

文章编号: 1000-8055(2005) 02-0219-06

发动机滑油散热系统性能计算方法及其应用

杨春信¹, 张丽娜¹, 郭 晖²

(1. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083;
2. 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 讨论了安装鼓风机引起滑油附加温升的原因并提出了合理的计算模型, 完善了滑油散热系统性能计算方法。研究表明, 在建立良好的物理模型的基础上, 应用遗传算法对模型结构参数进行优化, 可以显著提高系统模型的精度, 减小系统性能计算误差。应用本文的计算模型分析了温控活门对滑油温度的影响, 并建立了预测燃、滑油瞬态温度值的方法, 为发动机的安全运行提供了指导。本文方法的优点是只需少量滑油系统试验数据即可获得满意的模型拟合结果, 从而大大节约了试验费用, 提高了试验效率, 并能有效预测试验难以达到的恶劣条件下的滑油散热性能。

关键词: 航空、航天推进系统; 发动机; 滑油散热系统; 鼓风机; 遗传算法; 温控活门; 瞬态计算

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Method for Predicting the Performance of Oil Cooling Systems and Its Application

YANG Chun-xin¹, ZHANG Li-na¹, GUO Hui²

(1. School of Aeronautic Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: Addresses the problem of additional oil temperature increase with a fan installed in the oil cooling system and presents a feasible model which complements the method for predicting the performance of the oil cooling system. On the basis of the system model developed, structure parameters were optimized with genetic algorithm to improve the accuracy. With this method, the impact of temperature control valve on oil temperature was analyzed and the system transient temperature prediction method was established. This method could be used to predict the harmful temperature exceedence during engine operation. Only a small quantity of experimental data is necessary for the model fitting. The simulation results agree well with the test data. This approach can reduce the experimental cost, save experimental time and can be used to predict the oil cooling ability under severe operating conditions that experimental work is difficult to conduct.

Key words: aerospace propulsion system; engine; oil cooling system; fan; genetic algorithm; temperature control valve; transient prediction

收稿日期: 2004- 05- 19; 修订日期: 2004- 09- 16

作者简介: 杨春信(1965-), 男, 湖南靖县人, 北京航空航天大学航空科学与工程学院教授, 主要从事多相流传热、安全救生及人

为研究滑油系统的性能, 本文开展了一系列地面模拟试验, 旨在根据地面台架试验总结出一套简便的滑油系统性能计算方法来预测实际飞行条件下发动机能否安全可靠地工作, 克服依赖经验关系式或进行大量发动机试验等传统方法^[1,2]的缺点。

