

文章编号: 1000-6893(1999)增-0S13-03

# 新型铝质装配式散热器换热特性试验研究及计算机模拟

王培勇

(贵航集团永红机械厂设计所, 贵州 贵阳 550009)

## EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS AND COMPUTER SIMULATION OF HEAT TRANSFER CHARACTER ON NEOTYPE ALUMINIUM FABRICATED RADIATOR

WANG Pei-yong

(The Design Institute, Yonghong Machinery, Guizhou Aviation Industry Group, Guiyang 550009, China)

**摘要:** 对新型铝质装配式散热器换热特性进行了试验研究, 拟合了传热性能关系式。在此基础上编制的新型散热器性能模拟软件, 其计算结果与试验值吻合度高, 具有较好的工程应用价值。还试验比较分析了新型散热器与铜质管带式散热器的换热性能。

**关键词:** 换热器; 试验研究; 数值模拟

**中图分类号:** U 464. 138 **文献标识码:** A

**Abstract:** This paper reviews heat transfer character of neotype aluminum fabricated radiators by experiment investigations, then compares with copper tube-belt radiators, and works out the performance simulation software of neotype radiators; contrasting the calculation with experiment results, it can be shown that the consistency of the two methods is high, which has preferable engineering application value.

**Key words:** radiator; experimental investigation; numerical simulation

70 年代初, 铝质装配式散热器被应用于汽车发动机冷却系统。与焊接管带式散热器相比, 它具有轻便、抗振、抗温变及压力脉冲和耐蚀等性能较高的特点, 特别是其批量生产成本低、制造过程无环境污染的优点, 在欧洲轿车、轻型车的各档车型中被广为应用。国内桑塔纳、奥迪、捷达、富康轿车及依维柯旅行车等均采用了此型散热器。早期圆管及椭圆管型铝质装配式散热器的不足之处是其传热性能低于管带式散热器, 在当今大功率轿车发动机系统中的应用受到一定的局限(主要是占用较大空间)。为此, 国外于 90 年代初推出了更高传热性能的新型铝质扁椭圆管型装配式散热器, 有资料表明, 其散热性能已能完全达到管带式散热器的水平, 被誉为“将在世界范围内取代所有钎焊型铝质和铜/黄铜制散热器的产品”。但国内仍未见到有关此型散热器研究之报道。

本文对我厂 90 年代中期部分引进国外关键设备研制的新型散热器换热特性进行了试验研究, 拟合了性能关联式并用于计算机模拟软件的编制, 得到了与试验数据较为吻合的结果。同时与管带式散热器进行了性能试验对比, 指出了两者

之差异及本研究中新型散热器的性能改进措施。

### 1 试件、试验装置

本研究试件共 3 件; A, B(PSR-98)试件均为新型铝质扁椭圆管结构; C(DSR-98)为铜质管带式结构, 3 试件均为单程流。A, B, C 试件芯体尺寸分别为(长×宽×厚: 以下数值单位均为 mm): 632×412. 3×34; 240×412. 3×34; 240×412×32。A, B 试件扁椭圆管规格为 12. 4×3. 5×0. 4, 片距 1. 05, 片厚 0. 1; C 试件矩形管规格为 13×2×0. 16, 波纹带高 10. 55, 节距 3. 5, 厚 0. 08。试验在我厂专用汽车散热器性能试验台上进行, 试验台采用计算机进行数据的自动采集。试验采用稳态法。

### 2 试验数据的处理

传热系数

$$K = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_m}$$

式中: Q 为散热量, 单位 W; F 为散热器外表面散热面积, 单位为  $m^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差, 单位为  $^{\circ}C$ ,  $\Delta t_m$  的计算首先按逆流进行, 然后再以流型

$$\$t_m = 7 \$t_{逆}$$

其中流型修正系数计算如下

$$7 = \frac{R}{R-1} \tilde{\delta} \ln \frac{1-P}{1-PR} \backslash$$

$$(\ln - \ln(1-PR))$$

式中:

$$5 = \sum_{i=0}^n F_i; F_0 = 1; F_1 = a + \frac{a}{b}(e^{-b} - 1);$$

$$F_2 = \frac{1}{2}a(2F_1 - aF_0) + \frac{a^2}{2!}e^{-b};$$

$$F_3 = \frac{1}{3}a \left( 2F_2 - \frac{a}{2}F_1 \right) + \frac{a^3}{3!} \tilde{\delta} \frac{b}{2!} e^{-b}$$

