

文章编号: 1005—0329(2010)07—0008—06

设计计算

# 螺杆压缩机壳体的设计优化

杨胜梅, 朱 剑, 孔雪军

(江森自控楼宇设备科技(无锡)有限公司, 江苏无锡 214028)

**摘要:** 产品开发阶段,应用 ANSYS和 SYSNOISE软件对压缩机壳体进行分析和优化设计,可有效地控制振动、减小噪声辐射,并提高运行可靠性。本文介绍了某型号螺杆压缩机开发过程中,铸件壳体结构的强度、刚度、动态响应和声辐射的仿真分析及优化设计方法。

**关键词:** 螺杆压缩机;壳体;强度;刚度;仿真分析;动态响应;声辐射

中图分类号: TH45 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2010.07.003

## Design Optimization for the Housing of Screw Compressor

YANG Sheng-mei, ZHU Jian, KONG Xue-jun

(Johnson Controls Building Efficiency Technology(Wuxi) Co., Ltd., Wuxi 214028, China)

**Abstract:** In the process of products development, the housing is analyzed and optimized using ANSYS and SYSNOISE, so the vibration control, noise reduction and stable operation can be realized efficiently. It was presents the simulation and optimization method for the housing's strength, stiffness, dynamic response and acoustic radiation of a screw compressor

**Key words:** screw compressor; outer housing; strength; stiffness; simulation; dynamic response; acoustic radiation

### 1 前言

螺杆压缩机运行的低噪声、高可靠性是当前技术发展及市场竞争条件下,各个生产厂家努力的目标。外壳体不仅是螺杆压缩机在工作过程中重要的承受内压和动载荷的部件,还是压缩机结构振动及噪声辐射的主体。因而,必须保证螺杆压缩机外壳体结构设计的合理性。为获得合理的结构设计,螺杆压缩机壳体强度及系统振动的预测和控制就显得尤为重要。过去采用经验类比和静态设计方法,难以保证壳体结构设计的合理性。随着有限元结构动、静力学分析技术和边界元声学分析技术的推广应用,声、振预测技术,作为先进的动态、优化设计方法已在结构的工程设计中显示出越来越重要的作用。本文将在螺杆压缩机壳体设计中,对铸件壳体结构的强度、刚度、动态响应和声辐射的仿真分

析及优化设计方法进行介绍。

### 2 外壳体强度和刚度

依照国家标准,外壳体须通过规定要求的压力试验<sup>[1]</sup>,同时,外壳体还须能够在轴承动态机械激励力的直接作用下,长期可靠运行。螺杆压缩机外壳体的形状、结构复杂,解析法及传统的经验类比的设计方法不能全面反映结构的变形和应力分布情况,结构的局部形状不理想往往成为强度的薄弱点,容易导致在试验压力下产生局部开裂破坏或在长期的工作动载荷作用下产生疲劳破坏。因此,在设计阶段,对压缩机壳体进行详细的结构有限元分析,可以较全面地了解压缩机壳体在试验载荷和工作载荷的作用下,结构的刚度和应力分布情况,从而对设计方案进行优化。

收稿日期: 2009—12—09

## 2 1 壳体承压强度

随着 CAE 软件和计算机硬件的迅速发展,结构整体大模型的计算已不成问题,因此可以应用与实际试验条件几乎一致的整机模型进行强度分析。为了与产品开发在时间上并行,本文选择了对螺杆压缩机单个座体进行分析优化。应用 3D 模型并做适当简化后导入有限元分析软件 ANSYS 中。为了模拟单个座体在整机壳体水压试验中的力学环境,将单个座体上所有通向外部的孔均用钢质封盖通过螺栓连接将其封上,钢质封盖的厚度与其余壳体的基本壁厚一致。对模型进行网格划分,采用多点约束模拟螺栓处的连接。在实际的压力试验过程中,每个座体均承受内部压力载荷及其它座体对其作用的轴向拉伸载荷,因此,在形成的封闭腔体所有内表面上施加试验压力载荷。

