

民用飞机空调系统仿真分析

吴成云, 汪光文, 李革萍, 辛旭东

(中国商用飞机有限责任公司 上海飞机设计研究院, 上海 201210)

摘 要: 建立了系统主要部件数学模型, 利用 Matlab/Simulink 平台开发了系统部件仿真模块、驾驶舱/客舱热载荷等模块, 并搭建了某民用飞机空调系统仿真模型。在某国产商用飞机空调系统上加装了测试装置, 并进行试验测试。通过仿真分析及试验结果比对发现, 参数误差在 2% 以内, 由此表明: 建立的仿真模块具有较高的精度, 提出的建模方法合理有效, 对飞机空调系统设计、优化及适航符合性验证具有较高的使用价值。

关键词: 仿真分析; 仿真模型; 空调系统; 民用飞机; 试验验证

中图分类号: V245.3

文献标志码: A

Simulation analysis of air conditioning system of civil aircraft

WU Cheng-yun, WANG Guang-wen,

LI Ge-ping, XIN Xu-dong

(Shanghai Aircraft Design Research Institute,

Commercial Aircraft Corporation of China Limited, Shanghai 201210, China)

Abstract: The mathematic models of civil aircraft air conditioning system (ACS) main components were built, and corresponding simulation modules, together with cabin/cockpit heat load module etc were developed on the Matlab/Simulink platform. By applying the built component modules, the ACS simulation model was established. The flight test instrumentation was installed on domestic civil commercial aircraft ACS and the test was conducted. By comparison with the test data, it is found that the error of the simulation results is within 2%. This shows that high accuracy of the simulation module and valid simulation methods have been achieved. It is of great value in civil aircraft ACS design, optimization and airworthiness compliance/verification.

Key words: simulation analysis; simulation model; air conditioning system; civil aircraft; test verification

系统建模与仿真技术广泛应用于航空领域^[1], 目的在于支持决策分析、减少大物理原型件试制和参数测试成本^[2]。从飞机概念设计、方案设计到详细设计及试验/试飞验证, 乃至客户交付过程中, 建模和仿真都发挥巨大作用。我国大飞机研制采取“主制造商-供应商”模式, 掌握仿真建模计算核心能力, 有助于提高主制造商自主权。

空调系统仿真建模是飞机系统仿真的重要应用方向之一。飞机制造商都非常重视空调系统建

模与仿真技术研究, 旨在支持系统研制, 缩短研发周期, 提高能源利用效率及降低成本^[3]。波音公司于上世纪 80 年代开发了用于飞机环控系统模型产生和分析的 EASY 软件^[4]。2007 年, 波音公司联合德国汉堡大学启动了环控系统功能模型库 (FLECS) 项目, 旨在建立民机环控系统所有部件及驾驶舱/客舱(下文简称座舱)热模型, 用于支持民用飞机环控系统研制^[5]。目前, 空客、波音飞机在试飞前, 都进行全包线内的空调系统模拟试飞,

收稿日期: 2014-10-20

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2012CB720100)

作者简介: 吴成云(1984-), 男, 四川南充人, 工程师, 硕士, 主要从事飞机环控系统集成与设计。

以检测系统性能及潜在风险. 我国商用飞机研制方兴未艾,亟需对飞机空调系统仿真技术进行研究,以支持飞机空调系统研制.

从公开发表文献可见, Andrade 等仿真研究了飞机空调系统空气循环机性能与飞行马赫数、座舱高度、座舱温度及涡轮输出功被风扇有效利用率的关系^[6]. Conceição 等发展了空调系统稳态仿真模型,比较不同系统构型热力过程的优缺点,并通过温熵(T-S)图实现系统热力过程状态的可视化分析^[7]. Müller 等与空客合作开发了用于支持飞机空调系统设计的动态仿真模型库^[8]. 上述仿真研究都未对模型计算精度进行描述.

我国于本世纪初逐步开始环控系统仿真研究,从公开发表的文献可见,有部件特性研究、系统稳态特性和动态特性仿真研究的报道^[9-11],以及系统控制仿真研究^[12],但研究的部件/系统主要为军用飞机系统附件,与民用飞机空调系统部件/系统构型有差异,且开发的部件/系统亟需验证及优化,以适用于飞机研制过程中的工程化应用.

