

文章编号: 1000-8055(2010)09-1938-04

# 三轮升压式高压除水系统焓参数法性能计算

张兴娟, 李 峰, 杨春信

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

**摘 要:** 针对传统空气循环制冷系统热力参数匹配计算方法复杂的缺点, 引入焓参数法建立了三轮升压式高压除水制冷系统匹配计算模型, 简化了系统状态点中湿工况点的计算过程. 并用所建模型进行了匹配计算, 得到了系统各状态点的热力参数, 计算结果表明采用焓参数法进行匹配计算, 简化了计算过程. 通过对系统性能分析表明系统存在最佳水当量比; 三轮功率比参数增加, 压气机增压比和涡轮膨胀比下降.

**关 键 词:** 制冷; 焓参数; 三轮升压式; 空气循环; 性能代偿损失

中图分类号: V245.3

文献标识码: A

## Calculation method for matching enthalpy parameter of three wheel bootstrap high pressure water separated system

ZHANG Xing juan, LI Feng, YANG Chun xin

(School of Aeronautic Science and Engineering,  
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract:** A calculation model for matching the enthalpy parameters of three wheel bootstrap cooling system was introduced according to the shortcomings of traditional method for matching thermal parameters. The model could simplify the wet cooling point matching process. And the thermal parameters of each system's status point was calculated by the model. The results show that, with the use of enthalpy instead of temperature as the state parameter for system matching, it's viable to simplify the calculation process. An optimal water equivalent ratio is found by system performance analysis; as the three wheel power ratio increases, the compressor pressure ratio and turbine expansion ratio decrease.

**Key words:** refrigeration; enthalpy parameters; three wheel bootstrap; air cycle; performance penalty

三轮升压式高压除水制冷系统(以下简称三轮系统)在现役民机如波音-757、波音-767、A320及A340等机型中被广泛采用<sup>[1-2]</sup>, 该系统在热力匹配计算时多选择湿工况条件, 相变过程使系统热力参数匹配变得复杂. 传统的匹配方法是干与湿换热器分开考虑, 需要重复判断热交换器的进出口空气是否饱和, 再选择相应的热力计算方法, 使计算过程变得复杂. 本文在文献[3]提出的两轮升压式高压除水系统的焓参数匹配法基础上, 建立了三轮系统焓参数匹配模型, 该方法简化了匹

配过程<sup>[4-5]</sup>.

## 1 焓参数法原理

对于不存在相变换热的干热交换器, 空气换热量为进出口焓差, 可用焓效率代替温度效率描述其换热过程. 对于湿热交换器, 其换热量也可用焓差表示, 则可用空气的焓效率作为状态参数. 同样, 用焓效率可以表示涡轮冷却器组件的温度效率. 在忽略管路泄漏的情况下, 系统内气流质量是守恒的, 计算各位置点湿空气的焓, 即可确定其温

收稿日期: 2009-07-22; 修订日期: 2010-01-04

作者简介: 张兴娟(1969-), 女, 江苏泰兴人, 副教授, 博士, 主要研究方向: 飞行器环境控制技术.

度. 焓参数匹配法的实质是全系统参数与各位置点状态参数的解耦.

取 0℃ 的干空气与 0℃ 的水的比焓值为零, 湿空气的焓与温度、含湿量和饱和含湿量有如下函数关系<sup>[6]</sup>:

$$h = f(t, d, d_{\text{sat}}) \tag{1}$$

式中  $h$  为湿空气的焓;  $t$  为湿空气温度;  $d, d_{\text{sat}}$  分别为湿空气的含湿量和饱和含湿量.

湿空气的饱和含湿量

$$d_{\text{sat}} = 622 \frac{p_{\text{sat}}}{p - p_{\text{sat}}} \tag{2}$$

$$p_{\text{sat}} = 602.4 \times 10^{\frac{7.45}{23+t}} \tag{3}$$

式中  $p$  为湿空气的压力;  $p_{\text{sat}}$  为  $t$  所对应的饱和水蒸气分压.

根据式(1)~ 式(3)能够实现各状态点湿空气温度与焓的相互转换.

2 三轮系统焓参数法模型

图 1 为三轮系统原理图, 当忽略热交换器阻力且空气在涡轮冷却器中按绝热过程处理时, 对应的理想过程的热力过程的  $h-s$  图见图 2(图 2 中 0-1 表示在发动机压缩过程, 按定熵过程处理用虚线表示). 系统的工作原理为: 发动机引气(也称系统热路)先经过初级换热器①冷却后被压气机②压缩成高压高温的气体, 再依次流入次级换热器③、回热器④热边、冷凝器⑤热边和高压水分分离器⑥, 进一步降低气流温度及分离出水分, 最后气流进入涡轮⑦膨胀降温后流经冷凝器⑤的冷边供给座舱<sup>[7]</sup>. 其中①和③的冷边均为风扇⑧驱动的冲压空气(系统冷路).

