

机载蒸发循环制冷系统仿真与试验研究*

Simulation and Experimental Research of Airborne Vapor Cycle System

西北工业大学自动化学院 李运祥

南京航空航天大学航空宇航学院 成丹凤 刘志丽

[摘要] 在 MATLAB/SIMULINK 环境下建立了机载蒸发循环制冷系统的仿真模型。分别在 3 种典型工况下对系统进行了仿真计算并在相同工况下在蒸发循环制冷系统试验平台上进行了地面试验, 得出了影响系统性能的主要参数和影响程度, 以及不同工作状态下各参数的变化规律。通过比较仿真与试验结果, 证明仿真结果基本正确, 采用蒸发循环制冷系统的仿真方法可行。仿真结果可为机载蒸发循环制冷系统的理论研究和设计提供参考。

关键词: 蒸发循环 仿真 MATLAB/SIMULINK

[ABSTRACT] The simulation model of airborne vapor cycle system is established using MATLAB/SIMULINK technique. Simulation calculation of the system is carried out respectively in three typical operating conditions, and ground tests in the test platform are carried out in the same conditions, then the research finds the main parameters that affect the system performance and their effect degree, and gets the change law of these parameters under different working conditions. The comparison of simulation results and experimental results prove that the simulation results are basically correct, and simulation method of the vapor cycle system is feasible. The simulation results can be a basis of the theory research and design of airborne vapor cycle system.

Keywords: Vapor cycle system Simulation MATLAB/SIMULINK

航空航天器技术是一个国家尖端科技水平和国防实力的重要标志。大功率高集成电子电器设备的装机提高了飞行器总体性能和作战能力, 却带来了几十千瓦的发热载荷, 其发热量是原先热载荷的几倍到几十倍^[1]。传统飞机环境控制系统采用空气循环制冷技术, 但随着现

代飞机的发展, 空气循环制冷技术已无法满足大功率的冷却要求。因此, 制冷效率较高且可提供大功率制冷量的蒸发循环制冷系统被应用到飞机环境控制系统中^[2]。本文在 Matlab/Simulink 环境下对蒸发制冷循环系统进行仿真, 并在实验台上对其进行试验研究, 最后对仿真结果和试验结果进行对比。

1 基于 MATLAB/SIMULINK 的系统仿真

1.1 仿真模型的搭建

蒸发循环制冷系统的工作流程为: 蒸发器出口的制冷剂过热蒸汽, 经过涡旋压缩机压缩后进入冷凝器进行冷却, 得到制冷剂过冷液体, 制冷剂过冷液体通过膨胀阀的膨胀降温作用, 得到低温低压两相制冷剂, 两相制冷剂再经过蒸发器蒸发换热, 得到过热蒸汽, 完成一个系统循环^[3-4]。本文主要对系统的不同工作状态进行模拟仿真, 找寻蒸发循环制冷系统的控制规律, 找出影响压缩机耗电、系统制冷量及能效比的主要因素, 从而使蒸发循环制冷系统能够在合适的蒸发温度、冷凝温及系统高能效比的条件下, 满足飞机的实际载荷需求。

蒸发循环制冷系统仿真研究即研究系统模型在不同的状态下系统所表现出来的参数特性, 研究的是系统的承载负荷的能力及系统的控制规律^[5]。系统模型如图 1 所示。

系统仿真的主要方法是: 根据所搭建的蒸发循环制冷系统仿真模型, 改变部分参数使系统处于不同工作条件下, 从而获得蒸发循环制冷系统蒸发压力、冷凝压力、制冷剂流量、制冷量、压缩机电机转速、压缩机电机耗电、系统能效比 EER 等参数之间的关系曲线。这些曲线将与试验结果进行对比。

1.2 仿真状态 1

设定蒸发器蒸发压力为 420kPa, 涡旋压缩机转速为 3310r/min, 制冷剂流量为 1250kg/h, 冷凝器防冻液流量为 4.0m³/h, 改变冷凝器冷凝压力, 蒸发循环制冷系统仿真情况如表 1 所示。

1.3 仿真状态 2

设定蒸发器蒸发压力为 470kPa, 涡旋压缩机转速为 3310r/min, 冷凝器防冻液流量为 4.0m³/h、蒸发器防冻

* 航空基金项目(NO.01E09009)资助。

液流量为 $2.55\text{m}^3/\text{h}$, 改变冷凝器冷凝压力, 蒸发循环制冷系统仿真情况见表 2。

1.4 仿真状态 3

设定冷凝器冷凝压力为 1850kPa , 冷凝器防冻液流量为 $4.1\text{m}^3/\text{h}$, 蒸发器防冻液流量为 $2.45\text{m}^3/\text{h}$, 并且在蒸发器制冷量变化较小的情况下改变冷凝器冷凝压力, 蒸发循环制冷系统仿真情况见表 3。

