

文章编号:0253-4339(2014) 06 - 0053 - 05

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2014.06.053

某地铁列车空调制冷系统的仿真与优化

杨亮 高洁 张春路

(同济大学机械与能源工程学院 上海 201804)

摘要 我国的地铁建设正处于高速发展期,但目前典型地铁列车空调制冷系统的能效比只有2.2~2.3,远低于同类工况下住宅空调制冷系统的能效水平。针对此问题,先建立了某地铁空调制冷系统模型,仿真与系统测试结果吻合良好。然后通过详细的仿真分析,改进蒸发器和冷凝器的制冷剂流路设计、采用小排量高能效比压缩机等方法,使得系统在冷量和成本基本不变的情况下能效比提升了21.7%。最后,研究了制冷剂R410A替代R407C的系统性能变化,系统能效比可进一步提升11.3%,达到3以上。该研究方法及其结果对于设计高效节能的地铁列车空调制冷系统具有参考价值。

关键词 地铁列车;风冷式空调器;制冷系统;制冷剂;能效比

中图分类号:TU831.3;TP391.9

文献标识码:A

Modeling and Optimization of a Refrigeration System for Metro Train Air-conditioning

Yang Liang Gao Jie Zhang Chunlu

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

Abstract Though metro in China today is booming, the typical refrigeration system for metro train air-conditioning is at quite lower energy efficiency level (COP = 2.2 - 2.3) in comparison with the residential systems under the same operating conditions. A refrigeration system model was developed to predict the metro train air-conditioning system performance. The predictions agreed well with the experimental data. Based on comprehensive modeling and analysis, the refrigerant circuitries of condenser and evaporator were optimized and smaller capacity compressor of higher COP was adopted. Consequently, the optimized system COP increased 21.7% at almost the same cooling capacity and cost. At last, the refrigerant R407C was replaced by R410A and the system were accordingly redesigned, which brought additional 11.3% COP increase and achieved 3. The present method and results could be valuable for designing high performance air-conditioning system of the metro train.

Keywords metro train; air-cooled air conditioner; refrigerating system; refrigerant; energy efficiency ratio

近年来我国的城市规模不断扩大,城市人口不断膨胀,给城市交通带来了严重的考验。地铁是适应这种发展、缓解城市交通压力的重要公共交通方式。目前我国的地铁建设正处于高速发展期,地铁列车的设计要求也越来越高。为了提供舒适的乘车环境,车辆就必须配备大功率的空调设备。车辆空调系统不仅关系到乘客的舒适、安全性,而且直接影响投资和运营成本^[1]。目前典型地铁列车空调制冷系统的能效比只有2.2~2.3,远低于同类工况下住宅空调制冷系统的能效水平,而空调系统的能耗占地铁列车牵引动力的40%~45%。鉴于我国的地铁列车空调制冷系统设计方法总体上还处于比较落后的状态,非常有必要研究地铁空调制冷系统的合理设计及优化方法。

由于地铁空调制冷系统参数众多,且机组性能的实验测定费时费钱,通过传统的经验加实验的设计方法难以深入分析系统及部件特性并完成优化设计。采用基于数值仿真的系统设计方法可以提升设计效率,并优化更多的设计参数。这一方法在家用、商用空调制冷系统的设计中已经获得了大量应用^[2],但是由于地铁空调制冷系统的特殊性,较多的研究主要集中在车厢内的冷负荷及舒适性^[3-5],而制冷系统方面的研究还比较少。田树波^[6]较早针对R407C列车空调性能进行了仿真研究。刘昌海^[7]通过仿真方法研究了毛细管和制冷剂过冷度对列车空调机组性能的影响。与前面自建模型的仿真研究不同,陆强等^[8]利用一维流体仿真分析商业软件Flowmaster对

基金项目:中国博士后科学基金(2013M541539)资助项目。(The project was supported by the China Postdoctoral Science Foundation (No. 2013M541539).)