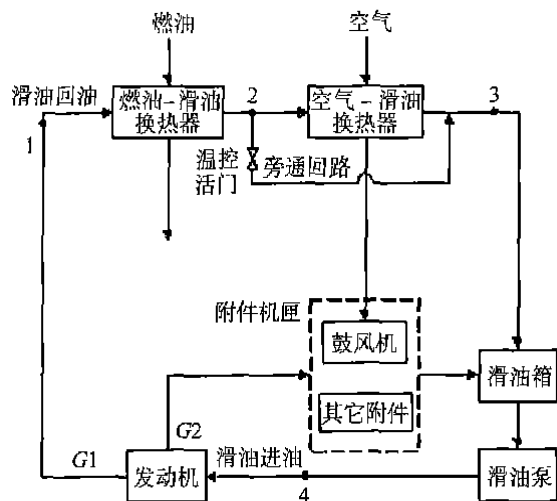


图1 发动机滑油散热系统示意图

Fig. 1 The engine oil cooling system

本文所研究的某型发动机滑油系统如图1所示。主要包括发动机、两个滑油换热器、附件机匣(包含安装在附件机匣上的鼓风机)以及滑油箱和滑油泵几大部分。滑油在发动机吸热后分为两路, 一路(流量为 G_1) 流到换热器散热, 然后流回滑油箱; 另一路(流量为 G_2) 流出发动机后, 不经换热器冷却, 而是流到附件机匣, 在机匣中吸收热量后, 经机匣内部流道直接流回滑油箱。两路滑油在滑油箱混合后重新供往发动机进行循环。台架试验研究初期, 系统没有安装鼓风机, 因此流过附件机匣的滑油吸收的热量很少, 空气换热器滑油出口和发动机滑油进口(图1中点3和4)温度差别不大, 可以近似认为相等。原系统计算主要包括发动机的发热特性和两个换热器的散热性能3大模块, 这部分的计算方法详见文献[3]。本文的滑油系统, 在附件机匣上安装了一个鼓风机, 为空气换热器的冷边(空气)提供流量。但试验发现鼓风机开启导致发动机滑油进口温度(图1中4点)比空气换热器滑油出口温度(图1中3点)明显升高, 本文着重分析了该现象的原因并寻找其规律性, 得到了3点到4点的滑油附加温升计算关系式, 对文献[3]中的3个模块进行了补充和完善, 形成了一套完整的滑油系统性能计算方法。

的所有结构参数拟合值进行了优化, 以提高系统模型的精度, 保证系统计算误差达到最小。此外, 还应用本文模型讨论了温控活门对滑油温度的影响以及系统瞬态计算问题。

1 滑油附加温升计算

为了给空气换热器提供一定的冷边流量, 使其达到较好的散热效果, 试验中将空气出口通过一个风道与鼓风机相连, 鼓风机安装在附件机匣上。安装鼓风机之后的台架试验表明, 发动机滑油进口温度比空气换热器滑油出口温度有较大幅度提高, 作者称之为滑油附加温升, 但由于滑油的总体冷却效果仍然比不装鼓风机时好, 故系统设计最终保留了鼓风机。分析发现造成这一温升的原因是: 由于鼓风机与发动机共轴工作, 当转轴带动鼓风机高速转动吸气时, 轴功并没有完全用作有用功, 而是有一部分转化成热量, 使得鼓风机不断对外散热, 并通过与之相连的附件机匣传递给流经机匣内部流道的那路滑油, 从而提高了滑油箱中的滑油温度。即鼓风机的发热功率是滑油附加温升的主要来源; 其次还有机匣中其它附件的摩擦发热等, 也是引起滑油附加温升的原因, 但这部分热量相对较少, 在不开启鼓风机时, 该温升一般可以忽略。

1.1 模型建立与求解

由于鼓风机与机匣中其它附件同时对流经机匣的滑油散热, 为研究方便, 建模时将其视为一个整体热源来考虑, 统称为附件机匣, 如图1所示。考虑流经机匣内部流道的滑油, 这部分滑油从机匣吸收的总热量可认为与发动机折合转速成正比, 记为 $Q_f \bar{n}_0$, 吸收的热量一部分用于提高滑油自身温度; 同时由于与外界环境的温差, 还有一部分热量将散失给环境。设不同环境温度下, 滑油向周围环境的散热量记为 $(KF)_f(T - T_0)$, 那么, 根据滑油的能量平衡可得:

$$G_2 C_p (T_{in2} - T_{in1}) + (KF)_f (T - T_0) = Q_f \bar{n}_0 \quad (1)$$

式中, Q_f 是发动机折合转速等于1时机匣中轴承和齿轮的摩擦发热量(W); T 是滑油平均温度($^{\circ}\text{C}$), T_0 是环境温度($^{\circ}\text{C}$); $(KF)_f$ 是滑油与环境的当量换热系数(W/K); T_{in1} , T_{in2} 分别是滑油进出机匣时的温度($^{\circ}\text{C}$); 流量 G_2 的值与发动机转速成线性关系变化(kg/s); C_p 为滑油比热($\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$); 折合转速 $\bar{n}_0 = n \sqrt{\frac{288}{T_1^*}} \sqrt{n_{\max}}$, 其定义见文献[4]。

整理(1)式可得滑油在附件机匣的吸热特性:

$$\frac{G_2 C_p (T_{ex2} - T_{in2})}{\bar{n}_0} =$$
$$Q_f - (KF)_f \frac{T - T_0}{\bar{n}_0} \quad (2)$$

