

文章编号: 1000-8055(2003) 06-0813-06

发动机滑油散热系统性能研究

杨春信¹, 张丽娜¹, 郭 晖²

(1. 北京航空航天大学飞行器设计与应用力学系, 北京 100083;
2. 中国航空工业第608研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 针对某型发动机滑油散热系统中换热器对环境散热量较大的情况, 提出了实用的滑油换热器散热特性计算模型, 推导了发动机的滑油吸热准则式, 从而建立起一整套发动机滑油散热系统的性能计算的新方法。在理论分析的基础上, 推导了换热器在实际运行状况下的 NTU 计算式。通过某型发动机的试验数据进行了校验, 表明本文方法可以满足一般工程计算的要求, 而且具有通用性, 为计算滑油散热系统的性能和预测恶劣环境下滑油系统的散热能力提供了理论依据。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 滑油散热系统; 滑油换热器; NTU 计算式; 发动机
中图分类号: V 231. 1 文献标识码: A

Investigation of Performance of an Engine Oil Cooling System

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

(1. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. Aviation Industries of China, No. 608 Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: This paper establishes a new method of obtaining the performance of an engine oil cooling system. The method involves the equation of heat gain of the oil passing through an engine and performance calculations of oil heat exchangers. When the heat exchange between oil and ambient in the oil heat exchanger cannot be ignored, the complex heat transfer processes could be treated as two independent approaches, heat transfer from oil to cooling fluid as well as from coolant, to ambient. Each separate approach is a simple heat transfer problem for which an analytic solution can be acquired easily, and then the real outlet temperature value of oil is obtained by a linear combination correlation of these two solutions. Based on the theoretical analysis, a more effective NTU correlation of the heat exchanger is deduced under the operating condition. This method has been well verified by the experimental data of an engine and can be used to calculate the performance and estimate the heat-sinking capability of the oil cooling system of engine in severe condition.

Key words: aerospace propulsion system; oil cooling system; oil heat exchanger; NTU correlation; engine

发动机滑油散热系统的作用是为了减小摩擦 和带走热量, 保证发动机的正常工作。为了使滑油

收稿日期: 2003- 01- 24; 修订日期: 2003- 04- 27

作者简介: 杨春信(1965-), 男, 湖南靖县人, 北京航空航天大学飞行器设计与应用力学系教授, 博士生导师, 主要从事多相流传热、飞机环境控制与安全救生、人机与环境工程学研究。

能够在有效温度范围内工作,还需要通过换热器将滑油中的热量带走。本文研究的某型发动机滑油散热系统包含两个换热器,如图1所示。针对滑油系统的性能研究主要包括两方面:即滑油换热器的散热特性计算和滑油在发动机的吸热准则式。在此基础上,可以计算任意飞行状态下滑油系统的平衡温度点,如发动机和换热器的滑油出口温度等。关于发动机滑油散热系统性能研究的公开报告很少,以往常用的方法是在原有发动机机型的经验换热式的基础上,进行适当的修改;或者通过发动机所有测量点的试验数据,绘制出最大加热量对应的加热线^{1,2]}。

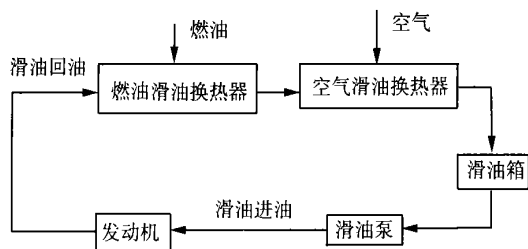


图1 某型号发动机滑油散热系统

Fig. 1 The oil cooling system of engine

本文是在推导出换热器滑油温度计算式和发动机滑油吸热准则式的计算通式的基础上,通过具体系统的试验数据得出适用的计算公式,形成了一套基于理论分析的半经验滑油散热系统性能计算方法。此外,本文还推导了换热器实际使用过程中的 NTU 计算式。通过某型发动机的试验数据,验证了本文方法能够满足工程计算的要求,可以推广到任意型号的发动机滑油散热系统的性能计算。