本文建立了空调系统部件模型及系统模型,进行系统稳态仿真计算. 此外,在某国产商用飞机空调系统上加装了测试装置,进行试验测试,并将试验结果与仿真计算误差进行了分析并对模型进行了优化,获得了适用于工程应用的仿真模型,最后总结并展望开展本项工作的意义.

1 空调系统热力过程分析

目前在役民用飞机空调系统绝大部分采用发动机引气,由空调系统处理为温度、压力及湿度适宜的空气,并提供给乘员呼吸使用以及座舱温度控制,是飞机安全运营、舒适环境得以保证的必要条件^[13]. 该系统基本包括以下子系统:流量控制(FCS)、制冷、冲压空气系统(RAS)、空气分配与再循环(distribution and recirculation system)、配平系统(TAS)及电子通风系统(AVS). 某民用飞机空调系统工作示意图见图 1 所示,气源系统供气(bleed air)输送至空调系统文氏管(FSV)及流量控制活门(FCV),实现流量测量及控制;在制冷组件内(PACK)进行降温、降压处理;在混合腔内(MIX),制冷组件出口空气与再循环风扇(RFAN)空气混合;系统控制器根据温度控制的需要,通过启闭配平空气活门(包括 HACKV 及 TAV)接入配平系统空气. 配平空气与混合腔出口空气混合后,输送到驾驶舱及客舱供加热、冷却和通风使用^[14],其中 RAV 为冲压空气活门、LPGC 为低压地面接头、BCKV 为球面框单向活门、RCEF 为过滤器、HACKV 为热空气单向活门、SOV 为关断活门,系统内空气介质热力过程 T-S 图如图 2 所示,其中,虚线为等压线,实线为空气介质的热处理过程.

