

滨海发射场火箭整流罩空调控制策略研究

韦康, 俞少行, 陈宾毅, 王杰, 白玥

(西昌卫星发射中心, 文昌 571333)

摘要: 直流式整流罩空调在夏季高温、高湿、高盐雾环境中, 存在制冷量有台阶、热工影响因素多、受环境影响大、响应特性差等问题, 对此展开分析, 提出了比例积分微分 (Proportional Integral Derivative, PID) 控制、温湿度解耦、制冷量台阶处理等空调控制策略, 并对其进行试验验证, 结果表明该措施有效。采用该控制策略对航天器进行环境保障, 满足航天器对火箭整流罩内的温湿度要求。

关键词: 整流罩空调; 制冷量台阶; PID 控制; 温湿度解耦

中图分类号: V555

文献标志码: A

文章编号: 2096-4080 (2024) 03-0009-05

Research on Air Conditioning Control Strategy for Rocket Fairing at a Coastal Launch Site

WEI Kang, YU Shaoxing, CHEN Binyi, WANG Jie, BAI Yue

(Xichang Satellite Launch Center, Wenchang 571333, China)

Abstract: An analysis is conducted on the problems of step cooling capacity, multiple thermal influencing factors, significant environmental impact, and poor response characteristics of the DC fairing air conditioning system, facing high temperature, high humidity, and high salt mist environments in summer. Based on this analysis, the air conditioning control strategies such as proportional integral derivative (PID) control, temperature and humidity decoupling, step cooling capacity treatment are proposed. Experimental verification is conducted on the control strategy, and the results showed that this measure was effective and feasible. It can effectively alleviate the step problem of air conditioning cooling capacity. The control strategy has been adopted to provide environmental protection for spacecraft, meeting the temperature and humidity requirements of the spacecraft for the rocket fairing.

Key words: Fairing air conditioning; Cooling capacity step; PID control; Temperature and humidity decoupling

0 引言

整流罩空调是卫星、航天器在发射区进行环境保障的关键设备, 通过对火箭整流罩送风, 保障航天器的温湿度要求。航天器对整流罩内环境要求较高, 通常温度控制在 15~25 °C, 相对湿度控制在 35%~55%, 空气洁净度达到 10 000 级。

若罩内相对湿度过低容易产生静电, 相对湿度过高容易出现结露; 温度过高则影响航天器元器件散热, 温度波动过大则容易使航天器产生不可逆的形变; 洁净度较差则有可能损坏光学器件和电子元器件。这些假设因素均对航天器器件造成不良影响, 甚至使航天器失效。发射场整流罩空调为全新风直流式空调, 新风从大气环境中取得,

收稿日期: 2024-01-22; 修订日期: 2024-03-27

作者简介: 韦康 (1982—), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为航天测试发射

经处理后通过空调连接器送入整流罩，由整流罩下方均匀分布的出风孔排风。

滨海发射场年均温度在 25 ℃ 以上，相对湿度在 86% 以上，整流罩空调机组处于高温、高湿、高盐雾的恶劣工作环境中，存在制冷量有台阶、热工影响因素多、受环境影响大、响应特性差等问题^[1-2]。本文针对整流罩空调控制存在的问题，提出了比例积分微分 (Proportional Integral Derivative, PID) 控制、温湿度解耦、制冷量台阶处理等空调控制策略，并进行了试验验证。结果表明这些措施切实可行，能有效减缓制冷量台阶问题^[3]。

1 整流罩空调控制原理及存在的问题

1.1 空调机组控制原理

整流罩空调控制系统由中央控制台、空调控制柜、压缩机/转轮除湿机控制柜组成，可用中央控制台上位机进行远程控制或在机房内的空调控制柜就地控制。空气从进风口进入机组，经前级表冷器组进行降温除湿预处理，完成温湿度的粗调。然后转轮除湿机对通过前级表冷器的空气按送风目标值设定的湿度进行吸湿处理，完成送风湿度的精度调节。通过转轮除湿机的空气再经后级表冷器组及电加热器（微调）进行温度调节，处理完毕的空气经空调连接器给整流罩送风。

1.2 空调控制存在的问题

火箭整流罩的形状、尺寸、载荷等不尽相同，具有不同的热工性能，罩内环境直接受到外界气温、日照、风速等诸多因素的影响。而整流罩空调新风全部来自环境大气，空调机组中含有压缩机、转轮除湿机等非线性、大时滞设备，使得整流罩空调存在制冷量有台阶、温湿度耦合、受环境影响大、响应时间长等问题。

