

基于 Matlab 的液体冷却系统仿真与试验验证

行艳红, 齐社红, 陶小将, 郭涛

(中国航空工业集团公司第一飞机设计研究院, 西安 710089)

摘要: 冲压空气温度和流量随飞行高度的变化而变化, 导致特种飞机上的液体冷却系统存在诸多变化因素, 在系统设计初期, 计算量庞大且工况复杂。针对上述问题, 利用 Matlab 的 Simulink 仿真平台, 建立液体冷却系统主要部件的动态数学模型和系统仿真模型, 并对系统进行仿真分析。将仿真结果与试验数据进行对比, 结果表明: 仿真分析具有较高的精度, 该仿真系统可以用于液体冷却系统的设计和优化。

关键词: 液体冷却; Matlab; 仿真; 试验验证

中图分类号: V245

文献标识码: A

Simulation of Liquid Cooling System Based on Matlab and Experimentations

Xing Yanhong, Qi Shehong, Tao Xiaojiang, Guo Tao

(The First Aircraft Institute, Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 710089, China)

Abstract: The temperature and flow rate of ram air changes with the change of the altitude of the aircraft, which leads to many variables for the liquid cooling system of a special aircraft, that means a huge amount of calculation and a set of complicated analysis cases need to be solved in the initial stage of the system design. According to the problem mentioned above, the dynamic mathematical models of main components and the system simulation model of the liquid cooling system are built using Simulink tools of the software of Matlab. The simulation results are compared with the experimental data, which shows that the precision of simulation analysis is acceptable, and the simulation system can be used to design and optimize a liquid cooling system.

Key words: the liquid cooling system; Matlab; simulation; experimentation

0 引言

现代先进飞行器, 尤其是某些作战飞机, 其电子设备不断增多且功率越来越大, 随着电子元器件集成化的迅速发展, 电子设备功率增大、封装密度增大的同时体积却不断缩小, 导致电子设备舱的热载荷急剧上升^[1-2]。对特种飞机来说, 座舱内电子设备众多, 热载荷大且热流密度高, 采用一般的空气冷却方式并不能满足电子设备的冷却要求。目前国外很多先进战斗机和特种飞机均采用液体冷却系统和蒸发循环系统相结合的方式冷却降温, 主要原因是液体的换热系数和比热均比空气大

很多, 冷却效果远远优于空气冷却^[2]。近年来, 随着计算机技术的发展, 国内针对飞机环控系统的计算机仿真, 已经取得了不少研究成果, 但这些仿真主要以环境控制中的空气冷却和飞机座舱温度为主, 而对于液体冷却系统的仿真分析及其与试验的对比研究开展的相对较少, 将液体冷却系统的仿真与试验结合的研究未见报道。2004年, 南国鹏等^[3]对基于流程图的液体冷却系统组态建模并进行仿真, 利用 VC++ 软件开发平台进行系统建模, 但未提及系统控制器的控制问题。2011年, 李国涛等^[4]利用 Matlab 仿真平台对小型液冷系统进行仿真研究, 研究对象为小型液冷系统, 故没有关于其在飞机上的应用效果, 更没有相关的试验验证。