2 蒸发循环制冷系统的试验研究

试验是对系统性能最有力的研究方法, 也是对仿真结果最可靠的验证手段。本文将搭建蒸发循环制冷系统试验台, 通过对系统不同工作状态下的运行状况进行试验研究^[6-7]。所使用的蒸发循环制冷系统试验台是在蒸发制冷循环的基础上结合试验的操作流程和工程实际要求设计得出。

2.1 试验台组成

本试验在某蒸发循环制冷系统试验平台上进行, 试验台的实验原理如图 2 所示。试验平台由配电间、操作间(控制台)和试验间(试验台)3 部分组成。操作间内

布置有电控柜、稳压电源、计算机操作控制台等设备。电控柜上的各个仪表分别与试验系统中的测量仪器相连, 可对试验间的蒸发循环制冷系统试验台的部分参数进行观察和控制。此外, 试验台还包括各类测量设备, 如温度、压力传感器, 电子流量计等, 对制冷剂、防冻液的流动状况进行数据采集与监控。

2.2 试验内容及数据处理

通过改变蒸发循环制冷系统部分参数使系统处于不同工作条件下, 从而获得各个参数之间的关系曲线。为了对仿真结果进行验证与对比分析, 试验状态采用与仿真状态一致的系统设定。试验台运行时, 环境温度为 13°C , 环境压力为 101.325Pa 。

本试验台主要考查的性能参数有压缩机电机耗功、蒸发器制冷量及系统能效比, 计算公式如下^[8]:

(1) 压缩机电机耗功: $W=I \times V/1000$, 其中 W 为压缩机电机耗功, kW ; I 为电机电流, A ; V 为电机电压, V 。

(2) 蒸发器制冷量 $Q_0 = \rho \times v \times C_p \times (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) / 3600$, 其中 Q_0 为制冷量, kW ; ρ 为防冻液平均密度, kg/m^3 ; v 为防冻液体积流量, m^3/h ; C_p 为防冻液比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

