

文章编号: 1003-8728(2005)07-0872-03

横向管间距对开缝翅片管性能的影响及降噪方法的探讨

周俊杰, 陶文铨

(西安交通大学, 西安 710049)

周俊杰

摘要: 在分析窗式和分体式空调器特点的基础上, 探讨两种家用空调器的优缺点。应用 SMPLE 算法对空调用开缝翅片管表面的传热及流动阻力特性进行了三维数值模拟, 研究了横向管间距对空调器换热和阻力性能的影响, 在翅片间距和进口流量保持不变的情况下, 计算了横向管间距从 10.5 mm 变化到 12.5 mm 等五种工况, 得出随着横向管间距的增大, 换热器两端压降减小, 换热略有增加以及单位泵功换热量先增加然后减小的结论。计算结果表明, 当横向管间距为 11.97 mm 时单位泵功换热量最大。

关键词: 开缝翅片管; 横向管间距; 数值模拟

中图分类号: TM 925.1 文献标识码: A

Effect of Transverse Tube Pitch on the Performance of Heat Transfer of Slotted Fin and Tube Surfaces and Possible Ways for Reducing Noises

ZHOU Jun-jie, TAO Wen-quan

(Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract The advantages and disadvantages of two types of house air-conditioner are discussed. Three-dimensional simulations are conducted by SMPLE method for the slotted fin-and-tube surface of air-conditioner, and the effect of transverse tube pitch on the performance is studied. At the same fin pitch and inlet flow rates, the transverse tube pitch ranges from 10.5 mm to 12.5 mm. The major results are as follows: (1) pressure drop reduces and heat transfer rates increase a little with the increase of the transverse tube pitch; (2) heat transfer rates per unit pumping power increases at first and then decreases with the increase of the transverse tube pitch. The optimized transverse pitch is found to be 11.97 mm, at which the heat transfer rate per unit pumping power is the maximum.

Key words Slotted fin-and-tube; Transverse tube pitch; Numerical simulation

空调器是一种人工调节气候的电器设备, 它可自动调节室内的温度和湿度, 给人们或精密设备创造一个舒适的生活环境或工作环境。简弃非^[1]指出窗式空调器具有许多优点: 结构紧凑, 安装方便, 材料省, 成本低, 热效率高以及免维修(制冷液不易泄漏)。特别是免维修是家庭用户最关心的优点, 也是家用电器生产厂家追求的主要目标, 唯独缺点是噪声稍高。分体式空调器的最大优势在于大幅度降低了室内噪声, 其方法是把产生噪声的主要部件: 即冷凝风机(含冷凝器)和制冷压缩机组装到离居室有一定距离的外墙上, 把蒸发器(冷却器)和噪声很小的送风机挂在室内的墙壁上或者做成柜式立在地上, 然后用螺纹连接件将

两者之间用两根制冷剂管道连接起来。但分体方式又带来了以下一系列严重的问题: 违背了家用产品免维修这一条最基本的原则; 安装麻烦; 不能保持房间的空气新鲜; 压缩-冷机组装在外墙上, 风吹日晒, 用户无法清除积存在冷凝器翅片中的灰尘, 长此以往, 冷凝器的换热效率将逐渐降低, 制冷系统的运行将愈恶化; 压缩-冷机组移到外墙后, 把噪音和热气转嫁给了下层不装空调的开窗邻居, 为此容易引起邻里纠纷; 成本高, 价格贵, 分体式一般约为相同容量窗式价格的一倍; 制冷剂管路长, 沿程阻力及冷量损耗均加大, 能效比低, 费电; 建筑物外墙上零乱地挂着许多压缩-冷机组, 有碍市容。

通过分析比较可知, 窗式空调器的最大优点为免维修, 而分体式空调器的最大优点为低噪声。免维修的原因是窗式空调器采取一体的封闭制冷系统, 这种方法是可取的; 但分体式空调器低噪的原因是把产生噪音的冷凝器放在室外, 上述问题表明该方法是不可取的。

收稿日期: 2004-07-05

基金项目: 国家 973 重点基础研究发展规划项目 (G2000026303) 和北京市重点实验室基金项目 (KP0504200394) 资助

作者简介: 周俊杰 (1974-), 男 (汉), 河南, 博士研究生

E-mail: wqtac@xjtu.edu.cn

如果能在保留一体的、封闭式制冷系统这一宝贵优势的基础上, 积极有效地降低噪声, 就可以实现低噪和免维修的要求。本文试图在这方面开展一些初步的探讨。

1 窗式空调器的噪声来源及降噪方法探讨

吴国梁^[2]分析了窗式空调器的噪声有 3 大来源:

- (1) 空气流动噪声;
- (2) 机械运动件的碰撞、摩擦和薄壁结构振动的辐射噪声;
- (3) 电机、电器的电磁噪声。

其中气流噪声占总噪声的 68% ~ 82%, 因此致力于降低气流噪声的主要途径是降低整机噪声。此种噪声不是用提高制造精度和采取一般的减振措施所能消除的。

众所周知, 冷凝器的翅片配置是很密的, 要使冷却气流穿过冷凝器翅片, 只有提高冷凝风机的风压, 才能克服较大的风阻, 随着各种强化翅片的应用, 风阻进一步增加, 冷凝风机的风压就越高。噪声与风压成正比, 风压越高, 噪声就越大。

所以, 要减少噪声, 就必须降低冷凝风机的风压, 降低风阻。要降低风阻, 但又不能减小制冷量。本文通过数值模拟方法, 来探索横向管间距的变化对空调器换热和阻力性能的影响。

2 数学模型及求解

2.1 物理模型

本文假设换热器内流动为不可压、稳态、常物性、层流流动。利用对称性, 仅分析图 1 所示计算模型, 圆管直径 7.2 mm, 沿流动方向管子间距为 12.7 mm, 垂直流动方向管子间距有分别有 10.5 mm, 11.0 mm, 11.5 mm, 11.97 mm, 12.5 mm 5 种, 沿流动方向翅片长度为 25.4 mm, 翅片片间距 1.2 mm, 翅片厚度 0.105 mm。本文假定翅片间距不变, 研究横向管间距的影响。

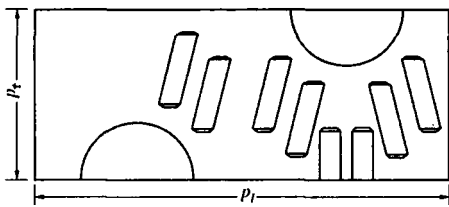


图 1 计算模型

2.2 控制方程^[3]

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \phi)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \phi)}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S_{\phi} \quad (2)$$

式中: u, v, w 分别为 x, y, z 方向的速度; ϕ 为一般变量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数; S_{ϕ} 为广义源项。

2.3 边界条件

假定进口速度和温度为常数; 出口采用局部单向化条件。前后边界除管子外为对称边界条件, 管子为恒温壁温。上下边界的翅片位置为对称边界条件, 开缝位置处的流体为周期性边界条件。固体边界条件为无滑移边界条件。

采用有限容积法进行离散, 对流扩散项采用乘方格式, 压力与速度耦合采用 SIMPLE 算法, 详见文献 [3]。

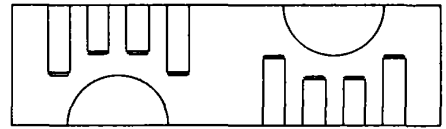


图 2 开缝翅片

为了验证程序的可靠性, 作者计算了与本文相似的有试验结果^[4]的开缝翅片, 计算结果表明, 程序计算的努谢尔数最大误差为 15% 以内, 阻力系数的计算误差为 10% 以内, 可认为对复杂的几何结构计算已相当准确。

$$Re = \frac{\rho u_m D_c}{\mu}, \quad Nu = \frac{h D_c}{\lambda}$$

$$h = \frac{Q}{A \Delta T}, \quad Q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \cdot \frac{D_c}{L}$$

$$\theta_s = \frac{\sum \int \frac{|\vec{u}| \cdot |\text{grad} t| \cdot \cos \beta_i \cdot dV}{\sum \int \frac{|\vec{u}| \cdot |\text{grad} t| \cdot \cos \beta_i \cdot dV}} \cdot \theta_i$$

式中: u_m 为最小截面平均流速; D_c 为管外径; f 为阻力系数; L 为翅片长度; θ_s 为温度梯度和速度之间的平均夹角; T 为温度; h 为换热系数; ΔP 为压降; ρ 为密度; Q 为换热量; T_{in}, T_{out} 分别是进出口的温度平均值。

$$\Delta T = \frac{T_{max} - T_{min}}{\log \left(\frac{T_{max}}{T_{min}} \right)}$$

$$T_{max} = \max(T_w - T_{in}, T_w - T_{out})$$

$$T_{min} = \min(T_w - T_{in}, T_w - T_{out})$$

3 结果分析及讨论

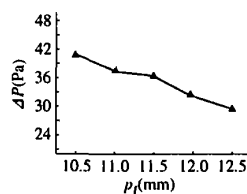


图 3 压降随横向管间距的变化关系

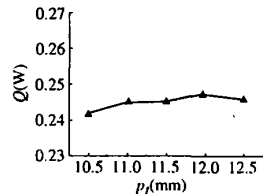


图 4 换热量随横向管间距的变化关系

图 3 表明在相同流量下, 换热器气侧两端的压降随横向管间距的增大而减小, 根据前面的分析, 降低了压降, 也就降低了噪声。图 4 表明在相同流量下, 换热器的换热量

