

航空发动机管壳式燃-滑油散热器 换热特性计算

吕亚国, 刘振侠

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用无量纲关系曲线($Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$)计算管壳式燃-滑油散热器管程、壳程表面传热系数, 基于效率-传热单元数法建立了管壳式燃-滑油散热器换热特性计算模型; 以航空发动机某管壳式燃-滑油散热器少量试验数据为基础, 拟合得到了该型散热器管程和壳程 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线, 并将该关系曲线应用于另一结构类似的管壳式燃-滑油散热器换热特性计算。算例计算表明: 计算值与试验数据吻合较好, 管程、壳程出口温度相对误差均不超过 6.5%, 总换热量相对误差不超过 7.4%。该方法可应用于航空发动机管壳式燃-滑油散热器设计及验证阶段的换热特性计算。

关 键 词: 航空发动机; 管壳式燃-滑油散热器; 无量纲换热特性曲线; 换热特性

中图分类号: V233.4

文献标志码: A

Heat transfer characteristics calculation for aero-engine shell-tube fuel-oil heat exchanger

LÜ Ya-guo, LIU Zhen-xia

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A dimensionless relationship ($Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$) was introduced for calculating the heat transfer coefficients in tube and shell sides of shell-tube fuel-oil heat exchanger, and a heat transfer characteristics calculation model of shell-tube fuel-oil heat exchanger was established based on efficiency-number unit method. Based on little experimental data of one shell-tube fuel-oil heat exchanger of aero-engine, the relationships of $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ were fitted for tube and shell sides of this heat exchanger, and the relationships were applied to heat transfer characteristics calculation of a similar shell-tube fuel-oil heat exchanger. A case study shows that the relative errors of the outlet temperature in tube and shell sides are less than 6.5% and the relative error of total heat transfer is less than 7.4%, indicating that the calculation results are in good agreement with experimental data. The method presented can be applied to calculate the heat transfer characteristics of aero-engine shell-tube fuel-oil heat exchanger in design and validation stages.

Key words: aero-engine; shell-tube fuel-oil heat exchanger;
dimensionless heat transfer characteristics curve;
heat transfer characteristics

现代航空发动机均采用循环式滑油系统, 工作过程中滑油温度必须保持在限定的范围内^[1]。为了保证滑油的循环使用, 一般在滑油系统的回

油管路上设置滑油散热装置, 对流过轴承、齿轮等传动部件以及系统密封件的过热滑油进行冷却。管壳式燃-滑油散热器是航空发动机滑油系统普

遍采用的滑油散热装置之一^[1-2],其换热特性的计算一直是航空发动机滑油系统设计及热分析过程中的重要研究内容。

工程上,管壳式燃-滑油散热器换热特性的计算方法主要有效率-传热单元数(ϵ -NTU)法、平均温差法^[3-5]和单位温差换热量-燃油流量性能曲线簇法^[2]。

ϵ -NTU 法和平均温差法是工业领域普遍采用的换热特性计算方法,其应用的关键是管壳式燃-滑油散热器冷热边(管程和壳程)表面传热系数的计算,主要采用经验关系式^[6-10]。但是,由于管壳式燃-滑油散热器换热管排布方式、折流板结构等的不同,壳程对流换热计算关系式常常难以确定,而且实际工程应用中发现,经典的关系式在很多情况下并不能获得良好的计算精度,甚至有很大偏差。文献[11]分别采用经典的 Kern^[12]和 Bell-Delaware^[13]关系式计算壳程表面传热系数,进行某管壳式燃-滑油散热器换热特性计算,结果发现 Kern 关系式得到的特性数据与试验值相比几乎偏大 25%,而 Bell-Delaware 关系式得到结果却偏小 12%。

单位温差换热量-燃油流量性能曲线簇法虽然避开了表面传热系数的计算^[14-15],也能保证一定的计算精度,但该性能曲线簇的建立需要以大量的试验数据为基础,在管壳式燃-滑油散热器设计计算阶段难以应用。