1 滑油换热器计算

滑油换热器的作用是带走发动机传给滑油的热量,将滑油温度控制在允许范围内,以保证滑油的循环使用。效率特性是影响换热器性能的一个重要指标,但由于诸多因素的影响,换热器在实际使用过程中的效率值与理论设计值通常不一样。效率计算多采用 η - NTU 法,所以我们首先在对换热单元分析的基础上推导出传热单元数 NTU 的表达式,并根据试验数据,拟合出换热器实际使用中 NTU 的计算公式,从而求出换热器更为准确的实际效率值。

计算换热器滑油出口温度时,实际值与理论

值也是有差别的。这是因为理论设计中一般只考虑冷热边流体的换热,但实际换热过程中,当热边向环境的散热量较大时,需要同时考虑冷边和环境对滑油温度的影响。本文先将其简化为两部分单独考虑,分别求出解析解,然后综合起来得到问题的数值解。

1.1 NTU 的计算

传热单元数 NTU 的定义式为:

$$NTU = \frac{KF}{(GCp)_{\min}} \quad (1)$$

式中, F 为传热面积(m^2), GCp 为水当量($W/^\circ C$),传热系数 $K = (1/h_h + \delta_w/\lambda_w + 1/h_c)^{-1}$,一般壁面厚度 δ_w 很小而导热系数 λ_w 很大,因此比值 δ_w/λ_w 很小, K 可以近似为:

$$K \approx \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \right)^{-1} = \frac{h_h}{1 + h_h/h_c} \quad (2)$$

计算换热系数的准则式为^[3]:

$$Nu = c Re^m Pr^n \quad (3)$$

式中: c, m 和 n 为常数。

根据准则数定义式 $Nu = hl/\lambda$, $Re = \rho vl/\mu$, $Pr = \sqrt{a}$;流量关系式 $G = \rho vA$ 和比热关系式 $Cp = \lambda/\rho a$,经过推导可以得到换热器的 NTU 的计算式:

$$NTU = \frac{c_0 \frac{1}{(GCp)_{\min}}}{c_1 Pr_h^{m-n} \left[\frac{1}{(GCp)_h} \right]^m + c_2 Pr_c^{m-n} \left[\frac{1}{(GCp)_c} \right]^m} \quad (4)$$

式中: $c_0 = cA_h^{-m}F$, $c_1 = \left(\frac{l_h}{\lambda_h} \right)^{1-m}$

$$c_2 = \left(\frac{l_c}{\lambda_c} \right)^{1-m} \left(\frac{A_c}{A_h} \right)^m$$

本文所推导的 NTU 计算式尚未在其他公开文献中出现过。

式中, l 为流体通道特征尺寸(m), h 为换热系数 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$, λ 为导热系数 $[W/(m \cdot ^\circ C)]$, a 为热扩散系数(m^2/s), μ 为动力粘度 $[kg/(m \cdot s)]$, ω 为流速(m/s), A 为自由流通面积(m^2);下标: h 为热边流体, c 为冷边流体。对结构和工作介质确定的换热器,结构参数 l_h, l_c, A_h, A_c, F 可视为常数。在其工作范围内物性参数 λ_h, λ_c 一般变化不大,也可视为常数。这样, c_0, c_1 和 c_2 只与确定的换热器结构和流体物性参数有关。一般可取 $m = 0.8, n = 1/3$, Pr 数由式 $Pr = \sqrt{a} = \sqrt{\rho Cp/\lambda}$ 计算,式中各物性参数取流体的平均温度来确定,滑油、

燃油和空气的物性参数计算公式见文献[4, 5]。然后通过拟合试验数据就可得 c_0 , c_1 和 c_2 的具体数值。使用时, 只要由冷热边流量确定出水当量值, 同时计算出流体的 Pr 数, 就可以方便地得到 NTU , 代入效率计算公式中即可求得实际的换热器效率。