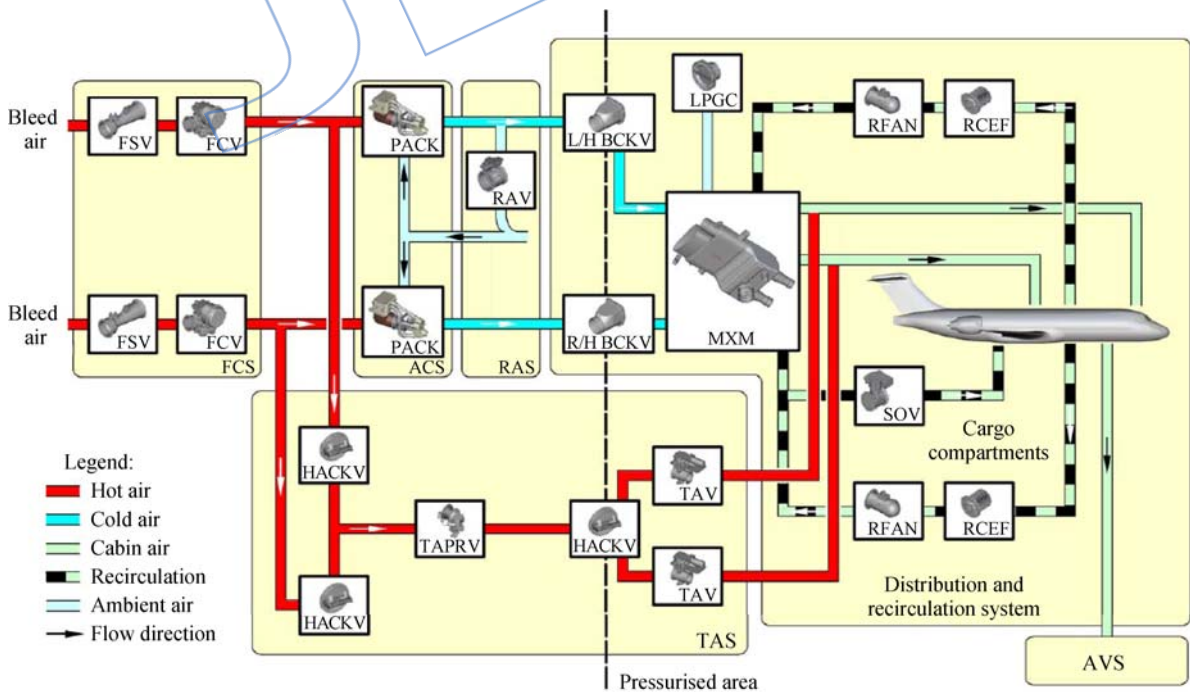


图 1 空调系统示意图
Fig. 1 ACS schematic graph

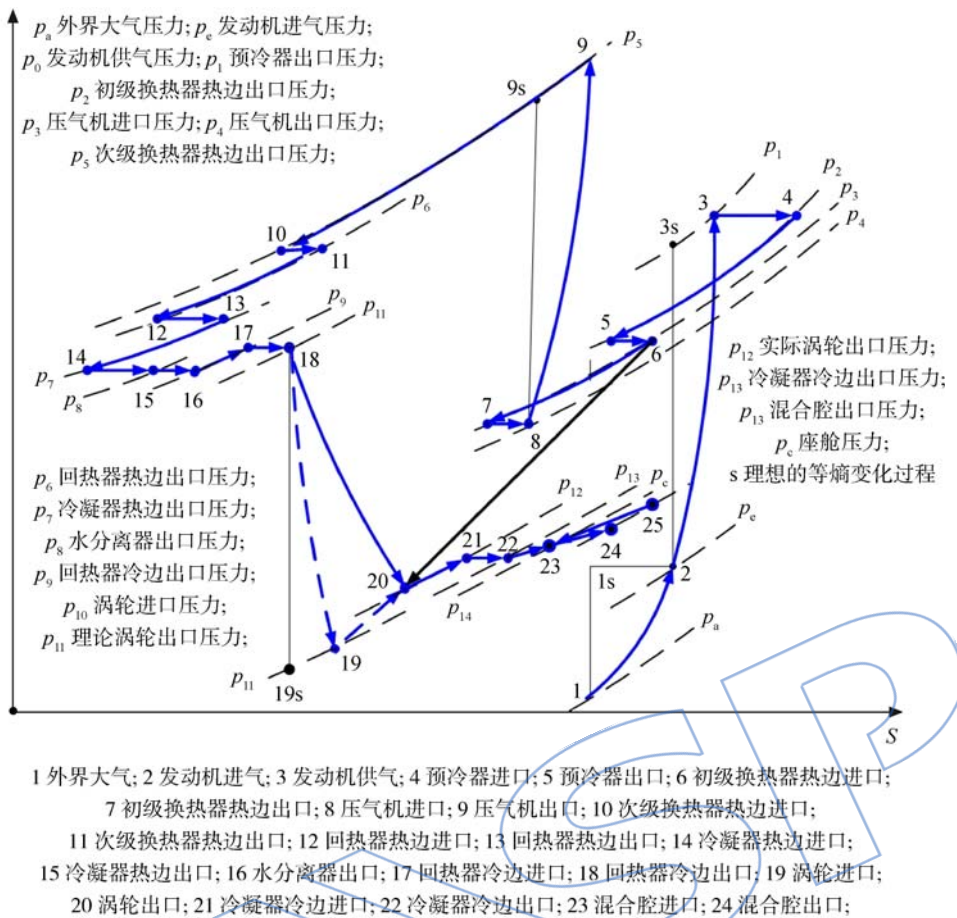


图 2 空调系统空气热力过程 T-S 图
 Fig. 2 T-S graph of ACS thermodynamic process

2 仿真模型

2.1 飞行环境状态参数计算模型

飞行环境状态参数模型用于求解飞机飞行高度上环境压力、温度、舱内压力及供气流量。ASHRAE 标准的国际标准大气模型可计算环境温度及压力^[15]。根据冷天、常温天及热天试飞数据与标准大气模型对比发现,随高度变化,大气温度/压力与标准大气温度/压力数据变化趋势一致,但需基于标准大气模型进行初始化校正,通过输入所在地地表海拔高度、温度及压力,对模型进行初始化校正后,即可计算该地区,该时间段不同飞行高度上的环境温度及压力。本文根据机载大气数据测试设备对外界温度及压力进行测试,对模型进行了验证,用于舱内压力及流量计算。