(1) 机组表冷器冷量有台阶

整流罩空调前、后表冷器仅使用由压缩机组制冷的氟利昂作为载冷剂，与采用冷冻水作为载冷剂的空调相比，其冷量不连续。整流罩空调前、后压缩机组均由多台压缩机组成，根据制冷量投入比确定运行的压缩机数量。所需制冷量变化时，存在压缩机投入或退出运行的情况，因此冷量变化不平滑而且是台阶式的。且压缩机启停引起的实际制冷量变化通常比需求的制冷量变化大，也容易造成压缩机反复启停，导致整流罩内温湿度有波动。

(2) 火箭整流罩热工性能复杂

因火箭型号、载荷不同，火箭整流罩形状、空间、气流组织、热源、热阻不同，滨海发射场外界风速、风量、日照情况不同，故整流罩热工影响因素较为复杂且难以量化，给空调机组控制带来困难。

(3) 空调机组处理热量、湿量大，易受环境干扰

空调机组处理的空气全部来自外界环境，同风量情况下，全新风直流送风系统需处理的热量、湿量通常是一次回风空调系统的 3 倍以上。滨海地区夏季高温、多雨，气象条件复杂，容易出现空气参数突变，给系统带来较大扰动。

(4) 机组响应特性差

整流罩空调系统中转轮除湿机、制冷压缩机等设备具有非线性、响应时间长等特性。整流罩系统送风距离长，控制效果滞后，以机组设计送风量 1 000~5 000 m³/h 计算，空气从空调机组到整流罩用时 21.5~147 s。实际运行中，系统响应时间还包括执行器动作时间、介质与表冷器的换热时间等。经测试，在 2 500~3 000 m³/h 的风量情况下系统滞后时间大于 90 s。

(5) 温度、湿度具有耦合性，温度变化导致湿度变化

整流罩内温度与相对湿度具有强耦合性，在绝对含湿量不变的条件下，温度变化会引起相对湿度变化。经计算，在标准大气压下，温度为 20 ℃，相对湿度为 45%；当空气温度上升至 25 ℃ 时，相对湿度会下降到 33.1%。若不对温湿度进行解耦，则两个参数互相影响，不利于着重控制某一参数，不能为航天器提供更好的环境保障。

2 整流罩热工模型

整流罩热工性能复杂，影响因素较多，建立准确模型较为困难。可对整流罩热工工况进行简化，建立一个近似模型，用于空调机组控制分析。

将整流罩视为一个只有进风口及出风口且与外界无其余质量交换的单容密闭空间，根据能量守恒定律，整流罩内单位时间的热量变化等于单位时间整流罩空调送入整流罩内空气的焓值变化，则有

$$C \frac{dT_n}{dt} = (MC_k \rho T_s + q_f) - \left(MC_k \rho T_n + \frac{T_n - T_w}{r} \right) \quad (1)$$

式中, C 为整流罩等效热容系数, 单位为 $\text{kJ}/^\circ\text{C}$; T_n 为整流罩内的空气温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; M 为整流罩空调的送风量, 单位为 m^3/h ; C_k 为空气的比热, 单位为 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ 为空气的密度, 单位为 kg/m^3 ; T_s 为机组送风温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; q_f 为整流罩内单位时间热量变化, 单位为 kJ/h ; T_w 为整流罩外空气温度, 单位为 $^\circ\text{C}$; r 为整流罩的单位时间等效热阻, 单位为 $(^\circ\text{C} \cdot \text{h})/\text{kJ}$ 。

整流罩空调一般采用定风量方式给整流罩送风, 则式 (1) 转化为

$$\frac{Cr}{MC_k\rho r + 1} \times \frac{dT_n}{dt} + T_n = \quad (2)$$

$$\frac{MC_k\rho r}{MC_k\rho r + 1} \left(T_s + \frac{q_f r + T_w}{MC_k\rho r} \right)$$

式 (2) 为整流罩在定风量方式下的热工模型。通常表示为

$$T \times \frac{dT_n}{dt} + T_n = K(T_s + T_f) \quad (3)$$

式中, $T = \frac{Cr}{MC_k\rho r + 1}$ 为时间常数, $K = \frac{MC_k\rho r}{MC_k\rho r + 1}$ 为放大系数, $T_f = \frac{q_f r + T_w}{MC_k\rho r}$ 为整流罩内外干扰量换算成温度的等效数值变化。

由式 (3) 可知, T_s , T_f 是两个影响整流罩内温度的参数, 在给定时刻外界的干扰 T_f 是确定的数值, 因此可通过控制机组送风温度 T_s 控制整流罩内的温度 T_n 。