本文滑油散热系统有两个换热器, 空气- 滑油换热器为单流程叉流板翅式换热器, 燃油- 滑油换热器为单壳程四管程壳管式换热器, 其效率计算公式分别为^[6]:

空气- 滑油换热器:

$$\eta = 1 - \exp \cdot \left\{ \frac{NTU^{0.22} [\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1]}{C^*} \right\} \quad (5)$$

燃油- 滑油换热器:

$$\eta = 2 \cdot \left\{ 1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (6)$$

式中: C^* 为水当量比, $C^* = (GCp)_{\min} / (GCp)_{\max}$ 。

式(4)中的 Pr 数是以流体的平均温度作为特征温度来确定的, 本文计算了取恒物性参数对 NTU 和 η 的影响。在滑油换热器滑油的进出口温度变化范围内, 按进口或出口温度(即极限温度)计算所得的 Pr 数、 NTU 和 η 分别同按平均温度计算的结果相比较, 其差值与平均温度下各量之值的比, 我们称之为该量的最大相对变化幅度, 记为 Δ , 结果见表1。

表1 滑油 Pr , NTU 和 η 的最大相对变化幅度

Table 1 Maximum relative variation of Pr , NTU and η of the oil

换热器	燃油- 滑油	空气- 滑油
滑油最大温差/ °C	25.0	40.0
$\Delta Pr / \%$	17.2	28.8
$\Delta NTU / \%$	1.4	7.5
$\Delta \eta / \%$	1.0	6.9

最大相对变化幅度反映了在本文方法中取恒物性参数对计算换热器特性的最大影响程度。由表1中的统计结果可以看出, 式(4)取流体平均温度下的 Pr 数, 对换热器的最终效率特性 η 的影响很小, 完全可以满足工程计算的精度要求。

求出换热器效率后, 可以根据效率定义式得

到换热器滑油出口温度值, 本文称为滑油出口温度计算值。假设只有冷热边换热时, 根据冷热边的热平衡关系式, 通过试验数据所求的换热器滑油出口温度, 本文称为滑油出口温度的推算值。计算值和推算值的接近程度可以反映 NTU 拟合式的精度, 二者的对比见图2。从图中结果可以看出, NTU 拟合式的精度较高。由于实际的滑油散热系统在使用时, 两个滑油换热器的冷热边流量均可能发生较大的变化。因此, 由地面模拟试验得到精度较高的 NTU 计算式具有重要意义, 是合理预测整个滑油散热系统性能的基本保证。

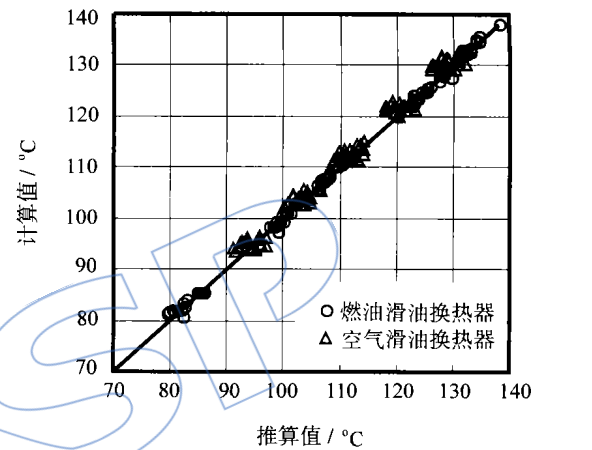


图2 NTU 拟合式的精度检验

Fig. 2 Accuracy test of NTU fitting correlation

1.2 滑油出口温度计算

应用于飞机环控系统 中的换热器结构设计一般为冷边在外、热边在内, 即冷包热的方式, 这样热边对环境的散热量较少, 通常可以忽略。因此, 在换热器计算中考虑环境因素对热边温度影响的研究很少。本文所研究的滑油散热系统中的两个换热器, 滑油对环境的散热量所占比例都很大, 必须同时考虑滑油向冷边和向环境的散热。这是一个比较复杂的换热问题, 尚无法得到滑油出口温度的解析解。本文的研究思路是: 首先计算出滑油与冷边和与环境单独换热时的出口温度值, 然后根据二者的综合作用, 用这两个温度值线性组合得到滑油实际出口温度值的模型。下面详细介绍模型的基本思想。

