

基于系统仿真和计算流体动力学的冷凝器管路优化

孙 磊, 张春路

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 将制冷系统仿真与计算流体动力学(CFD)模拟相结合, 对一风冷双系统屋顶机的冷凝器进行管路布置的优化研究. CFD 模拟空气的流动, 得到冷凝器迎面风速分布. 通过制冷系统模型, 对管路布置优化前后的冷凝器和制冷系统进行仿真计算. 从部件和系统两个层面评价管路布置的改善效果. 在部件层面, 改进后的管路布置使冷凝器的换热量提高 24.1%. 在系统层面, 单个系统运行时的制冷量增加 3.6%, 制冷系统性能系数(COP)提高 8.1%. 本研究思路对于相关产品的优化设计具有参考价值.

关键词: 冷凝器; 管路设计; 双系统; 计算流体动力学(CFD)

中图分类号: TB651

文献标志码: A

System Simulation and Computational Fluid Dynamics Based Refrigerant Circuitry Optimization of a Condenser

SUN Lei, ZHANG Chunlu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Refrigerant circuitry of the dual-system condenser in a roof-top air-conditioning unit was optimized using refrigeration system simulation and Computational Fluid Dynamics (CFD). CFD simulation of airflow was carried out to obtain the frontal velocity distribution of the condenser. Refrigeration system simulation was used to design refrigerant circuitry of the condenser and predict the system performance. The proposed circuitry design was evaluated at both component and system levels. At the component level, results indicated a 24.1% increase on the heat transfer rate of new condenser in comparison with the original design. At the system level, the cooling capacity and the system performance coefficient (COP) were improved by 3.6% and 8.1%, respectively, when only one system was running. The

proposed method can be widely applied to this type of air-cooled products.

Key words: condenser; circuitry design; dual-system; computational fluid dynamics(CFD)

多系统制冷空调装置是由多个独立的制冷循环系统构成. 在一个制冷空调装置中使用多个制冷循环系统主要有以下优势: (1) 大幅减小单个压缩机的功率, 从而避免大功率压缩机频繁启动对电网的冲击; (2) 便于负荷调节; (3) 提高整个空调装置的可靠性, 这在一些特殊应用场合非常重要, 如通信机房空调、运输车辆空调等. 为了使空调装置更加紧凑、缩小体积, 常把多个制冷循环系统设计成共用一个蒸发器或冷凝器. 图 1 给出了风冷型双系统制冷机组的示意图. 在制冷剂侧, 蒸发器和冷凝器中都有两个不同的循环管路分别与对应系统的压缩机和膨胀阀连接. 在空气侧, 两个系统的风机和风道结构是相同的.

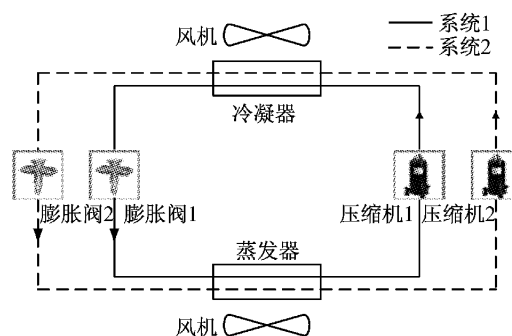


图 1 双系统制冷机组

Fig.1 Schematic of dual-system refrigeration unit

对于风冷型产品, 翅片管换热器仍是最常用的蒸发器和冷凝器类型. 管路连接方式决定了制冷剂在换热器中的分布状况, 是影响翅片管换热器性能

收稿日期: 2014-08-08

第一作者: 孙 磊(1986—), 男, 博士生, 主要研究方向为轨道车辆空调制冷系统. E-mail: sunlei5411@gmail.com

通讯作者: 张春路(1971—), 男, 工学博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为制冷空调系统仿真、优化与控制.

E-mail: chunlu.zhang@gmail.com

的重要因素之一。好的管路布置能够增大平均温差,进而提高换热器的性能。有许多学者分别从实验^[1-2]、仿真^[3-5]两方面,甚至运用一些先进的优化算法^[6-8]寻求最佳管路布置方式。然而,不同于单系统冷凝器/蒸发器,双系统冷凝器/蒸发器内含两套循环管路,但又不是两个系统的冷凝器/蒸发器的简单叠加,管路布置方式更加复杂。针对双系统冷凝器/蒸发器的管路布置优化方面的研究还鲜见报道。