2.2 冲压空气进气模型

空调系统双级换热器(包括初级换热器及次级换热器)冷边采用外界冲压空气,冲压空气进气温度及压力采用式(1)、式(2)进行计算^[16]

$$T_{ram} = \alpha_t T_{amb} [(1 + 0.2 Ma^2) - 1] + T_{amb} \tag{1}$$

$$p_{ram} = \alpha_p p_{amb} [(1 + 0.2 Ma^2)^{3.5} - 1] + p_{amb} \tag{2}$$

其中 α_t, α_p 分别为冲压进气口温度恢复系数及压力恢复系数,飞机试飞前,可用三维流场计算获取; Ma 为飞行马赫数;下标 ram, amb 分别为冲压空气、外界空气。

2.3 座舱热载荷模型

座舱热载荷模型仿真计算的目地在于确定座舱供气温度。若座舱热载荷计算存在问题,可能导致座舱供气参数不满足座舱温度控制需求。由于座舱热载荷影响因素较多,理论计算或经验总结计算结果误差较大^[15]。

本文建立的座舱热载荷 MATLAB 仿真模型,考虑了结构热载荷、太阳热辐射、电子散热及人体新陈代谢散热等,加入了舱内空气、内饰(包括座椅)质量热容的影响。其中,结构热载荷通过式(3)进行计算,其中 k 为整个结构面上的总传热

系数,由于飞机结构型式复杂,且舱室边界各不相同,对飞机进行试验测试发现, k 理论计算结果存在较大误差,本文通过试验测试获取该值.太阳热载荷参照美国空军标准 MIL-E-38453 进行计算.电子部件热载荷由供应商提供.乘客热载荷和机组人员热载荷通过式(4)、式(5)进行计算.

$$Q_s = k[T_i - T_{skin}] \quad (3)$$

$$Q_{pass} = N_{pass}[188 - 4.7(T_i - 273)] \quad (4)$$

$$Q_{crew} = 2N_{crew}[188 - 4.7(T_i - 273)] \quad (5)$$

式中 Q_s 为结构热载荷, T_i 为舱内温度, T_{skin} 为飞机蒙皮温度, Q_{pass} 为乘客热载荷, N_{pass} 为乘客数量, Q_{crew} 为机组人员热载荷, N_{crew} 为机组人员数量.

利用该模型对某民用机型高温天地面冷却试验进行模拟,试验结果与计算结果比发现,冷却试验执行 20 min 后,计算值与试验座舱温度值最大相差 1K 左右.

2.4 空气循环机模型

空气循环机包括压气机、涡轮及风扇,涡轮内空气介质膨胀输对外做功,带动压气机、风扇工作以及摩擦损失消耗.

压缩机内空气介质处理过程可简化为绝热压缩过程,压气机出口温度按式(6)进行计算

$$T_{co} = T_{ci} \left[1 + \frac{\pi_c^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_c} \right] \quad (6)$$

式中 T_{ci} 为压气机进口温度.

压气机消耗功 P_c 由式(7)进行计算

$$P_c = \dot{m}_c c_p (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_c c_p T_{ci} \frac{\pi_c^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_c} \quad (7)$$

式中 c_p 为比定压热容.压气机压比 π_c 、效率 η_c 与压气机流量 \dot{m}_c 及转速 n_c 有关,由产品制造商提供. κ 为比热比.

涡轮出口温度 T_{to} 按式(8)进行计算

$$T_{to} = T_{ti} [1 - \eta_t (1 - \pi_t^{(\kappa-1)/\kappa})] \quad (8)$$

涡轮输出功 P_t 由式(9)进行计算

$$P_t = \dot{m}_t c_p (T_{to} - T_{ti}) = \dot{m}_t c_p T_{ti} \eta_t (1 - \pi_t^{(\kappa-1)/\kappa}) \quad (9)$$

式中 T_{ti} 为压气机进口温度.涡轮膨胀比 π_t 根据涡轮流量 \dot{m}_t 及转速 n_t 进行计算,涡轮效率 η_t 根据涡轮膨胀比 π_t 及转速 n_t 进行计算,由产品制造商提供.

