

涡旋制冷压缩机外部冷却的研究

孙帅辉¹, 赵远扬¹, 王智忠¹, 马瑞², 李连生³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国石油管道公司压缩机维护检修中心, 065000, 河北廊坊; 3. 合肥通用研究所压缩机技术国家重点实验室, 230031, 合肥)

摘要: 为具有外冷结构的涡旋制冷压缩机的工作过程建立了热力学模型, 并研制了实验室样机, 该压缩机的冷却结构可以深入到样机内部, 其冷却效果更好. 在搭建的相关冷却水循环回路中对无水冷和不同进口水温下的性能参数进行了测试, 结果表明: 相对于无水冷的工况, 当进口水温为 25 ℃ 时, 输入功和排气温度分别降低了 11.9% 和 36%, 制冷量和容积效率分别提高了 11% 和 12.7%, 系统的制冷系数 COP 提高了 26.2%; 对于有水冷的工况, 当进水温度从 55 ℃ 降低到 15 ℃ 时, 系统的 COP 约提高 1.5%, 排气温度从 86 ℃ 降低到 64 ℃, 降低了 22 ℃, 水和压缩机的换热量从 1 261 W 升高到 2 507 W, 提高了 1 246 W. 模拟结果与实验结果吻合良好.

关键词: 涡旋压缩机; 制冷系统; 外部冷却

中图分类号: TB652; TH45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)01-0048-05

Research on Scroll Refrigeration Compressor with External Cooling

SUN Shuaihui¹, ZHAO Yuanyang¹, WANG Zhizhong¹, MA Rui², LI Liansheng³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Compressor-Set Overhaul Center, Petro China Pipeline Company, Langfang, Hebei 065000, China; 3. State Key Laboratory for Compressor Technology, Hefei General Machinery Research Institute, Hefei 230031, China)

Abstract: The working process of a scroll refrigeration compressor with special external cooling structure was studied. With the structure, the cooling fluid can flow into the prototype head and cool the compression chamber effectively. A thermodynamic model was established to simulate the scroll compressor with external cooling. The prototype was fabricated and the cooling water loop was built. Then the prototype was tested with and without the water cooling. The results show that the water cooling can improve the performance of the compressor significantly. Compared with the operation condition without water cooling, the power input and the discharge temperature decrease by 11.9% and 36%, respectively, the cooling capacity and the volumetric efficiency increase by 11% and 12.7% respectively, and the system COP (coefficient of performance) increases by 26.2% when the inlet water temperature is 25 ℃. For the compressor with special external cooling structure, when the inlet water temperature decreases from 55 ℃ to 15 ℃, the COP of the system increases by about 1.5%, but the discharge temperature drops from 86 ℃ to 64 ℃ and the heat transfer between the water and the compressor rises from 1 261 W to 2 507 W. The simulation results agree well with the experimental data.

Keywords: scroll compressor; refrigeration system; external cooling

节能降耗及环境保护已成为社会可持续发展所 面临的重要课题之一^[1]. 空调制冷系统的耗能主要

收稿日期: 2011-07-13. 作者简介: 孙帅辉(1984—),男,博士生;王智忠(通信作者),男,高级工程师. 基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2009BAA17B04).

网络出版时间: 2011-12-12 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20111212.1003.001.html>

是制冷压缩机的耗电,因此提高压缩机的效率意义重大. 压缩过程的冷却影响着压缩机的性能,通过冷却使压缩趋于等温过程可以降低压缩功,降低压缩机的排气温度和整机温度,进而可以降低冷凝器的负荷,提高电机效率,增强压缩机的可靠性.

涡旋压缩机以其效率高、噪音低、能耗低、体积小等优点,被广泛应用于制冷领域. 目前,涡旋制冷压缩机的冷却有 2 种方式:①内部冷却(内冷);②外部冷却(外冷),即通过在涡旋压缩机外部安置水套或散热翅片等来排放压缩机内部的热量. 国内外就内冷的研究诸多^[2-9],包括喷液冷却、喷气冷却和喷油冷却,其结果表明:喷液冷却可以有效降低压缩机的排气温度,提高压缩机的稳定性,但却导致压缩腔内制冷剂的质量流量增大,这将造成压缩功提升;喷气冷却可以提高系统的制冷量;喷油冷却可以提高压缩机的容积效率,降低排气温度.

