) = hr_b R_{or} \theta (\theta - \varphi_{i0} - \varphi_{o0} + 3\pi) \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (1)$$

第一膨胀腔的体积计算公式为:

$$V_1(\theta) = h\pi r_b R_{or} (2\theta - (\varphi_{i0} - \varphi_{o0} - \pi)) \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (2)$$

第二膨胀腔的体积:

$$V_2(\theta) = h\pi r_b R_{or} (2(2\pi - \theta) - (\varphi_{i0} - \varphi_{o0} - \pi)) \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (3)$$

第三膨胀腔的体积:

$$V_3(\theta) = h\pi r_b R_{or} (2(4\pi - \theta) - (\varphi_{i0} - \varphi_{o0} - \pi)) \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (4)$$

排气腔的体积:

$$V_d(\theta) = hr_b R_{or} ((2\varphi_e - 2\theta)\varphi_e - (\varphi_e - \theta)2 - (\varphi_e - \theta)(\varphi_{i0} + \varphi_{o0} + \pi) + 2(1 - \cos(\varphi_e - \theta)) - 2(\varphi_e - \pi)\sin(\varphi_e - \theta) \frac{\pi}{4} \sin(2(\varphi_e - \theta))) \varphi_e - 2\pi \leq \theta < \varphi_e \quad (5)$$

式中: φ_{i0} —内壁型线发生角,rad; R_{or} —公转半径,mm; φ_{o0} —外壁型线发生角,rad; θ —主轴转角,rad。

由以上公式所计算的工作腔体积是单腔体积,由于月牙形腔室近似对称,所以体积相同。于是涡旋膨胀机内容积比为:

$$\gamma_e = \frac{2\varphi_e - \varphi_{i0} + \varphi_{o0} - 3\pi}{5\pi - \varphi_{i0} + \varphi_{o0}} \quad (6)$$

图 4 为涡旋膨胀机工作腔容积随主轴转角的变化曲线。图 4(a) 为膨胀机各腔容积的变化曲线,随着主轴转角的增大,工作腔的容积逐渐增大;图 4(b) 为涡旋膨胀机在运转过程中,气体从吸入膨胀机到排出膨胀机,整个腔体的容积变化曲线,从吸气到膨胀,再到排气,完成一次工作过程。

2 热力学模型

2.1 热力学基本控制方程

计算流体热力学的基本控制方程主要有状态方程、质量守恒定律以及热力学第一定律。其中状态方程的表达式为:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{R}{v} \frac{dp}{dv} = -\frac{RT}{v^2} dh = c_p dT$$

$$c_p = 1.11 - 0.48\left(\frac{T}{1000}\right) + 0.96\left(\frac{T}{1000}\right)^2 - 0.42\left(\frac{T}{1000}\right)^3 \quad (7)$$

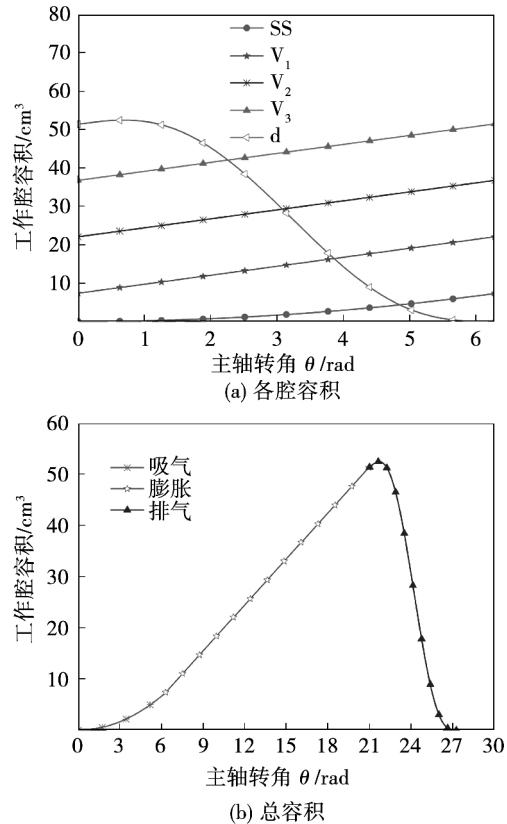


图 4 容积随主轴转角的变化

Fig. 4 Variation of working chamber volume with the orbiting angle

质量守恒定律的表达式为:

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum \frac{m_{in}}{\theta} + \frac{m_{out}}{\theta} \quad (8)$$

热力学第一定律表达式为:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left\{ -T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left[\frac{dV}{d\theta} - \frac{v}{\omega} (m_{in} - m_{out}) \right] - \sum \frac{m_{in}}{\omega} (h - h_{in}) + \frac{Q}{\omega} \right\} \quad (9)$$

根据涡旋膨胀机的几何模型,从热力学第一定律出发,结合气体的状态方程和质量守恒定律,可得

出涡旋膨胀机腔内气体的压力、温度、质量随主轴转角的变化规律^[13-14]。

2.2 吸气质量流量

涡旋膨胀机吸入工质气体的质量流量:

$$\dot{m} = \psi A_s \sqrt{2\rho_h \rho_h} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

$$\left(\frac{p_l}{p_h} \right)_{\text{crit}} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10)$$

式中: T —工作腔内工质温度, K; p —工质压力, MPa; m —工质质量, g; C_v —工质比定容热容, J/(kg·K); v —工质的比容, m³/kg; w —曲轴角速度, rad/s; m_{in} —流入工作腔内工质质量, g; m_{out} —流出工作腔内工质质量, g; h —工质比焓, J; h_{in} —流入工作腔内工质比焓, J; Q —工作腔与外界的热交换量, J; ψ —流动系数; A_s —面积, mm²; ρ_h —高压侧密度, g/cm³; p_h —高压侧压力, MPa; p_l —低压侧压力, MPa; γ —压缩指数; $T_{\text{scroll}}(\varphi)$ —中间温度, K; R —气体常数, J/(mol·K); d_A —传热面积, mm²; t —时间, s。

2.3 传热模型

涡旋膨胀机进排气的传热可按照流体在圆管内强制对流换热计算,其关联式是由 Dittus-Boelter^[15] 确定。

涡旋膨胀机主要的传热为工作腔内的传热。其传热量的确定主要由 3 个参数计算,即传热系数、工质气体与壁面的温差和传热面积。换热系数使用螺旋板式换热器平均对流换热系数的计算方法^[16]:

$$h_c = 0.023 \frac{\kappa}{D_{\text{ef}}} Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(1 + 1.77 \frac{D_{\text{ef}}}{R_{\text{aver}}} \right) \cdot (1 + 8.48 [1 - \exp(-5.35St)]) \quad (11)$$

式中: κ —热导率, W/(m·K); D_{ef} —当量直径, mm; St —斯坦顿数; Re —雷诺数; Pr —普朗特数; R_{aver} —平均半径, mm; A —涡旋齿的面积, mm²。

当量直径定义为工作腔容积与涡旋齿壁面积之比:

$$D_{\text{ef}} = \frac{4V}{A} \quad (12)$$

平均半径 R_{aver} 由下式确定:

$$R_{\text{aver}} = a \left[\frac{(\varphi_k - \pi/2) + (\varphi_{k-1} - \pi/2)}{2} \right] \quad (13)$$

Jand and Jeong 通过实验得出从涡旋齿中心到

齿末端上的温度随渐开角呈线性分布^[17]。即

$$T(\varphi) = \frac{T_{s1} - \bar{T}}{2(\varphi_2 - \varphi_1)} (\varphi - \varphi_1) + T_{s1} \quad (14)$$

式中: T_{s1} —渐开角为 φ_1 处的温度, K; \bar{T} —涡旋齿平均温度, K; φ —涡旋齿渐开角, rad。

对于工作腔内传热面积的计算,主要有涡旋齿壁和涡旋盘顶部或底部面积两部分。在渐开角 φ_k 到 $\varphi_k - 2\pi$ 范围内所形成的工作腔内涡旋齿壁的面积微分为:

$$dA = hr_b(\varphi - \varphi_0) d\varphi \quad (15)$$

涡旋盘底部的面积微分为:

$$dA = \frac{1}{2} r_b^2 [(\varphi - \varphi_0)^2 - (\varphi - \pi - \varphi_0)^2] d\varphi \quad (16)$$