本文引入无量纲关系曲线 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$,推导了通过少量几组试验数据获得该关系曲线的方法,并用该关系曲线表征管壳式燃-滑油散热器冷热边换热特性,基于 ϵ -NTU 法建立了航空发动机滑油系统典型的管壳式燃-滑油散热器(以下简称散热器)换热特性计算方法。该方法的特点是 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线的建立只需要非常少的试验数据,而且关系曲线不局限于特定结构,对于类似结构亦可适用。最后,实例计算说明本文方法具有一定的计算精度。

1 散热器换热特性计算模型

本节首先介绍了 ϵ -NTU 法,然后引入 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线,并采用该关系曲线计算散热器管程和壳程表面传热系数。

图 1 为航空发动机滑油系统典型的散热器结构示意图,图中给出了散热器的基本参数。本文以此类结构形式的散热器为研究对象,开展换热特性计算方法研究。

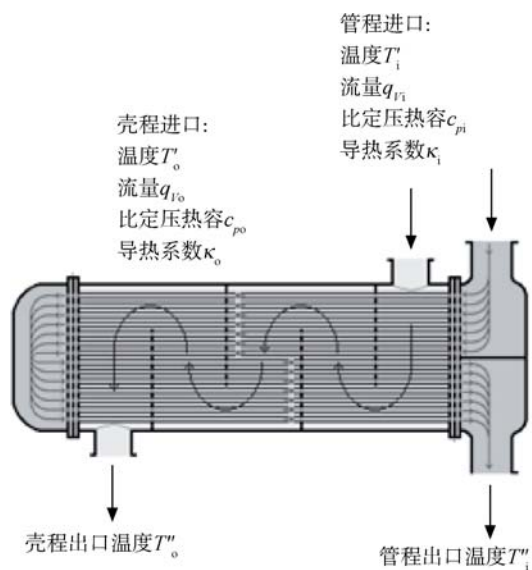


图 1 典型的散热器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of typical heat exchanger structure

1.1 ϵ -NTU 法的基本方程

任何散热器都存在以下形式的无量纲函数关系式^[3]:

$$\epsilon = f(N_{tu}, C^*, M) \quad (1)$$

式中 M 表示流动形式; ϵ 为散热器传热效率,表示散热器的实际换热量与理论最大换热量的比值; N_{tu} 为传热单元数,是散热器“传热尺度”的一种无量纲度量,表示为

$$N_{tu} = \frac{KA}{W_{\min}} \quad (2)$$

式中 A 为散热器传热面积(m^2); $W_{\min}$ 表示冷热流体中较小的热容流量(W/K); K 为总传热系数($W/(m^2 \cdot K)$),可用下式表示

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{2\delta A_o}{\kappa_p (A_o + A_i)} \quad (3)$$

其中 h_i 和 h_o 分别表示散热器换热管内部(管程)和外部(壳程)的表面传热系数($W/(m^2 \cdot K)$); A_i 和 A_o 分别为换热管与管程和壳程流体的接触面积(m^2); δ 为换热管壁厚(m); κ_p 为换热管导热系数($W/(m \cdot K)$)。

式(1)中 C^* 为散热器的热容比,定义为散热器冷热流体中较小的热容流量 $W_{\min}$ 与较大的热容流量 $W_{\max}$ 之比。

ϵ -NTU 法就是利用关系式(1)进行散热器换热特性计算的方法。文献[3-5]给出了各种结构形式的散热器 ϵ -NTU 关系式,并形成了数据图表。

1.2 利用 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线计算管程及

壳程表面传热系数

ϵ -NTU 法的应用除了要选择确定 ϵ -NTU 关系式外,还要计算传热单元数 N_{tu} . 由式(2)~式(3)可知,与 N_{tu} 计算相关的参数,除了 h_i 和 h_o 外,其余均为几何结构参数和管程、壳程流体的物性参数. 因此,计算传热单元数 N_{tu} 的关键是如何计算 h_i 和 h_o .

本文引入表征散热器管程、壳程对流换热特性的无量纲关系曲线 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$, 替代传统的应用试验关联式的方法,来计算散热器管程及壳程表面传热系数.

1.2.1 壳程表面传热系数 h_o

首先,计算壳程流体流速

$$u_o = \frac{q_{V_o}}{A_o} \quad (4)$$

式中 q_{V_o} 表示壳程流体的流量(m^3/s).