1.2.1 模型的建立

对于热边流体同时向冷边和向环境散热的问题, 分析换热器的一个传热微元, 有如下换热方程:

$$(GCp)_{\text{hd}} T_{\text{h}} = - [K_{\text{c}}(T_{\text{h}} - T_{\text{c}}) dF_{\text{c}} + K_{\text{o}}(T_{\text{h}} - T_{\text{o}}) dF_{\text{o}}] \quad (7)$$

$$(GCp)_{\text{cd}} T_{\text{c}} = K_{\text{c}}(T_{\text{h}} - T_{\text{c}}) dF_{\text{c}} \quad (8)$$

式中,下标“0”表示环境参数。

上式整理成无量纲形式为:

$$d\theta_{\text{h}} = - (\theta_{\text{h}} - \theta_{\text{c}}) dH_{\text{c}} - \theta_{\text{h}} dH_{\text{o}} \quad (9)$$

$$d\theta_{\text{c}} = (\theta_{\text{h}} - \theta_{\text{c}}) \frac{1}{k} dH_{\text{c}} \quad (10)$$

式中无量纲温度 θ 的定义为:

$$\theta = \frac{T - T_{\text{o}}}{T_{\text{h, in}} - T_{\text{o}}}$$

下标 in 为入口参数, ex 为出口参数。

$$\text{无量纲数: } H_{\text{c}} = \frac{K_{\text{c}} F_{\text{c}}}{(GCp)_{\text{h}}}$$

$$H_{\text{o}} = \frac{K_{\text{o}} F_{\text{o}}}{(GCp)_{\text{h}}}, \quad k = \frac{(GCp)_{\text{c}}}{(GCp)_{\text{h}}}$$

对于任意换热器,求得无量纲参数 H_{c} , H_{o} 和 k , 并给定冷热边流体入口温度和环境温度时,用方程(9)和(10)可以计算出热边出口无量纲温度的数值解 θ_{h} 。

假设热边流体只向冷边散热和只向环境散热的无量纲出口温度分别用上标“'”和“''”表示,即:

$$\theta_{\text{h}}' = \frac{T_{\text{h}}' - T_{\text{o}}}{T_{\text{h, in}} - T_{\text{o}}} \quad \text{和} \quad \theta_{\text{h}}'' = \frac{T_{\text{h}}'' - T_{\text{o}}}{T_{\text{h, in}} - T_{\text{o}}}$$

θ_{h}' 和 θ_{h}'' 的计算式分别为:

$$\theta_{\text{h}}' = 1 - \frac{(GCp)_{\text{min}}}{(GCp)_{\text{h}}} \eta (1 - \theta_{\text{c, in}}) \quad (11)$$

式中: $\theta_{\text{c, in}} = \frac{T_{\text{c, in}} - T_{\text{o}}}{T_{\text{h, in}} - T_{\text{o}}}$, 效率 η 可由 1.1 小节的方法计算。

$$\theta_{\text{h}}'' = e^{-H_{\text{o}}} \quad (12)$$

由于热边实际出口温度是向冷边和向环境散热综合作用的结果,据此本文提出了如下计算模型:

$$\theta_{\text{h, ex}} = b_1 \theta_{\text{h, ex}}' + b_2 \theta_{\text{h, ex}}'' \quad (13)$$

式中, b_1 和 b_2 是与换热器结构及换热条件 H_{c} , H_{o} 和 k 有关的常数。

为了验证上述模型的正确性,我们首先用数值方法求解方程(9)和(10),得到模型的精确解。然后针对精确解用式(11)、(12)和(13)拟合出 b_1 和 b_2 。本文重点检验了式(13)的精度和模型的适用范围。