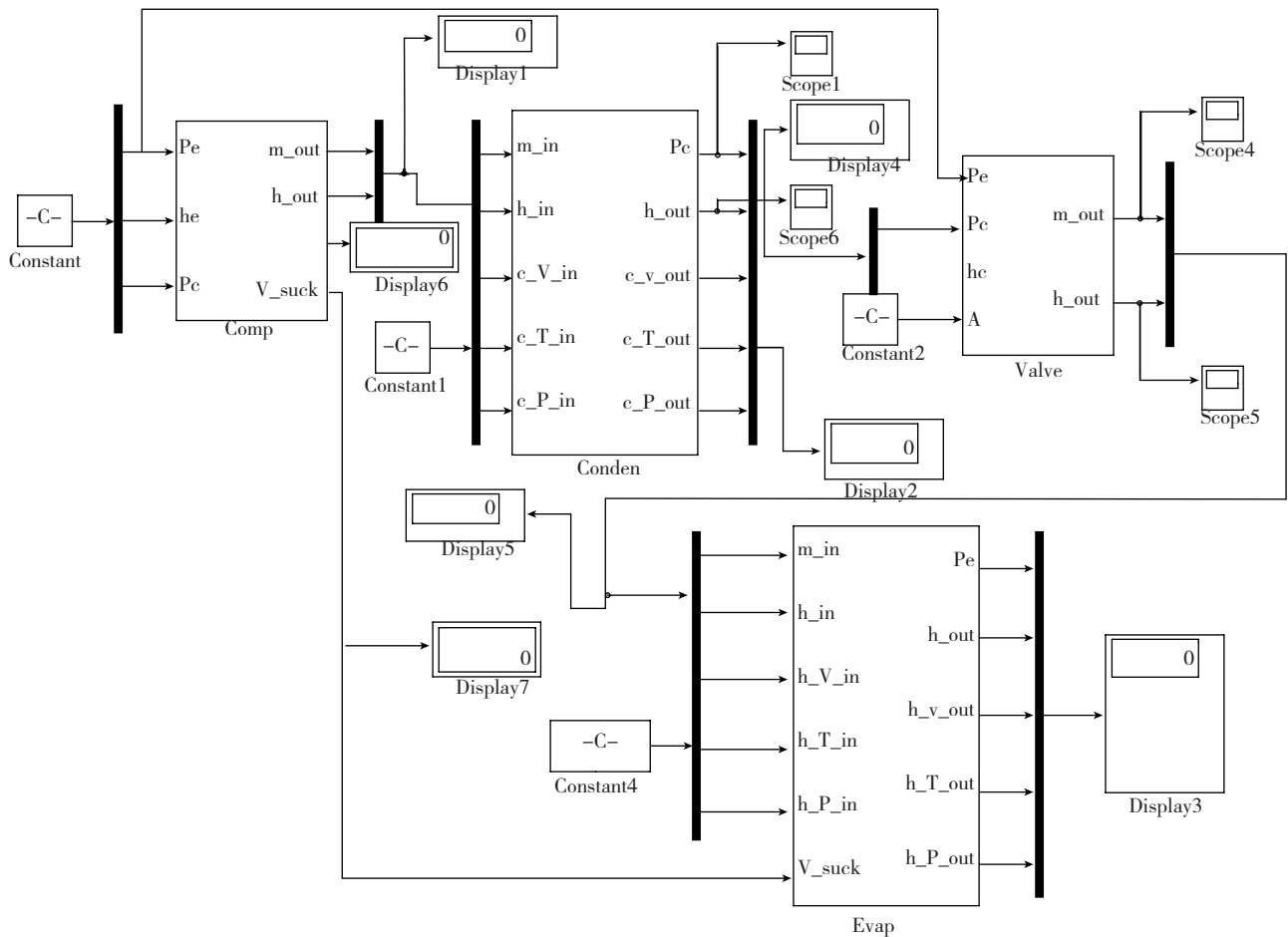


图1 蒸发循环制冷系统仿真模型
Fig.1 Simulation model of vapor cycle system

T_{out} 为防冻液出口温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{in} 为防冻液入口温度。

(3) 系统能效比 $EER = Q_0 / W$, 其中 EER 为系统能效比; Q_0 为制冷量, kW ; W 为压缩机耗电功, kW 。

表1 状态1下蒸发循环制冷系统仿真输入参数

序号	冷凝器冷凝压力 /kPa	蒸发器防冻液流量 /($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
1	1295	3.01
2	1310	2.98
3	1325	2.8
4	1340	2.64
5	1355	2.64

表2 状态2下蒸发循环制冷系统仿真输入参数

序号	冷凝器冷凝压力 /kPa
1	1530
2	1580
3	1630
4	1680
5	1720

表3 状态3下蒸发循环制冷系统仿真输入参数表

序号	蒸发器蒸发压力 /kPa	涡旋压缩机转速 /($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)
1	490	3100
2	495	3000
3	500	2900
4	505	2800
5	510	2700

2.3 试验状态 1

试验状态 1 的控制参数设定与仿真状态 1 一致。

压缩机耗电功、蒸发器制冷量以及系统能效比 EER 随冷凝器冷凝压力的变化曲线如图 3 和图 4 所示。

试验状态 1 下, 涡旋压缩机耗电功随冷凝压力的升高而增大, 蒸发器制冷量则随冷凝压力的升高而减少, 蒸发循环系统能效比 EER 也随着冷凝器冷凝压力的升高而减少。这是由于在蒸发压力不变的条件下, 冷凝压力升高使压缩机压缩比增大, 电机耗电随之增大; 冷凝压力升高代表冷凝温度升高, 造成单位容积制冷能力的降低, 同时由于制冷剂流量不变, 使得蒸发器制冷量减少; 制冷量的减少和压缩机耗电的增大使系统能效比 EER 减小, 由图 5 可看出能效比由 2.79 降至 2.56。