本文利用 Matlab 的 Simulink 仿真平台建立液体冷却系统主要部件的动态数学模型及系统仿真模型, 并对仿真模型进行试验验证, 同时利用模

型对系统设计进行仿真分析。减少系统计算周期,可为液体冷却系统的设计优化提供参考。

1 液体冷却系统概述

液体冷却系统的组成与原理如图1所示。

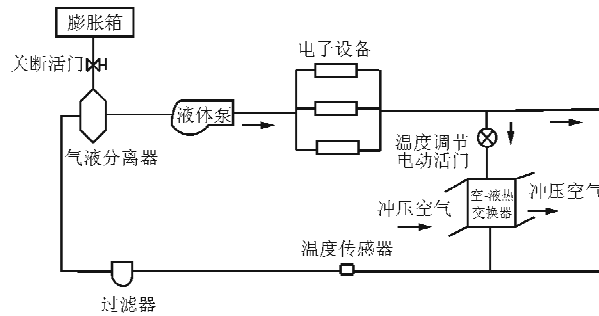


图1 液体冷却系统原理简图

Fig. 1 Schematic diagram of liquid cooling system

液体冷却系统采用液体泵作为动力源,驱动冷却液循环强迫冷却电子设备。冷却液不与电子元件直接接触,电子元件的耗散热通过导热、对流和辐射等形式传递给冷却装置(例如冷板),再经空-液热交换器由冲压空气传递给外界。液体冷却系统使用空-液热交换器、温度调节电动活门等来实现温度在规定范围内的有效控制。

2 冷却系统主要附件仿真建模

建模对象为液体泵、空-液热交换器和PID控制器。

2.1 液体泵

液体泵是液体冷却系统的关键组件之一,其作用是为系统提供液体循环动力。本文中液体泵采用交流电动离心泵的形式。交流电机带动叶轮高速旋转,叶轮推动工作介质做圆周运动,使工作介质获得动能。

2.1.1 液体泵的数学模型

液体泵的运行工作点由自身全压特性曲线与系统管网阻力特性曲线共同决定,因此在液体泵的仿真分析中,可把压头(ΔP)、输入功率(N)分别作为体积流量(Q)的函数,并将由此形成的泵的工作性能函数作为液体泵仿真分析的输入条件。仿真时,根据液体泵进出口流体压力,利用工作性能函数即可计算出流经液体泵的流体质量流量(w)。

液体泵的流体出口温度可通过换热方程(式(1))得到^[3-5]:

$$\rho C_p V \frac{dT_2}{dt} = w C_p (T_1 - T_2) + (hA)_0 \cdot [T_{amb} - T_2] + Q_{in} \quad (1)$$

式中: $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$ 为液体密度; $C_p(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$ 为比热; $V(\text{m}^3)$ 为液体泵的总容积; $T_{amb}(\text{C})$ 为外界环境温度; $(hA)_0(\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ 为外部导热系数; $Q_{in}(\text{J})$ 为泵对流体做功所引起的加热量,闭式循环系统可近似等于 N 值; $T_2(\text{C})$ 为液体泵出口温度; $w(\text{kg}/\text{s})$ 为流经液体泵的流体流量。

2.1.2 液体泵的二次建模

根据式(1),在Matlab下建立液体泵的仿真模型,如图2所示。

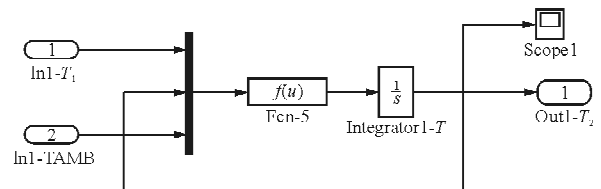


图2 液体泵的仿真模型

Fig. 2 Simulation model of liquor pump

2.2 空-液热交换器

在液体冷却系统中,空-液热交换器利用冲压空气来冷却冷却液,使其温度降低,为液体冷却系统提供冷源。空-液热交换器的基本原理是冷热边流体存在温差,通过翅片和隔板导热,从而达到热量传递的效果。液体冷却系统中使用的空-液热交换器采用板翅式单流程叉流结构。

2.2.1 空-液热交换器的数学模型

为了便于系统仿真,按集总参数法对空-液热交换器的数学模型进行推导。由于冷边空气的热容与液体相比很小,可忽略不计。另外,在推导时作如下假设^[3-4,6-9]:

- (1) 板翅式热交换器内部结构紧凑,流道非常窄,可以认为流道内的流体为一维流动;
- (2) 忽略冷边空气出口流量的滞后响应,即冷边空气进、出口流量相同;
- (3) 每一热交换器单元的壁面温度保持一致;
- (4) 由于气体的比热相对于冷却液来说较小,可以忽略气体比热;
- (5) 忽略热交换器壁面热阻,并认为其壳体与

