

DOI: 10.19416/j.cnki.1674-9804.2017.02.016

民用飞机干燥系统设计

Design of Dehumidification System for Civil Aircraft

郭天鹏 孙学德 汪光文 / GUO Tianpeng SUN Xuede WANG Guangwen
(上海飞机设计研究院, 上海 201210)
(Shanghai Aircraft Design & Research Institute, Shanghai 201210)

摘要:

以建模和计算分析为手段,完成民用飞机干燥系统的需求分析和方案设计。首先建立民用飞机客舱横截面的几何模型和传热模型;基于饱和含湿量和温度之间的关系分析客舱顶部干燥控制需求;比较干燥控制需求和民用飞机典型巡航工况下的相关参数确定干燥系统设计方案;最后将设计方案与实际应用进行比照,实际应用和设计方案吻合较好,说明了设计过程的合理性。

关键词:民用飞机;干燥系统;分析设计;湿度

中图分类号:V216.5

文献标识码:A

[Abstract] Based on modeling and analysis, this paper applies for achieving requirement analysis and proposal design for dehumidification system of civil aircraft. Firstly, geological and thermal transfer models are set up based on cabin vertical section. Secondly, relationship between saturated humidity and temperature is analyzed to capture dehumidification requirement. Thirdly, comparing requirement and relative parameters on typical aircraft cruise condition, dehumidification system design is proposed. Lastly, the quantities of components applied on real aircraft, analysis and design rationality is demonstrated.

[Keywords] civil aircraft; dehumidification system; analytical design; humidity

0 引言

随着民航运输业的快速发展和民用飞机主制造商之间竞争的日趋激烈,民用飞机环境控制和经济性显得越来越重要。其中后者又与飞机的实际重量尤其是实际重量中的有效商载息息相关。

经调研表明,随着飞机运行时间的增加,客舱中的冷凝水,尤其是绝热隔声层中冷凝水会不断增加,根据飞行环境、飞机容积等的不同干线客机增重会达到 200kg ~ 600kg,极大地影响了飞机的实际重量和有效商载。

同时,冷凝水的渗出还直接影响乘客的环境感受,同时可能对电气系统造成间隙性短路,甚至腐蚀结构和电气,对飞机安全性、维修性等造成影响。

国内外对温湿度的研究较多,但主要是针对人

体的舒适性感受,针对干燥方面的理论研究则比较少。

因为缺乏相关研究,目前民用飞机上干燥系统尚不是必装,但在实际运行过程中上述问题不断出现,迫使包括 A320、波音 737 等系列在内的很多客机都进行了干燥系统的加装改装,这种应用在远程宽体客机上则更加广泛。目前为止,所有在役客机的干燥系统均采用转轮除湿。据了解,相关公司并没有理论计算和模拟仿真,国内外也没有对干燥系统方案设计的相关研究。

转轮除湿干燥系统主要利用来自三角区的废气,经干燥处理后通向客舱顶部区域,对绝热隔声层及区域内设备进行干燥,如图 1 所示。

本文根据某民用飞机干燥系统需求分析和方案设计,通过建模和分析计算建立一般民用飞机干燥系统的需求分析和方案设计方法,并通过调研研

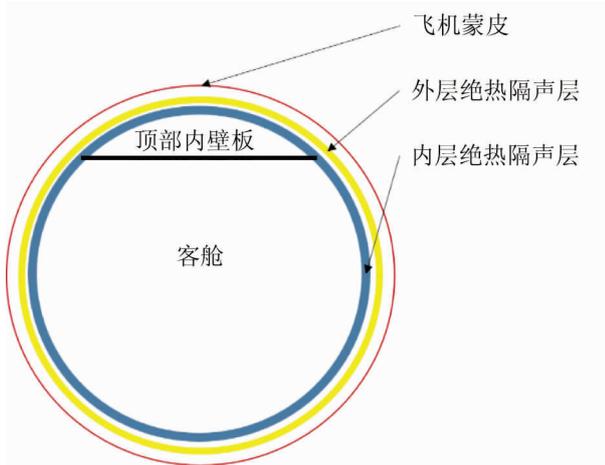


图1 用于客舱顶部区域计算的客舱横截面

有机型设计结果对模型和设计方法进行验证,确定设计的合理性。

1 客舱顶部几何和传热模型

1.1 几何模型

为了完成计算首先建立客舱顶部区域的简易模型,如图1所示。

首先确定关键的几何参数,参考简化后的一般民用客机正圆机身典型剖面初步设计方案,以确定客舱顶部内壁板的等效长度 L_{eff} , $S_{onfloor}$ 为设计横截面地板以上的面积, S_{cabin} 为客舱等效横截面积, S_{crown} 为客舱顶部等效横截面积, V_{cabin} 为客舱容积, R 为声明的客舱半径:

$$V_{cabin} = S_{cabin} L_{eff} \quad (1)$$

$$S_{cabin} = 2d_{onfloor} R + \frac{1}{2} \pi R^2 - S_{crown} \quad (2)$$

在简化模型中,将顶部区域与客舱实际区域以平面隔开,以及两者的横截面分界线为横截面的圆形中的一条弦,假设宽度为 $wide$,弦对应的圆心角为 ω , S_{crown} 可以通过弦的两个端点对应的圆心角的扇形和三角形面积做差得到,并同时通过测量弦长 $wide$ 得到对应的圆心角 ω 。

绝热隔声层将客舱顶部分成 1: X 的比例区域,亦即:

$$L_{out} = \frac{1}{X} \cdot L_{inside} \quad (3)$$

$$L_{out} + L_{inside} + d_1 + d_2 = R \left(1 - \cos \left(\frac{\omega}{2} \right) \right) \quad (4)$$

绝热隔声层从外到内两层的厚度 d_1 和 d_2 为已知量(只有一层的情况下则一个参数为 0),材料导

热系数分别为 α_{damp1} 与 α_{damp2} 亦可以查询得到;同样也包括比热 c_{damp} ,材料密度 ρ_{damp} 等。

计算可得绝热隔声层外层到蒙皮内壁的空气厚度 L_{out} 和 L_{inside} (绝热隔声层内侧到内壁板的空气厚度)。

因此有客舱顶部有效体积:

$$V = \epsilon S_{crown} L_{eff} \quad (5)$$

其中, ϵ 为空气在顶部所占整个空间的比例,可得客舱顶部空气总体积。

1.2 传热模型建立

从蒙皮内壁开始到客舱壁板的热模型可以简化为图2所示。

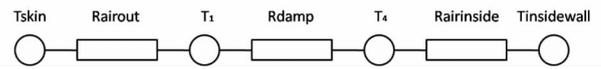


图2 从蒙皮到客舱内壁的传热示意图

图中 T 表示温度(下标表位置,1,2,3,4 分别表示绝热隔声层外层外侧、外层内侧、内层外侧和内层内侧), R 表示热阻。

对于各个截面的温度计算基于能流的平衡:

$$\begin{aligned} Q_{overall} &= Q_{skin \leftrightarrow damp1} = Q_{damp1} = Q_{damp2} \\ &= Q_{damp2 \leftrightarrow insidewall} = Q_{insidewall \leftrightarrow cabin} \end{aligned} \quad (6)$$

考察从蒙皮到客舱的能流:

$$Q_{overall} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot UA(T_{skin} - T_{cabin}) \quad (7)$$

外层绝热隔声层的能流:

$$Q_{damp1} = \alpha_{damp1} \cdot d_1 (T_1 - T_2) + Q_{con1} \quad (8)$$

内层绝热隔声层的能流:

$$Q_{damp2} = \alpha_{damp2} \cdot d_2 (T_3 - T_4) + Q_{con2} \quad (9)$$

内外绝热隔声层相贴,因此外层绝热隔声层内壁温度等于内层绝热隔声层外部温度 $T_2 = T_3$:

从蒙皮到外层绝热隔声层的能流:

$$Q_{skin \leftrightarrow damp1} = \alpha_{airout} \cdot L_{out} (T_4 - T_{insidewall}) \quad (10)$$

从内层绝热隔声层到客舱壁板的能流:

$$Q_{damp2 \leftrightarrow insidewall} = \alpha_{airinside} \cdot L_{inside} (T_4 - T_{insidewall}) \quad (11)$$