就涡旋压缩机外冷的研究目前还比较少,主要涉及的内容包括:涡旋压缩机外冷的理论分析^[10];自然冷却、静盘强制对流冷却和动盘强制对流冷却对涡旋制氧压缩机性能的影响^[11];通过水套和冷却盘管进行冷却,以改善无油涡旋空气压缩机的工作性能^[12]. 上述的外冷都是针对压缩机机头进行的,未深入到压缩腔内部.

本文研究是就压缩过程冷却展开的,这种冷却方式可以深入到机头内部对涡旋压缩机的静盘压缩腔进行冷却,同时还为该冷却方式建立了数学模型,制造了实验样机,以分析外冷对压缩过程的影响.

1 外冷结构和数学模型

1.1 外冷结构

图 1 为高压腔结构的涡旋制冷压缩机实验样机结构. 冷却结构位于静盘内部,由内冷水道和外冷水道组成,其中内冷水道用来冷却静盘涡齿,外冷水道

用来冷却静盘涡齿底部的平板和静盘盖. 内冷水道和外冷水道相互串联,工作时冷却水经进水口依次流经内冷水道、外冷水道,并由出水口排出. 样机参数和内、外冷却水道的结构见文献^[13].

1.2 数学模型

由于动、静盘的厚度不同,所以涡旋压缩机的两个相对工作腔并不是严格对称的,但是通过计算发现它们的差异很小. 为了简化模型,可以认为这 2 个工作腔的状态相同,并作为一个控制容积来计算. 利用开口系的能量和质量守恒方程,可以得到控制容积内的工质参数在工作过程中随转角变化的基本方程^[14],即

$$\frac{dT_{\text{ref}}}{d\theta} = \frac{1}{mC_v} \left[-T_{\text{ref}} \left(\frac{\partial p}{\partial T_{\text{ref}}} \right)_v \left[\frac{dV}{d\theta} - \frac{v}{\omega} (\dot{m}_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}}) \right] - \sum \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\omega} (h - h_{\text{in}}) + \frac{\dot{Q}}{\omega} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\omega} - \sum \frac{\dot{m}_{\text{out}}}{\omega} \quad (2)$$

要获得工质参数随压缩机转角的变化情况,除了以上 2 个方程以外,还需要状态参数方程、控制容积变化方程、泄漏方程和传热方程. 这些方程的获得和计算在文献^[13]中均有详细说明.

通过对方程(1)的求解可以获得压力 p 、温度 T 随压缩机转角的变化情况,同时通程序可以计算压缩机的质量流量、容积效率、指示功和排气温度等性能参数^[13]. 由压缩机的指示功可以计算压缩机的输入电功

$$W_e = \frac{W_i}{\eta_m \eta_e} \quad (3)$$

式中: η_m 为机械效率, $\eta_m=0.7$; η_e 为电效率,按照电机厂家提供的电效率曲线进行插值计算可以获得.

2 实验系统和工况

实验系统(见图 2a)包括 3 部分:①家用空调压缩机性能测试实验台;②实验样机;③水循环冷却系统.

家用空调压缩机性能测试按照国家标准 GB/T 5773-2004^[15]中的“第二制冷剂量热法”进行,测量参数包括输入功率、制冷量和排气温度,测量系统包括冷凝器、过冷器、量热器以及相关的控制系统. 压缩机的功率和制冷量由 2 个功率表测量,功率表量程分别为 9 kW 和 18 kW,误差为满量程的 0.5%. 压力传感器的量程为 5 MPa,误差为 0.5%. 测试系统的温度传感器采用了 Pt100 热电阻,误差