式中: φ_0 —中心渐开线起始角, rad。

于是,传热量的计算方法为:

$$Q = h_c \int_A [T(\varphi) - T(k, j)] dA \quad (17)$$

式中: $T(k, j)$ —在第 k 个工作腔内主轴转角为 θ_j 时的温度, K。

2.4 泄漏模型

在膨胀过程中,相邻腔室之间存在压差,导致高压腔室的工质向低压腔室泄漏。涡旋膨胀机的泄漏主要有由径向间隙引起的切向泄漏和由轴向间隙引起的径向泄漏,图 5 为两种泄漏示意图。

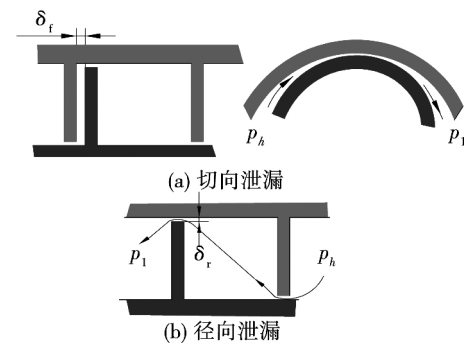


图 5 切向泄漏和径向泄漏

Fig. 5 Flank and radial leakage

2.4.1 切向泄漏

由于存在径向间隙,会产生切向泄漏,其途径包括吸气腔与膨胀腔、膨胀腔与膨胀腔、膨胀腔与排气腔之间的泄漏。切向泄漏线的长度为涡旋型线的高

度 h 其泄漏面积的计算方式为:

$$A_{f_{in}} = A_{f_{out}} = h\delta_r \quad (18)$$

2.4.2 径向泄漏

动静涡盘在装配时存在轴向间隙,产生径向泄漏。涡旋膨胀机的径向泄漏是高压腔体中的工质气体通过轴向间隙流向低压腔体。本文假设每一对月牙腔内气体的压强分布均匀,即不考虑一对腔体之间存在的泄漏。则径向泄漏由两部分组成,即由上一腔体的泄入和向下一腔体的泄出。图 6 为涡旋膨胀机径向泄漏示意图。

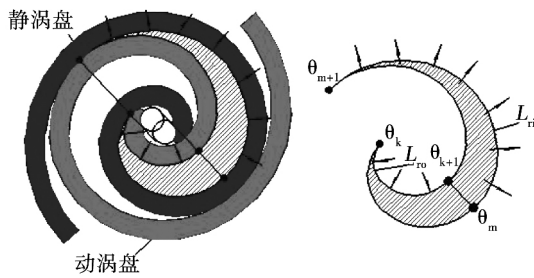


图 6 径向泄漏

Fig. 6 Radial leakage

如图 6 所示,由上一腔体泄入的泄漏线长度是动涡旋齿外壁型线的长度,由圆渐开线的几何关系可知,膨胀机工作腔径向泄漏由上一腔体泄进来泄漏线长度及泄漏面积计算公式为:

$$L_{r_o} = \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} r_b \varphi d\varphi = \frac{1}{2} r_b (\varphi_{k+1}^2 - \varphi_k^2)$$

$$S_{r_{in}} = \delta_r L_{r_o} \quad (19)$$

式中: $S_{r_{in}}$ —工质气体泄入的泄漏面积, mm^2 ; φ_k 、 φ_m —动、静涡盘啮合点处涡旋齿型线的渐开角, rad; L_{r_o} —月牙腔泄入泄漏线的长度, mm ; 向下一腔体泄出的泄漏线长度是静涡旋盘内壁型线的长度, mm 。月牙腔向下一腔体的泄漏线长度及泄漏面积为:

$$L_{r_i} = \int_{\varphi_m}^{\varphi_{m+1}} r_b (\varphi - \alpha) d\varphi = \frac{1}{2} r_b (\varphi_{m+1}^2 - \varphi_m^2) - r_b \alpha (\varphi_{m+1} - \varphi_m)$$

$$S_{r_{out}} = \frac{1}{2} \delta_r r_b (\varphi_{m+1}^2 - \varphi_m^2) \quad (20)$$