外界绝热;

(6) 认为冷侧空气为干空气^[3-4]。

根据热交换器壁面及流体能量方程,有

冷侧气体:

$$\left(\frac{wC_{pl}}{u}\right)_c \frac{\partial T_c}{\partial t} + (wC_{pl})_c \frac{\partial T_c}{\partial x} = (\eta h F)_c (T_w - T_c) \quad (2)$$

热侧冷却液:

$$\left(\frac{wC_{pl}}{u}\right)_h \frac{\partial T_h}{\partial t} + (wC_{pl})_h \frac{\partial T_h}{\partial y} = (\eta h F)_h (T_w - T_h) \quad (3)$$

对于壁面,壁面温度变化引起的壁面能量变化等于冷、热流体与壁面热交换的代数和,因此得到壁面能量方程为

$$(mC_p)_w \frac{dT_w}{dt} = (\eta h F)_h (\bar{T}_h - T_w) + (\eta h F)_c (\bar{T}_c - T_w) \quad (4)$$

对于冷侧气体,由于冷侧空气的热容与液体相比很小,可将其忽略。 $\alpha_c = \frac{(\eta h F)_c}{(wC_p)_c}$,当 $x=1$ 时,则气体侧出口温度为

$$T_{c2} = T_w + (T_{c1} - T_w) e^{-\alpha_c} \quad (5)$$

对于热侧冷却液,由于其本身热容很大,能量方程可写为

$$(mC_p)_h \frac{d\bar{T}_h}{dt} + (wC_p)_h (T_{h2} - T_{h1}) = (\eta h F)_h (T_w - \bar{T}_h) \quad (6)$$

其中, $\alpha_h = \frac{(\eta h F)_h}{(wC_p)_h}$,当 $x=1$ 时,则液体侧冷却液的出口温度为

$$T_{h2} = T_w + (T_{h1} - T_w) e^{-\alpha_h} \quad (7)$$

气体侧的平均温度为

$$\bar{T}_c = \int_0^1 T_c(n) dn = T_w + (T_{c1} - T_w) \frac{1 - e^{-\alpha_c}}{\alpha_c} \quad (8)$$

式中: $m(\text{kg})$ 为质量; $w(\text{kg/s})$ 为质量流量; $T(^{\circ}\text{C})$ 为温度; $C_p(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$ 为比热; η 为换热效率; h 为换热系数; $F(\text{m}^2)$ 为换热面积;脚注 c, h 和 w 分别为冷边、热边和壁面;脚注 1、2 分别为流体进口和出口。