风扇出口温度 T_{fo} 按式(10)进行计算

$$T_{fo} = T_{fi} \left[1 + \frac{\pi_{fi}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_f} \right] \quad (10)$$

风扇消耗功 P_f 由式(11)进行计算

$$P_f = \dot{m}_f c_p (T_{fo} - T_{fi}) = \dot{m}_f c_p T_{fi} \frac{\pi_{fi}^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_f} \quad (11)$$

空气循环机在转动过程中,存在摩擦损失 e_f ,主要包括叶片摩擦损失、空气转子摩擦损失以及轴功率转换损失,其值与空气循环机转速 n 相关,由空气循环机供应商提供.仿真分析发现,由于空气循环机转速较高,其存在的摩擦损失对稳态计算结果又较大影响,因此不能忽略.

2.5 换热器模型

空调系统换热器包括双级换热器(初级换热器及次级换热器)和回热/冷凝器(回热器及冷凝器),都为空气板翅式叉流换热器.当前有多种换热器建模方法^[17].本文采用换热器热边效率 η_{hh} 计算换热器热边出口温度 T_{hho}

$$\eta_{hh} = \frac{T_{hhi} - T_{hho}}{T_{hhi} - T_{hci}} \quad (12)$$

采用换热器冷边效率 η_{hc} 计算冷边出口温度 T_{hco}

$$\eta_{hc} = \frac{T_{hco} - T_{hci}}{T_{hhi} - T_{hci}} \quad (13)$$

换热器热/冷边效率与流量、通道尺寸及型式有关,根据 Mason 研究成果^[18],叉流换热器热边效率 η_{hh} 及冷边效率 η_{hc} 表达式为见(14)所示.

$$\eta_{hh} = \frac{1}{a} \sum_{n=0}^{\infty} R_n(a) R_n(b)$$

$$\eta_{hc} = \eta_{hh} \frac{\dot{m}_h c_{ph}}{\dot{m}_c c_{pc}}$$

$$R_n(\omega) = 1 - e^{-\omega} \sum_{K=0}^n \frac{\omega^K}{K!}$$

$$a = k_c k_h / [(k_c + k_h) \dot{m}_c c_{pc}]$$

$$b = k_c k_h / [(k_c + k_h) \dot{m}_h c_{ph}] \quad (14)$$

式中 \dot{m}_h , \dot{m}_c , k_h , k_c 分别为热边流量、冷边流量、热边总传热系数及冷边总传热系数.传热系数由部件供应商提供. c_{ph} , c_{pc} 分别为热边空气比定压热容、冷边空气比定压热容. R_n 为中间变量.

2.6 导管模型

导管模型根据导管进口空气压力/温度计算导管出口处空气压力/温度.导管内空气介质流动的压力损失根据式(15)进行计算

$$\sigma \Delta p = K \dot{m}^a, \quad \sigma = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \rho_0 = \frac{p_0}{R_g T_0} \quad (15)$$

式中 p_0 , T_0 , ρ_0 分别为标准大气压力、温度及空气密度; ρ 为任一状态下空气密度; R_g 为空气常数; σ

为相对密度; \dot{m} 为导管中空气流量; Δp 为空气在导管中的压力损失; K 和上标 a 为常数.

空调导管包裹有绝热层, 导管出口空气介质温度 T_d 根据式(16)进行计算

$$T_d = (T_{di} - T_m) \exp[k_i / (\dot{m}_i c_i)] + T_m \quad (16)$$

式中 T_{di} , T_m 分别为导管进口空气温度、壁面温度; k_i , \dot{m}_i , c_i 分别为导管内壁面传热系数、空气流量及空气质量热容.