整流罩为密闭正压空间, 在模型中整流罩仅进风口和出风口与外界有湿交换, 平衡状态下, 罩内湿度等于送风湿度。

3 整流罩空调控制策略

3.1 PID 控制

根据式 (3), 整流罩机组通过控制 T_s 可控制 T_n , 因此空调控制总体策略为控制 T_s 的精度及稳定性。工程中采用的 PID 控制算法只需对被控对象的反馈值与设定值进行比较, 不依赖被控对象特性, 不用精确建立表冷器、转轮除湿机等结构、参数较为复杂且响应特性较差的设备的数学模型^[4]。因此, 整流罩空调机组控制算法采用增量式 PID 控制算法。该算法的输出值仅与当前采样时刻、上个采样时刻有关, 计算量小, 输出控制的对象为执行机构位置变化量, 不需要实际位置反馈, 有利于实现手/自动调节切换, 易于修改目

标设定值, 而且精度也能满足控制要求。整流罩空调系统控制流程如图 1 所示, 具体控制策略如下。

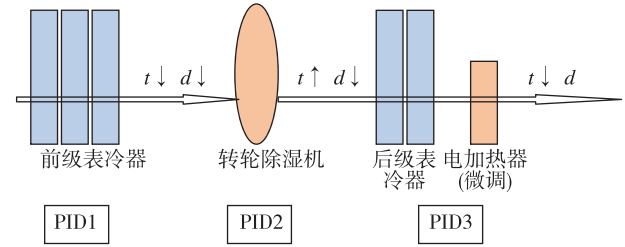


图 1 整流罩空调系统控制流程图
Fig. 1 Control flow diagram of the fairing air conditioning system

1) 前级表冷器承担大部分降温除湿处理量, 将通过前级表冷器后的空气温湿度控制在较小的波动范围内, 减小转轮除湿机和后级表冷器的处理量。PID1 控制器通过对比前级表冷器后的露点温度与设定露点温度的差值, 算出前级压缩机组投入比, 启动相应前级压缩机组工作。空气经前级表冷器后温度、露点、含湿量降低。

2) 转轮除湿机承担湿度的调节工作, 湿度的控制参数为露点温度。PID2 控制器通过对比转轮除湿机后的露点温度与设定露点温度的差值, 算出转轮除湿机的投入比, 启动相应转轮除湿机工作。经转轮除湿机后空气温度升高, 露点、含湿量降低。

3) 后级表冷器承担转轮带来的余热去除及湿度的调节工作, 使用电加热 (微调) 辅助调节温度。PID3 控制器通过对比送风口空气温度与要求温度的差值, 算出后级制冷压缩机组、电加热器 (微调) 的投入比。启动相应后级制冷压缩机组、电加热器工作。空气经后级表冷器后温度降低, 露点不变, 含湿量不变。

通过上述方式, 将复杂的空调系统控制分解为 3 个过程, 使用 3 个 PID 控制器控制前级表冷器、转轮除湿机、后级表冷器, 实现温湿度的独立控制。在实现温湿度独立控制的前提下使每个 PID 控制对象单一、特性稳定、运算量少, 能达到较好的整流罩出风口温湿度参数控制效果。

3.2 温湿度解耦

空气露点温度与空气绝对含湿量相关, 根据露点温度的变化可计算空气绝对含湿量的变化。同时在绝对含湿量相同的情况下, 空气相对湿度只与温

度相关,可通过控制空气露点温度来间接控制相对湿度。因此空调控制系统采用空气露点温度作为控制整流罩湿度的参数,实现温湿度解耦^[5]。

露点温度的求解可通过马格拉斯公式实现

$$e = E_0 \times 10^{\frac{aT_d}{b+T_d}} \quad (4)$$

式(4)转换后得

$$T_d = \frac{b \lg \frac{e}{E_0}}{a - \lg \frac{e}{E_0}} \quad (5)$$

式中, e 为水汽压力,单位为Pa; E_0 为0℃时的饱和水汽压,为6.09 hPa; a 为系数,取7.72; b 为系数,取242.81; T_d 为露点温度。

在露点温度确定后,相对湿度用公式 $RH = (e/E_w) \times 100\%$ 计算,式中的 E_w 为干球温度 t 对应的纯水平液面(或冰面)饱和水汽压(单位hPa),在给定的大气压下只与干球温度有关。因此干球温度及露点温度确定后,相对湿度也确定。

在整流罩的湿度控制中,使用露点温度作为控制参数,可计算系统的除湿量。在给定的状态点,温度 t 是可测量的,露点温度 T_d 及温度 t 确定时,相对湿度 RH 的值也是确定的。露点温度 T_d 与温度 t 无耦合关系,温湿度可以独立控制。

