

低温余热回收用涡旋膨胀机性能模拟研究

刘广彬, 赵远扬, 李连生, 卜高选, 束鹏程

(西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心, 710049, 西安)

摘要: 采用 R123 为循环工质, 建立了应用于低温余热回收系统中涡旋膨胀机工作过程的数学模型, 分析了吸、排气损失和泄漏、传热对涡旋膨胀机工作过程的影响. 结果表明: 涡旋膨胀机实际工作过程与理论过程存在偏差, 吸气和排气过程存在压力损失, 整个过程中伴随着泄漏与热传递; 膨胀腔内工质的质量在吸气结束时低于理论值, 膨胀过程中工质的质量先减小再增大; 实际输气量和输出功率随转速的增加而增大, 但增加量随转速的增加而减小; 容积效率随转速的增加而增大; 降低径向和轴向间隙可以提高膨胀机的容积效率.

关键词: 低温余热回收系统; 涡旋膨胀机; 模拟

中图分类号: TM61 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)07-0088-04

Simulation of Scroll Expander Used in Low-Temperature Waste Heat Recovery System

LIU Guangbin, ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, BU Gaoxuan, SHU Pengcheng

(National Engineering Research Center of Fluid Machinery and Compressor, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A mathematic model of the scroll expander in the low-temperature waste heat recovery system using R123 as working fluid was established and the effects of suction and discharge, leakage, and heat transfer on its working process were analyzed. The results show that the actual process is different from the theoretic one because of the pressure loss in the suction and discharge processes and the leakage and heat transfer in the entire process. The working fluid mass in the expansion chamber is less than the theoretic value after the suction process, and it decreases at the beginning of expansion and then increases. The actual delivery and power output increase but their increments decrease with the increase of the rotational speed. The volumetric efficiency increases with the rotational speed. In addition, the volumetric efficiency may be enhanced by reducing the radial clearance and axial clearance.

Keywords: waste heat recovery system; scroll expander; simulation

随着石油、煤炭等不可再生能源的消耗及环境问题的加剧, 节能、减排以及新能源的开发利用已经成为研究的热点. 有机朗肯循环系统在利用低品味热源时具有较好的效果, 可以用于回收工业废热、太阳能、地热能等低温热源的热量, 近年来越来越引起人们的重视. 有机朗肯循环采用低沸点的干性工质或等熵工质, 使系统中不用设置过热器就具有较好的性能^[1]. R123 作为 R11 的替代工质, 是一种低沸

点等熵工质(饱和蒸气线 $ds/dT \approx 0$), 适合于低温余热有机朗肯循环系统^[2-3]. 涡旋膨胀机由于效率高、振动小、噪声低、结构简单、可靠性好等特点, 多应用于燃料电池系统以及 CO_2 制冷系统中^[4-5], 但目前较少应用于低温余热回收系统^[6-7]. 由于涡旋膨胀机工作过程中存在吸气和排气损失、径向和切向泄漏以及热传递, 所以实际工作过程与理论过程存在较大差异, 分析实际过程与理想过程的差异对涡旋膨

胀机设计以及系统性能评估十分重要。

本文采用 R123 作为循环工质,建立了涡旋膨胀机工作过程的数学模型,分析了在有机朗肯循环系统工况下,由于吸气和排气损失、泄漏及内部传热对涡旋膨胀机工作性能的影响,比较了实际工作过程与理论过程的差异,为系统中的涡旋膨胀机设计、评估和改进提供依据。

1 基本原理及性能参数

有机朗肯循环系统与水蒸气动力循环系统相似,均通过加热循环工质成为高压蒸气,推动膨胀机对外做功。如图 1 所示,工质通过和热源的热交换,变为具有较高压力和温度的过热蒸气,通过在膨胀机内膨胀做功,其压力和温度降低,再经冷却水冷却后变为液态,由工质泵增压后被重新送入蒸发器,完成一个循环。