导管壁面温度 T_m 计算如下:

$$Mc_m(dT_m/dT) = q_o + q_i \quad (17)$$

其中 q_o , q_i 分别为管道壁面与空气介质的换热量及绝热层的换热量; M , c_m 分别为导管质量及热容.

2.7 活门模型

空调系统活门包括有流量控制活门, 温度控制活门, 球面框单向活门, 热空气单向活门, 其中, 流量控制活门和温度控制活门为气动电控蝶阀, 球面框单向活门及热空气单向活门分别为单瓣板阀及双瓣板阀. 活门流量根据活门进出口压力、温度及活门开度进行计算. 计算表达式如下式(18)所示.

$$W = KA \frac{p_i}{\sqrt{T_{bi}}} \Phi(\zeta), \quad \zeta = \frac{p_o}{p_i} > 0.528, \\ \Phi(\zeta) = (\zeta^{\frac{2}{\kappa}} - \zeta^{\frac{\kappa+1}{\kappa}})^{0.5} \left[\frac{2\kappa}{R_g(\kappa-1)} \right]^{0.5} \\ \zeta = \frac{p_o}{p_i} \leq 0.528, \\ \Phi(\zeta) = \left[\frac{2}{\kappa+1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left[\frac{2\kappa}{R_g(\kappa-1)} \right]^{0.5} \quad (18)$$

其中 K 为活门流量系数, 与活门类型有关, 该数据由部件供应商提供; A 为活门流体面积; p_i , T_{bi} 分别为活门进口空气压力、温度; p_o 为活门出口空气压力; ζ 为空气进出口压力.

2.8 其他模型

再循环风扇模型与空气循环机风扇模型相同. 空调系统仿真计算中应用的模型还包括冷、热空气混合模型, 该模型根据质量守恒及能量守恒计算混合后的空气流量及温度.

3 系统仿真及结果

空调新系统稳态仿真计算的关键在于: 空气循环机空气流量、温度控制活门流量与配平系统空气流量的耦合计算, 涡轮输出功与风扇、压气机消耗功的匹配.

3.1 空气循环机、温度控制活门与配平空气流量

流量控制活门根据流量制度调节系统流量后, 分为三部分供给座舱, 一部分热空气通过空气循环机, 进行膨胀降温调节为冷空气; 一部分热空气旁通经过温度控制活门, 与涡轮出口冷空气混合实现涡轮出口温度控制; 第三部分通过配平系统供给驾驶舱和客舱, 实现驾驶舱和客舱温度的独立控制.

3.1.1 配平空气流量计算

左/右配平空气分别进入驾驶舱和客舱空气分配管路, 实现座舱区域温度独立控制. 根据座舱温度控制策略, 制冷组件出口温度降低至驾驶舱供气温度和客舱供气温度两者中温度调节需求较低的值, 通过配平空气实现驾驶舱或客舱较高的供气温度需求, 例如, 若驾驶舱供气温度需求低于客舱供气温度需求, 系统将制冷组件出口空气温度控制至满足驾驶舱供气温度需求, 将驾驶舱空气配平活门关闭, 客舱空气配平活门打开, 引入一定量高温配平空气, 以满足客舱供气温度需求. 通过驾驶舱供气需求温度、驾驶舱供气流量、客舱供气需求温度、客舱供气流量及配平空气温度, 即可迭代计算配平空气流量.

3.1.2 温度控制活门流量及空气循环机流量

系统状态参数计算过程中, 首先假设初级换热器流量(即空气循环机流量), 根据流量制度及配平空气流量, 即可计算通过温度控制活门的流量. 根据座舱热载荷模型、空气分配模型、配平空气模型、冷凝器模型及涡轮出口冷/热空气混合模型, 逆流而上计算沿程压力、温度及涡轮出口需求温度 T_{tr} ; 通过初级换热器模型、压气机模型、次级换热器模型、回热器模型、水分离器模型、冷凝器模型及涡轮模型, 从上而下计算涡轮出口温度 T_t , 若涡轮出口温度 T_t 与涡轮出口需求温度 T_{tr} 一致, 则假设的初级换热器流量即为系统真实流量, 若涡轮出口温度 T_t 与涡轮出口需求温度 T_{tr} 不一致, 则改变初级换热器流量, 直至循环计算得到要求的流量. 根据流量制度、配平空气流量、空气循环机流量可计算温度控制活门空气流量.