2.4 试验状态 2

试验状态 2 的控制参数设定与仿真状态 2 一致。

涡旋压缩机耗电功、蒸发器制冷量、制冷剂流量

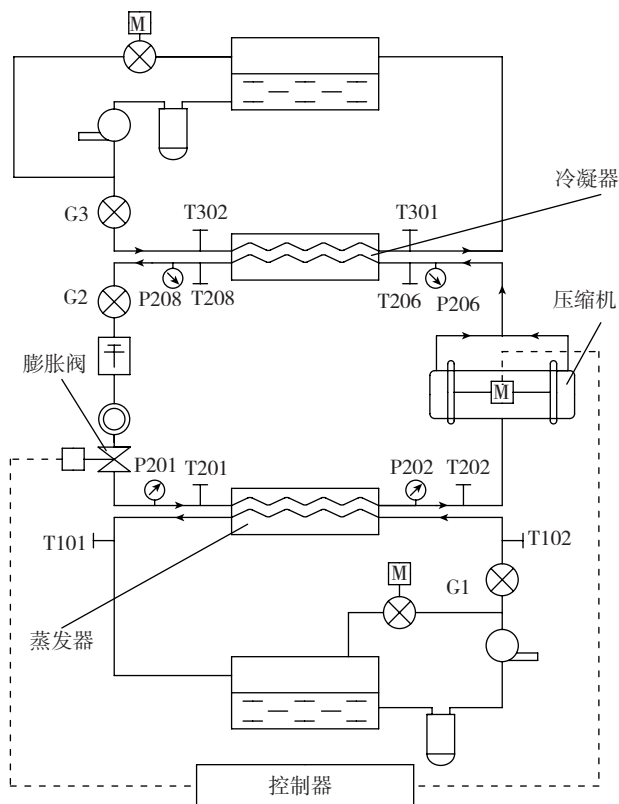


图2 蒸发循环制冷系统试验原理

Fig.2 Experimental diagram of vapor cycle system

以及系统能效比 EER 随冷凝器冷凝压力的变化曲线如图 5 和图 6 所示。试验状态 2 下, 压缩机耗电功、系统制冷量、制冷剂流量都随着冷凝器冷凝压力的增加而增加, 能效比 EER 随着冷凝器冷凝压力的升高而下降。这是由于在蒸发压力不变、冷凝压力增大时, 压缩机压缩比增大, 在压缩机转速不变的情况下, 制冷剂流量增大, 电机耗电也随之增大, 可以看出, 电机耗电由 20.1kW 增大到 22.6kW; 冷凝压力升高, 尽管单位容积

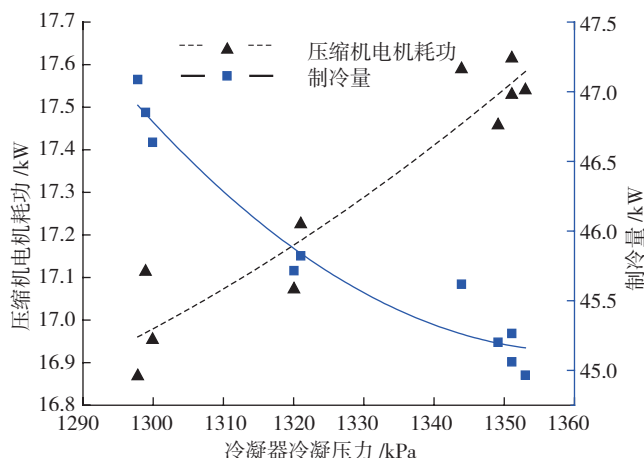


图3 试验状态1下压缩机耗电功和制冷量随冷凝器冷凝压力的变化
Fig.3 Compressor power dissipation and refrigerating capacity response in condensing pressure change under experiment state1

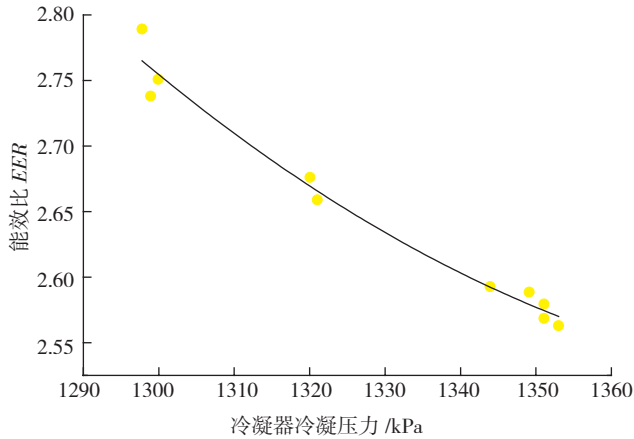


图4 能效比EER随冷凝器冷凝压力的变化

Fig.4 EER response in condensing pressure change

制冷能力减小,但由于系统制冷剂流量增加,造成系统制冷量有所增加。但是制冷量增大的速率比压缩机耗电增大的速率小很多,能效比 EER 依然随着冷凝压力增大而减小,能效比由 2.16 降低至 1.98。

2.5 试验状态 3

试验状态 3 的控制参数设定与仿真状态 3 一致。

蒸发器蒸发压力、制冷剂流量以及系统能效比 EER 随压缩机转速的变化曲线以及压缩机电机耗电随制冷剂流量的变化曲线如图 7~ 图 9 所示。

由图 7 可知,随着压缩机转速的增大,蒸发器蒸发压力逐渐减小,这是由于压缩机转速增大使得压缩机压缩比随之增大,在冷凝器冷凝压力不变的情况下,蒸发器蒸发压力只能减小,由 502.6kPa 降低到 490.7kPa。