其次,计算壳程流体流动雷诺数 Re_o .

$$Re_o = \frac{\rho_o u_o d_c}{\mu_o} \quad (5)$$

式中 ρ_o 为壳程流体密度(kg/m^3); μ_o 为壳程流体动力黏度($Pa \cdot s$); d_c 为壳程特征长度(m).

最后,将 Re_o 代入到表征散热器壳程换热特性的关系曲线($Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$)_o 中,获得壳程($St \cdot Pr^{2/3}$)_o,即斯坦顿数与普朗特数 $2/3$ 次方的乘积,并应用式(6)计算 h_o .

$$(St \cdot Pr^{2/3})_o = \frac{h_o / (\rho_o c_{p_o} u_o)}{(\mu_o c_{p_o} / \kappa_o)^{-2/3}} \quad (6)$$

式中 c_{p_o} 为壳程流体比定压热容($J/(kg \cdot K)$); κ_o 为壳程流体导热系数($W/(m \cdot K)$).

1.2.2 管程表面传热系数 h_i

首先,计算管程流体流速 u_i

$$u_i = \frac{4 q_{V_i} n_g}{n_p \pi d_{ii}^2} \quad (7)$$

式中 q_{V_i} 为管程流体的流量(m^3/s); d_{ii} 为换热管内径(m); n_g 为管程数; n_p 为换热管数.

其次,计算管程流体流动雷诺数 Re_i

$$Re_i = \frac{\rho_i u_i d_{ii}}{\mu_i} \quad (8)$$

其中 ρ_i 为管程流体密度(kg/m^3); μ_i 为管程流体动力黏度($Pa \cdot s$).

最后,将 Re_i 代入到表征散热器管程换热特性的关系曲线($Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$)_i 中,获得管程($St \cdot Pr^{2/3}$)_i,并应用式(9)计算得到 h_i .

$$(St \cdot Pr^{2/3})_i = \frac{h_i / (\rho_i c_{p_i} u_i)}{(\mu_i c_{p_i} / \kappa_i)^{-2/3}} \quad (9)$$

式中 c_{p_i} 为管程流体比定压热容($J/(kg \cdot K)$); κ_i 为管程流体导热系数($W/(m \cdot K)$).

2 拟合 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线

计算管程和壳程表面传热系数,必须确定散热器管程和壳程的 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线. 文献[3]针对大量不同结构和流动形式的散热器进行了试验研究,并将换热特性试验数据总结为无量纲换热参数 $St \cdot Pr^{2/3}$ 随流动雷诺数 Re 变化曲线.

文献[3]显示通常在对数坐标下,图1结构形式散热器的换热参数 $St \cdot Pr^{2/3}$ 和流动雷诺数 Re 近似成线性关系,如图2所示.

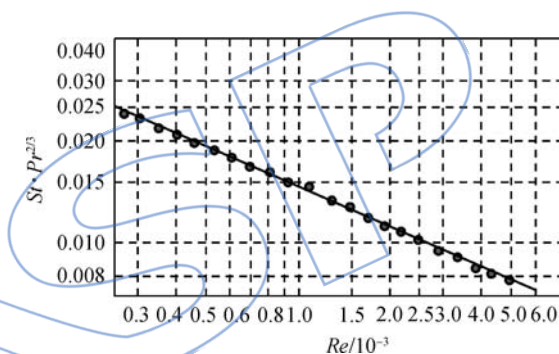


图2 散热器换热参数随流动雷诺数变化关系^[3]

Fig. 2 Heat transfer parameters of heat exchanger along with change of Reynolds number^[3]

因此,根据少量的几组试验数据点,即可近似得到整个 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 的线性关系. 本文基于该线性关系,提出了采用少量几组散热器试验数据,来逆向应用 ϵ -NTU 法,即在已知几组散热器管程、壳程进出口流量和温度测试数据的情况下,计算散热器管程、壳程换热参数 $St \cdot Pr^{2/3}$ 和流动雷诺数 Re ,从而确定 $St \cdot Pr^{2/3}$ 和 Re 的线性关系.

已知一套散热器的试验数据,可以按照以下步骤计算并拟合得到管程和壳程的 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线.