式中, Q_f 和 $(KF)_f$ 变化不大, 可视为常量处理。根据台架试验数据拟合可得:

$$Q_f = 7277 \text{ W} ; \quad (KF)_f = 43.20 \text{ W/K}$$

这样由式(2)即可求出流量为 G_2 的滑油流经附件机匣之后的温度。由图1还可以知道, 这路滑油与经换热器冷却之后的另一路流量为 G_1 的滑油在滑油箱中混合, 混合之后的温度即为真正的发动机滑油进油温度。因此, 根据滑油箱中的滑油能量平衡关系, 可以整理得到混合油温(即发动机的滑油进口温度)的计算式:

$$T_{ex} = \frac{G_1 T_{ex1} + G_2 T_{ex2}}{G_1 + G_2} \quad (3)$$

式中, T_{ex} 为两路滑油在滑油箱中的混合温度($^{\circ}\text{C}$); T_{ex1} 为流量 G_1 的滑油经换热器冷却后的出口温度($^{\circ}\text{C}$)。

1.2 模型精度检验

为检验滑油附加温升拟合式的精度, 引入两个误差概念。设两组被比较值分别为 $(A_1, A_2, \cdots, A_n)$ 和 $(B_1, B_2, \cdots, B_n)$, 则本文称 $\max_{i=1}^n \frac{A_i - B_i}{A_i}$ 为被比较值的最大相对误差; $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{A_i - B_i}{A_i}$ 为平均相对误差。

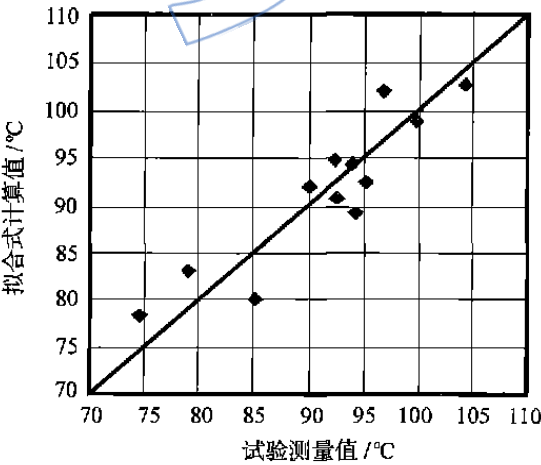


图2 滑油附加温升拟合式精度检验
Fig. 2 Verification for oil additional temperature increasing

温, 并与试验测量值进行了对比, 结果如图2所示。二者的平均相对误差为 3.29%, 最大相对误差为 5.93%, 可以满足工程计算的精度要求, 证明了滑油附加温升计算模型是可靠的。

2 系统计算模型及其优化

2.1 系统性能计算与优化

本文的滑油系统性能计算模型包括: 滑油在发动机的吸热准则、两个滑油换热器的散热特性以及滑油附加温升4个模块, 计算流程见图3。由此可预测不同工况下滑油系统达到稳定状态时的散热性能。图3中各模块性能计算关系式如下:

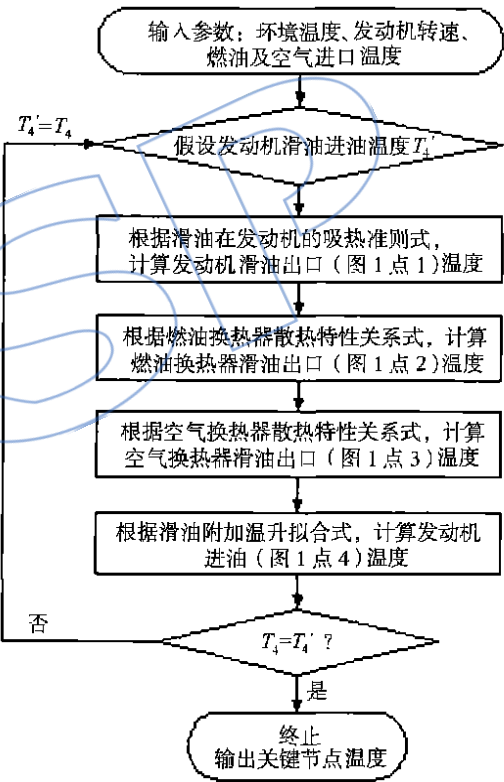


图3 滑油系统性能计算流程图

Fig. 3 The oil system calculation flow chart

滑油在发动机的吸热准则式^[3]:

$$\frac{\theta_p - (\theta_{h,ex})_{eng}}{\theta_p - 1} = \exp \left[- \frac{(KF)_{eng}}{(GCp)_h} \right] \quad (4)$$