系统制冷剂流量随着压缩机转速的升高而增加,压缩机电机耗电也随制冷剂流量增大而增大,以制冷剂流量为中间量,可知压缩机转速增大,制冷剂流量也

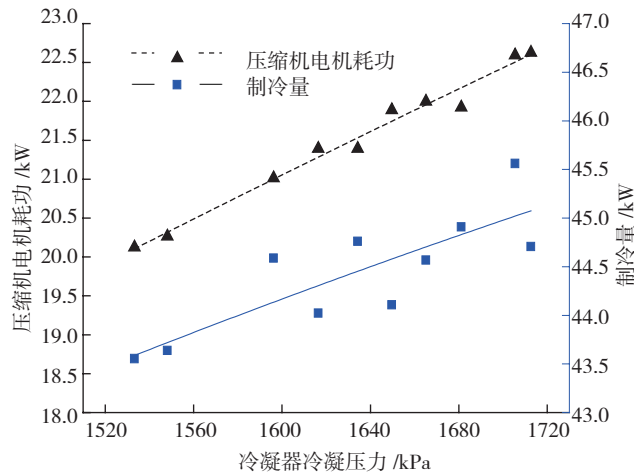


图5 试验状态2下压缩机电机耗电和制冷量随冷凝器冷凝压力的变化

Fig.5 Compressor power dissipation and refrigerating capacity response in condensing pressure change under experiment state2

随之增大,这使得压缩机电机耗电增大。电机耗电由 19.9kW 增大到 23.6kW。

现已得出压缩机电机耗电随压缩机转速的升高而增大的规律,在制冷量保持不变的条件下,系统的能效比 EER 随着压缩机转速的升高明显减小,同时由图 7 可以看出,能效比由 2.04 降低至 1.73。