式中: L_{r_i} —月牙腔泄出泄漏线的长度, mm ; δ_r 、 δ_r —一切向间隙和径向间隙,一般与吸气压力和排气压力的比值有关, mm 。其求解方式由以下两式

求得^[14]:

$$\delta_r = -9.615 \times 10^{-5} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1.67 \right) + 20 \times 10^{-6}$$

$$\delta_r = 1.1 \times 10^{-6} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1.67 \right) + 10^{-6} \quad (21)$$

2.5 膨胀机的输出功率

涡旋膨胀机的运行属于非稳态运行工况。随着高压工质气体进入膨胀机,带动动涡盘旋转,进而通过主轴带动发电机做功。而动涡盘的转动主要依靠涡旋齿所受切向气体力矩的作用。

涡旋膨胀机切向气体力的计算表达式为:

$$F_t(\theta) = \sum_{i=1}^N P(2i - \frac{2\pi - \theta}{\pi}) h (p_i - p_{i+1}) \quad (22)$$

切向气体力矩的计算表达式为:

$$M_t(\theta) = F_t(\theta) R_{or} = \sum_{i=1}^N P(2i - \frac{2\pi - \theta}{\pi}) h (p_i - p_{i+1}) R_{or} \quad (23)$$

于是,膨胀机的输出功率为:

$$W(\theta) = M_t(\theta) \omega \eta_m \quad (24)$$

式中: P —节距, mm ; p_i —第 i 腔压力, MPa ; N —腔体个数; R_{or} —公转半径, mm ; h —齿高, mm ; p_d —排气压力, Pa ; p_s —吸气压力, Pa 。

其中,机械效率的计算表达式为:

$$\eta_m = 0.868 + 0.0048f - 4.4444 \times 10^{-5} f^2 \quad (25)$$

式中: f —修正系数。

3 计算结果与分析

在理论分析的基础上,通过 MATLAB 和 FORTRAN 软件对热力学模型进行模拟计算。图 7 为涡旋膨胀机热力学模型模拟计算流程图,根据膨胀机几何结构和参数,首先求解出膨胀机工作腔的容积随主轴转角的变化曲线,然后由几何模型、传热模型、泄漏模型以及控制方程组计算出膨胀机工作腔的质量和压力随曲轴转角的变化,并得到涡旋膨胀机的质量流量和轴功率等性能参数^[18]。涡旋膨胀机热力学模型的求解结果与文献 [19] 相比较,有较高的准确度,验证了本文数值求解的正确性。

3.1 压力变化

图 8 为膨胀机腔内工质压力随主轴转角的变化曲线。膨胀机设定转速为 2 500 r/min ,进气压力为 0.7 MPa ,之后由于进气孔口的节流作用 ,压力稍有下降 ,压差为 70 kPa。由于在进气结束开始膨胀之前 ,气体来不及进入膨胀腔 ,所以导致工质压力有一定的增大 ,随着主轴转角的变化 ,工质的压力逐渐减小 ,最后排出膨胀机。

3.2 泄漏量

图 9 为涡旋膨胀机的泄漏随主轴转角的变化曲线。图 9(a) 为径向泄漏线的长度变化 ,图 9(b) 为泄漏量的变化曲线。径向泄漏线的长度随主轴转角的增大而增大 ,变化趋势与容积变化一致。进气后随着主轴转角的增大 ,第一腔的泄漏逐渐增大 ,随后由于各腔压力逐渐减小 ,泄漏量逐渐减少。