根据实际使用条件、强度余量及单个铸件的模态试验数据,得到铸件壳体试验模型的材料特性<sup>[2]</sup>,如表 1 所示。

表 1 壳体试验模型材料特性数据

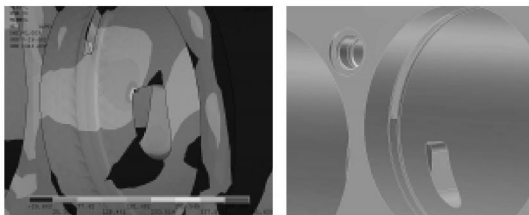
名称	弹性模量 (MPa)	泊松比	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	铸件最小抗拉强度 <sup>[3]</sup> (壁厚 20~40mm) (MPa)
外壳体	1.30 × 10 <sup>5</sup>	0.24	7.3 × 10 <sup>3</sup>	245
钢封头	2.0 × 10 <sup>5</sup>	0.27	7.8 × 10 <sup>3</sup>	

铸件壳体为灰铁件,属于脆性材料,在标准规定的压力试验条件下,材料的破坏条件应依据第一强度理论,座体上最大主应力须满足条件:

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (1)$$

许用应力  $[\sigma]$  为表 1 中所列的最小抗拉强度。

图 1 为某型号螺杆压缩机的排气座体,其原始设计在试验压力下的最高应力分布及最高应力处的结构。

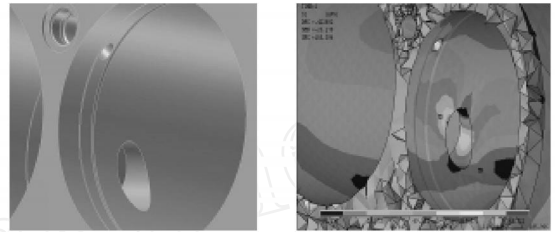


(a) 最高应力分布 (b) 原供油口及回油口

图 1 原始设计最高应力分布及其结构

从图中可看出,超过材料最小抗拉强度的高应力区域,位于采用经验类比方法设计的轴承供油口及回油口区域。通过对这些区域的结构进行了如图 2(a)所示的修改:用圆孔代替月牙形的轴承供

油口,腰型的轴承回油口改为等流通面积的圆孔,优化了局部结构的特征形状,显著改善了应力分布,最高应力值从 441MPa 降为 185.4MPa,如图 2(b)所示。在同样壁厚条件下,铸件壳体的承压能力得到较大幅度的提高。



(a) 改后供油口及回油口 (b) 最高应力分布

图 2 改进后的结构及最高应力分布

设计过程中壳体的应力分布预测及局部结构的设计优化,保证了壳体强度试验的 100% 的通过率。试验结果表明,壳体具有足够的强度余量,同时实际的破裂位置与预测结果的一致性很好。

## 2 2 轴承座的强度和刚度

螺杆转子的径向轴承一般选用圆柱滚子轴承,轴承内圈与转子轴是过盈配合,可以看作是刚性联接;轴承外圈与轴承座之间是过渡配合,相互接触部分产生弹性变形。轴向载荷及辅助部件的质量和刚度贡献认为可以忽略,因此,转子前、后端径向轴承对其轴承座体的机械激励力就简化为在不同工况下单纯的径向力。不同工况条件、不同负荷下的轴承径向力数据,可由螺杆转子设计程序计算得到。

中心轴向力作用下的滚动轴承,可认为载荷由各滚动体平均分担;在径向力作用下,它最多只有半圈滚动体受载,且各滚动体的受载大小不同,如图 3 所示。

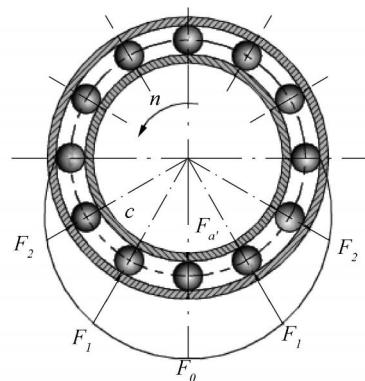


图 3 轴承滚动体受载分布

鉴于圆柱滚子轴承的受载特点,可以将轴承传

递至轴承座的作用力简化为连续的、以径向力的合力为中心、按余弦规律对称分布在半个圆孔内表面上的分布力<sup>[4]</sup>。

### 2.2.1 轴承座强度

与外壳体直接相连的轴承座在工作过程中,不仅承受介质工作压力的作用,同时还承受着径向轴承传递过来的交变的机械激励载荷的作用,因此该结构必须具备足够的抵抗疲劳破坏的能力。