1) 计算传热效率 ϵ

$$\epsilon = \frac{\rho_i q_{V_i} c_{p_i} (T_{i1}' - T_{i1}')}{[\min(\rho_i q_{V_i} c_{p_i}, \rho_o q_{V_o} c_{p_o})] (T_{o1}' - T_{i1}')} \quad (10)$$

2) 计算传热单元数 N_{tu}

$$W_{\min} = \min(\rho_i q_{V_i} c_{p_i}, \rho_o q_{V_o} c_{p_o}) \quad (11)$$

$$W_{\max} = \max(\rho_i q_{V_i} c_{p_i}, \rho_o q_{V_o} c_{p_o}) \quad (12)$$

若 $\rho_a q_{Vi} c_{pi} \geq \rho_o q_{Vo} c_{po}$, 则

$$N_{tu} = -\frac{W_{\max}}{W_{\min}} \ln \left[1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \ln(1 - \epsilon) \right] \quad (13)$$

若 $\rho_a q_{Vi} c_{pi} < \rho_o q_{Vo} c_{po}$, 则

$$N_{tu} = -\ln \left[1 + \frac{W_{\max}}{W_{\min}} \ln \left(1 - \epsilon \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \right) \right] \quad (14)$$

3) 计算总传热系数 K

$$K = \frac{N_{tu} \cdot W_{\min}}{A_o} \quad (15)$$

4) 散热器中, 管程流体的吸热量等于壳程流体通过换热管传递的热量, 即

$$\rho_a q_{Vi} c_{pi} (T_i'' - T_i') = h_i A_i (T_p - T_i) \quad (16)$$

式中 T_i 为换热管内流体平均温度; T_p 为换热管平均温度。

联立式(3)和式(16), 求解该方程组可得 h_i 和 h_o 。

5) 将 h_o, h_i 分别代入式(6)、式(9)计算壳程和管程换热参数 $(St \cdot Pr^{2/3})_o$ 和 $(St \cdot Pr^{2/3})_i$ 。

得到不同试验数据点对应的 $(St \cdot Pr^{2/3})_o$ 和 $(St \cdot Pr^{2/3})_i$ 后, 根据式(5)和式(8)计算对应的流动雷诺数 Re_o 和 Re_i , 管程和壳程 $St \cdot Pr^{2/3}$ 和流动雷诺数 Re 的线性关系可根据这些数据点拟合确定。

由于 Re 和 $St \cdot Pr^{2/3}$ 均为无量纲参数, 利用此关系曲线可以对类似结构的散热器进行换热特性计算。

3 算例计算

为了验证本文方法的可行性, 选取了结构类似但几何参数不同的两个散热器。首先利用一个散热器(散热器 1)的试验数据计算拟合 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线, 然后应用该关系曲线对另一散热器(散热器 2)进行换热特性计算, 并将计算结果与散热器 2 的试验数据进行了比较。

3.1 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线

本文利用散热器 1 试验数据计算拟合得到的管程、壳程 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线分别如图 3、图 4 所示。

图 3、图 4 中各方框代表通过试验数据计算得到的 $(Re, St \cdot Pr^{2/3})$ 数据点, 直线为通过各数据点拟合得到的线性关系。从图中可以看出, 关系曲线的获得只需要很少的几组试验数据。

3.2 散热器换热特性计算

计算对象散热器 2 的结构与工质参数如表 1 所示, 计算工况如表 2 所示。

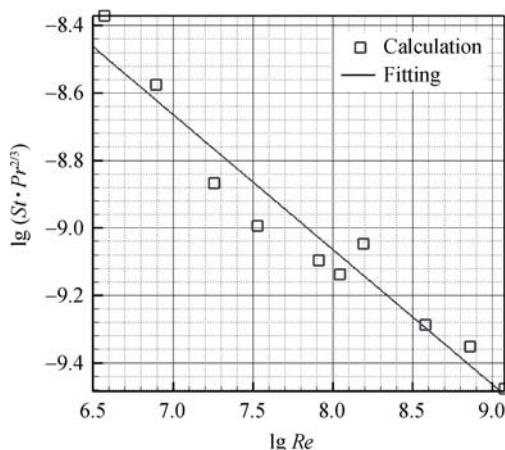


图 3 管程 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系

Fig. 3 Relationship $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ in tube side