通过客舱壁板的能流:

$$Q_{insidewall} = H \cdot A_{wall} (T_{insidewall} - T_{cabin}) \quad (12)$$

H 为顶部对流换热系数。

计算可知,在不加装干燥装置的情况下有:

$$\begin{aligned} T_{insidewall} &= T_{cabin} + \frac{\omega}{2\pi} UA(T_{skin} - T_{cabin}) / \\ & (H \cdot wide \cdot L_{eff}) \end{aligned} \quad (13)$$

$$T_4 = T_{\text{insidewall}} + \frac{\omega}{2\pi} \cdot UA(T_{\text{skin}} - T_{\text{cabin}}) / (\alpha_{\text{airinside}} * L_{\text{inside}}) \quad (14)$$

$$T_1 = T_{\text{skin}} - \frac{\omega}{2\pi} \cdot UA(T_{\text{skin}} - T_{\text{cabin}}) / (\alpha_{\text{airout}} \cdot L_{\text{out}}) \quad (15)$$

客舱典型设计温度 T_{cabin} 为已知量。

飞机蒙皮温度的计算尤为重要。

$$T_{\text{skin}} = \begin{cases} T_{\text{amb}}(1 + 0.18M_a^2), K, M_a > 0 \\ 1.238T_{\text{amb}}, \text{ }^\circ\text{C}, T_{\text{amb}} > 0, M_a < 0 \\ T_{\text{amb}}, \text{ }^\circ\text{C}, T_{\text{amb}} < 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$T_{\text{ambsta}} = \begin{cases} T_0 - \alpha h, 0 < h < 11\text{km} \\ 216.65\text{K}, 11\text{km} < h < 20\text{km} \end{cases} \quad (17)$$

本文所述严酷情况指从地面热天飞到空中冷天即最可能造成冷凝水析出的工况,冷天最低温度由飞机设计温度包线决定,为已知量。

h 为海拔高度, M_a 典型巡航速度均为飞机设计值,由此可以推导出飞机蒙皮温度 T_{skin} ,并确定在不加装干燥装置的情况下,巡航稳态的内壁亦即绝热隔声层内外的温度。

1.3 含湿模型

对于饱和水蒸气分压力有 $p_{p,q}(pa)$

$$\begin{aligned} \lg p_{p,q}(pa) &= -7.90298 \left(\frac{373.16}{T_d} - 1 \right) \\ &+ 5.028081 \lg \left(\frac{373.16}{T_d} \right) - 1.3816 \times 10^{-7} \times \\ &(10^{11.344} (1 - \frac{T_d}{373.16}) - 1) + 8.1328 \times 10^{-3} \times \\ &(10^{3.49149} (1 - \frac{T_d}{373.16}) - 1) + \lg 1013.246 \quad (18) \end{aligned}$$

其中 T_d ($^\circ\text{C}$) 为干球温度^[1];

更进一步,客舱顶部的含湿量主要来源于两个部分:第一是原常温空气在冷却过程中形成的饱和湿空气的含湿量(乐观假设其他形态的水可以被带走,这种估计是合适的,因为就稳态而言这部分除以时间相比是很小的),其次是客舱气体向顶部区域的渗入中携带的水分:

$$m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{min}}} = m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{airsat}}} + m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{passengerdis}}} \quad (19)$$

又外层空气质量小于内层空气,且由饱和水蒸气分压力计算式可知外层空气饱和湿度远小于内层空气,因此含湿主要是内层空气含湿:

$$\begin{aligned} m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{airsat}}} &\cong m_{\text{airinside}} \cdot HA_{\text{sat}}(T_{\text{airinside}}) \\ &\approx m_{\text{airinside}} \cdot HA_{\text{sat}}(T_{\text{insidewall}}) \quad (20) \end{aligned}$$

HA_{sat} 可以计算得到,

$$m_{\text{airinside}} = \frac{1}{1 + \theta} \cdot m_{\text{aircruise}} = \frac{1}{1 + \theta} \cdot \rho_{\text{aircruise}} \cdot V \quad (21)$$

θ 为内层空气与外层空气的体积比例,由图 1 可知:

$$\begin{aligned} &(2\pi R \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot L_{\text{out}}): \\ &(S_{\text{crown}} - 2\pi R \cdot \frac{\omega}{2\pi} * (L_{\text{out}} + d_1 + d_2)) = 1:\theta \\ &\rho_{\text{aircruise}} = \rho_0 \cdot \left(1 - \frac{h_{\text{cpcs}}}{44330} \right)^{\frac{\rho}{\alpha \kappa R}} - 1 \quad (22) \end{aligned}$$