拟合式(13)计算的 $\theta_{\text{h, ex}}$ 与其数值解的对比表明,模型精度很高,相对误差在1%以内,而且模型适用于很广的参数范围(n : 0~10, H_{o} : 0~1, k : 0.2~5)。所考核的参数范围基本已经覆盖了工程

实际中的情况。目前尚无相关文献对这类换热问题进行讨论。

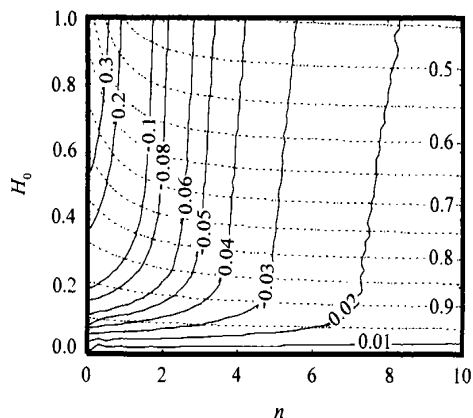


图3 b_1 和 b_2 的等值线图($k=0.2$)

Fig. 3 Contour graph of b_1 and b_2 ($k=0.2$)

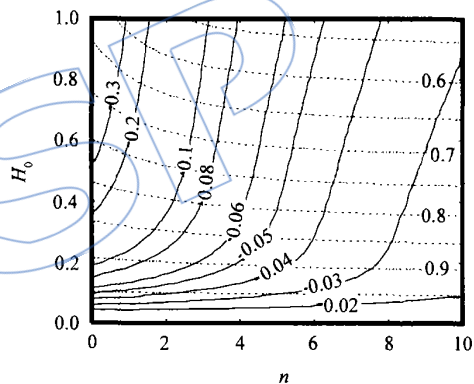


图4 b_1 和 b_2 的等值线图($k=0.5$)

Fig. 4 Contour graph of b_1 and b_2 ($k=0.5$)

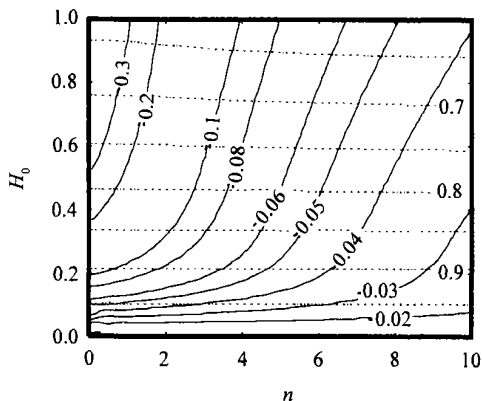


图5 b_1 和 b_2 的等值线图($k=1$)

Fig. 5 Contour graph of b_1 and b_2 ($k=1$)

为了方便使用,本文绘制了 b_1 和 b_2 随 n , H_{o} 和 k 变化关系图,其中, $n = H_{\text{c}}/H_{\text{o}}$ 对给定的换热器, n

变化不大, 可视为常数。图3~图7是 $k=0.2, 0.5, 1, 2, 5$ 时, b_1 和 b_2 随 n 和 H_0 变化的等值线图。图中, 点划线表示 b_1 , 实线表示 b_2 。

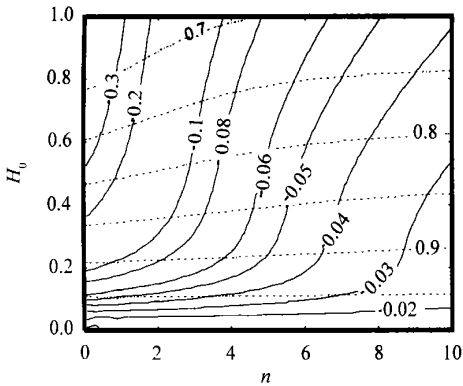


图6 b_1 和 b_2 的等值线图 ($k=2$)

Fig. 6 Contour graph of b_1 and b_2 ($k=2$)