图4为某型号螺杆压缩机吸气侧轴承座在多个工况条件下计算得到的最高应力分布。最大应力为26.4MPa,而该结构材料(灰铸铁)的最低强度极限为245MPa,所以该轴承座结构可以承受工作中交变的激励载荷而不会发生疲劳破坏。

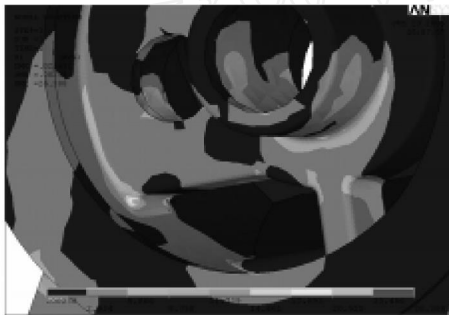


图4 轴承座应力分布

### 2.2.2 轴承座刚度

轴承座还必须具备足够的刚度,其刚度大小直接影响着螺杆转子系统的动力学特性。对轴系结构完成动力学分析并初步确定尺寸后,设定轴承座的刚度指标至少比轴系所需的支承刚度高一个数量级<sup>[5]</sup>。采用有限元方法对轴承座的静刚度进行分析计算时,主要考虑轴承径向载荷方向及与此载荷方向垂直的方向上的支承刚度。

表2为某型号螺杆压缩机转子座体的轴承座静刚度分析数据。表中所列数据表明,轴承座的刚度可以满足轴承座的设定指标。

表2 轴承座静刚度与螺杆轴系对支撑刚度需求的比较

吸气侧轴承座	方向	轴承座静刚度 (N/m)	螺杆轴系的支撑刚度需求 (N/m)
阳转子侧	载荷方向	$4.7 \times 10^9$	$4.6 \times 10^8$
	垂直方向	$1.1 \times 10^9$	$8.0 \times 10^8$
阴转子侧	载荷方向	$8.6 \times 10^9$	$8.4 \times 10^8$
	垂直方向	$2.7 \times 10^9$	$2.5 \times 10^8$

## 3 壳体结构动态响应

螺杆压缩机壳体组件的动态特性决定了其对动态载荷的响应特性,并与壳体结构表面振动分布及噪声辐射密切相关。在设计阶段,应用有限元分析技术对压缩机壳体组件进行结构动力学分析及优化是控制结构振动和噪声的重要手段。通过对结构进行优化配置可以降低结构的机械振动,提高机组的运行可靠性,亦有利于减小噪声辐射。

### 3.1 数学模型

螺杆压缩机壳体组件可视为具有N个自由度的线性定常系统,其运动微分方程用系统的物理坐标可以描述为<sup>[6]</sup>:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (2)$$

式中  $M$ ——系统的质量

$C$ ——系统的阻尼

$K$ ——系统的刚度矩阵

$x$ ——系统各点的位移响应向量

$F$ ——系统各点的激励力向量

对式(2)两边进行拉氏变换,可得

$$(s^2M + sC + K)X(s) = F(s) \quad (3)$$

其中

$$s = \sigma + jt$$

$$s^* = \sigma - jt$$

对于线性时不变系统,其极点均在复平面左半平面,因此,可将式(3)中的  $s$  用  $j$  替换,则系统的运动方程变为:

$$(K - \omega^2M + j\omega C)X(\omega) = F(\omega) \quad (4)$$

线性时不变系统的任一点响应,均可表示为各阶模态响应的线性组合。对  $L$  点的响应可表示为:

$$\begin{aligned} X_L(\omega) &= \sum_{r=1}^N q_r(\omega) \\ &= \sum_{r=1}^N q_r(\omega) \end{aligned} \quad (5)$$

式中  $q_r$ ——第  $L$  个测点、第  $r$  阶模态的振型系数  
 $q_r(\omega)$ ——第  $r$  阶模态坐标

由  $N$  个测点的振型系数所组成的列向量为第  $r$  阶模态向量,它反映该阶模态的振动形状(振型):

$$r = (q_{r1}, q_{r2}, \dots, q_{rN})^T \quad (6)$$

由各阶模态向量组成的矩阵为模态矩阵,记为:

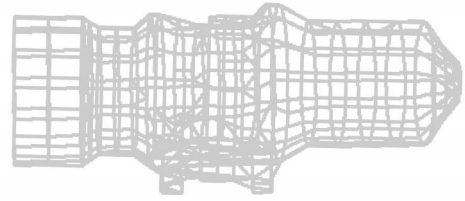
$$R = [r_1, r_2, r_3, \dots, r_N] \quad (7)$$