3.2 涡轮输出功及风扇、压气机消耗功的匹配

空气循环机转速计算过程中, 不断增大空气循环机转速 n , 并根据涡轮模型、风扇模型和压气机模型分别计算相应的涡轮输出功 P_t 、风扇消耗

功 P_f 、压气机消耗功 P_c ，以及空气循环机摩擦损失 e_f 。在某一转速 n 下，若涡轮输出功与风扇、压气机消耗功和摩擦损失功平衡，即： $P_t = P_f + P_c + e_f$ ，则转速 n 即为该状态下空气循环机实际转速。

3.3 仿真计算结果及比对

根据上述建模方法对某客机空调系统地面冷天工况进行仿真计算，计算结果与国外系统供应商压力仿真计算结果比对见图3所示，温度计算结果比对见图4所示，其中，横坐标表示系统状态点位置，具体说明见图2所示。

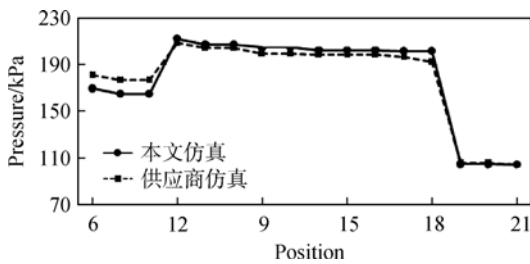


图3 本文压力仿真与供应商仿真结果对比

Fig. 3 Pressure simulation result comparison with supplier simulation result

对稳定平飞状态(飞行高度为6100m,飞行速度为158m/s,环境空气静温为248K)下的空调系统进行仿真计算和试验测量,本文仿真计算结果与试飞传感器实测结果对比见表1所示. 比对结果表明,采用本文所示仿真方法,系统各参数计算误差在2%以内,误差较小,这得益于系统模型采用了经试验验证的座舱热载荷模型,以及试验取得了较为完整的部件特性参数,并基于部件试验结果对部件仿真模型进行了验证及优化。

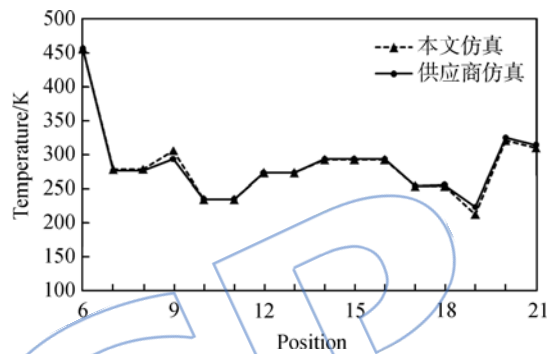


图4 本文温度仿真与供应商仿真结果对比

Fig. 4 Temperature simulation result comparison with supplier simulation result

表1 本文仿真与试验对比

Table 1 Simulation result comparison with test result

数据结果	系统流量/ (kg/s)	压气机进口 温度/K	压气机出口 温度/K	压气机出口 压力/kPa	水分离器 进口温度/K	冷凝器出口 温度/K	混合腔出口 温度/K	驾驶舱管路 温度/K
仿真数据	273.453	570.15	604.75	218.8491	570.65	588.05	577.25	588.65
试验数据	273.452	571.35	606.05	219.4738	573.45	589.05	582.05	589.15
误差	0.001	1.2	1.3	0.6247	2.8	1	4.8	0.5

4 结论

本文提出了适用于民用飞机空调系统部件及系统仿真的方法,采用本方法得到的仿真结果与试验测量结果吻合较好,由此表明,部件/系统仿真模型以及方法合理有效.采用此模型可用于空调系统性能分析、系统优化设计及适航符合性验证,也可进行扩展,用于民用飞机空调系统方案权衡及控制率设计。

参考文献:

[1] 寿荣中,何惠娟.飞行器空气调节[M].北京:北京航空航天大学出版社,1989.
[2] Carlsson M, Andersson H, Gavel H. Methodology for development and validation of multipurpose simulation mod-

els[R]. AIAA-2012-0877, 2012.