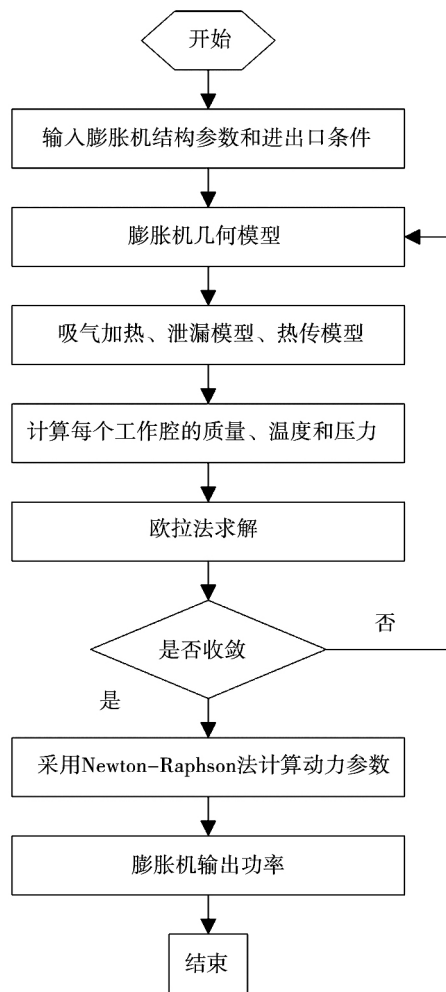


图 7 热力学模型求解流程

Fig. 7 Flowchart of thermodynamic model

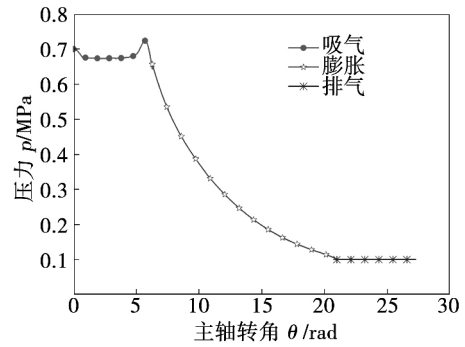
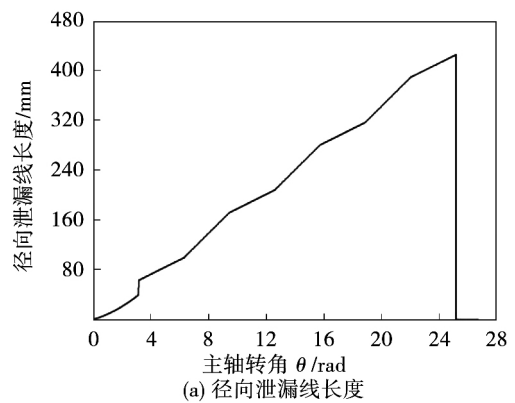
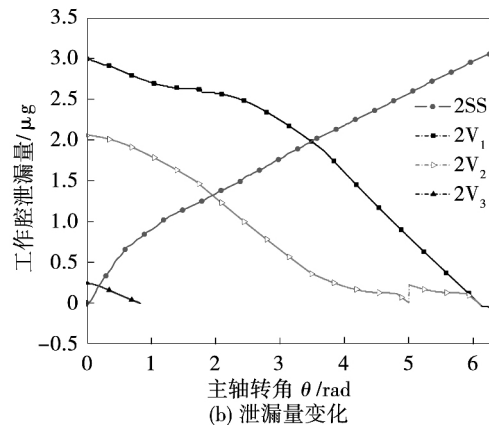


图 8 压力随主轴转角变化

Fig. 8 Pressure variation with the orbiting angle and volume



(a) 径向泄漏线长度



(b) 泄漏量变化

图 9 泄漏随主轴转角的变化

Fig. 9 Leakage variation with the orbiting angle

3.3 质量流量

图 10 为涡旋膨胀机腔内工质质量随主轴转角变化的曲线。曲线变化和容积曲线基本一致 ,随着主轴转角的变化 ,吸气阶段逐渐增大 ,到膨胀阶段趋于平缓;在排气阶段 ,由于膨胀机工作腔内工质容积达到最大值 ,因此质量有一定的积累 ,稍有上升 ,之后逐渐减小 ,直至排气结束。