本文将运用制冷系统仿真和计算流体动力学(CFD)数值模拟相结合的方法对一风冷型双系统屋顶机的冷凝器管路布置进行优化研究。通过制冷系统仿真软件,完成双系统冷凝器的管路设计以及整个制冷系统的建模和仿真。用CFD模拟空气侧的流动状况,得到更接近实际的速度分布,再将速度分布输入到制冷系统仿真软件中,从而使管路优化更加精确。

1 双系统冷凝器

屋顶机冷凝器及其风道结构如图2所示,环境空气从侧面吸入,流过冷凝器并为之换热后,由顶部轴流风机吹出。冷凝器原管路布置方式如图3a所示,由两排管子构成,每排56根管子(为节省空间,图中未全部画出)。内含两个系统的制冷剂管路,每个系统的管路又分14个支路,每个支路包含4根管子。原设计管路中,两个系统的每个支路从上到下依次交替排列。保持每个系统的支路数不变,改进后管路布置使两个系统的支路相互交叉,如图3b所示。

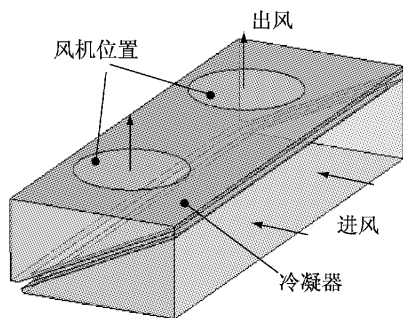


图2 屋顶机冷凝单元

Fig.2 Condenser of a roof-top unit

2 仿真模拟方法

对于翅片管换热器管路布置的优化设计,如果单靠样机试验来分析和比较不同的方案,不仅成本高,而且研发周期长。制冷仿真技术经过多年的发

展,已经有数值模型能够描述管路布置对换热器性能的影响,从而使运用仿真的方法进行管路布置优化成为可能。本课题组开发的图形化的翅片管换热器和制冷系统仿真软件经过大量应用及改进,具备了很好的通用性和仿真精度^[9]。其中,翅片管换热器仿真软件提供了丰富的输入参数和不同的计算模式,能够对管路进行任意合理的连接,而且能够输入空气侧非均匀的速度分布。之所以要考虑风速分布的非均匀性,是因为换热器迎面风速受到实际产品空间和结构的限制而呈现不均匀分布,这会对换热器的性能产生显著影响。如果在换热器仿真时不考虑迎面风速的不均匀性,那么计算结果的误差可能达到25%或更高,无法用于换热器的设计或校核计算^[9]。然而实际产品运行中的风速分布并不能轻易获得,相比于试验测量,CFD模拟是一种更经济、快速的方法,所得结果也更加详细。所以,本文将制冷系统仿真与CFD模拟相结合,研究双系统冷凝器的管路布置,整体思路如图4所示。

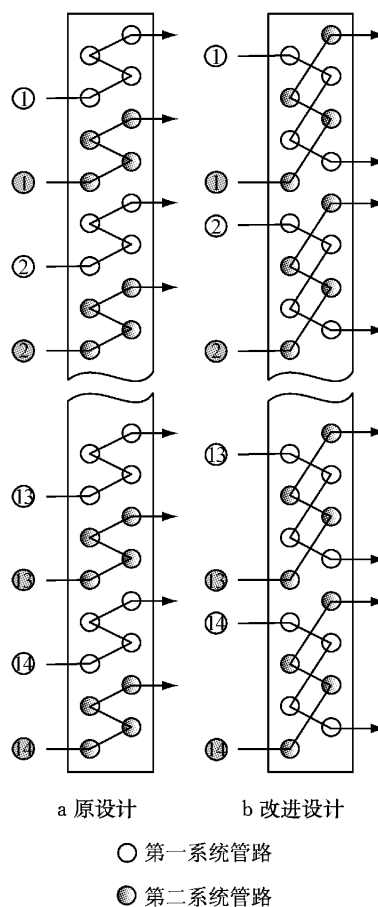


图3 冷凝器管路布置

Fig.3 Circuitry design of condenser

首先,建立屋顶机冷凝单元的CFD模型,模拟内部空气流动状况,得到冷凝器表面的速度分布,将

其输入到翅片管换热器仿真软件中. 然后, 在翅片管换热器仿真软件中进行冷凝器管路布置的设计, 结合冷凝器其他已知结构和工况参数, 仿真得到冷凝器的换热情况, 从而在部件层面比较不同管路布置方式的优劣. 由于制冷系统是个封闭循环系统, 各部件之间相互作用, 管路布置对冷凝器本身的影响和对整个制冷系统的影响不完全是一回事. 换言之, 管路布置的优化效果只有在系统层面才能得到更真实的体现. 因此, 进行整个制冷系统的仿真, 以评价不同的管路布置方案. 下面分别介绍上述仿真模拟方法.