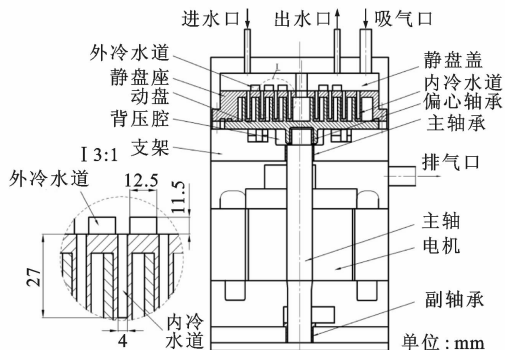
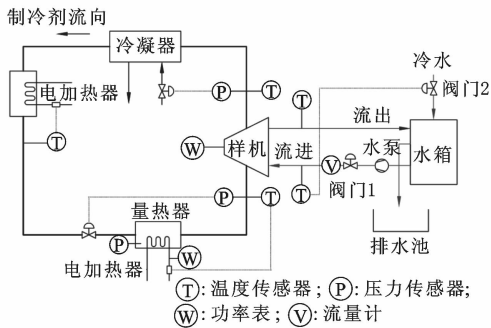
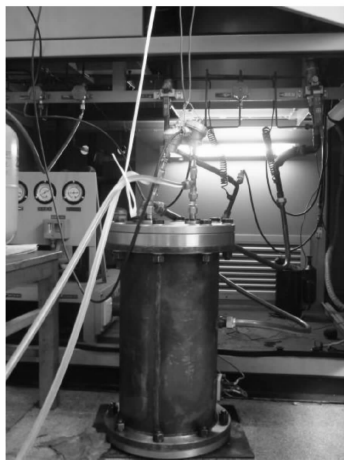


图 1 实验样机结构

为±0.1℃.



(a)实验系统



(b)实验样机

图2 实验系统和实验样机

压缩机的水冷系统由水箱、水泵、流量计、温度传感器、管道和阀门组成. 水泵将水箱中的水加压并注入到涡旋压缩机的水冷系统之中, 水吸收热量后升温并经循环重新回到水箱. 水的流量由流量计测量, 由阀门 1 调节, 流量计的精度为 1.0 级. 进口水温由进口温度传感器(误差为±0.15℃)测量, 由阀门 2 控制. 实验地区为西安, 实验时间在 10 月~12 月期间, 冷水为自来水, 自来水的最低水温在 15℃左右. 一般来说, 冷却水流过冷却系统后从压缩机中吸热, 由此水温会升高 5~10℃, 然后再将其与自来水混合. 根据进水温度、通过阀门 2, 可以控制自来水的流量, 从而使得水箱中水温达到实验要求的进口水温. 水箱中应有足够的储水量, 当水箱温度稳定时, 冷却水的进口温度稳定, 水箱中多余的水可以通过水箱上的溢流阀排出.

实验工况如表 1 所示.

当水流量为 0 时, 说明压缩机不采用水冷; 当水温发生变化时, 水流量需控制在 4 L/min.

表 1 实验工况

制冷剂	蒸发温度/℃	蒸发压力/kPa	冷凝压力/kPa	冷凝温度/℃
R22	7.2	625	2 146	54.4
吸气温度/℃	过冷度/℃	转速/r·min ⁻¹	水流量/L·min ⁻¹	水温/℃
18.3	8.3	2 910	0.4	15, 25, 35, 45, 55

实验数据的测量不确定性用绝对误差来表示. 直接测量的参数绝对误差按照仪器的测量精度来计算, 对于间接测量参数, 如制冷系数(COP)、容积效率和水的换热量, 其绝对误差均按误差公式来计算

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4)$$

$$\delta y = \frac{\partial y}{\partial x_1} \delta x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \delta x_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \delta x_n \quad (5)$$

3 计算及实验结果分析

在实验过程中, 当进口水温(下述称水温)从 15℃增到 55℃时, 期间水温波动应控制在 0.3℃以内. 模拟的条件和实验条件相同. 模拟中的吸气压力、吸气温度和排气压力与实验测定值相同.

图 3 为压缩机输入功率随水温的变化. 从图 3 看出, 相对于无水冷, 有水冷的压缩机的实验输入功率大幅度降低. 当水温为 35℃时, 压缩机的输入功率最低, 相对于无水冷, 功率降低了 762 W (12.6%), 说明本文的水冷方式可以有效降低压缩机的耗功. 水冷一方面带走了压缩过程中产生的热量, 使压缩过程趋于等温过程, 压缩功和排气温度降低, 另一方面由于样机是高压腔结构, 电机可通过排气来冷却, 所以当排气温度降低时, 压缩机的电机效率提高, 输入功率下降. 压缩机内部有一定的预留间隙, 在一定温度下, 涡盘的热变形会弥补这个预留间隙, 从而使泄漏降低. 当无水冷时, 排气温度较高, 热变形较大, 超出了预留间隙, 所以摩擦和泄漏较大. 因此, 水冷可以降低排气温度, 减小热变形, 从而降低了压缩功. 当有水冷时, 随着水温的降低, 压缩机输入功先降后升, 即存在着一个最小输入功. 这是因为当水温过低时, 排气温度和整个机头的温度较低, 热变形较小(小于预留间隙), 从而泄漏增加, 压缩功增大. 这种现象与模拟结果不同, 原因是模拟过程中未考虑压缩机的热变形. 模拟结果和实验结果的最大误差将发生在水温为 15℃时, 最大误差为 7.5%.