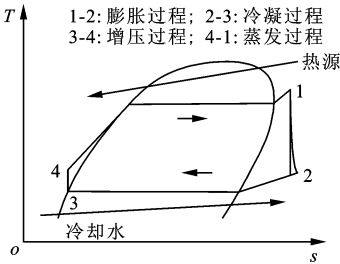


图 1 有机朗肯循环 T-s 图

涡旋膨胀机在有机朗肯循环系统中起着回收功的作用,理想膨胀过程为等熵过程,但实际工作过程中存在泄漏和传热,高压气体经过轴向间隙和径向间隙向低压工作腔泄漏,同时工质通过涡盘涡圈侧和涡盘底面分别与相邻工作腔及外界发生热交换,如图 2 所示。

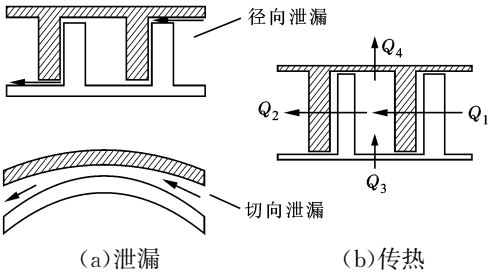


图 2 泄漏及传热示意图

计算中采用的有机朗肯循环系统以 R123 作为循环工质,回收 100 ℃的热源热量,膨胀机入口温度为 90 ℃,入口压力为 400 kPa,膨胀机出口压力为

111 kPa,采用涡旋膨胀机作为膨胀机械,涡旋型线为圆的渐开线,涡旋线始端无修正,具体结构参数见表 1。

表 1 涡旋膨胀机结构参数

结构参数	数值
基圆半径 a/mm	3.66
渐开线发生角 $\beta/(\text{^\circ})$	36
基圆中心矩 d/mm	6.9
轴向间隙 C_t/mm	0.04
涡旋线圈数	3
涡旋体高度 h/mm	40
膨胀起始角 $\theta/(\text{^\circ})$	90
径向间隙 C_r/mm	0.03

2 数学模型^[8]

涡旋膨胀机膨胀腔内的质量变化由泄漏量决定,根据控制容积内质量守恒得到连续方程

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} + \frac{dm_{out}}{d\theta} \tag{1}$$

式中: m 为控制容积内工质的质量; m_{in} 和 m_{out} 分别为漏入和漏出质量; θ 为主轴转角。

根据进入和流出控制容积的能量守恒,可以得到任意转角下控制容积的能量守恒方程

$$\frac{d(mu)}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \sum \left(\frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} \right) + \sum \left(\frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} \right) + \frac{dW}{d\theta} \tag{2}$$

式中: u 为比热力学能; Q 为热量; W 为功; h_{in} 为进入控制容积的比焓; h_{out} 为流出控制容积的比焓。

涡旋膨胀机包括径向泄漏和切向泄漏,由于膨胀机中的工作介质为有机工质,其泄漏量与理想气体有较大区别,因此采用以下可压缩流体流过理想喷管的有限流动泄漏模型

$$\frac{dm_{ti}}{d\theta} = \varphi_t \rho_i(\theta) \frac{C_t L_{ti}(\theta)}{\omega} \left[\frac{2k}{k-1} \frac{p_i(\theta)}{\rho_i(\theta)} \left(\epsilon^{\frac{2}{k}} - \epsilon^{\frac{k+1}{k}} \right) \right]^{1/2} \tag{3}$$

$$\frac{dm_{ri}}{d\theta} = \varphi_r \rho_i(\theta) \frac{2C_r h}{\omega} \left[\frac{2k}{k-1} \frac{p_i(\theta)}{\rho_i(\theta)} \left(\epsilon^{\frac{2}{k}} - \epsilon^{\frac{k+1}{k}} \right) \right]^{1/2} \tag{4}$$

$$\text{当 } \frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \text{ 时, } \epsilon = \frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} \tag{5}$$

$$\text{当 } \frac{p_{i+1}(\theta)}{p_i(\theta)} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \text{ 时, } \epsilon = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \tag{6}$$

第 i 个工作腔的径向泄漏线长度为

$$L_{ri}(\theta) = 2\pi a[2\pi(i-1) + \theta] \quad (7)$$

各式中: φ_r 和 φ_t 分别为径向和切向泄漏的流量系数,这里取为 0.87; C_t 和 C_r 分别为轴向和径向间隙; k 为膨胀过程指数; a 为渐开线基圆半径; h 为涡旋体高度; 下标 i 和 $i+1$ 为第 i 个工作腔和第 $i+1$ 个工作腔。