...

$$a = \frac{KF_0}{G_1 C_{p1}} = \frac{t_1' - t_1''}{\$t_m}; b = \frac{KF_0}{G_2 C_{p2}} = \frac{t_2' - t_2''}{\$t_m}$$

流体的功率耗损计算式为

$$P_r = G_g \$P / Q \quad (W)$$

式中:  $G_g$  为质量流量, 单位为  $kg/s$ ;  $\$P$  为压力降, 单位为  $Pa$ ;  $Q$  为流体平均密度, 单位为  $kg/m^3$ 。

### 3 试验结果及其分析

(1) 新型铝质装配式散热器与铜质管带式散热器性能的对比分析 根据试验数据, 得出了试件 C 与试件 B 标准散热量(图 1) 及传热系数(图 2) 随气侧泵耗损变化的关系曲线以及水的流阻随水流量变化的曲线(图 3) (试验水流量是以实际使用工况确定的)。

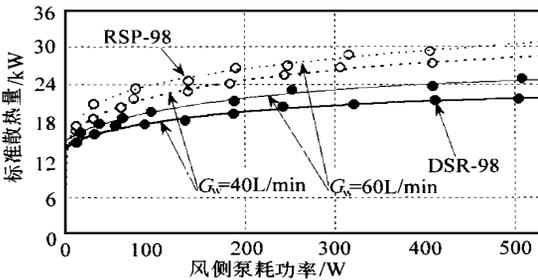


图 1 不同水流量下两产品的标准散热量比较

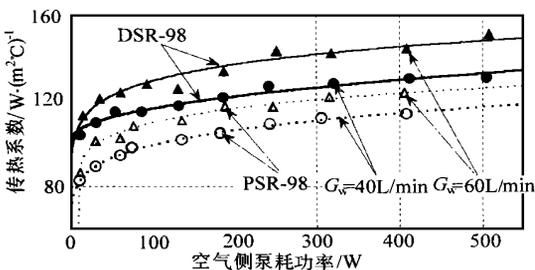


图 2 不同水流量下两产品传热性能的比较

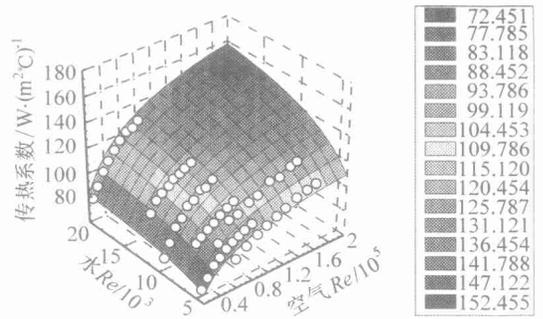


图 3 传热系数变化云图

时, 试件 B 的标准散热量比试件 C 高出 17% 至 25% 左右, 且  $P_r$  越大, 水流量越小, 两者差距越大。同时, 在两个水流量下, 两产品传热均受水流量显著的影响, 相差均约为 10%。

图 2 中显示, 同水流量下产品 B 与产品 C 传热系数低 10% 左右。

以上结果表明: 在不改变冷却系统的情况下, 采用试件 B 替代试件 C 时, 前者比后者更能满足发动机大散热负荷需要, 可解决原散热器夏季开锅的问题。但前者传热系数相对较低, 造成产品散热面积的浪费, 增加成本和重量。因此, 可通过改善管片接触状况, 降低接触热阻以及优化散热器芯体结构, 如片距、管排、散热片上百叶窗参数(如长度、开口角等)等<sup>[1,2]</sup>, 以得到该车发动机实际工况下的最佳传热性能。

(2) 建立新型装配式散热器性能关联式 根据传热学原理分析, 该型散热器传热关系式可表达如下

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{A} + r_r + r_m + r_j + B \left( \frac{1}{A_w} + r_n \right)$$

式中:  $r_r$  为翅片热阻, 单位为  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ;  $r_m$  为基管管壁热阻, 单位为  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ;  $r_j$  为管片间接触热阻, 单位为  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ;  $r_n$  为污垢热阻, 单位为  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。管内外平均换热系数  $A_w, A$ , 主要取决于液体流动雷诺数, 而在使用工况下,  $r_r, r_m, r_j, r_n$  可认为是常数, 因此传热关系式可进一步表达为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{AR_{ca}^n} + \frac{1}{BR_{cw}^m} + R$$