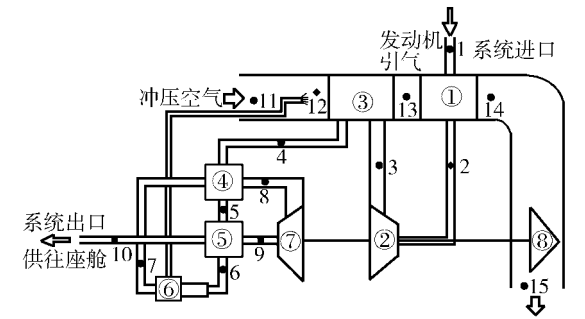


图 1 三轮升压式高压除水制冷系统简图  
Fig. 1 Schematic diagram of the three wheel bootstrap high pressure water separated refrigeration system

2.1 系统热路

2.1.1 热交换器<sup>[8]</sup>

文中换热器, 如初级换热器、次级换热器、回

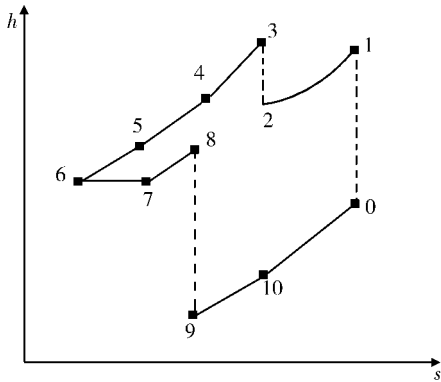


图 2 制冷系统热路理想过程  $h-s$  图

Fig. 2  $h-s$  diagram of ideal process for refrigeration system

热器和冷凝器, 焓效率模型为

$$\eta_{\text{hx}} = \frac{h_{\text{hi}} - h_{\text{ho}}}{h_{\text{hi}} - h_{\text{ci}}} \tag{4}$$

式中  $\eta_{\text{hx}}$  为所有换热器的焓效率;  $h_{\text{hi}}, h_{\text{ho}}$  和  $h_{\text{ci}}$  分别为换热器热边进口、热边出口和冷边进口的焓值.

根据热交换器冷边换热能量平衡关系有

$$G_{\text{h}}(h_{\text{ho}} - h_{\text{hi}}) = G_{\text{c}}(h_{\text{ci}} - h_{\text{co}}) \tag{5}$$

式中  $G_{\text{h}}, G_{\text{c}}$  分别为换热器热冷边流量.

2.1.2 三轮升压式涡轮组件

由压气机效率特性<sup>[8-10]</sup>可以得出压气机的焓效率模型为

$$\frac{h_3 + 273.15c_p}{h_2 + 273.15c_p} = 1 + \frac{1}{\eta}(\pi^{0.286} - 1) \tag{6}$$

式中  $h_2, h_3$  分别为压气机进出口焓;  $c_p$  为干空气的比定压热容.

分析表明焓效率模型的相对误差小于 6%.

与压气机类似, 涡轮焓参数模型为

$$\frac{h_9 + 273.15c_p}{h_8 + 273.15c_p} = 1 - \eta(1 - \pi^{0.286}) \tag{7}$$

式中  $h_8, h_9$  为涡轮进出口的焓值;  $\eta$  为涡轮的效率;  $\pi$  为涡轮的膨胀比.

涡轮、压气机和风扇同轴安装, 其中涡轮和压气机流量相等, 引入三轮功率比参数  $\beta$  得到

$$(1 - \beta)(h_8 - h_9) = h_3 - h_2 \tag{8}$$

风扇抽吸的流量为  $G_{\text{f}}$ , 风扇的焓参数模型为

$$G_{\text{f}}(h_{15} - h_{14}) = \beta G_{\text{h}}(h_8 - h_9) \tag{9}$$

$$\pi_{\text{f}} = \left[ 1 + \eta_{\text{f}} \frac{h_{15} - h_{14}}{h_{14}} \right]^{3.5} \tag{10}$$

式中  $\pi_{\text{f}}$  为风扇的增压比;  $\eta_{\text{f}}$  为风扇效率;  $h_{14}, h_{15}$  为风扇进出口的焓值;