其中, h_{cpcs} 为巡航阶段座舱压力高度,为飞机设计值。

$$\begin{aligned} m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{ground}}} &= m_{\text{airground}} \cdot HA_{\text{sat}}(T_{\text{ground}}) \cdot HR_{\text{ground}} \\ m_{\text{airground}} &= \rho_{\text{airground}} \cdot V \quad (23) \end{aligned}$$

因为,结合温度估算出的内壁温度,比较巡航状态可容纳的气相水和区域中地面浸润后的含水量即可判断是否有水析出,从而确定干燥系统加装是否必要。

2 干燥装置的的权衡设计

假设(大型商用飞机也确实如此)有水析出,则有必要也建议进行干燥系统的加装。

考虑客舱水分向上的散失:

$$m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{passengerdis}}} = (1 - \zeta)(n_n q_n + n_p q_p) \quad (24)$$

其中: ζ 水蒸气回收系数; n_n 旅客数; n_p 空勤人员数; q_n 旅客蒸发, q_p 空勤人员蒸发。^[2]

干燥系统从其作用过程分析,干空气应该具备两方面的作用:第一,利用干空气的不饱和性对已经凝结的水分进行除湿,把凝结水带走;第二,在特定的绝对湿度情况下,利用干空气将客舱向顶部散失的水分带走,保证不产生结露。

2.1 基于除去既有凝结水的计算

在此需求中,干燥系统应该具备将上述中由于空中温度的降低所产生的冷凝水全部带走的能力:

因此有除湿需求:

$$\Delta m_{\text{H}_2\text{O}} = m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{ground}}} - m_{\text{H}_2\text{O}_{\text{cruise}}} \quad (25)$$

除湿能力 $\Delta m_{\text{H}_2\text{O}} = \tau \cdot HA_{\text{sat}}(T) \cdot Q_{\text{ex}}$

其中 $HA_{\text{sat}(T)} = HA_{\text{sat}}(T) - HA_{\text{generator}}$

τ 为典型巡航时间。

2.2 基于保证客舱散失水分不产生结露的计算

保证客舱散失水分不产生结露的目的在于在

已经不存在冷凝水的前提下,保证顶部区域(绝热隔声层)不产生新的冷凝水。

干燥空气并不改变空间内的温度分布,换言之干燥机理不是通过温升增大顶部区域空气的含湿能力。

由上文分析可知,巡航状态下客舱顶部区域全部水分以气相存在,湿度为饱和湿度状态;又外层空气温度很低,湿度很小,因此即使是飞机蒙皮的凝结水也会最终在绝热隔声层上,因此假设干燥是通过保温达到的,高温的干燥空气应该具备将绝热隔声层中和内层空气加温到 T_{but} 的能力,亦即有换热关系:

$$|\Delta Q_{airgenerator}| = |\Delta Q_{damp+Q_{air}}| \quad (26)$$

Q 为相应下标的热量:

$$\tau_{unique} Q_{mt} C_{air}(T_{generator}) \Delta T_{airgenerator} = \sum m_{dampi} C_{dampi} \Delta T_{dampi} + m_{airheat} c_{air}(T) \Delta T_{airinside} \quad (27)$$

τ_{unique} 为单位时间,用于达到量纲的平衡。

$$HA_{sat}(T) = m_{H2Oground} / m_{aircruise} \quad (28)$$

$$\Delta T_{airgenerator} = T_{generator} - T_{butgenerator} \quad (29)$$

$$\Delta T_{dampi} = T_{butdampi} - T_{dampi} \quad (30)$$

i 为 1,2 或 *inside*。

外层空气密度和体积均远小于内层,两层绝热隔声层的相关参数在本文中仅传热系数不同,基于保温的计算中又不涉及相关参数,因此有:

$$\begin{aligned} & \tau_{unique} Q_{mt} C_{air}(T_{generator})(T_{generator} - T_{butgenerator}) \\ & = \sum m_{dampi} c_{damp} \left(T_{butdampi} - \frac{T_{skin} + T_{insidewall}}{2} \right) \\ & + m_{airheat} c_{air}(T_{airinside})(T_{butairinside} - T_{airinside}) \\ & m_{dampi} = \rho_{damp} S_{dampi} L_{eff} \quad (31) \end{aligned}$$

$$S_{damp1} \cong \left(R - L_{out} - \frac{1}{2} d_1 \right) d_1 \quad (32)$$

$$S_{damp2} \cong \left(R - L_{out} - d_1 - \frac{1}{2} d_2 \right) d_2 \quad (33)$$

$$\tau_{unique} Q_{mt} \ll m_{airheat} \cong \frac{1}{2} m_{air} \quad (34)$$

$$c_{air}(T_{generator}) : c_{damp} = o(1) \quad (35)$$

$$c_{air}(T_{generator}) : c_{air}(T_{airinside}) = o(1) \quad (36)$$

因此有:

$$\Delta T_i \ll 1, i = \text{内层空气, 绝热隔声层}$$

因此在除湿的基础上进行保温只是狭义的保温,亦即保证客舱渗入的水分在进入绝热隔声层前仍然有足够的高温(高于露点温度)气体将其带走:

以最严酷情况进行估计,即带走湿气的空气最终都是在绝热隔声层内层附近将水分带走的,该温度应该:

$$T_{butreal} \geq T_4, \text{ 且 } \Delta T \ll 1 \quad (37)$$

进一步得到 $HA_{sat}(T_{butreal})$

带走水量和渗入水量的平衡有:

$$m_{airhegenerator} HA_{sat}(T_{butreal}) = Q_{mt} HA_{sat}(T_{butreal}) \quad (38)$$

$$\Delta m_{H2Omin} = (1 - \zeta)(n_n q_n + n_p q_p) \quad (39)$$

联立可得 Q_{mt} 。

2.3 干燥空气总需求量的计算

$$Q_{total} = Q_{ex} + Q_{mt} \quad (40)$$

3 算例验证

为验证模型的准确性,本文根据实际参数进行了计算,计算过程如下:

假设某大型客机全经济舱布局 440 人,空勤人员客舱 11 人,驾驶舱 3 人,蒸发量分别为 0.065 和 0.165kg/(h·人)。

客舱长度 $L_{eff} = 48\ 500\text{mm}$;客舱容积 $V_{cabin} = 537.75\text{m}^3$;飞机上内壁半径 $R = 2\ 960\text{mm}$,从外到内绝热隔声层厚度分别为 50.8mm 和 12.7mm,绝热隔声层材料为 A 级材料:

$$\text{比热 } c_{damp} = 0.19\text{cal}/(\text{g} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{密度 } \rho_{damp} = 6.73\text{kg}/\text{m}^3$$

经计算客舱顶部有效面积约, 2.5612m^2 ,目前假设为 85%,可得客舱顶部空气总体积为 105.585m^3 。

飞机 UA 值假设为 $840\text{W}/\text{K}$, H 一般为 $13\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 左右,客舱温度选择舱典型设计温度 $T_{cabin} = 24^\circ\text{C} = 297.15\text{K}$,海平面大气温度 $T_0 = 288.15\text{K} = 15^\circ\text{C}$,平均温度直减率 $\alpha = 0.006\ 5^\circ\text{C}/\text{m} = 0.006\ 5\text{K}/\text{m}$,空中冷天最低温度 $T_{amb} = -70^\circ\text{C} = 203.15\text{K}$,典型设计巡航高度 $h_{cruise} = 43\ 000\text{ft} = 13\ 106.4\text{m}$,典型巡航速度 $M_a = 0.85$ 。

根据温度计算模型有:

$$T_{skin} = 229.57\text{K} = -43.58^\circ\text{C}$$

$$T_{insidewall} = 291.80\text{K} = 18.65^\circ\text{C}$$

$$T_4 \cong 280.14\text{K} = 6.99^\circ\text{C}$$

$$T_1 \cong 234.23 = -38.91^\circ\text{C}$$

各层温度的差值也证明了绝热隔声层是客舱顶部的主要热阻。

一些基本的物理量: $\rho_0 = 1.225\text{kg}/\text{m}^3$; $g \approx$

9.81m/s^2 ; $R \approx 287\text{J/kg/K}$, $h_{\text{cpc}}_{\text{ps}}$ 为巡航阶段座舱压力高度, 取 $h_{\text{cpc}}_{\text{ps}} = 6\,000\text{ft} = 1\,828.8\text{m}$, 地面热天的考虑以标准海平面温度 $+23^\circ\text{C}$ 和湿度 45% 进行计算。飞机过站时间在 $35 \sim 60\text{min}$ 之间, 典型过站时间 56.4min , 假设(可以)将飞机完全浸润通过含湿模型, 比较巡航状态可容纳的气相水和区域中地面浸润后的含水量, 有:

$$\frac{1}{1 + \theta} \cdot \rho_{\text{air}_{\text{cruise}}} HA_{\text{sat}}(T_{\text{insidewall}}) < \rho_{\text{air}_{\text{ground}}} HA_{\text{sat}}(T_{\text{ground}}) HR_{\text{ground}} \quad (41)$$