2.2.2 空-液热交换器的二次建模

根据式(4)~式(8),建立空-液热交换器的仿真模型,如图3所示。

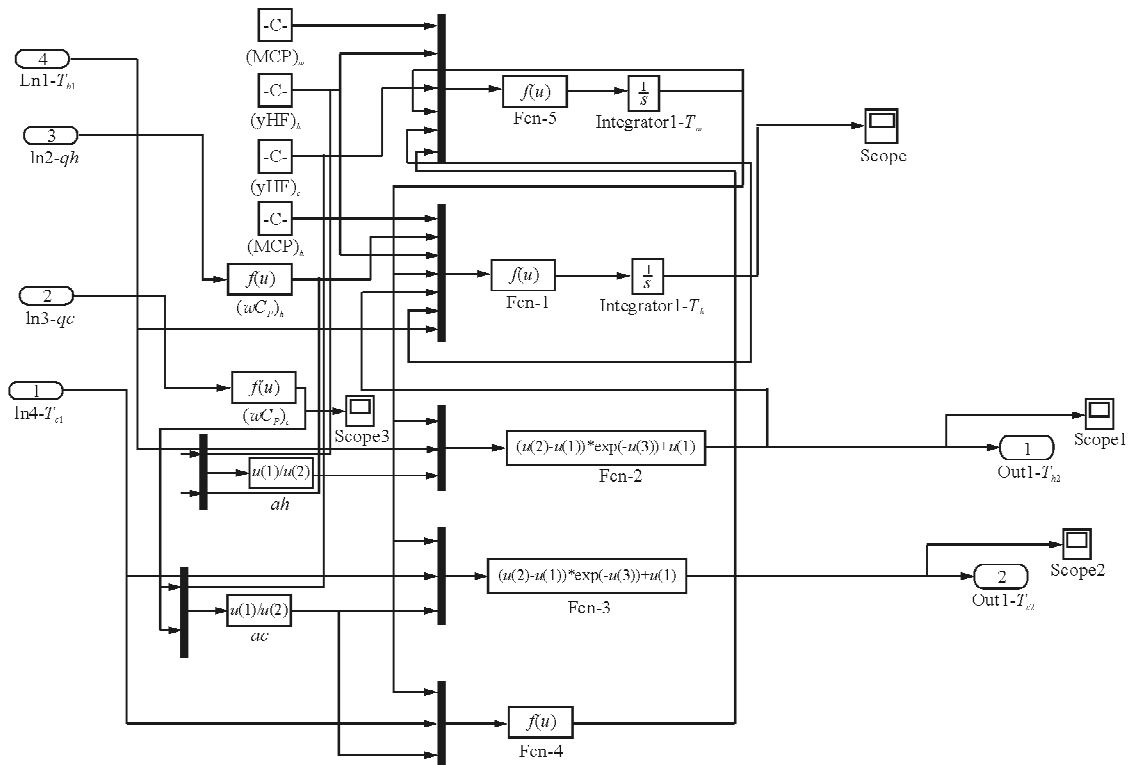


图 3 空-液热交换器的仿真模型
Fig. 3 Simulation model of air-liquid heat exchanger

2.2.3 仿真验证

利用上述空-液热交换器的仿真模型,对其进行试验验证,进行多种状态的比较,以验证该空-液热交换器的模型精度。以进入空-液热交换器冷边的冲压空气流量为 3 000 kg/h 的状态为例,试验与仿真数据如表 1 和图 4 所示。

表 1 试验数据与仿真数据对比

Table 1 Comparison of data between test and simulation

对比项	试验值	仿真值	误差
热边入口温度/°C	37.1	37.10	0
热边出口温度/°C	32.8	32.62	0.18
冷边出口温度/°C	28.9	29.63	-0.73

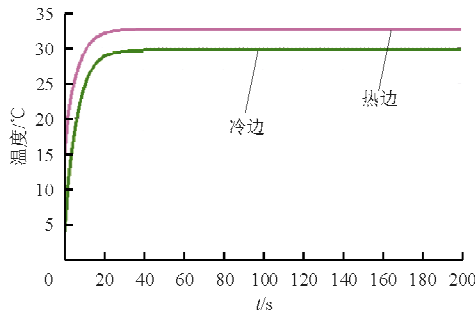


图 4 热交换器热边、冷边出口温度随时间的变化曲线

Fig. 4 Exit temperature-time curves for the hot side and cold side of neat exchanger

从表 1 和图 4 可以看出,在冷边空气流量为 3 000 kg/h,热交换器热边入口温度为 37.10 °C 时,热边出口温度和冷边出口温度的试验数据和仿真数据之间的误差仅为 0.18 °C 和 -0.73 °C,误差比较小。表明在热交换器热边入口温度一定的情况下,其冷边出口温度和冷却液出口温度仿真数据与试验数据重复性非常好。说明建立的热交换器模型的精度较高,可以用来进行系统仿真。

3 冷却系统建模

3.1 系统控制

3.1.1 液体冷却系统温度控制原理

液体冷却系统最终控制的温度为经过冷路和热路混合后的液体回路温度,即混合路温度值。PID 控制器根据混合路温度目标值和混合路温度实测值的差值来调节控制温度调节电动活门的开度,从而控制进入空-液热交换器热路的液体流量