式中:  $R = r_r + r_m + r_j + Br_n$  为常数。

因此, 用文献[3]试验数据对上述二元非线性函数式进行回归分析, 得出了传热关联式

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{3.572995Re_a^{0.690081}} + \frac{1}{0.161828Re_w^{0.895373}} + 3.991111 \times 10^{-3}$$

上式适用范围为:  $200 \leq Re_a \leq 1650; 4000 \leq Re_w \leq$

1 从图 1 中可以看出, 相同气侧泵耗损  $P_r$

$2 \times 10^4$ 。

经显著性检验表明回归结果较为理想。

K 随  $Re_a$  及  $Re_w$  的变化关系示于图 3(图中圆点为测试点,网面为拟合曲面)。可以看出,K 在小流量及小风量下的变化最为显著。故在此工况下采用进一步强化传热的措施以提高传热效果

是非常有效的。

#### 4 应用程序的编制及验算

运用散热器性能拟合关联式,用 VB5.0 编制了基于 Windows95 的应用程序 AUTO RC,计算结果与试验结果较好地吻合(见表 1、表 2)。

表 1 试件 A 试验结果与计算结果比较(试验日期:1997.10.15)

风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	出风温度/ $^{\circ}\text{C}$		出水温度/ $^{\circ}\text{C}$		标准散热量/ $\text{kW}$		
	试验值	计算值	试验值	计算值	试验值	计算值	相对误差/ $\%$
2710.9	68.943	68.76	73.128	73.22	35.396	35.418	0.062
3716	62.83	63.36	71.412	71.12	43.916	43.485	0.98
4778.8	57.517	59.12	69.538	69.94	51.138	50.20	1.92
5917	53.274	54.84	67.58	68.36	57.174	55.93	2.18

注:试验水流量为  $60\text{L}/\text{min}$ ,进水温度为  $80.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ,进风温度为  $17.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ,气压为  $89.6\text{kPa}$ ,湿度为  $64\%$ ,室温为  $18.078^{\circ}\text{C}$ 。

表 2 试件 B 试验与计算结果比较表(试验日期:1997.12.18)

风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	出风温度/ $^{\circ}\text{C}$		出水温度/ $^{\circ}\text{C}$		标准散热量/ $\text{kW}$		
	试验值	计算值	试验值	计算值	试验值	计算值	相对误差/ $\%$
2617.9	42.307	41.92	63.555	63.43	21.595	22.22	2.89
3231	39.332	38.38	62.915	62.92	23.85	24.124	1.15
4205.6	35.54	34.36	62.144	62.46	27.011	26.39	2.3

注:试验水流量为  $40\text{L}/\text{min}$ ,进口风温为:  $11.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ,进口水温为  $77.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ,湿度为  $69\%$ ,气压为  $98.3\text{kPa}$ ,室温为  $12.147^{\circ}\text{C}$ 。

## 5 结论

(1)新型散热器可替代管带散热器。本研究中的新型散热器可通过优化结构设计进一步提高传热性能以降低产品成本和重量。

(2)新型散热器的传热性能拟合关联式具有较高精度,运用此关联式编制的 AUTO RC 应用软件对新型散热器的计算结果与试验结果较好地吻合,可用于今后新产品设计及校核。

## 参 考 文 献

[1] 王培勇. PSR-224 国产化桑塔纳轿车铝散热器热力阻力特性的综合评价[A]. 中国航空学会人机与环境工程专业第四届年会论文集[C], 1993.

[2] 须贺一郎,等. 采用重合格子法解析百叶窗式散热片的二维热液体数值[J]. 国外内燃机车, 1991.

[3] 曾顶,曹天琴等. PSR-260 铝质水散热器试验报告[R]. CS 散-97-05, 贵州永红机械厂, 1997.

作者简介:



王培勇 1965年4月生,工学硕士,高级工程师,现任贵航集团永红机械厂设计所副所长。从事汽车和工程机械散热器设计、汽车空调系统计算机模拟及试验研究工作。曾获中国贵航集团青年岗位成才标兵,贵州省国防科技工业企业走向市场立功竞赛先进个人,中国航空航天工业部航空优秀青年等荣誉称号,并获汽车工业科技进步奖励基金委员会三等奖,机械工业部科技进步三等奖,贵州省经济委员会授予的贵州省优秀新产品研制二等奖等。