

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2023.03.004

# 管带式散热器空气侧传热和阻力特性实验研究

唐景春, 蒋影, 叶斌, 朱江, 张弘强

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘要:**文章采用换热器风洞实验,对22种不同结构参数的矩形波纹翅片管带式散热器进行传热和流动阻力性能实验,选用361组工况点的实验数据,经过多元线性回归,获得适用于矩形波纹翅片散热器空气侧传热因子 $j$ 和摩擦因子 $f$ 的计算模型,预测散热器的传热和阻力特性。研究结果表明,雷诺数在400~3 840范围内,换热器空气侧散热量、压降的计算值与实验值之间最大相对误差分别为9.14%、10.05%,标准误差分别为8.62%、3.75%,计算值与实验值之间吻合性较好。

**关键词:**管带式散热器;矩形波纹翅片;传热因子;摩擦因子;风洞实验

中图分类号:TB657.5

文献标志码:A

文章编号:1003-5060(2023)03-0308-05

## An experimental study on air-side heat transfer and resistance characteristics for ribbon-tubular radiator

TANG Jingchun, JIANG Ying, YE Bin, ZHU Jiang, ZHANG Hongqiang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** Wind tunnel test was conducted to study on the air-side heat transfer and flow resistance performance for 22 types of ribbon-tubular radiators with rectangular corrugated fin under different structure parameters. By using multiple linear regression, the mathematical models of air-side heat transfer factor  $j$  and friction factor  $f$  of the radiator were constructed based on 361 experimental data for predicting the heat transfer and resistance characteristics. The result shows that in the Reynolds number range of 400 to 3 840, the maximum relative errors between the calculated and experimental values of air-side heat dissipation and pressure drop of the radiator are 9.14% and 10.05%, respectively, and the standard errors are 8.62% and 3.75%, respectively. Model predictions are in good agreement with the experimental results.

**Key words:** ribbon-tubular radiator; rectangular corrugated fin; heat transfer factor; friction factor; wind tunnel test

近年来我国散热器产业发展迅速,管带式散热器因具有体积小、质量轻、换热效果好等优点而被广泛使用。因为不同散热器厂家的加工工艺不同,使用前人建立的理论模型进行换热器设计时,其散热和流动阻力性能的计算与实验结果存在较大误差,所以基于不同类型散热器的性能实验数据进行传热和流动特性计算模型研究,具有一定的工程应用意义。

文献[1]通过模化试验和数值模拟,研究了单

排管空冷散热器翅片侧的换热与阻力特性,并拟合出换热与阻力特性的试验关联式,相对误差在合理范围内;文献[2]通过实验拟合得到散热器散热量与水质量流量、风速的关联式,且误差较小;文献[3]研究了不同参数的翅片管式换热器空气侧性能,指出在翅片间距相同的情况下,管排数对摩擦性能的影响很小;文献[4]对扁管式换热器的空气侧换热和压降特性进行实验研究,建立了传热因子和摩擦因子的一般计算关联式;文献[5]以

收稿日期:2021-08-10;修回日期:2021-10-20

基金项目:合肥工业大学产学研校企合作资助项目(W2021JSKF0073)

作者简介:唐景春(1966—),男,安徽巢湖人,博士,合肥工业大学副教授,硕士生导师。

WEBB R L 提出的汽车散热器换热与流动阻力理论计算为基础,编制了管带式汽车散热器的传热与流动阻力计算程序,计算结果与实验数据在常规工况范围内基本吻合;文献[6]在风洞实验数据的基础上,推导了 4 种不同芯厚散热器的换热系数、压降的拟合关联式。

本文在上述理论基础上,建立车用矩形波纹翅片管带式散热器传热与压降特性的预测模型,并与实验数据进行比较分析。

### 1 实验系统

风洞实验的性能实验台<sup>[7]</sup>主要包括数据采集和调控系统,实验过程中散热器空气侧和水侧的实验数据和计算数据主要来源于多种数据采集卡、传感器以及计算机。调控系统主要完成空气流量、水流量、水进口温度、风机电压的调节和风机、水泵、阀门的启停控制。数据采集系统通过温度、压力以及流量等传感器的采集信号得到实验数据。