由于吸气孔口和排气孔口面积一般较大,工质流经孔口时压降较小,所以采用以下小孔节流模型描述吸气和排气过程

$$\frac{dm}{d\theta} = \varphi_h A_h [2\rho_h(p_h - p_l)]^{1/2} \quad (8)$$

式中: φ_h 为孔口流量系数,这里取为 0.95; A_h 为孔口面积; p_h 和 p_l 分别为孔口高、低压侧压力; ρ_h 为高压侧的密度。

涡旋膨胀机工作过程中,控制容积内的工质通过控制容积边界同外界换热,主要包括工质通过涡盘涡圈侧与相邻工作腔间的换热和工质通过涡盘底面与外界的换热,计算中采用以下对流换热系数经验公式

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{3\omega d^2}{\nu} \right)^{0.8} Pr^b \quad (9)$$

式中: λ 为涡旋壁导热系数; d 为动、静涡盘基圆中心的距离; ω 为角速度; ν 为工质运动黏性系数; Pr 为普朗特数. 当壁面对工质加热时, $b=0.4$, 当工质对壁面加热时, $b=0.3$

3 计算结果及讨论

涡旋膨胀机工作过程中,膨胀腔的容积从 0 开始逐渐增大,到排气开始后逐渐减少,最后膨胀腔容积减小到 0,完成一个循环. 图 3 为吸气压力为 400 kPa 时膨胀过程压力 p 随膨胀容积比 V/V_0 的变化,其中 V 表示膨胀腔容积, V_0 表示膨胀终了时的膨胀腔容积. 从图中可以看出,在吸气过程中,由于孔口的节流作用,使得气体压力逐渐降低,吸气结束时的压力低于吸气压力. 在膨胀过程中,由于泄漏和传热的影响,实际膨胀过程偏离了理想膨胀过程. 排气过程由于排气孔口面积较大,所以排气过程压力损失并不明显。

图 4 为吸气压力为 400 kPa 时膨胀腔内工质质量 m 随主轴转角 θ 的变化,吸气结束时实际气体质量小于理论值,这是因为吸气孔口的节流作用使得吸气结束时膨胀腔内压力低于理论值,膨胀腔内工质质量低于理论值,在膨胀过程中,由于泄漏的影

响,膨胀腔内工质质量先减小,随后逐渐增加,排气过程工质的质量随主轴转角的增加而减小,但略高于理想值,这与排气孔面积较大有关。

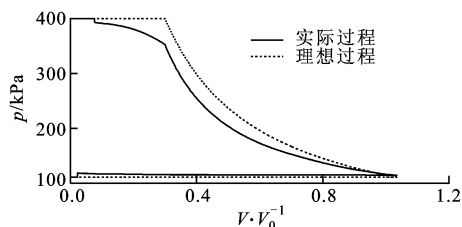


图 3 膨胀腔内压力变化

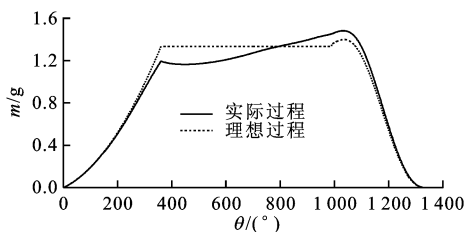


图 4 膨胀腔内工质质量的变化

图 5 是吸气压力为 300、400、500 kPa 三种工况下涡旋膨胀机输气量 q_m 随转速 n 的变化,虽然随着转速的增加,输气量的增加量降低,但是单位时间内的输气量仍然增加,转速变化对输气量的影响大于泄漏和传热对输气量的影响。

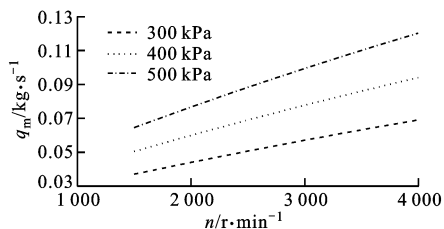


图 5 输气量随转速的变化

图 6 为涡旋膨胀机输出功率 P_t 随转速 n 的变化,从图 6 可以看出,输出功率随转速的增加而增加,但输出功率的变化量随转速的增加而减小,即随着转速的增加,输出功率的增加变得缓慢. 这是由于随着转速的增加,吸、排气孔口的压力损失增大,同时膨胀过程工质泄漏量减少,两个因素的共同作用使得输出功率低于理想值。