式中, 发动机无量纲平均温度:

$$\theta_p = \frac{Q_p \bar{n}_0}{(KF)_{eng} (T_{h,in} - T_0)}$$

Q_p 是发动机折合转速等于 1 时发动机的发热量(W); $(KF)_{eng}$ 是发动机中滑油与环境的当量换热系数(W/K); 发动机滑油无量纲出口温度 $(\theta_{h,ex})_{eng}$

$= \frac{T_{h,ex} - T_0}{T_{h,in} - T_0}$, $T_{h,in}$, $T_{h,ex}$ 分别是滑油在发动机的进

出口温度(℃)。

2 个换热器的散热特性可由下列关系式得到^[3]:

$$\left\{\begin{aligned}\theta_{h,ex} &= b_1 + b_2\eta(1 - \theta_{c,in})(GCp)_{\min}/(GCp)_h \\ NTU &= \frac{1}{\frac{(GCp)_{\min}}{k_1 Pr_h^{m-n}\left[\frac{1}{(GCp)_h}\right]^m} + \frac{(GCp)_{\max}}{k_2 Pr_c^{m-n}\left[\frac{1}{(GCp)_c}\right]^m}} \\ \eta &= f(NTU)\end{aligned}\right. \tag{5}$$

式中, b_1, b_2, k_1, k_2 及 m, n 都是常数, 其中取 $n=1/3$; $\theta_{h,ex}$ 为换热器滑油无量纲出口温度; $\theta_{c,in}$ 为冷边介质无量纲入口温度; Pr 取流体平均温度来确定;

$$\left\{\begin{aligned}\frac{G_2Cp(T_{ex2} - T_{in2})}{\bar{n}_0} &= Q_f - (KF)_f \frac{T - T_0}{\bar{n}_0} \\ T_{ex} &= \frac{G_1T_{ex1} + G_2T_{ex2}}{G_1 + G_2}\end{aligned}\right. \tag{6}$$

这 4 个模块构成了完整的系统性能计算模型, 可相应地求出图1 中节点1~4 的温度。模型中共包含了 14 个结构参数, 记作:

$$S = \{Q_p, (KF)_{eng}, (b_1, b_2, k_1, k_2, m)_{fuel}, (b_1, b_2, k_1, k_2, m)_{air}, Q_f, (KF)_f\}$$

其中换热器结构参数值是通过厂家提供的换热器散热量性能试验测量数据拟合得到的; 发动机和附件机匣的结构参数值则是根据发动机高转速(45 000 r/min) 稳态台架试验数据拟合得到的。根据上述参数的拟合结果, 本文计算了 12 组不同工况下的滑油系统散热性能, 滑油温度计算值与试验值的对比见图4 中“优化前”温度。

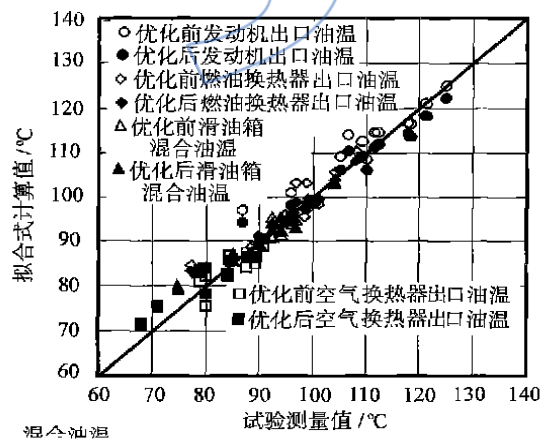


图4 优化前后模型精度对比

Fig. 4 Accuracy comparison of optimized model and the one not optimized

由于拟合所用的数据部分来自于产品性能试验(如换热器), 其特点是: 试验数据量多但数据包含的滑油和燃油流量变化范围小; 而台架试验虽然

不同类型换热器的效率 η 的计算公式见文献[5]。
滑油附加升温:

燃油、滑油流量变化范围大, 但数据量很少, 对于换热器这样的多参数拟合, 如此少量的台架试验数据很难准确地确定出换热器性能。在预测滑油系统性能时, 往往涉及很多不同的发动机转速, 而燃油、滑油流量随转速变化很大(见图5), 因此通过前面获得的结构参数拟合值来预测不同工况下的滑油系统性能时, 必然会存在一定的误差, 导致系统计算精度下降。

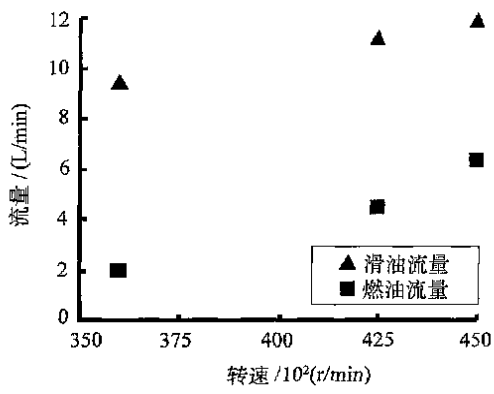


图5 燃油、滑油流量随转速变化图

Fig. 5 Variable flux of fuel and oil with engine rotational speed

为了提高模型的计算精度, 使之更准确地预测各种工况下的系统性能, 本文在原拟合结果的基础上, 依据系统总误差最小的原则, 应用遗传算法对 14 个结构参数进行了优化^[6], 目标函数为:

$$\text{MIN}(E_s) = f(S) \tag{7}$$

式中, E_s 为系统总误差, 即 4 个节点滑油温度计算值与试验测量值的平均相对误差之和;

$$E_s = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n E_{i,j}$$

根据参数优化结果重新计算了上述 12 个工况的系统性能, 见图 4 中的“优化后”温度。优化前后的对比表明, 优化后的模型计算精度更高。优化前系统总误差为 13.67%, 优化后为 11.04%, 绝对误差减小了 2.63%, 相对误差减小了 19.24%, 优化效果非常显著。

2.2 系统模型检验

台架试验中测量了一些低转速状态(36 000 r/min) 系统达到稳定后发动机滑油进油温度与总回油温度(图1 中点4 和点1) 的关系, 见图6 “试验测量值”。根据模型优化后的参数拟合结果, 本文计算了部分低转速状态下滑油进油温度与总回油温度的稳态值, 见图6 “稳态计算值”, 计算时燃油流量均取低转速状态的实测流量。图6 的结果表明计算值和试验值具有良好的一致性。

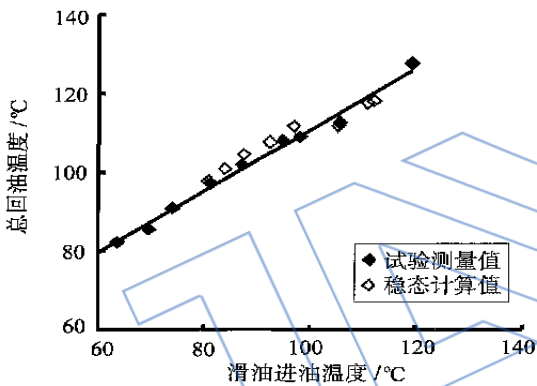


图6 低转速状态滑油进油与总回油温度关系
Fig. 6 Relationship of oil inlet and outlet temperature under low rotational speed

发动机在低转速状态下, 虽然燃油、滑油流量均有大幅度降低, 但模型仍能得到与试验数据高度一致的计算结果, 充分验证了模型的可行性以及广泛的适用性。由此可见, 对于各种不同的发动机工况和环境温度, 本模型都可以得到高精度的预测结果, 从而证明了基本物理模型的可靠性。