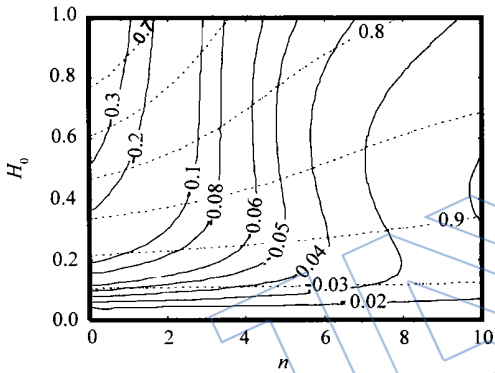


图7 b_1 和 b_2 的等值线图 ($k=5$)

Fig. 7 Contour graph of b_1 and b_2 ($k=5$)

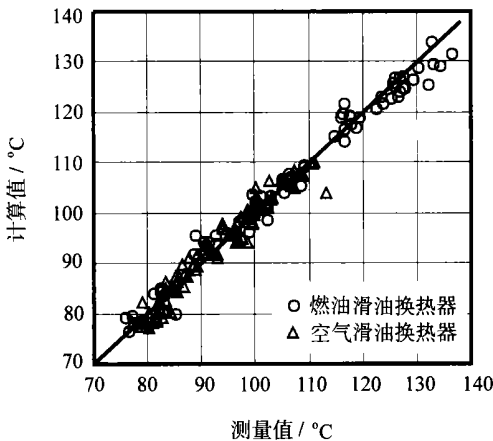


图8 换热器滑油出口温度

Fig. 8 Oil outlet temperature of the heat exchanger

1.2.2 模型应用

上述模型为我们提供了一种基本计算方法, 等值线图极大的方便了理论研究和实际应用。但是在一些实际应用中, 难以得到准确的 n 和 H_0 的值, 此时也可以根据一定量的试验数据直接拟合出通式(13)中 b_1 和 b_2 。对于本文所研究的两个滑油换热器, 由于滑油出口温度已由试验测得, 滑油与冷边和与环境两部分单独换热时的出口温度值也可由式(11)、(12)求得, 根据这些数据能够很容易地拟合出系数 b_1 和 b_2 。根据式(13)计算出的滑油出口温度值与试验测量值对比见图8。图8中两温度值的相对误差不超过7.5%, 满足工程计算要求。

2 发动机滑油换热准则式

影响发动机对滑油加热量的因素很多, 也很难通过准确计算各热源的发热量来得到发动机对滑油总的加热量。因此, 本文简化滑油在各腔室的流动, 将发动机视为一个整体热源, 那么发动机的总发热量减去发动机对环境的散热量就是发动机对滑油的加热量。由此关系, 可以推导出滑油与发动机换热的准则式。

分析换热过程中传热面积为 dF_x 的一个微元, 考虑到发动机发热量与发动机转速成正比关系^[2], 根据滑油的能量平衡可得:

$$(GCp)_{\text{油}} dT_{\text{h}} = q_p \bar{n}_0 dF_x - K(T_{\text{h}} - T_0) dF_x$$

(14)

式中, q_p 是折合转速为1时发动机的热流密度/ (W/m^2) ; 发动机的折合转速 $\bar{n}_0$ 的计算式为^[7]:

$$\bar{n}_0 = \frac{n}{n_{\text{max}}} \frac{288}{T_1^*}$$

式中, n 和 n_{max} 分别为发动机实际转速和最大转速/ (r/min) ; T_1^* 为发动机压气机进口总温/ K , $T_1^* = T_H^* = T_H(1 + 0.2Ma^2)$, T_H 为飞行高度 H 上的大气温度/ K , Ma 为马赫数。

将式(14)变形后积分得到:

$$\frac{q_p \bar{n}_0 - K(T_{\text{h, ex}} - T_0)}{q_p \bar{n}_0 - K(T_{\text{h, in}} - T_0)} = \exp\left[-\frac{KF}{(GCp)_{\text{油}}}\right]$$