随横向管间距的增大略有增加。这与 Senshu^[5,6]等人通过实验得出纵向管间距和横向管间距对换热系数的影响相当小的结论一致。

图 5 表明,在相同流量下,单位泵功 PP 的换热量随横向管间距的增大先增大后减小,在管间距为 11.97 mm 时最大。图 6 表明在相同流量下,温度梯度和速度之间的夹角随横向管间距的增大而减小,即温度场和速度场之间协同性随横向管间距的增加而变好。

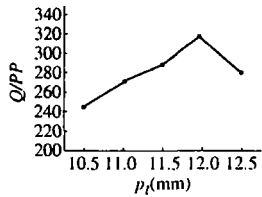


图 5 单位泵功换热量随横向管间距的变化关系

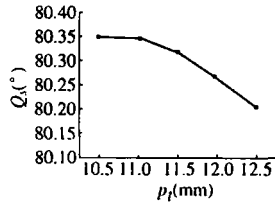


图 6 温度梯度和速度矢量之间的夹角随横向管间距的变化关系

4 结论

(1) 在流量一定的情况下,换热器两端的压降随横向管间距的增大而减小,而换热量略有增加。单位泵功换热量随横向管间距的增大先增加后降低。当横向管间距为 11.97 mm 时达到最大。

(2) 数值模拟结果表明,适当增加横向管距,不仅能增加换热量,而且能降低压降,进而降低了噪声。所以适当增加横向管间距是减小噪音,增加换热的一个有效措施。

(3) 在流量一定的情况下,温度梯度场和速度场随横向管间距的增大协同性有所改善。

[参考文献]

- [1] 简弃非.窗式空调器[M].广州:广东科技出版社,2002
- [2] 吴国梁.窗式空调器的噪声及其控制[J].噪声与振动控制,1996(6):24~27
- [3] 陶文铨.数值传热学(第二版)[M].西安:西安交通大学出版社,2001
- [4] Kang H J et al Tao W Q. Experiment study on heat transfer and pressure drop characteristics of four types of plate fin and tube heat exchanger surfaces[J]. J. Thermal Science 1994 3(1): 34~42
- [5] Seushu T, Hatada T, Ishibane K. Heat and mass transfer performance of coolers under wet conditions[J]. ASHRAE Transactions 1981 87: 109~115
- [6] Seushu T, Hatada T, Ishibane K. Surface heat transfer coefficients of fins used in air cooled heat exchangers[J]. ASHRAE Transactions 1981 87: 16~26

(上接第 834 页)

表 1 临界转速计算结果(正向涡动, rad/s)

阶数	本方法解	整体传递矩阵法解	精确解
1	400 736	400. 972	400 716
2	894 418	894. 415	894 410
3	1433 098	1434. 255	1432 092
4	1829 754	1829. 761	1829 741
5	2119 297	2119. 423	2119 298
6	3056 711	3063. 458	3056 654
7	3422 409	3429. 563	3422 186
8	3721 977	3730. 151	3721 941
9	4752 989	4763. 047	4752 938
10	12033. 944	12077. 822	12033 929

从表 1 中结果可以看出:计算到第 5 阶临界转速以上时,本文方法的计算精度明显优于整体传递矩阵法;通过进一步计算发现,当两个转子之间的连接刚度取得较大时,本文方法与传统整体传递矩阵法相比,具有较好数值稳定性。

4 结论

(1) 本文提出的方法较好的解决了传统整体传递矩阵法计算临界转速时数值溢出、振型畸变等缺点;解决了传统整体传递矩阵法计算临界转速时发生错根和漏根的技术难题。

(2) 应用本文研究得到的方法和计算公式,同时发挥了整体传递矩阵法和 Riccati 变换的优点,编程容易、计算精度高,具有良好的数值稳定性。

[参考文献]

- [1] 黄太平.转子动力学中传递矩阵阻抗耦合法[J].航空动力学报,1988 3(4):315~318
- [2] 任光明,朱梓根,李其汉.用整体传递矩阵法进行复杂转子机匣系统的应变能分析[J].航空动力学报,1997,12(1):86~88
- [3] 赵明,魏德明,仁平珍等.模态综合法计算双转子临界转速研究[J].燃气涡轮试验与研究,2003,16(3):38~41
- [4] 柴山,刚宪约,姚福生等.计算多转子系统临界转速的整体传递矩阵法[J].上海理工大学学报,2002,24(1):8~12
- [5] 晏砾堂,朱梓根,宋兆泓等.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
- [6] 《航空发动机设计手册》总编委会.转子动力学及整机振动[M].航空工业出版社,2000