收稿日期:2014年2月12日

列车空调制冷系统进行建模和仿真。最近, Li W 等^[9]将空调制冷系统与车厢负荷的模型结合起来进行了变工况仿真分析。在上述这些列车空调制冷系统仿真研究中, 换热器的模型皆采用了比较简单的一维模型, 无法定量表征制冷剂流程变化、空气侧流速不均匀性等实际因素对制冷系统性能的影响, 不能用于系统性能的全面优化。上述研究也没有对如何提升列车空调制冷系统能效比进行全面的定量研究。

本文通过建立更为全面的地铁列车空调制冷系统模型, 特别是换热器分布参数模型^[10], 仿真并优化换热器及制冷系统性能, 获得了在冷量和成本基本不变的情况下提升系统能效比的方法。

1 系统仿真与验证

图1所示为研究所用的某地铁列车空调制冷系统, 为双制冷剂回路、单级压缩制冷系统。两个制冷剂回路的设计相同, 单个回路的系统流程如图2所示。制冷剂采用R407C。由于涉及企业的商业机密, 具体的系统结构参数等不便列出, 但这并不影响研究方法及其结果的参考价值。



图1 地铁列车空调制冷系统

Fig. 1 Refrigerating unit for metro train air conditioning

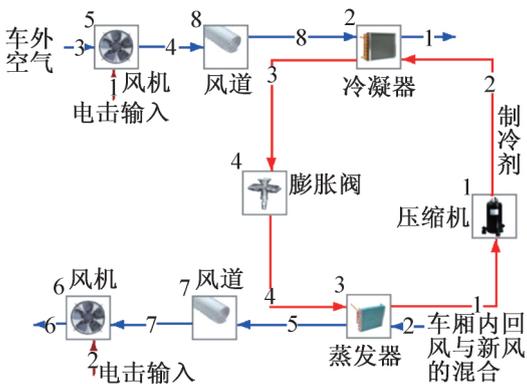


图2 地铁列车空调制冷系统仿真模型

Fig. 2 Schematic of refrigerating unit model

由于实际系统的两个制冷剂回路是相同设计, 所以只建立了其中一个回路的仿真模型, 所得的制冷量、耗功等仿真结果加倍。模型之中, 压缩机采用压缩机厂商广泛使用的 AHRI 10 系数模型。

$$y = c_1 + c_2 T_e + c_3 T_c + c_4 T_e^2 + c_5 T_e T_c + c_6 T_c^2 + c_7 T_e^3 + c_8 T_e T_c^2 + c_9 T_e T_c^2 + c_{10} T_c^3 \quad (1)$$

式中: y 可代表压缩机的冷量、能效比、耗功、质量流量等性能参数; T_e 为(饱和)蒸发温度; T_c 为(饱和)冷凝温度; $c_1 \sim c_{10}$ 为 10 个常系数。在系统仿真中, 需对上述模型进行吸气过热度修正、并合理估计排气温度。

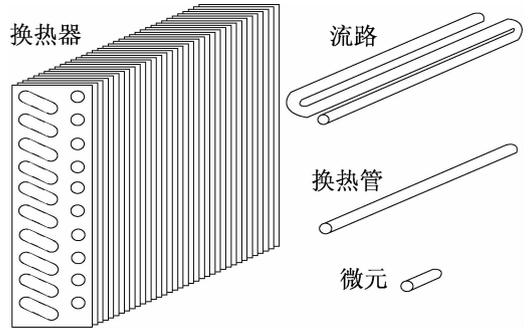


图3 翅片管换热器模型结构

Fig. 3 Structure of the finned-tube heat exchanger model

蒸发器和冷凝器为翅片管换热器, 采用如图3所示的分布参数模型^[2], 以更好地反映换热器内制冷剂和空气不均匀流动对于换热器及其系统性能的影响, 并进行换热器制冷剂管路的优化设计。将翅片管换热器模型按换热器结构分解为以下几个层次: 翅片管换热器模型、流路模型、换热管模型和微元模型。计算时, 由微元模型开始, 自下而上完成换热器性能仿真。对于每个微元, 基本控制方程如下:

制冷剂连续性方程:

$$m_{r,in} = m_{r,out} \quad (2)$$

制冷剂能量方程:

$$Q_r = m_{r,out} h_{r,out} - m_{r,in} h_{r,in} \quad (3)$$

制冷剂侧换热方程:

$$Q_r = \Delta T_{r,metal} / R_r \quad (4)$$

制冷剂动量方程:

$$-\Delta p_r = G^2 (v_{r,out} - v_{r,in}) + f \frac{G^2 (v_{r,out} + v_{r,in})}{4D} \quad (5)$$