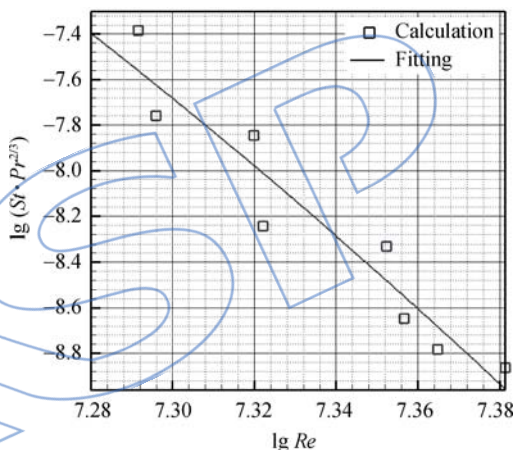


图 4 壳程 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系

Fig. 4 Relationship $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ in shell side

表 1 散热器 2 的结构和工质参数

Table 1 Structure and working medium parameters of heat exchanger 2

参数	数值或说明
换热管长度/mm	170
换热管导热系数/(W/(m·K))	17.6
换热管外径/mm	2
换热管内径/mm	1.6
换热管数	291
平均管距/mm	3
管程数	1
壳体内径/mm	58
折流板数	5
壳程数	1
管程工质	航空煤油
壳程工质	4050 滑油

表 2 计算工况

Table 2 Conditions for calculation

参数	工况 1	工况 2	工况 3
滑油流量/ $10^{-4}(\text{m}^3/\text{s})$	2	2	2
滑油进口温度/K	465	464	470
燃油流量/ $10^{-4}(\text{m}^3/\text{s})$	2.12	3.18	4.23
燃油进口温度/K	373	383	380

通过计算,本文获得了散热器 2 各工况下管程和壳程出口温度以及散热器 2 的总换热量,并将计算结果与试验数据进行了对比,具体如图 5~图 7 所示。

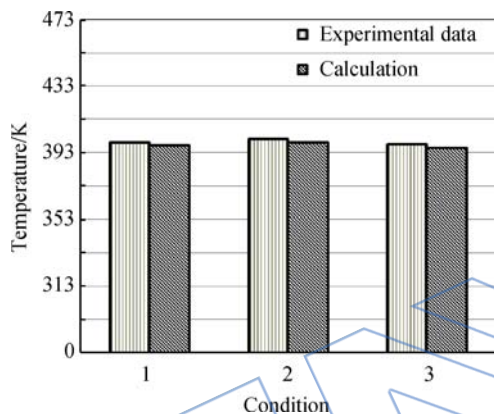


图 5 管程出口温度计算值和试验数据对比

Fig. 5 Comparison of tube side outlet temperature between calculation and experimental data

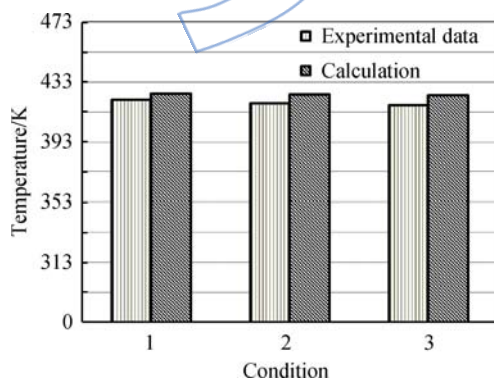


图 6 壳程出口温度计算值和试验数据对比

Fig. 6 Comparison of shell side outlet temperature between calculation and experimental data

从图 5 和图 6 可以看出,散热器 2 管程和壳程出口温度计算值与试验数据非常接近,绝对误差不超过 $\pm 10 \text{ K}$,相对误差不超过 6.5% ;同时,由图 7 可知,散热器 2 换热量计算值与试验数据

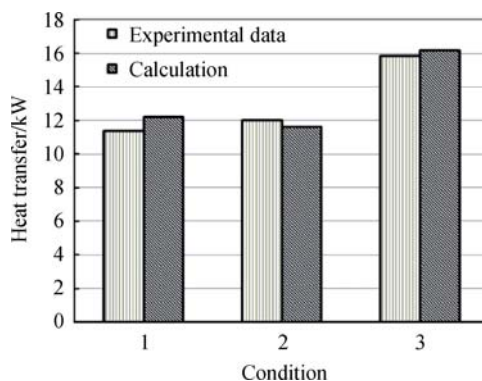


图 7 总换热量计算值和试验数据对比

Fig. 7 Comparison of total heat transfer between calculation and experimental data