高压水分分离器进出口的湿参数模型为

$$h_7 = h_6 \tag{11}$$

2.2 系统冷路

冲压空气入口焓值可用其总焓值近似代替

$$h_{11} = h_{\infty} + \frac{V_{\infty}^2}{2} \tag{12}$$

式中  $h_{\infty}$  为来流空气焓值;  $V_{\infty}$  为来流空气流速. 冷凝水喷入冷边的传热过程近似为定焓过程<sup>[7]</sup>

$$h_{12} = h_{11} \tag{13}$$

$$t_{12} = t_{11} - \frac{(d_1 - d_{10})\eta r}{c_p \zeta} \tag{14}$$

$$d_{12-15} = \frac{(d_1 - d_{10})\eta_i}{\zeta} + d_{11} \tag{15}$$

式中  $\eta$  为喷水效率;  $r$  为水的汽化潜热;  $\zeta$  为水当量比;  $d_i$  ( $i = 1, 10, 11 \sim 15$ ) 为 1, 10, 11~15 点的含湿量.

3 焓参数法的匹配算例

根据上面介绍的焓参数模型, 性能代偿损失  $\Delta M$  选用起飞总质量法<sup>[9]</sup> 计算, 设计工况点见表 1, 表中  $H$  为飞行高度,  $Ma$  为马赫数, 计算结果见表 2 和表 3, 计算流程见图 3, 由图 3 可以看出, 焓参数匹配法流程简单.

表 1 系统工况点参数列表

Table 1 State point parameters of system

| 工况点参数                               | 数值   | 工况点参数                                  | 数值       |
|-------------------------------------|------|----------------------------------------|----------|
| $H/\text{km}$                       | 0    | $p_1/\text{kPa}$                       | 350      |
| $Ma$                                | 0.19 | $t_{10}/^{\circ}\text{C}$              | $\leq 7$ |
| $G_h/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$ | 1.4  | $d_{10}/(\text{g}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $\leq 3$ |
| $t_{11}/^{\circ}\text{C}$           | 40   | $t_1/^{\circ}\text{C}$                 | 220      |
| $d_1/(\text{g}\cdot\text{kg}^{-1})$ | 19.0 |                                        |          |

表 2 关键部件设计参数列表

Table 2 Performance parameters for the components

| 参数       | 数值   | 参数                    | 数值   |
|----------|------|-----------------------|------|
| $\pi_c$  | 1.43 | $\eta_{\text{hx}}$    | 0.85 |
| $\pi_t$  | 1.04 | $\zeta$               | 1.3  |
| $\eta_k$ | 0.75 | $\eta_{\text{h,cds}}$ | 0.27 |
| $\eta_c$ | 0.75 | $\eta_{\text{phx}}$   | 0.65 |
| $\eta_f$ | 0.25 | $\beta$               | 0.15 |
| $\pi_l$  | 3.98 | $\eta_{\text{h,hui}}$ | 0.80 |

注: 下标 phx 表示初级换热器; shx 表示次级换热器; cds 表示冷凝器; hui 表示回热器;  $\eta$  表示效率.

表 3 系统计算结果

Table 3 Calculation results of the system

| 工况点 | $h/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $d/(\text{g}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $p/\text{kPa}$ | $t/^{\circ}\text{C}$ |
|-----|------------------------------------|-----------------------------------|----------------|----------------------|
| 1   | 276.20                             | 19                                | 350            | 220                  |
| 2   | 246.75                             | 19                                | 340            | 191.7                |
| 3   | 321.23                             | 19                                | 485            | 263.3                |
| 4   | 96.83                              | 19                                | 475            | 47.4                 |
| 5   | 43.56                              | 5.2                               | 465            | 28.5                 |
| 6   | 30.56                              | 2.2                               | 455            | 23.3                 |
| 7   | 30.56                              | 2.2                               | 451            | 24.9                 |
| 8   | 83.83                              | 3.0                               | 441            | 75.6                 |
| 9   | -3.79                              | 1.9                               | 111            | -8.0                 |
| 10  | 9.22                               | 3                                 | 101            | 1.7                  |
| 11  | 89.20                              | 19                                | 101            | 40.1                 |
| 12  | 58.30                              | 30.9                              | 101            | 10.4                 |
| 13  | 230.91                             | 30.9                              | 100            | 176.4                |
| 14  | 253.56                             | 30.9                              | 99             | 198.2                |
| 15  | 263.67                             | 30.9                              | 101            | 207.9                |

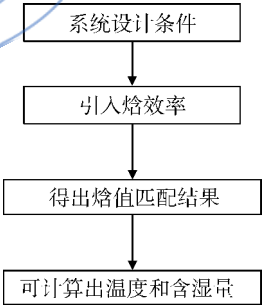


图 3 焓参数法计算流程简图

Fig. 3 Calculation flowchart of the enthalpy method

4 关键部件对系统性能分析

4.1 水当量比对系统性能影响

图 4 为水当量比对性能代偿损失的影响曲线 (在计算中初级换热器和次级换热器焓效率分别为 0.85 和 0.8), 在最佳流比之前, 性能代偿损失随水当量比的增加而降低, 之后又随水当量比的增加逐渐增大.