环境中冷却空气在风机的作用下,通过风筒的进风口进入到散热器试件,与散热器试件中流动的冷却水进行热量交换,带走散热器中的热量,然后在风机的作用下,经过空气出口测温器离开散热器,再一次排放到大气环境中;被加热到规定温度的冷却水在水泵的作用下,由储水箱进入散热器试件,然后经过冷却的水回流到储水箱,完成冷却水的循环。实验系统如图 1 所示。

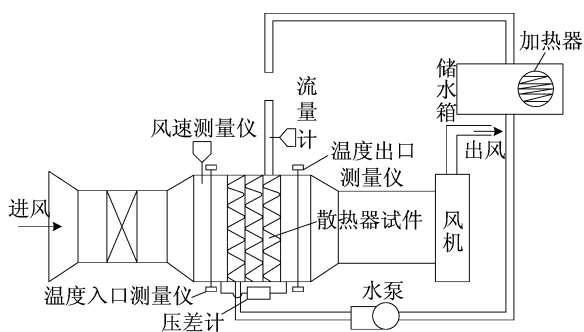


图 1 风洞实验原理图

### 2 传热与流动阻力计算模型

矩形波纹翅片是在平直翅片的基础上,为强化换热而发展起来的,不仅增强了换热能力,而且生产制造容易、使用方便,其结构如图 2 所示。

图 2 中: $H$  为空气侧散热带宽度即芯体高度; $L$  为空气侧散热带长度即芯体厚度; $h$  为翅片

波高; $s$  为翅片波距。

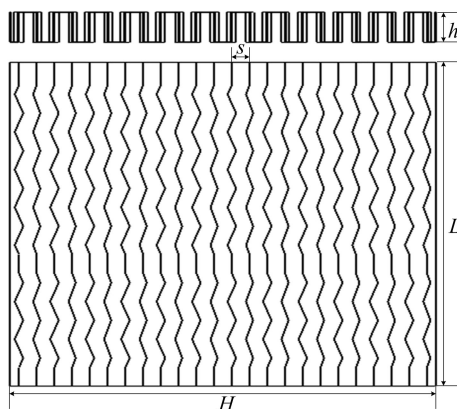


图 2 矩形波纹翅片结构示意图

假设热侧流体(水)进、出口温度为  $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$ ,冷侧流体(空气)进、出口温度为  $t_{a1}$ 、 $t_{a2}$ ,冷流体定性温度为进出口平均温度  $(t_{a1} + t_{a2})/2$ ,单位均为  $^{\circ}\text{C}$ 。则有:

$$\Delta t = \psi \Delta t_m = \psi \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min})} \quad (1)$$

其中: $\Delta t$  为对数平均温差; $\Delta t_m$  为逆流对数平均温差; $\psi$  为温差修正系数,这里错流取 0.98; $\Delta t_{\max}$  为  $(t_{w2} - t_{a1})$  和  $(t_{w1} - t_{a2})$  两者中的最大值,而  $\Delta t_{\min}$  为两者中的最小值。

空气侧总换热量  $Q$  的表达式为:

$$Q = q_a C_{pa} (t_{a2} - t_{a1}) \quad (2)$$

其中: $C_{pa}$  为空气侧定压比热,由空气侧定性温度查物性参数表可知; $q_a$  为空气侧质量流量。 $q_a$ 、 $t_{a1}$ 、 $t_{a2}$  由实验测得。

空气侧换热系数  $h_a$  和单位面积质量流量  $G_a$  分别为:

$$h_a = \frac{Q}{F_a \Delta t} \quad (3)$$

$$G_a = \frac{q_a}{A_a} \quad (4)$$

其中, $F_a$  为空气侧换热面积; $A_a$  为空气侧流通截面积。

空气侧传热因子  $j$  为:

$$j = \frac{h_a}{1000 G_a C_{pa}} Pr_a^{\frac{2}{3}} \quad (5)$$

其中, $Pr_a$  为空气侧的普朗特数,由空气侧定性温度查物性参数表可知。

空气侧当量直径  $D_e$  的计算公式为:

$$D_e = \frac{2xy}{x+y} \quad (6)$$

其中: $x$  为翅片内距, $x = s - \delta$ ; $y$  为翅片内高, $y =$

$h-\delta$ ;  $\delta$  为翅片厚度。

$Re$  是以当量直径为特征长度的雷诺数,即

$$Re = (\rho v D_e / \mu) \quad (7)$$

其中: $\rho$  为空气密度; $v$  为空气流速; $\mu$  为空气动力黏度。 $\rho$  和  $\mu$  由空气侧定性温度查物性参数表可知, $v$  由实验测得。