干空气连续性方程:

$$m_{a,in} = m_{a,out} \quad (6)$$

湿空气含湿量方程:

$$m_a (W_{a,in} - W_{a,out}) = h_d A_a (W_{a,in} - W_{metal}) \quad (7)$$

空气侧能量方程:

$$Q_a = m_a (h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (8)$$

空气侧换热方程为:

$$Q_a = \Delta T_{a,metal} / R_a \quad (9)$$

式(2) ~ 式(9)中: m 、 Q 、 h 、 G 、 v 、 f 、 D 、 W 、 h_d 和 A 分别为质量流量、换热量、焓、质流密度、比容、摩擦系

数、管内径、含湿量、传质系数和面积; $\Delta T_{r,metal}$ 和 R_r 分别为制冷剂与金属壁面(换热管与翅片)之间的温差与热阻, $\Delta T_{a,metal}$ 和 R_a 分别为空气与金属壁面(换热管与翅片)之间的温差与热阻。下标 r, a, metal, in 和 out 分别指制冷剂、空气、金属壁面、进口和出口。限于篇幅,翅片管换热器模型及算法细节详见^[2]。

此外,膨胀阀采用控制模型,即压缩机吸气过热度为定值。风机性能由风机性能曲线与空气侧系统阻力的交点(即风机工作点)确定。

在名义工况下(车速为 0 m/s),机组性能的仿真

值与实验结果的对比如表 1 所示。实验结果由该机组的生产企业提供。对比结果显示,仿真模型具备较高的预测精度。尽管由于条件限制,相应的实验验证数据有限,但是相关的模型及仿真方法在其它产品仿真中有过大量验证,这可以保证仿真的定性正确性。

在此基础上,作者又采用模型校正方法^[2]对模型进行了校正,使得在名义工况下的系统主要性能参数的仿真值与实验值相同,从而进一步提高了仿真精度,进而保证后续优化结果的精度。

表 1 名义工况下仿真结果与实验结果的比较

Tab. 1 Comparison of simulation and experimental data at rating conditions

项目	制冷量/ kW	系统功耗/ kW	COP	吸气压力/ MPa	排气压力/ MPa	蒸发器出温/ °C	冷凝器出温/ °C
仿真值	33.5	14.0	2.39	0.59	2.05	11.2	37.5
实验值	32.4	14.3	2.26	0.60	2.18	11.9	40.5
误差/ %	3.4	-2.1	5.8	-0.17	-6.0	-0.7	-3

2 系统优化

地铁空调制冷系统在地铁行驶中的情况非常复杂,需要通过 CFD 与系统仿真、实验等结合起来研究,优化的工作量及难度非常之大。作为此项系统研究的起步,本文只考虑名义工况下(车速为 0 m/s)机组性能的优化,并将以此为基础,进行更深入的仿真与实验研究。

由于系统及部件参数的复杂性,各部件的优化难以同时进行,故采用部件顺序优化方法。在该方法中,部件优化的顺序应该以对系统性能的影响程度为

准则,影响大的部件应该先优化。所以,对于该系统,部件优化的顺序为压缩机、冷凝器、蒸发器,最后再回到压缩机进行校核。

2.1 压缩机优化

压缩机优化是考虑选用与原压缩机的名义冷量相当、但 COP 更高的压缩机。这会引入压缩机成本上升,但这一问题会在后面得到弥补。结果如表 2 所示,在制冷量不变的情况下,压缩机耗功的下降使得压缩机的额定 COP 提升了 15%,对应的实际系统 COP 则提升了 9.3%,这也反映了压缩机性能对系统性能的显著影响。

表 2 首次替换压缩机后的系统性能

Tab. 2 System performance after 1st-round compressor replacement

项目	压缩机性能			系统性能		
	额定冷量/ kW	额定功耗/ kW	额定 COP	冷量/ kW	功耗/ kW	COP
原系统	16.5	5.80	2.80	32.4	14.3	2.26
新压缩机系统	16.6	5.15	3.22	32.4	13.1	2.47

2.2 冷凝器优化

从实际出发,冷凝器的优化主要考虑三个方面:管排数(每排的换热管数不变)、制冷剂流路数(流路数相同时取接管方式较优的结果)、翅片数量。优化时冷凝风机保持不变。

图 4 显示了冷凝器管排数和制冷剂流路数变化时的系统 COP 变化。随着管排数的增加,系统 COP

上升,但上升的幅度越来越少。随着制冷剂流路数的增加,系统 COP 先升后降,存在一个最佳流路数,使得冷凝器内制冷剂的流动换热与压降达到最佳匹配。考虑到空间受限,且为了尽量不增加成本,冷凝器的管排数选择与原设计相同的 6 排,而制冷剂流路数从原设计 10 路优化为 8 路。相应地,系统 COP 从 2.47 上升到 2.55。