4.2 三轮功率比参数的影响

图 5 为三轮功率比参数对涡轮冷却器性能的影响<sup>[1+12]</sup>.

由图 5 可以看出, 当  $\beta$  值增加时, 风扇增压比

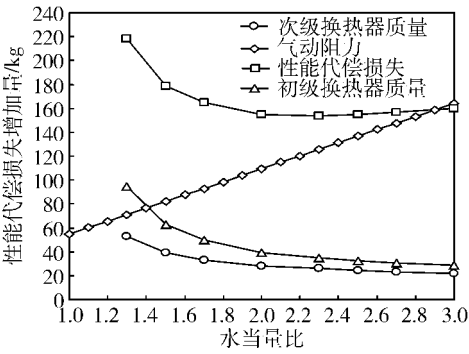


图 4 水当量比对系统性能的影响

Fig.4 Flow ratio versus system performance

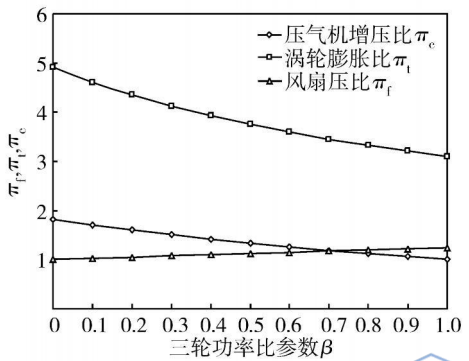


图 5 三轮功率比参数对涡轮冷却器性能的影响

Fig. 5 Fan power ratio versus turbine module performance

开始增加而压气机的增压比开始减小。这是因为风扇得到的输入功增加, 但由于压气机压比降低, 使得涡轮的膨胀比也下降。

5 结 论

综上所述, 得出以下结论:

- 1) 采用焓参数进行匹配计算, 避免了重复计算系统湿工况点的饱和含湿量, 简化了计算过程;
- 2) 对三轮系统而言, 存在最佳水当量比;
- 3) 三轮功率比参数增加, 会使压气机增压比和涡轮膨胀比下降。

参考文献:

[ 1 ] 张兴娟, 杨春信, 袁修干. 民用大型飞机座舱制冷技术的发展[J]. 国际航空, 2009( 6 ): 70-71.  
ZHANG Xingjuan, YANG Chunxin, YUAN Xiugan. The development of civil aircraft cabin refrigeration technology [ J ]. International Aviation, 2009( 6 ): 70-71. ( in Chinese )

[ 2 ] 刘良文, 张兴娟. 现役国外民用客机制冷系统的性能分析 [ C ] // 大型飞机关键技术高层论坛暨中国航空学会 2007 年学术年会论文集. 深圳: 中国航空学会, 2007.

[ 3 ] 王安良, 杨春信, 胡创利. 飞机环境控制系统的焓参数匹配方法 [ J ]. 工程热物理学报, 2003, 24( 2 ): 325-327.  
WANG Anliang, YANG Chunxin, HU Chuangli. A methodology for matching enthalpy parameters of environmental control system [ J ]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24( 2 ): 325-327. ( in Chinese )

[ 4 ] ZHANG Xingjuan, YANG Chunxing, LI Feng. Calculating method for matching enthalpy parameters of three wheel boot strap high pressure water separation refrigeration system for aircrafts [ R ]. Nanjing: The 6th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, 2009.

[ 5 ] 杨智. 大型飞机座舱制冷系统性能研究 [ D ]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.  
YANG Zhi. Research of the refrigerating system for commercial airline cabin [ D ]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. ( in Chinese )

[ 6 ] 廉乐明, 谭羽非, 吴家正. 工程热力学 [ M ]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.

[ 7 ] 王仙. 民用客机座舱制冷系统性能研究 [ D ]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.  
WANG Xian. Research of the refrigerating system for commercial aircraft cabin [ D ]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. ( in Chinese )

[ 8 ] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计 [ M ]. 南京: 东南大学出版社, 2003.

[ 9 ] 寿荣中, 何惠珊. 飞行器环境控制 [ M ]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.

[ 10 ] 《飞机设计手册》总编委会. 飞机设计手册: 第 15 册生命保障和环控系统 [ M ]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

[ 11 ] 齐铭. 制冷附件 [ M ]. 北京: 航空工业出版社, 1992.

[ 12 ] 张志涌, 刘瑞桢, 杨组樱. 掌握和精通 MATLAB [ M ]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1997.