(15)

整理可得滑油在发动机的吸热准则式:

$$\frac{\theta_p - \theta_{\text{h, ex}}}{\theta_p - 1} = \exp\left[-\frac{KF}{(GCp)_{\text{油}}}\right]$$

(16)

式中, 发动机无量纲平均温度:

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

$$Q_p = q_p F / W$$

$$\theta_{h,ex} = \frac{T_{h,ex} - T_0}{T_{h,in} - T_0}$$

换热过程中, 可以将 Q_p 和 KF 看作常数处理。式(16)中其它参数均可由试验直接测量或计算得到, 因此可由试验数据拟合出 Q_p 和 KF ^[8]。本文通过两台不同型号发动机的试验数据进行拟合, 1号机结果为: $Q_p = 17.18 \text{ kW}$, $KF = 97.37 \text{ W/}^\circ\text{C}$; 2号机结果为: $Q_p = 15.64 \text{ kW}$, $KF = 118.28 \text{ W/}^\circ\text{C}$ 。然后分别由式(16)求得发动机的滑油出口温度, 并与试验测量值对比(见图9)。

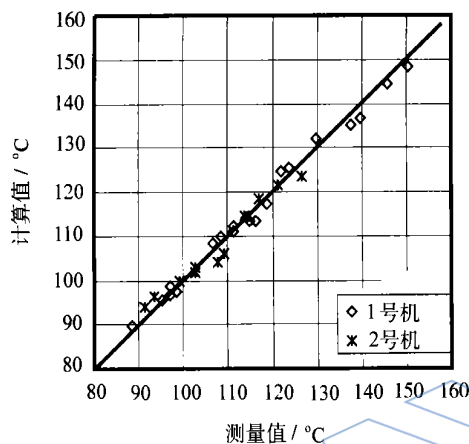


图9 发动机滑油出口温度

Fig. 9 Oil outlet temperature of the engine

3 结论与讨论

(1) 理论推导了 NTU 的计算式, 对具体的换热器, 可以通过少量试验数据拟合出高精度的 NTU 计算式, 从而可用冷热边流量准确计算 NTU , 进而得到效率值。本文通过某型发动机的试验数据检验了 NTU 的推导公式, 证明公式精度较高, 可推广应用到其它类型的换热器, 只需重

新拟合公式中的系数即可。

(2) 对环境因素影响不可忽略的换热条件, 提出了用换热器的热边单独与冷边和单独与环境换热时的出口温度值线性组合, 求解热边实际出口温度的计算模型, 拟合出了换热器在不同参数 n , H_0 , k 下的线性组合式系数 b_1 和 b_2 , 绘制出了 b_1 和 b_2 的等值线图, 适用于任意换热器。用本文的两个滑油换热器进行了验证, 取得满意的效果。

(3) 整理得到发动机滑油吸热准则式, 通过试验数据验证, 发动机滑油出口温度计算误差不超过4%, 满足工程计算要求。

本文提出的滑油换热器散热特性计算公式和发动机滑油吸热准则式, 形成了一套完整的发动机滑油散热系统性能计算方法。用于其它型号的发动机时, 只需改变公式的参数即可。该方法可用于计算任意给定环境温度、滑油流量和换热器冷边流体流量及入口温度下, 滑油散热系统的工作性能。因此可以预测试验条件难以实现的恶劣散热情况下, 发动机滑油系统的散热能力, 为发动机工作的可靠性提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 薛剑华. 发动机滑油冷却系统计算[J]. 红旗技术, 1982, 4(3): 16-27.
- [3] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993.
- [4] 航空发动机设计手册第12册[M]. 《航空发动机设计手册》总编委会. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [5] 齐铭. 制冷附件[M]. 北京: 航空工业出版社, 1992.
- [6] [美] 凯斯 W M, 伦敦 A L. 紧凑型热交换器[M]. 宣益民, 张后雷译. 北京: 科学出版社, 1997.
- [7] 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.
- [8] 冯康. 数值计算方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 1978.