各阶模态对响应的贡献是不一样的,它不仅与激励的频率结构有关,还与激励的方向有关。

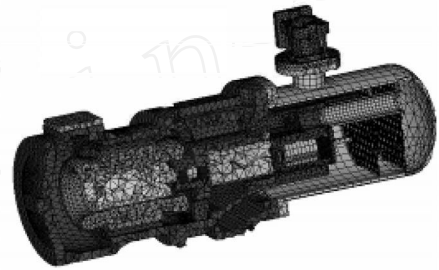
### 3 2 模态分析

模态分析结果的可信度是确保结构动态响应分析结果可信的前提。螺杆压缩机壳体的形状、结构比较复杂,所以组件模型的简化、各个部件之间连接刚度的设定是否合理决定了整个有限元模型的可靠性,而且不同简化结构的模态阻尼数据是动态响应分析的基本输入数据,也必须取得尽可能合理些。

由于螺杆压缩机的外壳体是其内部其他部件的安装平台,故其他部件的质量、刚度对外壳体组件的模态有一定的贡献。为了便于分析内部其他部件对外壳体组件模态的影响,分别对 3 对模型进行了试验、分析和调整:(1)仅含外壳体的组件结构;(2)无螺杆转子系统的组件结构;(3)完整的螺杆压缩机组件结构。图 5 是某螺杆压缩机模态试验模型和完整的组件结构有限元模型,最大网格尺寸控制在 30mm。



(a)模态试验模型



(b)完整组件结构的有限元模型

图 5 模态试验模型及有限元分析模型

表 3 模态试验及仿真数据对比

仅含外壳体组件			无螺杆转子系统的组件			完整的螺杆压缩机组件		
模拟值 (Hz)	试验值 (Hz)	模态阻尼 (%)	模拟值 (Hz)	试验值 (Hz)	模态阻尼 (%)	模拟值 (Hz)	试验值 (Hz)	模态阻尼 (%)
534.4	533	1.39	569.7	555	2.51	569.5	568	7.92
858.4	852	0.73	883.5	888	1.05	802.6	819	1.05
1061.0	1080	0.51	1061.0	1080	0.60	1064.0	1060	1.05
1313.0	1360	0.60	1291.0	1290	0.93	1270.0	1270	1.05
1462.0	1470	0.38	1452.0	1430	1.40	1429.0	1430	2.28

表 3 是 3 种壳体组件的试验模态分析结果与有限元模态仿真结果的数据。可以看出,有限元分析结果与试验模态分析结果的一致性很好,说明仿真分析模型是合理、可靠的。随着部件数量的增加,结构的模态阻尼也增大。从试验和分析结果看,上述 3 种结构的模态振型是相近的,但是模态频率、模态阻尼有一定差别,因此,进行压缩机体组件模态分析时,取包含完整部件的有限元模型比较合适。

### 3 3 动态响应分析

半封闭螺杆压缩机中,占主导地位的激励源主要为:吸、排气管流体压力脉动引起的流体动力性激励和螺杆转子系统的机械运动产生的机械激励。

本文采用 Bo Sangfors 给出的不同齿数比的压力脉动计算值作为吸、排气管内的压力脉动估算数据<sup>[7]</sup>。因为内部腔体是经过声学设计和优化的,可以认为吸、排气脉动经过不同腔体时没有被放大,且假设能量损失为零。根据脉动数据可以计算得

到吸、排气管及与之相连且等截面的腔体内壁上的流体激励力,比如计算得到某型号螺杆压缩机排气侧流体激励力为 1231N,将此作用力施加于螺杆转子的直接排气口以及排气流道的不同腔体内壁上。轴承载荷如上文所述。实际轴承载荷及流体脉动力的各个阶次之间存在一定的相位差,在有限元分析模型中,为了简化,本文假定所有激励力具有一致的初始相位。

根据模态试验数据,压缩机壳体组件局部模态相应的阻尼系数取 2% 作为动态响应分析的输入数据。

取包含安装支撑件及外排气管路的压缩机壳体组件有限元模型及模态分析数据,采用模态叠加法,在 ANSYS 中进行动态响应分析。根据不同模态的参与因子(贡献量),并结合模态频率及振型,识别出危险模态。以此为依据,对结构进行适当的修改,以便转移或抑制不利模态,从而可实现螺杆压缩机壳体组件的振动控制<sup>[8]</sup>。