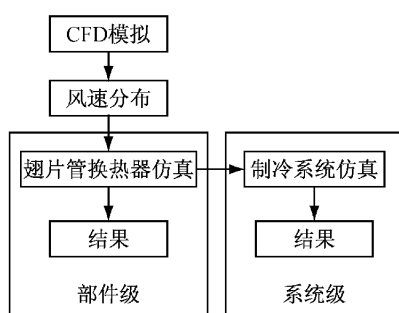


图 4 仿真模拟流程与结果评价

Fig. 4 Flowchart of simulation and result evaluation

2.1 CFD 计算模型

CFD 模拟空气在如图 2 所示的冷凝风道中的流动, 为简化分析, 认为流动是稳态的, 空气为不可压缩的常物性流体, 忽略浮升力作用. 进出口均为环境压力, 控制方程有连续性方程和动量方程, 不求解能量方程.

翅片管式冷凝器中含有数百甚至上千个翅片, 每个翅片厚度和翅片间距与整个计算区域相比都非常小, 若要对冷凝器进行详细的网格划分将导致网格数量巨大, 远远超过现有计算机的运算能力. 并且本文所关心的是冷凝器周围的风速分布, 而不是冷凝器内部的流动细节. 因此本文将冷凝器简化为一块多孔介质区域, 经过多孔介质的压降用 Power Law 模型^[10]描述:

$$S_i = -C_0 |v|^{C_1}$$

式中: S_i 为源项, v 为速度, C_0 和 C_1 为半经验常数.

将冷凝器顶部的两个轴流风机定义为风机边界, 经过风机的压升为速度的多项式函数. 函数的具体形式根据风机的性能曲线转换得到, 如图 5 所示.

CFD 数值求解在 FLUENT 软件中完成, 采用标准 $k-\epsilon$ (k 为湍动能, ϵ 为扩散率) 湍流模型. 使用二阶迎风格式进行对流项的离散, 压力速度耦合采用 SIMPLE 算法. 收敛标准为各项残差小于 10^{-4} .

2.2 翅片管换热器仿真

在翅片管换热器仿真软件中输入双系统冷凝器的管排数、每排管数、管间距、排间距、翅片类型和间距等结构参数以及制冷剂类型、制冷剂进口状态、进风温度、空气流量和空气分布等工况参数后, 进行管路布置设计, 最后计算得到换热量、压降、每一支路的换热情况等结果. 图 6 给出了软件中双系统冷凝器管路设计的界面.

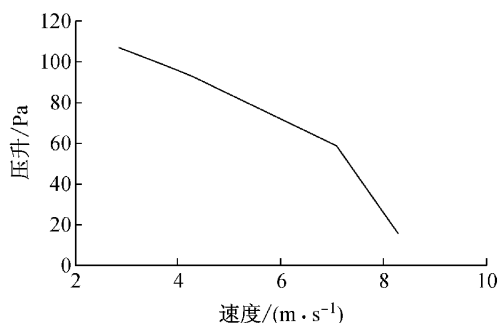


图 5 风机压升与速度关系

Fig. 5 Variation of fan pressure rise with velocity

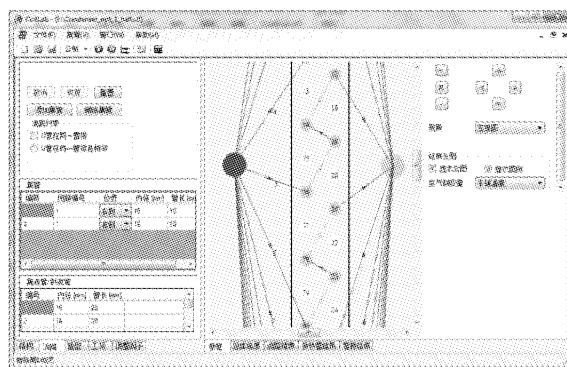


图 6 双系统冷凝器管路设计界面

Fig. 6 Graphical user interface for circuitry design of dual-system condenser

2.3 制冷系统仿真

在制冷系统图形建模仿真软件中搭建的制冷系统模型如图 7 所示, 由压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器和两个风机构成. 考虑双系统中只有一个系统在运行的情况, 即制冷剂只流过冷凝器中的一套循环管路, 故另一套循环管路未连接. 为方便比较, 建立两套系统模型, 系统仿真条件相同(表 1), 区别只是冷凝器的管路布置不同.