涡旋膨胀机的容积效率定义为理想过程输气量与实际过程输气量的比值,图 7 为容积效率 η_v 随转速的变化,从图 7 可以看出,容积效率随着转速的增加而增加,在低转速时增加较明显,在高转速时增加变得缓慢. 这是由于吸气孔口对吸入气体的节流作

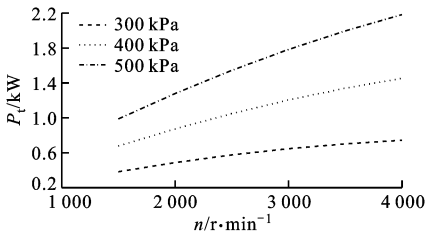


图 6 输出功率随转速的变化

用随着转速的增加而增强,同时膨胀过程径向和切向泄漏量随着转速的增加而减小的缘故。

图 8 表示吸气压力为 400 kPa 时泄漏间隙 C 对容积效率的影响,轴向和径向间隙的增大会使得泄漏量增加,降低涡旋膨胀机的容积效率。由于径向泄漏线长度大于切向泄漏线长度,所以轴向间隙对容积效率的影响较大。

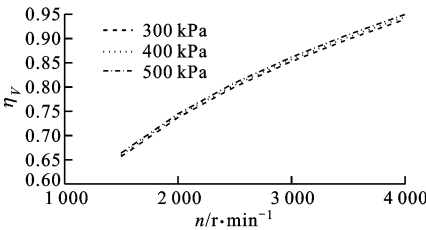


图 7 容积效率随转速的变化

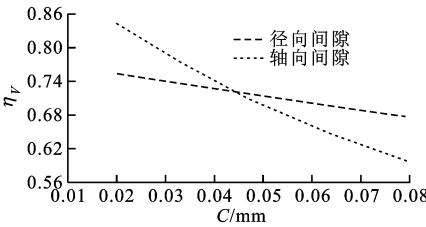


图 8 容积效率随泄漏间隙的变化

4 结 论

有机朗肯循环系统能够有效地回收低品位的热源能量,采用涡旋膨胀机作为膨胀机械应用于该系统具有较好的性能。涡旋膨胀机实际工作过程与理论过程存在偏差,吸、排气过程存在压力损失,且吸气过程压力损失较大,吸气结束时的压力低于吸气

压力,膨胀终了时的压力高于排气压力。吸气结束时膨胀腔内的工质质量低于理想吸气过程值,膨胀过程中由于泄漏和传热的影响,膨胀腔内工质质量先减小再增加,排气过程工质质量变化接近理想过程。实际输气量和实际输出功率随转速的增加而增加,但增加量随转速的增加而减小。容积效率随转速的增加而增加,在高速时比在低速时变化缓慢。径向、轴向间隙影响涡旋膨胀机的泄漏量,减小间隙可提高容积效率。

参考文献:

[1] HUNG T C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42(5): 539-553.

[2] YAMAMOTO T, FURUHATA T, ARAI N, et al. Design and testing of the organic Rankine cycle[J]. Energy, 2001, 26(3): 239-251.

[3] MAIZZA V, MAIZZA A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(3): 381-390.

[4] GAO Xiaojun, LI Liansheng, ZHAO Yuanyang, et al. Research on a scroll expander used recovering work in a fuel dell [J]. Int J of Thermodynamics, 2004, 7(1): 1-8.

[5] KIM H J, AHN J M, CHO S O, et al. Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ trans-critical cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(13): 1654-1661.

[6] PETERSON R B, WANG H, HERRON T. Performance of a small regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; A, 2007, 222(3): 271-282.

[7] KIM H J, AHN J M, PARK I, et al. Scroll expander for power generation from a low-grade steam source [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; A, 2007, 221(5): 705-712.

[8] 顾兆林, 郁永章, 冯诗愚. 涡旋压缩机及其它涡旋机械 [M]. 西安: 陕西科学技术出版社, 1998: 131-154.

(编辑 王焕雪)