图 4 为水冷时系统制冷量与无水冷时的比较.

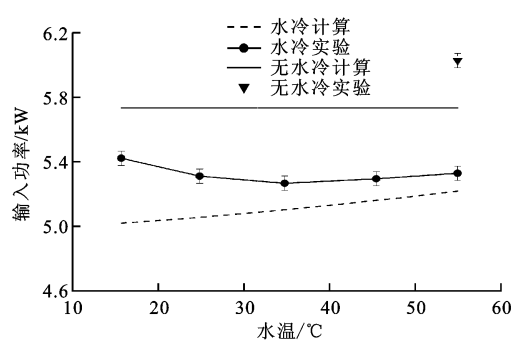


图 3 压缩机输入功率随水温的变化

当水温为 15℃时,系统制冷量最大,为 1 161 W(提高了 11.7%),制冷量提高的主要原因是制冷剂的质量流量有所提高. 水冷时,排气温度降低,整个机头的温度降低,进气加热温度和吸气腔内的气体加热温度降低,从而使压缩机的吸气量增大,制冷量升高. 当水温从 55℃降低到 45℃时,系统制冷量有所降低,这是 55℃时的实际吸气压力较高、吸气的质量流量增大所致. 当水温从 45℃降低到 15℃时,系统制冷量增大,水温为 15℃时的制冷量增加了 425 W(提高了 4%). 上述情况的模拟结果与实验结果基本吻合. 无水冷时,模拟结果与实验结果的误差最大,为 1.2%.

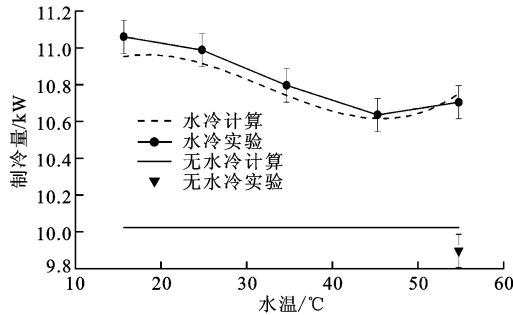


图 4 系统制冷量随水温的变化

图 5 为各测量工况下系统 COP 随水温的变化. 从图 5 看出,无水冷时 COP 为 1.64,当水温为 25℃时, COP 达到最大值,为 2.07,提高了 0.43 (26.2%). 该结果表明,水冷可以有效提高系统的性能. 当水温从 55℃下降时,系统的 COP 相应升高, 25℃时的 COP 达到最大值,增幅为 0.06(3%),若水温继续下降, COP 则随之降低. 水温很低时,受热变形的影响,压缩机的泄漏增大,从而使压缩机的输入功增加,进而 COP 下降. 由于本文未考虑外部水冷对压缩机间隙的影响,所以样机的 COP 随着冷却水温的降低而出现了一个最大值. 从图 5 还可以看出,模拟值和实验值比较接近,水温为 15℃时二者出现了最大误差,为 7%.

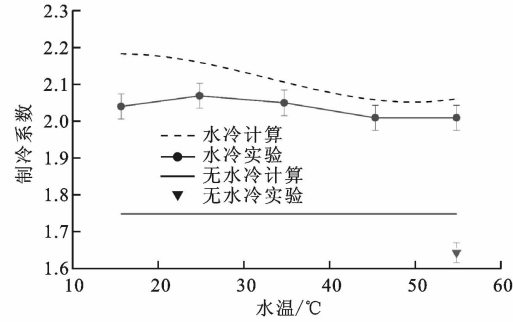


图 5 各测量工况下系统 COP 随水温的变化

图 6 为压缩机的容积效率随水温的变化. 从图 6 看出,无水冷时,压缩机的容积效率为 75.5%,水冷水温为 15℃时,压缩机的容积效率为 86%. 可见,水冷使得压缩机的容积效率明显提高,因为采用水冷后,压缩机的进气加热温度降低,实际进气比热容降低,进气质量增大. 当水温从 55℃降低到 15℃时,压缩机的容积效率从 82.3%提高到 86%. 从图 6 还可以看出,模拟结果与实验值基本吻合,无水冷时二者出现了最大误差,为 1.2%.