### 4 声辐射模拟

本文采用间接边界元法进行螺杆压缩机外壳体的声辐射模拟<sup>[9]</sup>。SYSNOISE中的边界元声学网格模型如图6所示。因为主要研究压缩机壳体结构的声辐射,所以压缩机吸气口及排气管出口处定义无反射边界条件。ANSYS动态响应分析结果作为压缩机壳体结构的振动边界条件映射至声学网格上,声学网格模型内部须设置3个方向的吸收面以避免计算结果的奇异。

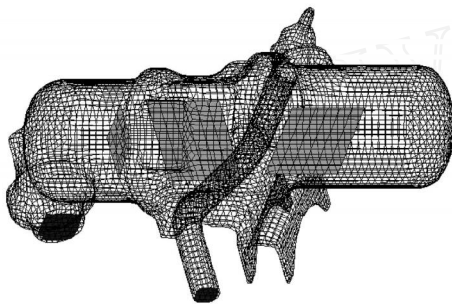
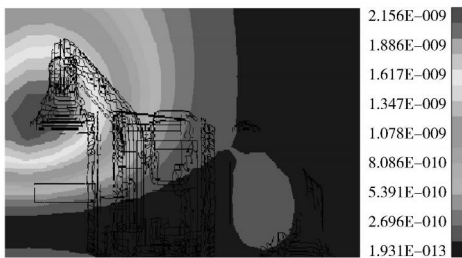
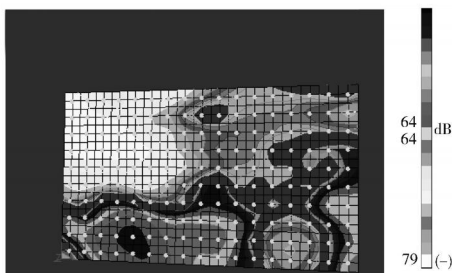