以达到控制混合路温度的目的。液冷系统温度控制原理图如图 5 所示。

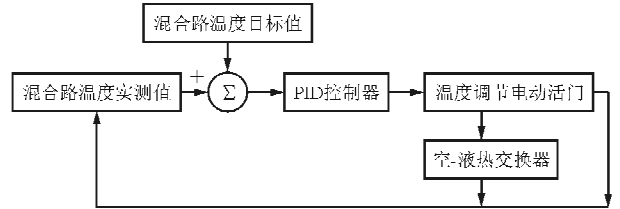
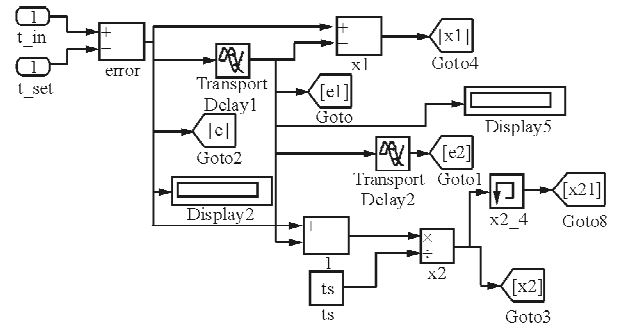


图 5 液冷系统温度控制原理

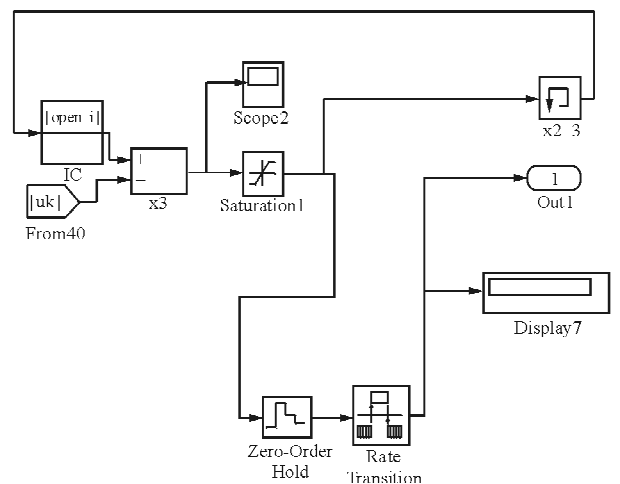
Fig. 5 Temperature control schematic diagram of the liquid cooling system

3.1.2 专家数字 PID 控制器

随着计算机技术的发展,利用人工智能的方法将操纵人员的调整经验作为知识存入计算机,根据现场实际情况,计算机能自动调整 PID 参数,便出现了专家 PID 控制器。将经典 PID 控制与先进的专家系统相结合,实现系统的最佳控制,从而使越来越多的专家控制系统用于实时过程控制^[10]。专家 PID 控制器模型如图 6 所示。



(a) 上一状态误差计算



(b) 误差积分求和

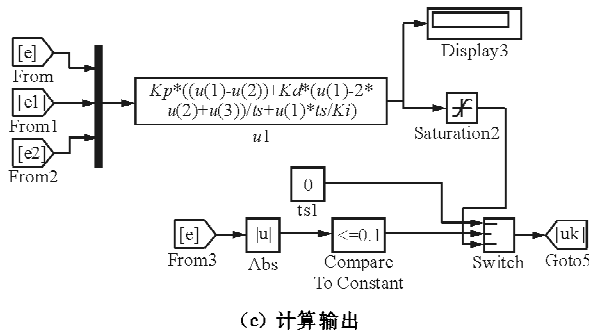


图 6 专家数字 PID 控制模型

Fig. 6 Model of expert PID control

根据系统原理和控制方式,结合系统附件的数学模型,建立液体冷却系统温度控制仿真模型,如图 7 所示。根据已有的经验,对于本文采用的单流程叉流式热交换器来说,若采用过多的单元对热交换器进行仿真,非但不能提高系统仿真精度,反而会影响仿真时间^[3-4]。故在系统仿真时,采用四个单元模块的热交换器进行模拟。