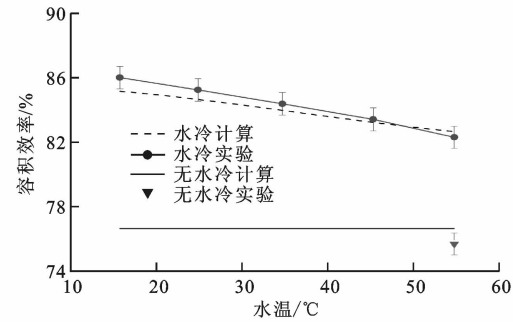


图 6 压缩机的容积效率随水温的变化

图 7 为水冷和无水冷时排气温度随水温的变化. 从图 7 看出,无水冷时,实验的排气温度为 107℃,水冷时,排气温度大幅下降. 当水温为 15℃时,排气温度为 64℃,相对于无水冷,排气温度下降了 43℃,降低了近 40%. 可见,水冷对排气温度的影响很大,排气温度越低,电机效率越高,这样润滑油的工作条件得以改善,轴承的寿命延长,冷凝器的热负荷降低. 当水温从 55℃降低到 15℃时,排气温度从 86℃降低到 64℃,降低了近 25.6%,说明水温对排气温度的影响较大. 从图 7 还可以看出,模拟结果与实验结果基本吻合,水温为 15℃时二者出现了最大误差,为 4.5%. 当水温低于 45℃时,模拟的排气温度高于实验值,水温为 55℃时二者的误差小于 1%,说明在水温较低时,模拟低估了水冷的效果,而在水温较高时,模拟与实验结果比较吻合.

由实验测得的水温差可以得知,冷却水从压缩

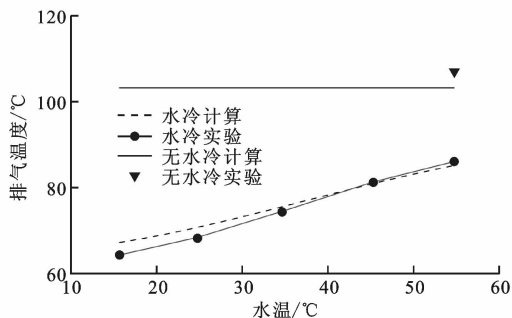


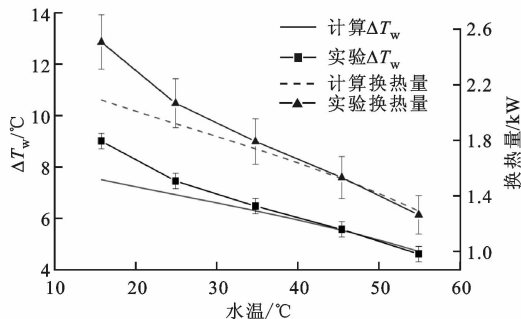
图7 排气温度随水温的变化

机整机带走的热量为

$$\dot{Q}_w = \rho_w \dot{V}_w c_w \Delta T_w \quad (6)$$

式中: ρ_w 为冷却水的密度; $\dot{V}_w$ 为冷却水的流量; c_w 为水的比热容; ΔT_w 为进、出口水温差。

图8为水温变化时的 ΔT_w 和换热量。从图8看出, ΔT_w 和换热量随着水温的降低而大幅提高。当水温从 55 °C 降低到 15 °C 时, ΔT_w 和换热量分别提高了 4.6 °C 和 1 246 W。换热量的增大主要是换热温差增大所致, 当水温较高时, 压缩过程的初期传热是由冷却水传向制冷工质, 从而导致整体换热量下降。模拟和实验结果在水温较高时比较吻合, 并随着水温的降低, 误差越来越大, 当水温为 15 °C 时, 二者误差达到最大, 为 16.7%。产生这种现象的主要原因在于, 换热模型低估了外冷水道和排气侧换热的作用, 当水温较低时, 排气侧的壁面温度较低, 甚至出现了冷凝, 从而造成排气侧的实际换热系数大于模型中的外掠平板换热系数, 进而使外冷水道和排气侧的换热量增大。