3 仿真结果与试验结果的对比分析

为了验证仿真研究中所建立的数学模型的有效性,需要对仿真结果与试验结果进行对比分析。下面以试验所测的数据为基准来计算对应的试验测量数据的误差^[9-10]。

3.1 压缩机电机耗电的比较

下面对 3 种状态下压缩机电机耗电的仿真结果和试验结果进行对比分析,如图 10 所示。

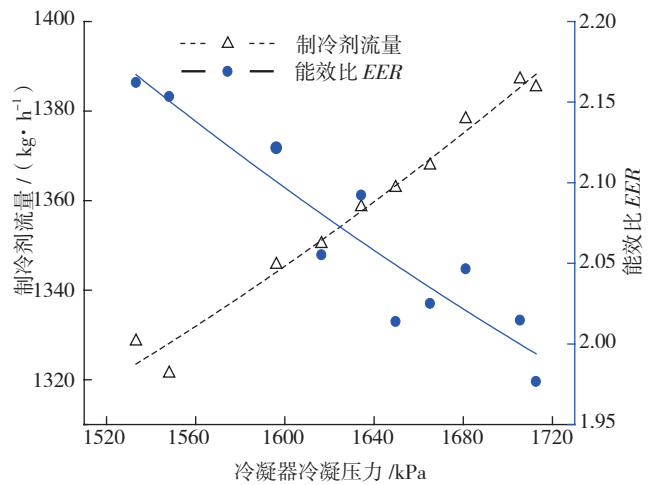


图6 制冷剂流量和能效比随冷凝器冷凝压力的变化

Fig.6 Refrigerant flow rate and EER response in condensing pressure change

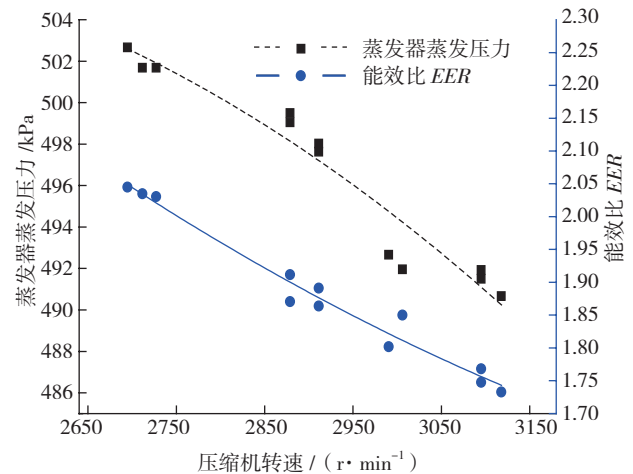


图7 蒸发器蒸发压力和能效比随压缩机转速的变化

Fig.7 Evaporating pressure and EER response in compressor speed change

$$\text{误差}(e) = \frac{|\text{仿真计算结果} - \text{试验值}|}{\text{试验值}}$$

状态 1 和状态 2 下试验结果拟合曲线总是高于仿真结果。状态 1 下两者差值在冷凝压力为 1300kPa 左

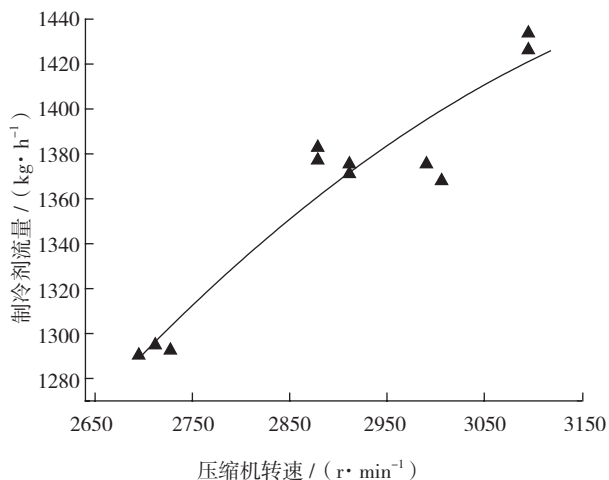


图8 制冷剂流量随压缩机转速的变化

Fig.8 Refrigerant flow rate response in compressor speed change

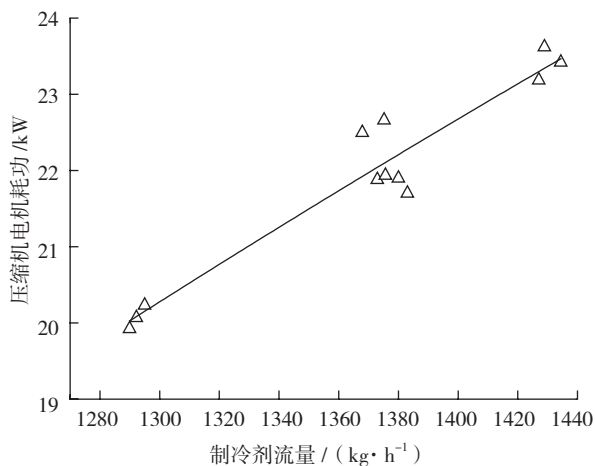
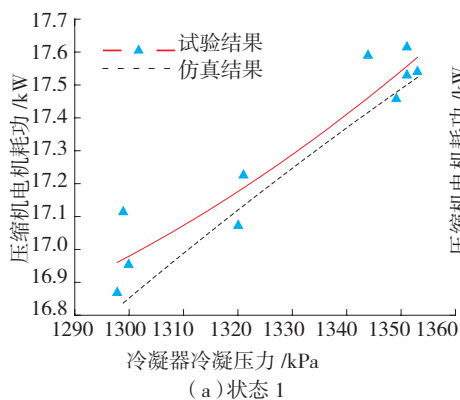
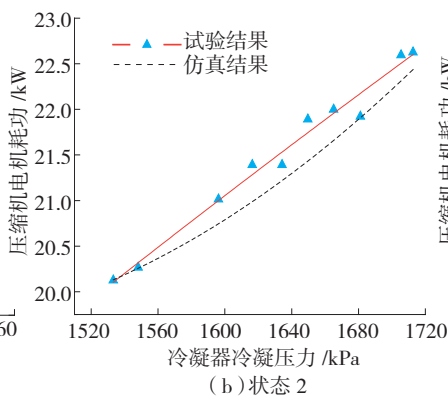


图9 压缩机电机耗功随制冷剂流量的变化

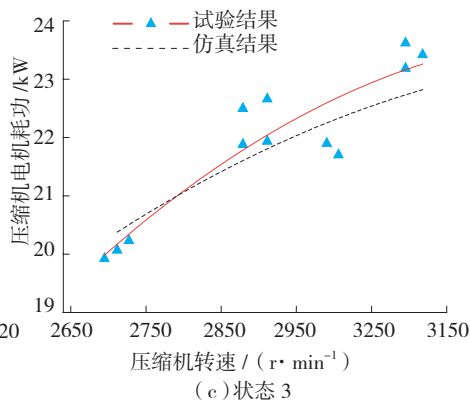
Fig.9 Compressor power dissipation response in refrigerant flow rate change