图6 压缩机壳体组件声辐射的声学分析模型

图7~9是某型号螺杆压缩机仿真预测的声强分布与实际样机声强测试结果的对比。可以看出,在各个特征频率下,显著声源的辐射区域具有很好的致性。

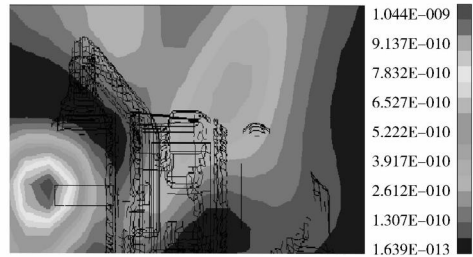


(a)预测的声强分布

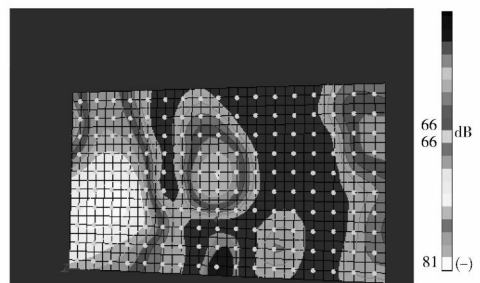


(b)样机实测的声强分布

图7 一阶排气脉动频率对应的声强分布



(a)预测的声强分布

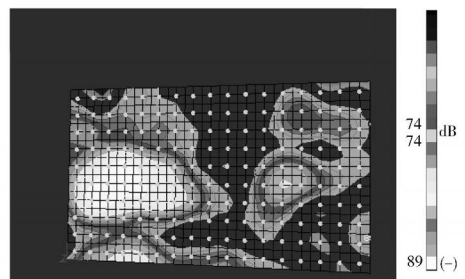


(b)样机实测的声强分布

图8 二阶排气脉动频率对应的声强分布

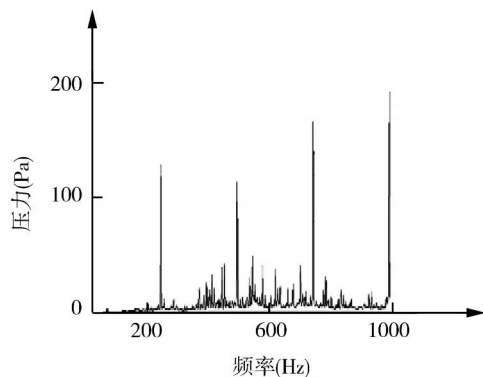


(a)预测的声强分布

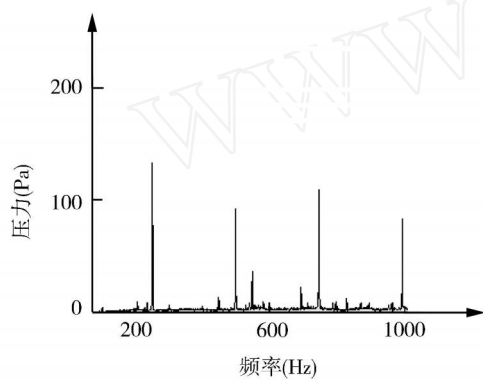


(b)样机实测的声强分布

图9 三阶排气脉动频率对应的声强分布



(a)原结构噪声频谱



(b)结构改进后的噪声频谱

图 10 三阶排气脉动频率对应的声强分布

声辐射模拟可以在产品开发阶段实现螺杆压缩机辐射声场分布的可视化,还可发现辐射的优势噪声频率成分。然后从噪声品质角度出发,对辐射噪声频谱的分布结构进行调整,同时结合动态响应分析结果,对外壳体结构进行适当的修改和优化<sup>[10]</sup>。图 10 示出某型号压缩机外壳体结构优化前、后,同样条件下实测噪声数据。频谱分布得到了预期的调整,噪声的主观感觉也得到明显的改善。

## 5 结语

应用实践表明:在产品设计阶段,利用 ANSYS 有限元结构强度和刚度分析、结构模态分析、结构动态响应分析及 SYSNOISE 壳体结构声辐射预测等数值分析手段,对壳体结构的设计方案进行分析和改进,对提高螺杆压缩机的运行可靠性及实现振动和噪声的控制目标是十分有效的。

## 参考文献

- [1] GB/T 19410 - 2008 螺杆式制冷压缩机 [S].
- [2] 中国机械工程学会铸造分会编. 铸造手册 [M]. 北京:机械工业出版社, 2002
- [3] GB 9439 - 1988 灰铸铁件 [S].
- [4] 别捷尔曼,茨伯金. 滚动轴承手册 [M]. 北京:机械工业出版社, 1959.
- [5] 李忠杰,王树宗,练永庆. 发动机圆柱滚子轴承载荷分析及刚度计算 [J]. 轴承, 2007(1): 1 - 3
- [6] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用 [M]. 上海:上海交通大学出版社, 2002
- [7] Bo Sangfors. Modeling, Measurement and Analysis of Gas - flow Generated Noise from Twin - Screw Compressor [J]. Fifteenth International Compressor Engineering Conference, 2000, 971 - 978
- [8] 晏勋堂. 结构系统动力特性分析 [M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 1989
- [9] LMS Sysnoise Vibro - Acoustics Simulation, Release Notes & Getting Started Manual [M].
- [10] 陶建幸,丁厚明,杨胜梅. 空调声质量评估技术的研究与应用 [J]. 振动测试与诊断, 2001, 21(3): 214 - 219

作者简介:杨胜梅(1972-),女,高级工程师,通讯地址:214028 江苏无锡市无锡高新技术产业开发区区长江路 32号。

(上接第 77页)

- [4] Shiming Deng, Hua Han. An experimental study on clothes drying using rejected heat (CDURH) with split - type residential air conditioners [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(17 - 18): 2789 - 2800
- [5] 侯国艳,冀志江,王静,等. 室内湿度对生活质量的影 响 [J]. 中国建材科技, 2006, 15(3): 74 - 76, 87.
- [6] 谭辉平,陈颖. 具除湿功能的空气源热泵热水器动态性能试验研究 [J]. 流体机械, 2009, 37(7): 65 -

68

- [7] GB/T 21362 - 2008, 商业或工业用及类似用途的热泵热水机 [S].
- [8] GB/T 19411 - 2003, 除湿机 [S].

作者简介:罗向龙(1978-),男,讲师,主要从事能源系统的节能和优化方面的研究,通讯地址:510006 广东广州市广州大学城外环西路 100号广东工业大学 B58信箱。