吻合良好,绝对误差不超过 $\pm 0.9 \text{ kW}$,相对误差不超过 7.4% 。从试验数据和计算值的对比来看,本文建立的散热器换热特性计算方法具有一定的计算精度。

4 结 论

本文引入了无量纲关系曲线 $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$,推导了通过少量几组试验数据获得该关系曲线的方法,用其表征散热器冷热边的对流换热特性,基于 $\epsilon\text{-NTU}$ 法建立了航空发动机典型的管壳式燃油散热器换热特性计算方法,并进行了算例验证。

1) 某散热器管程、壳程出口温度计算值与试验数据绝对误差不超过 $\pm 10 \text{ K}$,相对误差不超过 6.5% ,换热量计算值与试验数据绝对误差不超过 $\pm 0.9 \text{ kW}$,相对误差不超过 7.4% 。计算结果说明本文模型具有一定的可靠性。

2) $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线的获得只需要少量的试验数据,该关系曲线的应用可以在一定程度上减小试验次数,降低试验成本。

3) $Re \sim St \cdot Pr^{2/3}$ 关系曲线可应用于类似结构散热器冷热边对流换热特性的计算,在散热器设计及校核验证阶段均可使用,有一定的工程应用价值。

参考文献:

- [1] HE Huang, Spadaccini L J, Sobel D R. Fuel-cooled thermal management for advanced aero engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126: 284-293.
- [2] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第 12 册 传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.

- [3] Kays W M, London A L. Compact heat exchangers[M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3版. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [5] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [6] LEI Yonggang, HE Yaling, CHU Pan, et al. Design and optimization of heat exchangers with helical baffles[J]. Chemical Engineering Science, 2008, 63(17): 4386-4395.
- [7] ZHANG Jianfei, LI Bin, HUANG Wenjiang, et al. Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles[J]. Chemical Engineering Science, 2009, 64(8): 1643-1653.
- [8] Leong K C, Toh K C. Shell and tube heat exchanger design software for educational applications[J]. Journal of Engineering Education, 1998, 14(3): 217-224.
- [9] 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 Chunxin, ZHANG Lina, GUO Hui. Investigation of performance of an engine oil cooling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 813-818. (in Chinese)
- [10] 杨春信, 张丽娜, 郭晖. 发动机滑油散热系统性能计算方法及其应用[J]. 航空动力学报, 2005, 20(2): 219-224.
YANG Chunxin, ZHANG Lina, GUO Hui. Method for predicting the performance of oil cooling system and its application[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 219-224. (in Chinese)
- [11] 谷俊. 管壳式燃滑油散热器换热特性计算方法及试验验证[J]. 航空发动机, 2013, 39(1): 65-69.
GU Jun. Calculating method and experimental of heat transfer characteristics for tube and shell type fuel and oil heat exchanger[J]. Aeroengine, 2013, 39(1): 65-69. (in Chinese)
- [12] Kern D Q. Process heat transfer[M]. New York: McGraw-Hill, 1950.
- [13] Palen J W, Taborek J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method[J]. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1969, 92: 53-63.
- [14] 李国权, 高红霞, 邢俊. 航空发动机燃-滑油散热性能曲线簇计算方法研究[J]. 航空发动机, 2009, 35(5): 1-5.
LI Guoquan, GAO Hongxia, XING Jun. Investigation of calculation method of fuel-oil radiator performance curve cluster[J]. Aeroengine, 2009, 35(5): 1-5. (in Chinese)
- [15] 张效伟, 郭迎清. 航空发动机滑油散热器换热试验与计算[J]. 机械设计与制造, 2006(10): 96-97.
ZHANG Xiaowei, GUO Yingqing. Experimental study on the fuel-to-oil heat exchanger used in aero-engines[J]. Machinery Design and Manufacture, 2006(10): 96-97. (in Chinese)