因此即便不考虑乘客水分向空中的散失, 同时假设内层空气温度都以壁面温度计, 如果不加装干燥装置, 飞机在巡航状态也会不断在内层空气中析出冷凝水。

事实上, 通过计算可知, 同上文工况, 即使地面湿度 20% 的热天也会造成冷凝水的析出, 因此干燥装置的加装是十分必要的。

基于除去既有凝结水的计算中, 正常情况下单位时间内的单位时间内的干燥空气量远小于顶部空气总量, 且前者密度小于后者密度, 因此除湿过程不考虑其对温度的影响(事实上也几乎没有影响, 2.2 节中 $\Delta T_i \ll 1$ 的分析也证明了该论断的准确性, $HA_{\text{sat}}(T)$ 中的 T 依然取 $T_{\text{insidewall}}$ 为即保证巡航阶段顶层空气最大含湿能力最乐观估计, $HA_{\text{generator}}$ 为经过处理的干燥空气, 湿度远小于 $HA_{\text{sat}}(T)$, 因此

$$HA_{\text{sat}}(T) \cong HA_{\text{sat}}(T_{\text{insidewall}}) \quad (42)$$

联立可得 Q_{ex} :

$$Q_{\text{ex}} = 0.002\,82\text{kg/s}$$

换算成体积流量为 $2.757\,4\text{ l/s}$

基于保证客舱散失水分不产生结露的计算中, 对于干燥空气有: $T_{\text{generator}} < 110^\circ\text{C}$, 入口温度, 出口温降后小于 60°C 。

查询干空气的主要物理参数表可知 c_{air} 在 110°C 时约为 $1.024\text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$:

以最严酷情况进行估计, 即带走湿气的空气最终都是在绝热隔声层内层附近将水分带走的, 该温度应该:

$$T_{\text{but}_{\text{real}}} \geq T_4, \text{ 且 } \Delta T \ll 1 \quad (43)$$

因此此处取:

$$T_{\text{but}_{\text{real}}} \cong 7^\circ\text{C}$$

$$HA_{\text{sat}}(T_{\text{but}_{\text{real}}}) = 0.006\,203\,8\text{kg/kg}$$

联立有:

$$Q_{\text{mt}} = 0.136\,2\text{kg/s}$$

换算成体积流量为 152.501 l/s

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{ex}} + Q_{\text{mt}} = 176.258\,4\text{ l/s}$$

附注, 该流量重新带入模型可得:

$$\Delta T_i \ll 1$$

同样计算过程还得出, 对于大型商用客机 $Q_{\text{ex}} \ll Q_{\text{mt}}$, 干燥系统干空气量。

目前在役机型使用的干燥系统均使用转轮除湿型干燥组件, 该干燥组件声明流量约 90 l/s 。

即算例中的大型客机需要加装两套干燥系统, 该算例中各参数选择与现役某型宽体客机极为近似, 该型号客机干燥系统作为选装件, 但是所有架次均有加装, 加装数量两套。

4 结论

本文利用建模计算方法对客机干燥系统加装与否的必要性进行探讨, 并通过现有机型的调查得出模型的有效性, 得出如下结论:

1) 为了避免客舱顶部产生凝结水影响飞机运行重量等, 大型客机需要加装干燥系统。

2) 即干燥系统更多的是用于防止客舱散失的水分在客舱顶部的凝结。

参考文献:

- [1] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕合编. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [2] 寿荣中, 何慧珊编著. 飞机环境控制[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.
- [3] SAE-ARP85E, Air Conditioning Systems for Subsonic Airplanes[S]. 2006.06.

作者简介

郭天鹏 男, 硕士, 工程师。主要研究方向: 民用飞机湿度控制系统、民机噪声等; E-mail: guotianpeng@comac.cc

孙学德 男, 硕士, 高工。主要研究方向: 民机噪声、民机通风系统设计、低压管路、湿度控制等; E-mail: sunxuede@comac.cc

汪光文 男, 博士, 高工。主要研究方向: 民用飞机空调系统、座舱舒适性、通风系统等; E-mail: wangguangwen@comac.cc