3.3 冷量台阶问题处理

冷量台阶给表冷器控制增加难度,有时还带来温度的波动^[6]。空调机组温度波动情况如图2所示。在冷量投入百分比产生波动后(28%~38%),实际温度也在设定温度12℃附近波动,波动幅度较大(10.5~13.8℃),呈锯齿形。

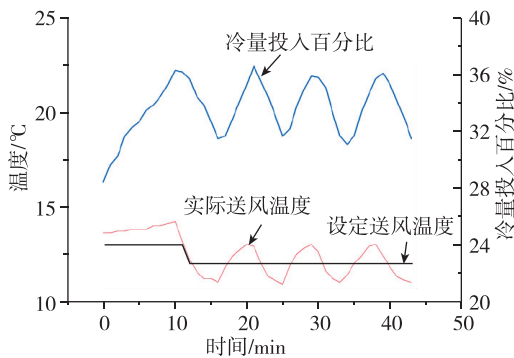


图2 空调机组温度波动情况

Fig. 2 Temperature fluctuation of air conditioning unit

针对冷量控制存在台阶问题,采用以下策略对空调机组进行控制:

1) 对空调系统的空气处理过程进行优化,将原

前级表冷器后空气露点目标值由固定设定16.0℃修改为9.0℃,且在8~15℃间可调,使得前级压缩机承担更大比例的除湿降温工作,转轮除湿机及后级表冷器承担的处理量减小,精度提高。

2) 取消空调机组开机时压缩机最少运行3 min的限制要求,减少了冷量超调,抑制冷量变化。

3) 优化表冷器的PID控制器死区数值。将原设计中死区数值由±0.2调整为±2,并按照启停压缩机数量最小原则优化前级、后级表冷器投入比。

4) 使用焓值比较法设定投入比上限。该方法通过比较新风焓值 H_x 与前表冷器后设定参数的空气焓值 H_l ,根据焓差、额定风量算出所需的制冷量 Q ,此制冷量与前表冷器压缩机组总制冷量 Q_c 的比值 T_r (投入比)作为前表冷器的PID输出中设定的上限值^[6-7]。使用焓值比较法限制PID输出的压缩机投入比与实际所需压缩机投入比的差值,避免过量超调,提高系统稳定性,并防止压缩机组冷量过大使得氟利昂低于冰点,引起表冷器结霜。

5) 人工提前干预。在控制系统中增加人工干预功能。一是将前级表冷器后露点温度由固定值修改为可设定值,在8~15℃中选择。在表冷器PID输出值接近临界点时,操作人员通过人工判断趋势,设定前级表冷器后露点温度值,改变压缩机组的投入比以避免台阶^[8]。二是前级表冷器、后级表冷器的压缩机组投入比可设置成手动模式,此模式下直接设定压缩机的投入比,PID运算值不参与控制。操作人员可根据需求或外界环境变化调整压缩机的投入比。

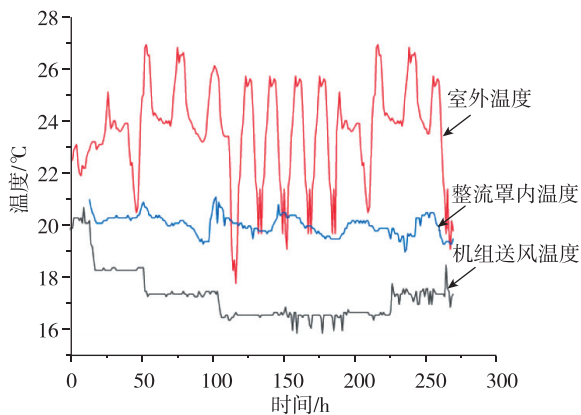
4 控制策略验证

整流罩空调采用上述控制策略后,在任务中对控制策略效果进行了实际验证。夏季发射任务时,发射区的环境温度在18~27℃之间,相对湿度在58%~95%之间,风力2~3级。