3 结果与分析

3.1 冷凝器迎风面速度分布

CFD 模拟得到的冷凝器迎风面速度分布如图 8

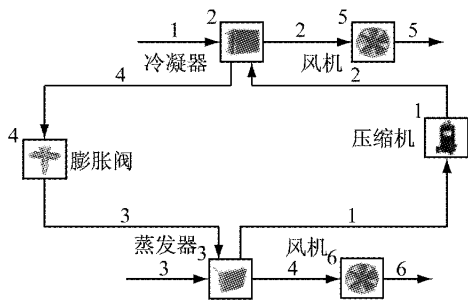


图 7 双系统机组的单一制冷系统运行模型
Fig.7 One running system model of the dual-system unit

表 1 系统仿真条件

Tab.1 Conditions for system simulation

参数	数值
制冷剂	R410A
蒸发器出口过热度/K	5
冷凝器出口过冷度/K	7
蒸发器风机风量/(m ³ ·h ⁻¹)	5 000
冷凝器风机风量/(m ³ ·h ⁻¹)	10 000
蒸发器进口温度/°C	27/19(干球/湿球)
冷凝器进口温度/°C	35

所示.可以看出,正对风机的部分速度最高,冷凝器顶部和底部速度偏低.这种速度不均匀性会对冷凝器的性能造成一定影响,后文对冷凝器各支路换热量的分析也印证了这一点.

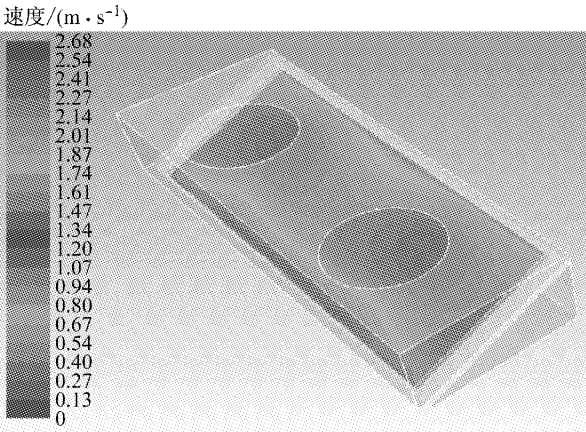


图 8 冷凝器迎风面速度云图

Fig.8 Frontal air velocity distribution of condenser

3.2 管路布置对冷凝器性能的影响

使用如图 3 所示的两种管路布置,计算得到冷凝器的换热量由原设计的 36.3 kW 增加到 45.0 kW,提高了 24.1%.图 9 给出了各支路的换热量.在来流风速均匀的理想情况下,不同支路的换热量应相等.然而本文使用 CFD 模拟得到不均匀风速分布进行计算,各支路的换热量呈现一定不均匀性.为了将这种不均匀性量化,定义不均匀性指标 U 为

$$U = \frac{Q_{s,max} - Q_{s,min}}{Q_{s,max}} \times 100\%$$

式中, $Q_{s,max}$ 和 $Q_{s,min}$ 分别为单个支路换热量的最大值和最小值.分别计算两类冷凝器的 U 值,原设计冷凝器的为 15.2%,管路布置改进后 U 值降为 11.4%.这说明优化后的管路布置方案对风速的不均匀分布有更好的适应性.

更为重要的是,当部分负荷时,只有一个制冷系统运行的情况下,原设计中部分来流空气先经过第一排换热,然后经过第二排管子换热;而另一部分来流空气直接流过冷凝器,并不参与换热.在新的优化设计中,所有来流空气都参与了换热,且与第二排管子换热的空气温度降低、换热温差加大,因此冷凝器的换热量大幅提高.

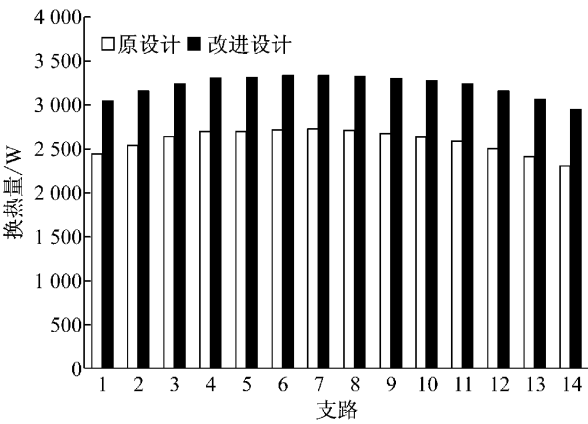


图 9 各支路换热量对比

Fig.9 Heat transfer rates through different circuits

3.3 管路布置对系统性能的影响

使用两种不同管路布置冷凝器的两个系统的仿真结果见表 2.