图8 水温变化时的 ΔT_w 和换热量

4 结 论

本文针对一种带有特殊外冷结构的涡旋制冷压缩机建立了相关的数学模型, 并制造了实验室样机, 搭建了冷却水循环回路。通过实验、模拟结果的对比分析, 可以得到如下结论。

(1) 外冷可以有效降低压缩功, 提高制冷量和系统 COP, 提高压缩机的容积效率, 大幅度降低压缩机的排气温度。

(2) 由于样机设计时未考虑外冷对涡盘间隙的影响, 随着水温的降低, 样机压缩功先降后升, 并在水温为 25 °C 时达到最小值, 而制冷量随着水温的降低不断升高, 同时样机 COP 随着水温的降低呈现出先升后降的趋势, 并存在着一个最大值。从整体上看, 水温的变化对压缩功、制冷量和 COP 的影响并不明显, 当水温从 55 °C 降低到 25 °C 时, 压缩功降低了 1.1%, 制冷量和 COP 分别提高了 2.6% 和 3%。

(3) 随着水温的降低, 压缩机的容积效率提高, 排气温度大幅下降, ΔT_w 和换热量大幅提高。排气温度对压缩机的可靠性和寿命有重要影响, 其可作为确定进水温度的一个重要指标。

(4) 本文模拟结果与实验结果吻合较好。随着水温的降低, 二者偏差增大。其主要原因在于, 水温较低时, 压缩机的热变形会影响压缩功, 同时模型也未考虑外冷水道和排气侧之间的冷凝换热作用。在今后的工作中这些均需要进一步深入研究。

参考文献:

- [1] 王如竹. 制冷学科进展研究与发展报告[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [2] DUTTA A K, YANAGISAWA T, FUKUTA M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24 (6): 577-587.
- [3] CHO H, CHUNG J T, KIM Y. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26 (1): 87-94.
- [4] SIDDHARTH J, GAURAV J, CLARK B. Vapor injection in scroll compressors [C/CD] // International Compressor Engineering Conference 2004. West Lafayette, IN USA: Purdue University, 2004: C081.
- [5] HWANG Y, WANG X, RADERMACHER R. Two-stage cycle with vapor injection compressor [C/CD] // International Congress of Refrigeration 2007. Carshalton, UK: International Institute of Refrigeration, 2007: ICR07-E1-1242.
- [6] WANG B, SHI W, LI X, et al. Numerical research on the scroll compressor with refrigeration injection [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28 (5/6): 440-449.
- [7] WINANDY E L, LEBRUN J. Scroll compressors

- using gas and liquid injection; experimental analysis and modelling [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25 (8): 1143-1156.
- [8] PARK Y C, KIM Y, CHO H. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25 (8): 1072-1082.
- [9] FUJIWARA M, OSADA Y. Performance analysis of an oil-injected screw compressor and its application [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1995, 18 (4): 220-227.
- [10] WANG X, HWANG Y, RADERMACHER R. Investigation of potential benefits of compressor cooling [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28 (14/15): 1791-1797.
- [11] 赵远扬, 李连生, 马丽强, 等. 散热对无油涡旋空气压缩机性能影响的实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2008, 42(1): 5-8.
- ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, MA Liqiang, et al. Experimental study of heat transfer effect on oil-free scroll air compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 42(1): 5-8.
- [12] 李海生, 彭斌, 刘振全, 等. 无油润滑涡旋压缩机冷却系统的研究 [J]. *兰州理工大学学报*, 2006, 32(2): 55-57.
- LI Haisheng, PENG Bin, LIU Zhenquan, et al. Investigation of cooling system of non-lubricating scroll compressor [J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2006, 32(2): 55-57.
- [13] SUN S, ZHAO Y, LI L, et al. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33 (5): 897-906.
- [14] CHEN Y, HALM N P, GROLL E A, et al. Mathematical modeling of scroll compressors: part I. Compression process modeling [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25 (6): 731-750.
- [15] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 5773-2004 容积式制冷压缩机性能实验方法 [S]. 北京: 中国国家标准化管理委员会, 2004.

(编辑 苗凌)