此外,系统冷凝温度较高,说明冷凝器换热面积不够,在空间受限的情况下可以考虑增加翅片数量。图 5 表明增加翅片数量(即减少翅片间距)对系统 COP 影响显著。翅片数量的增加提升了冷凝器的换热能力,但翅片间距的减少也增加了空气流动阻力,导致风量下降,反过来削弱了冷凝器的能力,同时还导致冷凝风机功耗增加。因此,存在一个最佳的翅片间距,对于该冷凝器,最佳值约为 1.3 mm。但在综合考虑性价比、长期使用容易积灰等因素后,推荐 1.5 mm 翅片间距。相应地,系统 COP 从 2.55 上升到 2.66。

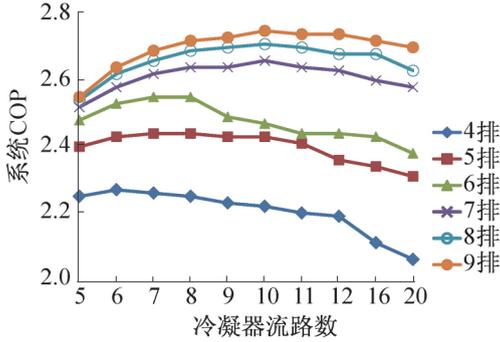


图 4 系统 COP 随冷凝器管排数和流路数的变化
Fig. 4 System COP change with condenser row number and circuit number

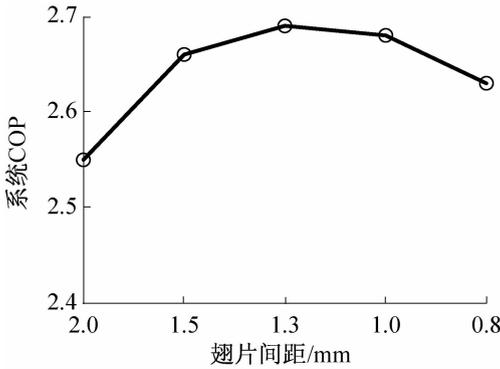


图 5 系统 COP 随冷凝器翅片间距的变化
Fig. 5 System COP change with condenser fin pitch

2.3 蒸发器优化

蒸发器的优化过程与冷凝器类似。图 6 显示了蒸发器管排数和制冷剂流路数变化时的系统 COP 变化,变化趋势也与冷凝器的类似。同样考虑到空间受限,且为了尽量不增加成本,蒸发器的管排数选择与原设计相同的 8 排,而制冷剂流路数从原设计 12 路优化为 8 路。相应地,系统 COP 从 2.66 上升到 2.72。

至于蒸发器翅片间距的优化,仿真结果表明 1.5 mm 翅片间距时系统 COP 最佳,达到 2.73,比原设计 2 mm 翅片间距对应的 COP 仅提升了 0.01。所以,维持原设计的 2 mm 翅片间距不变。

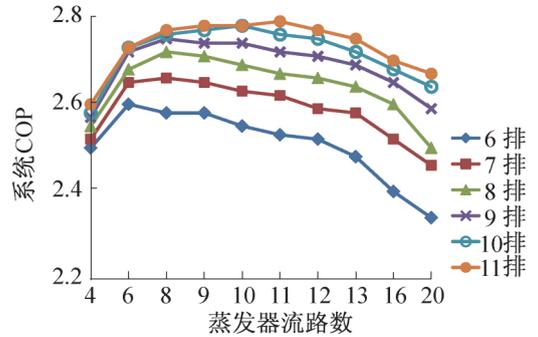


图 6 系统 COP 随蒸发器管排数和流路数的变化
Fig. 6 System COP change with evaporator row number and circuit number

2.4 压缩机校核

至此,经过一轮系统优化后,系统性能与原设计的对比如表 3 所示。随着冷凝器和蒸发器的优化,冷凝压力下降、蒸发压力上升,系统的制冷量也随之升高,已经超出原设计值 9.3%。因此,可以改用更小容量的压缩机,既降低了压缩机成本,又能进一步提升系统的 COP。在改用容量小 15% 的压缩机后,获得最终的 R407C 新系统的 COP 达到 2.75。与原设计相比,COP 提升了 21.7%。

表 3 再次替换小压缩机后的系统性能

Tab. 3 System performance after 2nd-round replacement with smaller compressor

项目	压缩机性能			系统性能		
	额定冷量/ kW	额定功耗/ kW	额定 COP	冷量/ kW	功耗/ kW	COP
原系统	16.5	5.80	2.80	32.4	14.3	2.26
新系统	16.6	5.15	3.22	35.4	13.0	2.72
新系统(小压缩机)	14.1	4.38	3.22	32.2	11.7	2.75