(a) 状态 1



(b) 状态 2

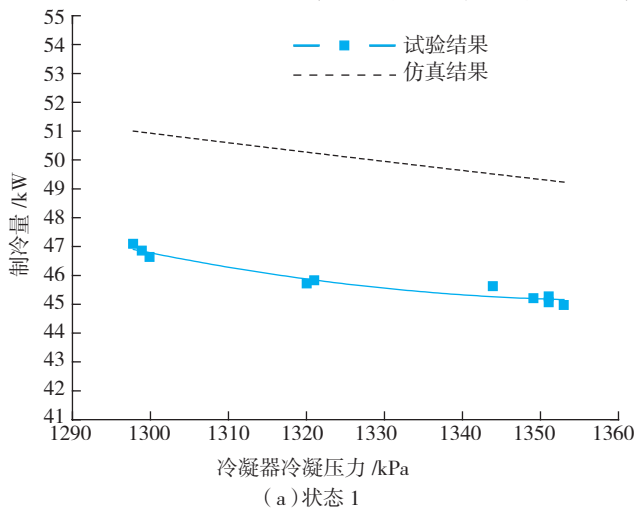


(c) 状态 3

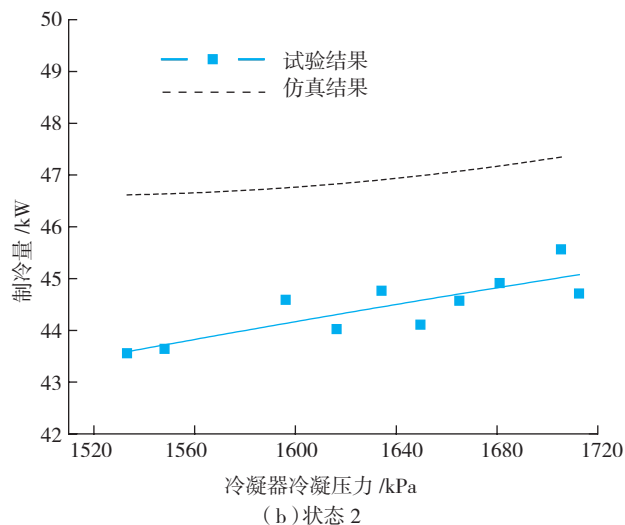
图10 状态1、2、3下压缩机电机耗功的仿真结果和试验结果的对比

Fig.10 Comparison between simulation results and experimental results of compressor power dissipation under state 1, 2, 3

右时最大,在 1330kPa 时最小;状态 2 下在冷凝压力为 1640kPa 时最大,在 1530kPa 时基本重合。在状态 3 下,试验结果拟合曲线与仿真结果曲线有一个交点,当压缩机转速为 2785r/min 左右时,试验结果与仿真结果一致,



(a) 状态 1



(b) 状态 2

图11 状态1、2下制冷量仿真结果和试验结果的对比

Fig.11 Comparison between simulation results and experimental results of refrigerating capacity under state 1, 2

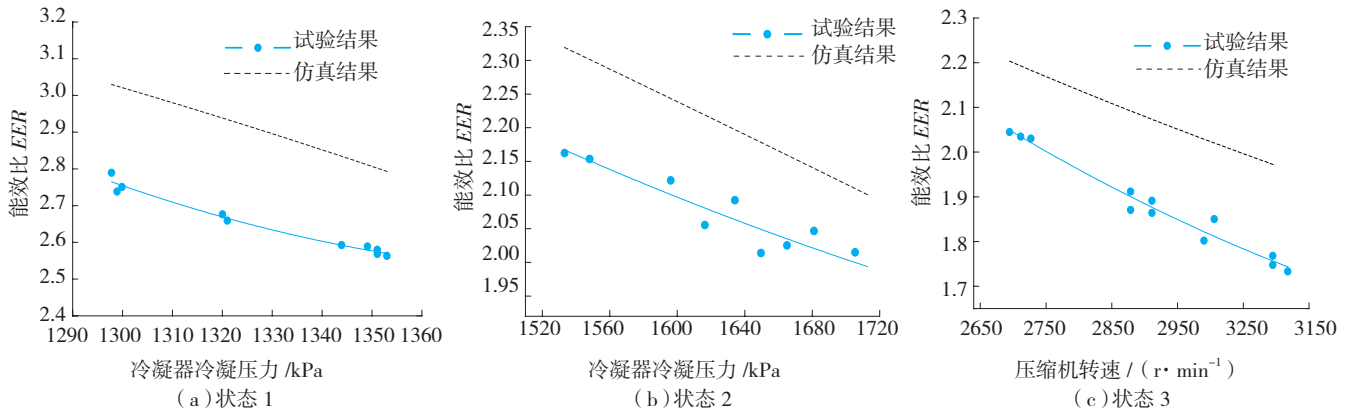


图12 状态1、2、3下能效比仿真结果和试验结果的对比

Fig.12 Comparison between simulation results and experimental results of EER under state 1, 2, 3