空气侧摩擦因子  $f$  的计算公式为:

$$f = \frac{2\rho_m \left[ \frac{2\Delta P}{G_a^2} - \frac{K_c + 1 - \sigma^2}{\rho_1} - \frac{1 - \sigma^2 - K_c}{\rho_2} - \frac{2}{\rho_2} + \frac{2}{\rho_1} \right]}{4L} \quad (8)$$

其中: $\sigma$  为空气流通面积比,是空气侧最小自由流通面积与迎风面积之比; $\Delta P$  为空气侧压降,由实验测得; $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_m$  分别为空气侧进、出口密度及平均空气密度; $K_c$  为收缩阻力系数; $K_e$  为扩大阻力系数<sup>[8]</sup>。由于污垢阻力较小,在此忽略。

Devenport 用复合迭代的拟合方法得到空气侧传热因子  $j$ 、摩擦因子  $f$  与  $Re$  的关系式<sup>[9]</sup>如下:

(1) 当  $300 < Re < 4\,000$  时,有

$$j = 0.249 Re_{Lp}^{-0.42} L_h^{0.33} \left( \frac{L_1}{F_1} \right)^{1.1} F_1^{0.26} \quad (9)$$

(2) 当  $70 < Re < 1\,000$  时,有

$$f = 5.47 Re_{Lp}^{-0.72} L_h^{0.37} \left( \frac{L_1}{F_1} \right)^{0.89} F_1^{0.23} L_h^{0.2} \quad (10)$$

(3) 当  $1\,000 < Re < 4\,000$  时,有

$$f = 0.494 Re_{Lp}^{-0.39} \left( \frac{L_h}{F_1} \right)^{0.33} \left( \frac{L_1}{F_1} \right)^{1.1} F_1^{0.46} \quad (11)$$

其中: $Re_{Lp}$  为以百叶窗节距为特征长度的雷诺数; $L_h$  为百叶窗的高度; $L_1$  为百叶窗的长度; $F_1$  为翅片高度。

### 3 预测模型的建立与验证

本文研究的管带式散热器翅片为矩形波纹翅片型式,在 Devenport 计算关联式的模型结构基础上,融入矩形波纹翅片结构影响因素,建立其传热与阻力计算模型。

#### 3.1 预测模型的建立

由于实验数据过多,在此不全部列举,只给出部分实验数据及范围。

散热器的部分结构参数见表 1 所列。表 1 中 1# 散热器空气侧实验数据见表 2 所列。由(1)~(8)式计算所得 1# 散热器雷诺数  $Re$ 、单位面积质量流量  $G_a$ 、传热因子  $j$  及摩擦因子  $f$  值见表 3 所列。

表 1 部分散热器结构参数

散热器编号	芯体尺寸(高×宽×厚)	波高	波距	管排数	水管数	散热带数目	水管横截面尺寸(长×宽)
1#	725×490×140	10	4	4	41	160	32×2
2#	980×802×79	10	6	1	66	67	62×2
3#	640×608×56	8	5	2	120	61	26×2
4#	980×908×116	8	6	3	360	116	26×2

注:所有的长度单位均为 mm。

表 2 1# 散热器空气侧实验数据

$t_{a1}/^{\circ}\text{C}$	$t_{a2}/^{\circ}\text{C}$	$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$q_a/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$Q/\text{kW}$	$\Delta P/\text{Pa}$
19.5	52.9	6.20	2.643	92.66	303.10
19.8	51.1	7.32	3.121	102.18	392.10
18.7	60.3	3.09	1.317	57.38	97.70
19.5	58.2	4.21	1.795	72.80	164.67
19.7	56.2	5.20	2.217	84.66	228.77
19.5	54.2	6.21	2.648	96.24	304.70
19.6	53.1	7.30	3.112	108.90	392.47