由于再次更换压缩机后系统的 COP 提升仅 1%, 进一步优化换热器的效果将更不明显, R407C 系统的

优化到此结束。

3 制冷剂替代

R410A的热力性能优于R407C,而且是近共沸制冷剂,只是压力要高出1.7倍左右。但由于该机组的换热器采用的是R410A常用的7 mm内螺纹强化管,所以替换成R410A制冷剂仍能满足强度要求。按前面类似的步骤,针对R410A重新选择压缩机、优

化设计冷凝器和蒸发器的制冷剂流路(换热器尺寸不变),结果如表3所示。在所选的R410A压缩机的额定COP比R407C压缩机低4.0%的情况下,最终的R410A系统COP达到3.06,与R407C新系统相比,提升了11.3%;如果与原设计(R407C)相比,则COP增幅高达35.4%。

表4 制冷剂替代为R410A的系统性能
Tab.4 System performance with working fluid R410A

项目	压缩机性能			系统性能		
	额定冷量/ kW	额定功耗/ kW	额定 COP	冷量/ kW	功耗/ kW	COP
原系统(R407C)	16.5	5.80	2.80	32.4	14.3	2.26
新系统(R407C)	14.1	4.38	3.22	32.2	11.7	2.75
新系统(R410A)	13.5	4.37	3.09	32.5	10.6	3.06

4 结论

通过对某典型地铁列车空调制冷系统进行仿真及优化分析,提出了在系统冷量和成本基本不变的前提下,通过优化冷凝器和蒸发器,可以降低冷凝温度、提高蒸发温度,进而可以选用小冷量、高COP的压缩机,实现系统COP提升21.7%。如果用R410A替代R407C,那么系统COP可达3.06,相比于原设计的升幅达到35.4%。该研究对于我国发展高效的地铁列车空调制冷系统,实现地铁列车的节能运行具有参考价值。

后续研究正在进行中,涉及两个方面。一方面是相关的样机试制及实验研究,另一方面是地铁复杂行驶工况下的空调制冷系统仿真及优化。

参考文献

[1] 龙静. 地铁列车空调用制冷剂节能分析[J]. 城市轨道交通研究, 2003(2): 66-68. (Long Jing. Analysis of energy saving refrigerants in vehicle air-conditioning system [J]. Urban Mass Transit, 2003(2): 66-68.)

[2] 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.

[3] Thompson J A, Maidment G G, Missenden J F. Modelling low-energy cooling strategies for underground railways[J]. Applied Energy, 2006, 83(10): 1152-1162.

[4] 陈焕新, 牛永明, 胡益雄, 等. 客车空调机组试验工况湿度控制仿真[J]. 制冷学报, 2000(4): 40-42. (Chen Huanxin, Niu Yongming, Hu Yixiong, et al. The control simulation of the humidity of experiment situation of passenger-car's air-conditioning unit's properties test [J]. Journal of Refrigeration, 2000(4): 40-42.)

[5] 项文路. 现代城市轨道交通车辆空调系统的特点及发展方

向[J]. 铁道机车车辆, 2007, 27(Suppl. 1): 90-97. (Xiang Wenlu. Characteristic and development trend of modern urban vehicle air conditioning system[J]. Railway Automotive & Car, 2007, 27(Suppl. 1): 90-97.)

[6] 田树波. 新工质列车空调系统的运行模拟及性能预测[D]. 上海: 上海交通大学, 2001.

[7] 刘昌海. 毛细管和制冷剂过热度对列车空调机组性能的影响[D]. 长沙: 中南大学, 2006.

[8] 陆强, 杨美传, 蒲思培. 列车空调制冷系统的仿真与分析[J]. 制冷与空调, 2011, 25(5): 471-474. (Lu Qiang, Yang Meichuan, Pu Sipei. The simulation and analysis of air-conditioning system on the train[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2011, 25(5): 471-474.)

[9] Li W, Sun J. Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 37-45.

[10] Shao L L, Yang L, Zhang C L. Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel evaporators under frost conditions[J]. Applied Energy, 2010, 87(4): 1187-1197.

通信作者简介

张春路,男(1971-),教授,制冷与低温工程研究所,13671825133,E-mail:chunlu.zhang@gmail.com。研究方向:制冷空调系统仿真、优化与控制;冷藏链技术;先进制冷系统。

About the corresponding author

Zhang Chunlu (1971 -), male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, 13671825133, E-mail: chunlu.zhang@gmail.com. Research fields: refrigeration and air-conditioning system modeling, optimization and control; cold chain; advanced refrigeration systems.