表 2 系统仿真结果

Tab.2 Results of system simulation

	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	压缩机功率/kW	制冷剂流量/(kg·s ⁻¹)	单位制冷量/(kJ·kg ⁻¹)	(净)制冷量/kW	冷凝器换热量/kW	制冷性能系数(COP)
原设计	9.2	52.0	8.58	0.208	155	29.8	40.1	2.36
改进设计	8.9	49.2	8.04	0.208	160	30.9	40.7	2.55
变化	-0.3	-2.8	-6.4%	0	+3.3%	+3.6%	+1.4%	+8.1%

管路布置改进后,冷凝器空气侧的换热能力增强,在系统中体现为显著降低了冷凝温度,且冷凝器出口制冷剂温度降低。而冷凝器换热温差也随之下降,导致系统中冷凝器的实际换热量仅小幅上升。

对于蒸发器,由于制冷剂进口焓随冷凝器出口温度下降而降低,单位制冷量(蒸发器制冷剂进出口焓差)增加。另一方面,制冷剂质量流量几乎不变,因此系统净制冷量提高了3.6%。该系统的设计负荷为28kW,尽管冷凝器管路布置改进后系统制冷量略增加,但与负荷的匹配程度仍在合理范围内。值得注意的是,表中所列的制冷量是从蒸发器换热量中扣除风机电机散热量所得到的净制冷量,所以小于单位制冷量与流量的乘积,这也造成了制冷量提升的百分比略高于而不是等于单位制冷量提升的百分比。

蒸发温度的下降可以从换热与流量平衡两方面予以解释。换热方面,蒸发器换热面积及两侧流量无变化,但换热量增加,因此需增大换热温差以适宜换热量的增加,即蒸发温度下降。质量流量平衡方面,冷凝温度(压力)下降导致高低压差减小,这将导致压缩机流量上升、膨胀阀流量下降,而蒸发温度(压力)的下降有助于系统建立新的质量流量平衡。

最后,由于压比的减少,压缩机功率降低6.4%,而系统的制冷性能系数(COP)最终提高了8.1%。

值得指出,上述仿真结果是在屋顶机双制冷系统中的一个系统运行时即50%负荷下得到的,说明使用改进后的管路布置能够大幅提高该屋顶机部分负荷下的效率。而相关的实验结果,也验证了仿真结果的正确性。

4 结论

将制冷系统仿真与CFD模拟相结合,对一双制冷系统屋顶机中的冷凝器进行管路布置优化研究,通过对比优化前后冷凝器和系统性能的变化,得到以下结论:①在部件层面,冷凝器管路布置改进后,换热量提高24.1%,各支路换热量的差异减小。②在系统层面,冷凝器管路布置改进后,单个系统运行时

的制冷量增加3.6%,制冷COP提高8.1%,大幅提高了机组在部分负荷下的效率。③对蒸发器的制冷剂流路设计进行类似的改进后,可进一步提升部分负荷下的系统性能。

参考文献:

- [1] Wang C C, Jang J Y, Lai C C, *et al.* Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(4): 275.
- [2] Lee J H, Bae S W, Bang K H, *et al.* Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(3): 372.
- [3] Ye H Y, Lee K S. Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based on entropy generation minimization [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(5): 1430.
- [4] Ding W K, Fan J F, He Y L, *et al.* A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(16): 3106.
- [5] Kaern M R, Elmegaard B, Larsen L F S. Comparison of fin-and-tube interlaced and face split evaporators with flow maldistribution and compensation [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(1): 203.
- [6] Yashar D A, Wojtusiak J, Kaufman K, *et al.* A dual-mode evolutionary algorithm for designing optimized refrigerant circuitries for finned-tube heat exchangers [J]. *HVAC&R Research*, 2011, 18(5): 834.
- [7] Wu Z G, Ding G L, Wang K J, *et al.* Knowledge-based evolution method for optimizing refrigerant circuitry of fin-and-tube heat exchangers [J]. *HVAC&R Research*, 2008, 14(3): 435.
- [8] Domanski P A, Yashar D, Kaufman K A, *et al.* An optimized design of finned-tube evaporators using the learnable evolution model [J]. *HVAC&R Research*, 2004, 10(2): 201.
- [9] 张春路. 制冷空调系统仿真原理与技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012.
ZHANG Chunlu. Fundamentals of vapor-compression refrigeration and air-conditioning system modeling [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2012.
- [10] ANSYS, Inc., ANSYS FLUENT User's Guide [M]. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2011.