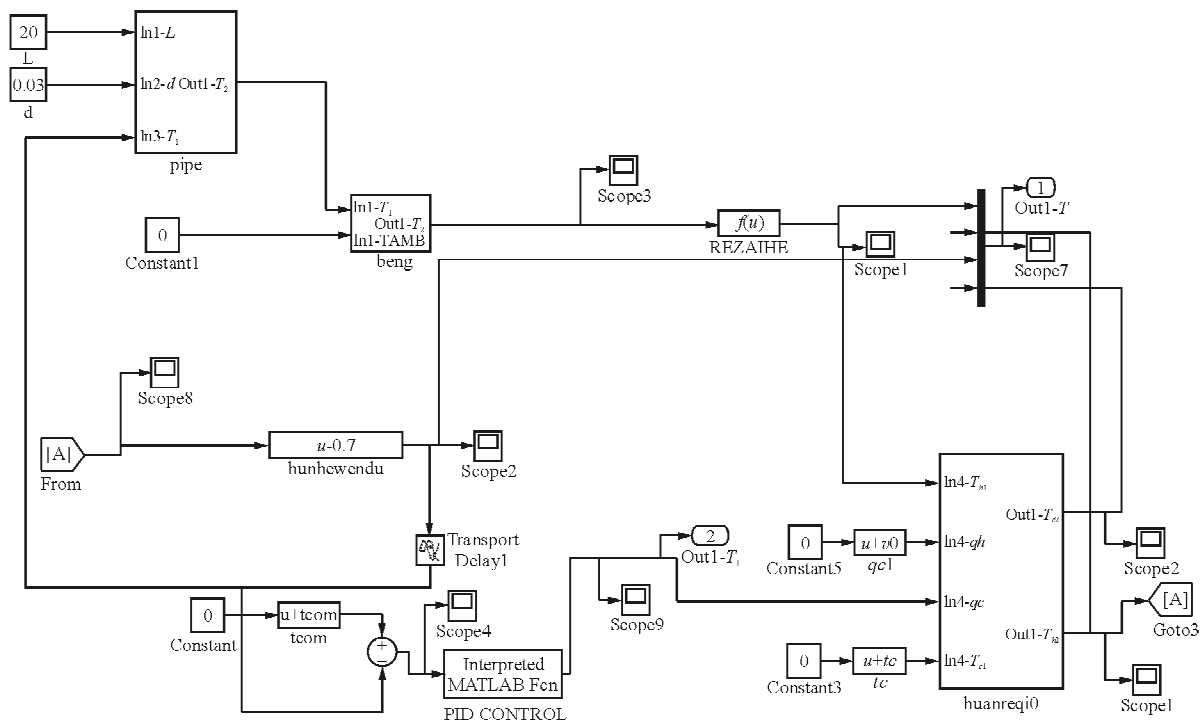


图 7 液冷系统仿真模型

Fig. 7 Simulation model of liquid cooling system

4 试验验证

试验状态:总发热量为 26.8 kW,供液流量为 100 L/min,冷边温度为 0 °C,环境温度为 12 °C。

本文仅选取冷边流量分别为 3 000 和 7 000 kg/h 两种状态来举例,试验与仿真结果对比如表 2 所示。

表 2 液冷系统试验数据与仿真数据对比

Table 2 Comparison of liquid cooling system data between test and simulation

对比项	冷边流量 3 000 kg/h			冷边流量 7 000 kg/h		
	试验数据	仿真数据	误差	试验数据	仿真数据	误差
总流量/(L·min ⁻¹)	103.6	103.6	—	100.1	100.1	—
热路流量/(L·min ⁻¹)	0.2	0.01	—	22	24	—
热交换器热边入口温度/°C	37.1	37.0	0.1	23.6	23.36	0.24
热交换器热边出口温度/°C	32.8	32.6	0.2	17	18.23	-0.77
混合路温度/°C	31.9	32	-0.1	17.9	18	-0.1
热交换器冷边出口温度/°C	28.9	29.6	-0.7	14.1	11.5	-1.4