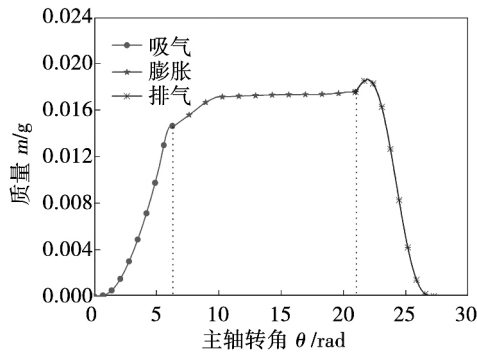


图 10 工作腔质量随主轴转角变化

Fig. 10 The change of working chamber mass with respect to the orbiting angle

4 试验验证

为验证上述热力学模型的正确性, 本文搭建了测试涡旋膨胀机性能的简易实验平台, 如图 11 所示。所用工质为高压氮气, 测试采用万用表测量所得数据, 其精度为 0.5。

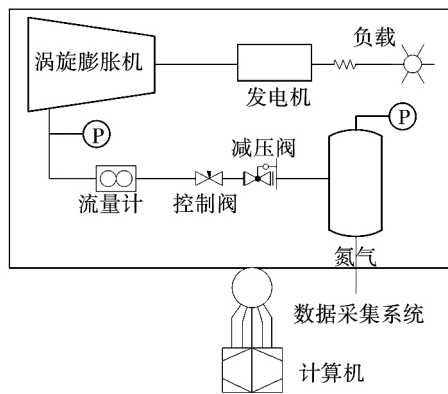


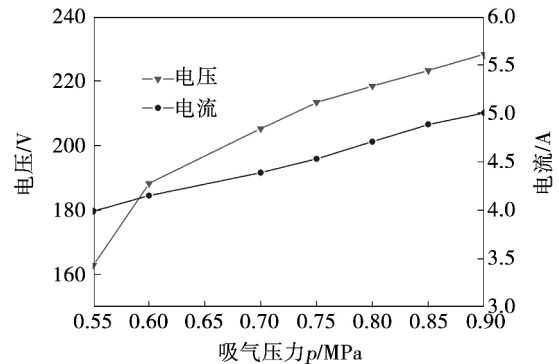
图 11 实验原理

Fig. 11 Experiment platform

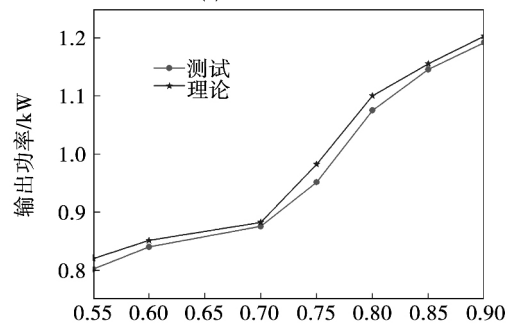
由图 11 可知, 涡旋膨胀机是由压缩氮气驱动的, 高压氮气通过减压阀、控制阀和流量计进入膨胀机吸气腔。控制阀用来控制进入吸气腔的压力。发电机将机械能转化为电能, 从数据采集系统可以得到电压、电流和功率随进气压力的变化规律。

图 12 为涡旋膨胀机性能随进气压力的变化。图 12(a) 为膨胀机输出的电压与电流随膨胀机进气压力的变化, 图 12(b) 为膨胀机功率随进气压力的变化。随着进气压力增大, 膨胀机输出的电压与电流均增大, 膨胀机的输出功率越来越大。当吸气压

力达到 0.9 MPa 时, 输出功率几乎是达到 1.2 kW, 输出功率的相对误差在 15 W 到 50 W 之间, 误差的主要来源是读数误差和设备精度误差。通过计算结果与实验结果相比较验证了所提出涡旋膨胀机的热力学模型的准确性。



(a) 输出电压与电流



(b) 功率随进气压力的变化

图 12 性能随进气压力变化

Fig. 12 Voltage and current vs. suction pressure

5 结论

(1) 提出了涡旋膨胀机的几何模型, 并推导出工作腔体积随主轴转角的变化规律。

(2) 基于能量守恒和质量守恒方程, 建立了涡旋膨胀机的热力学模型, 并通过采用欧拉法求解热力学模型, 确定工作腔内气体的质量和压力。

(3) 利用开发的一体式涡旋膨胀机原型机验证所建立热力学模型的正确性。从热力学模型得到膨胀机输出功率的模拟结果与实验结果的最大差值为 20 W 与最小差值为 10 W, 符合误差允许范围。结果表明, 该模型具有令人满意的精度, 热力学模型为涡旋膨胀机工作过程的模拟提供了基础。