说明此时试验数据与仿真数据得到了非常好的吻合。随着压缩机转速的增大,两条曲线的差值也越来越大,在压缩机转速为 3100r/min 时达到最大。状态 1、2、3 下的仿真与试验误差分别为 2%、1.8%、2.5%,总体而言,误差较小,说明仿真结果与试验结果的数据能够较好吻合。

3.2 制冷量的比较

因为状态 3 下制冷量变化较小,因此只对状态 1、2 下制冷量的仿真结果和试验结果进行对比分析(图 11)。

状态 1、2 下制冷量的仿真结果和试验结果差值较大,仿真结果明显高于试验结果,但变化趋势相同。状态 1 下两者差值维持在 4kW 左右,状态 2 下差值在冷凝压力为 1530kPa 时最大,约为 3kW,随后在 1620kPa 时达到最小,约为 2.5kW。状态 1、2 下仿真与试验的误差分别为 10%、7%,误差稍大,但在可接受范围。仿真忽略了蒸发器与外界环境的热交换作用,蒸发器制冷量的计算是通过制冷剂进出口焓值之差乘以流量而得到,但在试验中,蒸发器的制冷量计算是通过防冻液的温度及流量变化得到,两者比较,仿真结果偏大。

3.3 能效比的比较

下面对 3 种状态下能效比的仿真结果和试验结果进行对比分析(图 12)。能效比是蒸发循环系统运行时实际制冷量与实际输入功率之比,这是一个综合性指标,反映了单位输入功率在系统运行过程中转换成的制冷量,是衡量系统性能的一个重要参数。状态 1、2、3 下能效比的仿真和试验曲线趋势一致,差值分别在 0.25、0.3、0.25 之内,误差分别为 10%、8%、11%,仿真结果与试验结果相比较,明显偏大,系统能效比是蒸发器制冷量与压缩机电机耗功的比值,其产生的误差是由冷凝器制冷量与压缩机电机耗功两者误差积累而成。

4 结论

为研究蒸发循环制冷系统的性能,利用 MATLAB/

SIMULINK 的方法建立模型进行了仿真分析,并通过试验验证了模型的准确性和方法的可行性。

(1) 冷凝器冷凝压力和压缩机转速是影响压缩机电机耗功的重要因素,同时也是影响系统制冷剂流量、蒸发器制冷量和系统能效比 EER 的重要因素。

(2) 通过对不同状态下各参数的仿真结果与试验结果的对比分析,可以看出压缩机电机耗功受环境影响较小,其仿真结果与试验结果十分接近,误差较小;而蒸发器制冷量与能效比受试验台周围环境的影响较大,如果不将其考虑在内,必然会导致仿真结果与试验结果之间的误差增大。

参考文献

- [1] 闫旭东,宋保银,赵枚,等.机载蒸发制冷循环系统两相流换热特性实验研究.制冷与空调,2008,22(6):7-11.
- [2] 曹辉,赵竞全.机载蒸发制冷循环的稳态仿真.计算机仿真,2007,24(4):40-42.
- [3] 孙超.记载蒸发循环仿真研究[D].南京:南京航空航天大学,2011.
- [4] 寿荣中,何慧珊.飞行器环境控制.北京:北京航空航天大学出版社,2004.
- [5] 龙海,朱春玲.机载蒸发循环系统动态仿真.飞机设计,2012,32(1):53-57.
- [6] 任家隆,李伟,杭华.换热冷却的实验与仿真研究.江苏科技大学学报,2008,22(3):43-48.
- [7] Sankarlar T, Mani A. Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia. Renewable Energy, 2007, 32: 1403-1413.
- [8] 范晓伟,张文全,郑慧凡,等.以 HFC134a 为制冷剂的喷射制冷实验研究.制冷技术,2008,37(1):46-48.
- [9] Yue M, Chung J N. An experimental study of critical heat flux (CHF) in microgravity forced-convection boiling. International Journal of Multiphase Flow, 2001, 27(10):1753-1767.
- [10] Bin L, Alleyne A G. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. International Journal of Refrigeration, 2010,33(3):538-552.

(责编 良辰)