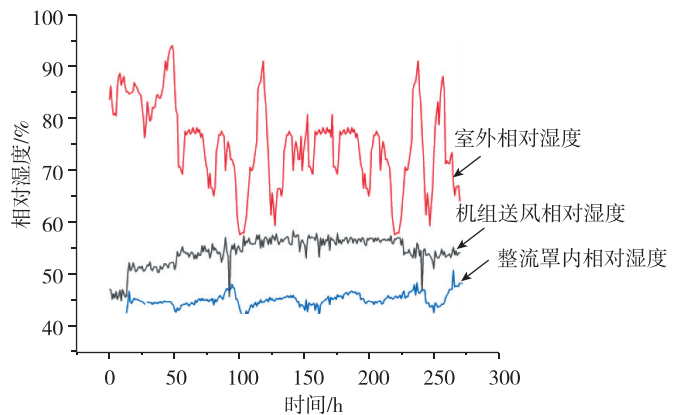
某段时间内空调机组送风温度设定值为17℃,空调机组出风口温度与冷量投入百分比如图3所示。设定死区控制线为19%,对波动较大的区间进行了平滑处理。在19%以上区间,实际冷量投入百分比与计算冷量投入百分比一致;在小于19%的数值区间,用19%替代计算出的压缩机冷量投入比,对死区进行控制,从而抑制冷量台阶引起的温度波动。从图中可知,实际送风温度与17℃设定值吻合,偏差在±1℃范围内,任务中

未出现冷量台阶引起的温度波动,有效抑制了冷量台阶,达到了预定的目的。

任务中整流罩空调温湿度变化趋势如图 4 所示。从图中可知外界温度在 18~27 °C 范围内波动,而整流罩内温度在 19~21 °C 波动,波动范围为 2 °C。外界相对湿度在 58%~95% 范围内波动时,整流罩内湿度控制在 42%~51%。任务数据表明,整流罩空调采用优化的控制策略后控制精度较高,效果良好,可满足航天器保障需求。



(a) 温度趋势



(b) 湿度趋势

图 4 整流罩空调温湿度变化趋势图

Fig. 4 Fairing air conditioning system trend charts of temperature and humidity changes

5 结束语

夏季高温、多雨,气象条件复杂,而整流罩空调新风全部来自环境大气,同时空调机组中含有压缩机、转轮除湿机等非线性、大时滞设备,使得整流罩空调存在制冷量有台阶、温湿度耦合、受环境影响大、响应时间长等问题,提出了采用 PID 控制、温湿度解耦、冷量台阶抑制等整流罩空调优化控制策略。通过实际任务验证,采用优化的控制策略后整流罩空调抑制冷量台阶明显,控制精度较高,温湿度解耦,可满足航天器保障需求。

参考文献

[1] 张蓓. 航空器复杂密闭空间自然对流换热及其热分析研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.

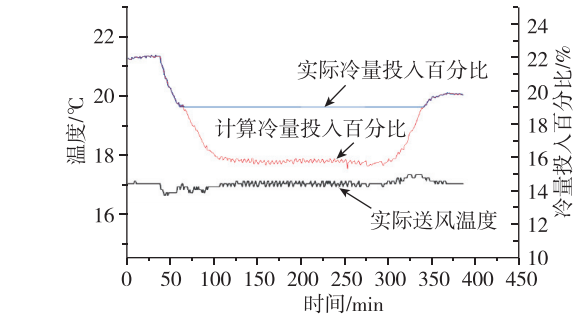


图 3 空调机组出风口温度与冷量投入百分比图

Fig. 3 Air conditioning unit outlet temperature and percentage of cooling capacity input diagram

- [2] 李彬, 朱新荣, 胡冗冗, 等. 高层建筑外表面对流换热系数的数值模拟研究[J]. 建筑节能, 2014, 42(7): 76-79, 100.
- [3] 李浩, 吴晓君, 唐婷, 等. 关于变风量空调系统控制性能优化设计[J]. 计算机仿真, 2016, 33(9): 345-349.
- [4] 黄友锐, 曲立国. PID 控制器参数整定与实现[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [5] 商云端, 强天伟, 罗薇, 等. 温湿度独立控制空调系统在数据中心的自控分析[J]. 制冷与空调, 2016, 16(11): 82-85, 90.
- [6] 刘振江. 基于 PLC 的洁净手术室净化空调自动控制系统设计[J]. 自动化与仪器仪表, 2016(11): 38-39.
- [7] 刘西强. 基于 PID 控制的空调系统温湿度控制[J]. 电子技术与软件工程, 2016(11): 160-162.
- [8] 周向阳, 贾媛. 航空遥感惯性稳定平台模糊/PID 复合控制[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(11): 2545-2554.

引用格式: 韦康, 俞少行, 陈宾毅, 等. 滨海发射场火箭整流罩空调控制策略研究[J]. 宇航总体技术, 2024, 8(3): 9-13.

Citation: Wei K, Yu S X, Chen B Y, et al. Research on air conditioning control strategy for rocket fairing at a coastal launch site [J]. Astronautical Systems Engineering Technology, 2024, 8(3): 9-13.