3 系统模型的应用

本文的滑油系统性能计算方法, 可以比较准确地预测各种发动机工况和外界条件下的滑油散热性能, 为发动机的高效运行提供了理论依据。下面的实例是本文计算方法的具体应用。

3.1 温控活门对滑油温度的影响

当发动机所处的环境温度较低时, 为保证滑油

温度不至于太低, 空气换热器上设置了一个温控活门(见图1) 。其工作原理是: 当换热器滑油进口温度低于 80℃时, 温控活门开启, 使得滑油不经过空气换热器冷却, 而直接从旁通回路流到滑油箱。为了分析温控活门对滑油温度的影响, 取一个具体的发动机工况为例, 计算不同发动机环境温度下, 滑油系统达到稳定状态后空气换热器的滑油进口温度, 计算结果见图 7。图中给出了环境温度从 - 10~ 40℃六种情况下的滑油温度变化曲线。由图7 可发现如下规律: 当环境温度较高时(如 30℃以上) , 滑油温度在图中表现为高于 80℃的水平直线, 此时温控活门始终不工作; 当环境温度较低时(如低于 0℃) , 与第一种情况相反, 滑油温度为低于 80℃的水平直线, 此时温控活门始终开启工作; 当环境温度介于二者之间时, 滑油系统最终将达到一种动态平衡, 即温度在 80℃上下循环往复地波动。这是由于到达空气换热器的滑油温度变化引起温控活门交替地开启和关闭造成的。

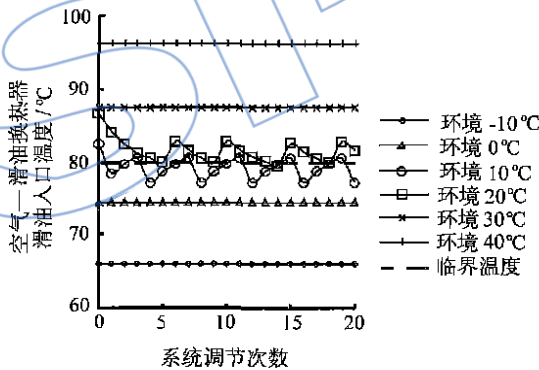


图7 温控活门对滑油温度的影响

Fig. 7 Impact of control valve on oil temperature

本文模型定量地计算了温控活门对滑油温度的影响结果, 准确预测了温控活门的工作状态, 为温度活门的设计和改进了提供了理论基础。

3.2 系统瞬态计算

发动机由高转速状态突然降至低转速状态, 在计算滑油系统温度时, 低转速状态应作为瞬态考虑。因为发动机在突然降转的过程中, 发动机各发热部件的温度基本上仍维持在高转速的状况, 对滑油的加热量不是立即减少, 而是继续按照高转速时的加热规律。而且在降转过程中, 换热器的燃油流量会有较大幅度的减少, 滑油流量减少相对小些, 这样由于滑油的热惯性, 必将导致燃油出口温度急剧上升, 所以在环境温度或燃油进口温度较高时, 预测发动机滑油进油温度和燃油出口温度是否超

过极限值对保证发动机安全是非常必要的。文献[1]曾进行过这方面的研究,但计算方法主要是基于试验所得的一些经验关系式。

本文建立的瞬态计算模型是:以高转速状态(如发动机转速 45 000 r/min)的稳态滑油总回油温度(即发动机滑油出口温度)为基础,假设瞬态滑油总回油温度等于该稳态值,根据低转速状态(如发动机转速 36 000 r/min)的燃、滑油流量参数(见图5)及换热器性能特性,计算各换热器的出口介质温度,重点是燃油出口温度,以及发动机滑油进油温度,检查它们是否超过极限值。图8比较了某条件下燃油在瞬态、稳态时的温度,以及滑油在瞬态、稳态时的温度,由此得出如下结论:

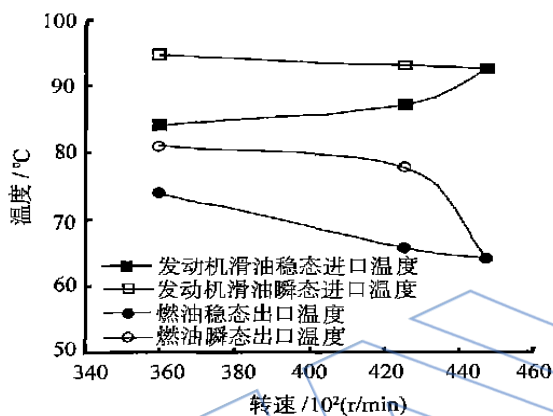


图8 燃油和滑油的瞬稳态温度

Fig. 8 Transient and steady temperature of fuel and oil

稳态时发动机滑油进口温度随发动机转速的降低而减小;而瞬态情况下,一般发动机转速降得越快,发动机滑油进口温度将会越高。原因是转速降得越快,燃油流量就越小,而滑油的热惯性相对越大,导致发动机滑油进口温度越高。故瞬态时发动机滑油进口温度最高值往往出现在由最大起飞状态迅速回拉到低转速慢车状态的瞬间,此时滑油温度应该按照是否超过瞬态极限值(通常高于稳态极限值)来判断。

燃油出口温度在稳态和瞬态时都是随着发动机转速的减小而升高的。因为低转速状态下,燃油流量大幅度下降,所以燃油出口温度会明显升高。只是瞬态时,由于滑油的热惯性作用,使得燃油出口温度升高的更快,所以瞬态计算中燃油出口温度比相应的稳态值更高。

本文的瞬态计算结果表明,燃油进口温度较高或环境温度较高的恶劣条件下,燃油和滑油温度极易超过限制值,实际运行过程中需要特别注意。例如,台架试验中某工况为:发动机转速 44 510 r/min,环境温度 38.6°C,燃油进口温度 58.3°C。此时,发动机滑油进油温度的瞬态计算值为 108.2°C,燃油出口温度的瞬态计算值为 100.2°C,略微超过燃油极限温度值(100°C),因此发动机运行时必须特别注意这样的危险点。

4 结束语

分析了开启鼓风机引起滑油附加温升的主要原因并建立了有效的计算模型,针对本文滑油系统的实际情况,形成了一套完整的滑油散热性能计算方法。在获得4个模块良好的物理模型的基础上,应用遗传算法优化了模型中的14个结构参数,将整个系统的计算精度提高了近20%,使模型能够更准确地预测不同发动机工况下的滑油散热性能。应用本文模型讨论了温控活门对滑油温度的3种影响结果;并建立了发动机突然降转情况下的瞬态温度计算方法,可以有效预测燃、滑油温度是否超过极限值,在恶劣条件下,需特别注意。与试验数据的对比表明本文方法计算精度较高、适应范围也很广,能够满足工程计算要求。其优越性在于无需依赖经验关系式和大量发动机试验获取滑油系统性能,而只需少量系统试验数据即可得到满意的模型参数拟合结果。对节约试验费用、缩短试验周期及指导发动机安全运行都有积极的作用,可以推广应用到其它型号发动机的滑油系统计算。

参考文献:

- [1] 薛剑华. 发动机滑油冷却系统计算[J]. 红旗技术, 1982, 4(3): 16~27.
- [2] 吴大观. 涡轮风扇发动机及其系统的性能研究[M]. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [3] 杨春信, 张丽娜, 郭晖. 发动机滑油散热系统性能研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 813~818.
YANG Chun-xin, ZHANG Li-na, GUO Hui. Investigation of Performance of an Engine Oil Cooling System[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 813~818.
- [4] 寿荣中, 何慧珊. 飞行器空气调节[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [5] [美] 凯斯 W M, 伦敦 A L. 紧凑式热交换器[M]. 宣益民, 张后雷译. 北京: 科学出版社, 1997.
- [6] 刘勇, 等. 非数值并行算法[M]. 北京: 科学出版社, 1995.