参考文献:

- [1] PENG Bin ,Arnaud LEGROS ,Vincent LEMORT. Recent advances on the oil-free scroll compressor[J]. Recent Patents on Mechanical Engineering 2016 9(1): 37 - 47.
- [2] 刘广彬 ,赵远扬 ,李连生. 低温余热回收用涡旋膨胀机性能模拟研究[J]. 西安交通大学学报 2009 43(7): 88 - 91.
LIU Guang-bin ,ZHAO Yuan-yang ,LI Lian-sheng. Simulation of scroll expander used in low-temperature waste heat recovery system [J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University 2009 43(7): 88 - 91.
- [3] 刘广彬 ,赵远扬 ,李连生. 小型低温余热发电系统膨胀机输出特性试验研究 [J]. 西安交通大学学报 ,2009 ,43(11): 100 - 103.
LIU Guang-bin ,ZHAO Yuan-yang ,LI Lian-sheng. Experiment on output characteristics of scroll expander in small power generation system with low-temperature waste heat [J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University 2009 43(11): 100 - 103.
- [4] LIU Guang-bin ,ZHAO Yuan-yang ,YANG Qi-chao. Theoretical and experimental research on scroll expander used in small scale organic Rankine cycle system [J]. Part E Journal of Process Mechanical Engineering 2013 229(1): 25 - 35.
- [5] SONG P ,WEI M ,SHI L. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems [J]. Applied Thermal Engineering 2015 75(75): 54 - 64.
- [6] WU Z ,PAN D ,GAO N. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system [J]. Applied Thermal Engineering 2015 87: 529 - 537.
- [7] 吴竺 ,朱彤 ,高乃平. 有机朗肯循环涡旋膨胀机性能测试与仿真分析 [J]. 制冷技术 2017 37(1): 8 - 12.
WU Zhu ,ZHU Tong ,GAO Nai-ping. Testing and simulation of performance for scroll expander used in organic Rankine cycle [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology 2017 37(1): 8 - 12.
- [8] TARIQUE M A ,DINCER I ,ZAMFIRESCU C. Experimental investigation of a scroll expander for an organic Rankine cycle [J]. International Journal of Energy Research , 2014 , 38 (14) : 1825 - 1834.
- [9] LEMORT V ,QUOILIN S ,CUEVAS C et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle [J]. Applied Thermal Engineering 2009 29(14): 3094 - 3102.
- [10] QUOILIN S ,LEMORT V ,LEBRUN J. Experimental study and modeling of an organic rankine cycle using scroll expander. Applied Energy [J]. 2010 87(4): 1260 - 1268.
- [11] QUOILIN S. Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications [D]. Belgium: University of Liège 2011.
- [12] 彭斌 ,孙迎. 变截面涡旋压缩机的数学模型和实验研究 [J]. 机械工程学报 2015 51(14): 185 - 191.
PENG Bin ,SUN Ying. Investigation of mathematical modeling and experiment for variable thickness scroll compressor [J]. Journal of Mechanical Engineering 2015 51(14): 185 - 191.
- [13] HALM N H. Mathematical modeling of scroll compressors [D]. West Lafayette Purdue University ,1997.
- [14] CHENYU. Mathematical modeling of scroll compressors [D]. West Lafayette: Purdue University 2000.
- [15] INCROPERA F P ,DEWITT D P. Fundamentals of heat and mass transfer [M]. New York: John Wiley & Sons ,1996.
- [16] JANGK ,JEONG S. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll ompressor [J]. International Journal of Refrigeration 2006 29(5): 744 - 753.
- [17] INCROPERA F P ,DEWITT D P. Fundamentals of heat and mass transfer [M]. New York: John Wiley & Sons ,1996.
- [18] JANG K ,JEONG S. Temperature and heat flux measurement inside variable speed scroll compressor [J]. 20th International Congress of Refrigeration , Sydney ,1997 293 - 302.
- [19] PENG Bin ,ZHU Bing-guo ,LEMORT V. Theoretical and experimental analysis of scroll expander [C] // 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue 2016.

(姜雪梅 编辑)