从表2可以看出:所建立的液冷系统仿真模型温差最大为 $1.64\text{ }^{\circ}\text{C}$,最小为 $0.21\text{ }^{\circ}\text{C}$,表明模型具有较高的精度;所选的PID控制器使系统响应快、超调量小、稳定性强、控制效果良好,完全满足系统的设计需求,可用于进行液体冷却系统的仿真分析研究。

5 结 论

本文在对液体冷却系统数学模型进行研究的基础上,建立了系统仿真模型,可以对系统进行静态动态分析,为液体冷却系统的设计和优化提供依据。同时,将专家PID控制算法用于系统的温度控制,仿真结果表明,该控制算法控制超调小、收敛速度快、精度高、稳定性强,满足系统的设计需求。系统仿真模型的建立在很大程度上为系统设计必须完成试验节省了大量人力财力,提高了工作效率。

参考文献

- [1] Dave S Steinberg. Cooling techniques for electronic equipment[M]. 2nd ed. Manhattan: Wiley-Interscience, 1991.
- [2] 朱春玲, 宁献文. 用于机载大功率电子设备的新型液冷环控系统研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2005, 37(2): 203-207.
Zhu Chunling, Ning Xianwen. Liquid cooling system for high-powered avionics[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2005, 37(2): 203-207. (in Chinese)
- [3] 南国鹏, 王浚. 基于流程图的飞机液冷系统组态建模及仿真[J]. 系统仿真学报, 2004, 16(4): 714-716, 744.
Nan Guopeng, Wang Jun. Configuration modeling and simulation of aircraft liquid cooling system based on flow chart [J]. Journal of System Simulation, 2004, 16(4): 714-716, 744. (in Chinese)
- [4] 李国涛. 小型液冷系统仿真研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
Li Guotao. The simulation and research of small liquid cooling system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [5] 潘炳玉. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
Pan Bingyu. Hydromechanics pump and fan[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2010. (in Chinese)
- [6] 宋俊斌, 袁修干. 板翅式热交换器的MATLAB仿真模型[J]. 北京航空航天大学学报, 2001, 27(5): 582-584.
Song Junxiao, Yuan Xiugan. MATLAB simulation model of air to air plate-fin heat exchanger[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 2001, 27(5): 582-584. (in Chinese)
- [7] 宋俊斌, 袁修干, 林贵平. 某种叉流板翅式热交换器动态性能的计算[J]. 北京航空航天大学学报, 1999, 25(5): 558-560.
Song Junxiao, Yuan Xiugan, Lin Guiping. Transient performances calculation of a gas-to-gas crossflow heat exchanger[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 1999, 25(5): 558-560. (in Chinese)
- [8] 宋俊斌. 军用飞机环境控制系统综合仿真技术[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2000.
Song Junxiao. Study of the simulation technology of aircraft environmental control system[D]. Beijing: Beihang University, 2000. (in Chinese)
- [9] 陈德雄, 李敏. 飞机座舱制冷附件[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
Chen Dexiong, Li Min. The airplane cabin refrigeration accessories[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1980. (in Chinese)
- [10] 刘金琨. 先进PID控制及其MATLAB仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
Liu Jinkun. Advanced PID control and MATLAB simulation[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2003. (in Chinese)

作者简介:

行艳红(1980—),女,工程师。主要研究方向:飞机环境控制系统设计与分析。

齐社红(1965—),女,研究员。主要研究方向:飞机环境控制系统设计与分析。

陶小将(1980—),男,高级工程师。主要研究方向:飞机结构设计与分析。

郭涛(1981—),男,高级工程师。主要研究方向:飞机环境控制系统、环境保护系统设计与分析。

(编辑:马文静)