[3] 明章鹏,董素君,王浚.机载热管的可行性研究和优化设计[J].航空动力学报,2011,26(4):848-853.
MING Zhangpeng, DONG Sujun, WANG Jun. Study on the feasibility and structural optimization of heat-pipe on abroad[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(4): 848-853. (in Chinese)
[4] 李俊杰.飞机升压式空气制冷循环系统仿真研究[J].光电与控制,2009,16(9):93-96.
LI Junjie. Simulation study on aircraft high pressure air refrigeration cycle[J]. Electronics Optics and Control, 2009, 16(9):93-96. (in Chinese)
[5] Scholz D, Müller C, Giese T, et al. FLECS: functional library of the environmental control system—a simulation tool for the support of industrial process[R]. Hamburg, Germany: 1st International Workshop on Aircraft System Technologies, 2007.

- [6] Andrade C, Zapparoli E, Júnior J. Numerical analysis of typical aircraft air conditioning air cycle machines[R]. Gramado, Brazil; 20th International Congress of Mechanical Engineering, 2009.
- [7] Conceição S T, Zapparoli E L, Turcio W H L. Thermodynamic study of aircraft air conditioning air cycle machine: 3-wheel×4-wheel[C]//Proceedings Paper of SAE Brazilian Congress, Society of Automotive Engineers. Brazil: SAE, 2008; 1-12.
- [8] Müller C, Scholz D, Giese T. Dynamic simulation of innovative aircraft air conditioning[R]. The 1st CEAS European Air and Space Conference CEAS-2007-466, 2007.
- [9] 刘博强. 高压除水环境控制系统动态特性模拟[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1995.
LIU Boqiang. Dynamic performance of aircraft bootstrap-cycle environmental control system with high pressure water separator[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1995. (in Chinese)
- [10] 赵竞全. 高压除水环境控制系统的仿真和控制研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
ZHAO Jingquan. Dynamic simulation and control investigation of aircraft bootstrap cycle environmental control system with high pressure water separator[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [11] HE Jun, ZHAO Jingquan. Dynamic simulation of the aircraft environmental control system[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2001, 14(3): 129-133.
- [12] 屠毅, 林贵平. 大型飞机座舱温度控制系统仿真[J]. 航空学报, 2011, 32(1): 49-57.
TU Yi, LIN Guiping. Simulation of large-scale cabin temperature control system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(1): 49-57. (in Chinese)
- [13] 张兴娟, 李峰, 杨春信. 三轮升压式高压除水系统焓参数法性能计算[J]. 航空动力学报, 2010, 25(9): 1938-1941.
ZHANG Xingjuan, LI Feng, YANG Chunxin. Calculation method for matching enthalpy parameter of three wheel-bootstrap high pressure water separated system[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 1938-1941. (in Chinese)
- [14] HE Jun, ZHAO Jingquan, SUN Wei. Dynamic simulation of bootstrap air cycle refrigeration components for aircraft environmental control system[J]. Journal of System Simulation, 2004, 16(4): 727-729.
- [15] 夏璐璐. 飞机座舱瞬态热载荷的计算研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
XIA Lulu. Aircraft cabin transient heat load calculation and research[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [16] 陈玮玮, 苏向辉. 多电式环控系统电动机功率选定及其经济性分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 714-719.
CHEN Weiwei, SU Xianghui. More power selection and economic analysis of more electric environmental control system[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 714-719. (in Chinese)
- [17] 张丽娜, 杨春信, 王安良. 应用遗传算法优化设计板翅式换热器[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 530-535.
ZHANG Lina, YANG Chunxin, WANG Anliang. Optimum design of plate fin heat exchanger with genetic algorithm[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 530-535. (in Chinese)
- [18] Mason J L. Heat transfer in cross-flow[C]//Proceedings 2nd US National Congress of Applied Mechanics. New York: ASME, 1955: 801-803.

(编辑: 叶青)