表 3 1# 散热器计算数据

$Re$	$j$	$f$	$G_a/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$
1 399.369	0.008	0.073	5.321
1 663.443	0.008	0.067	5.321
676.968	0.010	0.098	5.321
927.746	0.009	0.088	5.321
1 155.238	0.009	0.079	7.186
1 393.399	0.008	0.073	7.186
1 645.406	0.008	0.068	7.186

由 361 组实验数据可以得到: $8.1^{\circ}\text{C} < t_{a1} < 26.7^{\circ}\text{C}$ ;  $29.7^{\circ}\text{C} < t_{a2} < 70.6^{\circ}\text{C}$ ;  $1.96 \text{ m/s} < v < 11.02 \text{ m/s}$ ;  $0.39 \text{ kg/s} < q_a < 5.99 \text{ kg/s}$ 。实验数据计算可得  $413.548 < Re < 3\,841.491$ , 因为实验数据的限制,在此范围之外不能完全保证拟合公式的适用性,所以确定拟合公式使用范围为  $400 < Re < 3\,840$ 。

根据文献[10]的风洞实验数据和数学模型分析,拟合公式中自变量包括雷诺数  $Re$ 、翅片高度  $h$  和翅片波距  $s$ ,但考虑到芯体高度  $H$ 、芯体厚度  $L$ 、水管横截面长度  $L_1$ 、管排数  $p$  的不同也会影响散热器换热及阻力特性,为提高拟合公式的准确性,将结构参数  $H$ 、 $L$ 、 $L_1$ 、 $p$  也加入拟合的自变量。则建立的初级数学模型为:

$$j = x_0 Re^{x_1} \left( \frac{h}{s} \right)^{x_2} \left( \frac{L}{H} \right)^{x_3} L_1^{x_4} p^{x_5} \quad (12)$$

$$f = y_0 Re^{y_1} \left(\frac{h}{s}\right)^{y_2} \left(\frac{L}{H}\right)^{y_3} L_1^{y_4} p^{y_5} \quad (13)$$

其中,  $x_i, y_i$  均为待定系数,  $i=0, 1, 2, 3, 4, 5$ 。求解时首先将方程两侧对数化, 即

$$\ln j = \ln x_0 + x_1 \ln Re + \dots + x_5 \ln p \quad (14)$$

$$\ln f = \ln y_0 + y_1 \ln Re + \dots + y_5 \ln p \quad (15)$$

以上两式的求解即转化为求解待定系数  $x_i$  和  $y_i$  的多元线性回归方程组。

利用已知的 361 组风洞实验数据, 代入(1)~(8)式中进行计算, 得到空气侧  $Re, f, j$  的值, 再将计算数值处理后代入统计学软件 SPSS 中进行多元线性回归, 回归结果为:

$$j = 0.10435 Re^{-0.31} \left(\frac{h}{s}\right)^{-1.034} \times \left(\frac{L}{H}\right)^{-0.92} L_1^{-0.276} p^{-0.453} \quad (16)$$

$$f = 5.7 Re^{-0.389} \left(\frac{h}{s}\right)^{-1.435} \left(\frac{L}{H}\right)^{-0.471} L_1^{0.112} \quad (17)$$

因为回归结果显示管排数  $p$  与摩擦因子  $f$  的相关性很小, 所以拟合摩擦因子  $f$  的预测模型时, 管排数  $p$  不参与拟合, 这也与文献[3]的结论一致。

### 3.2 预测模型的验证

表 1 中, 1# 散热器的实验数据参与了公式拟合使用, 2#~4# 散热器的实验数据未参与公式拟合使用。为了避免使用已参与拟合数据再次进行验证的不准确性, 下面利用 1#~4# 散热器的实验数据对拟合公式的计算准确性进行验证。

1# 散热器散热量  $Q$  和压降  $\Delta P$  的预测值与实验值的相对误差如图 3 所示。

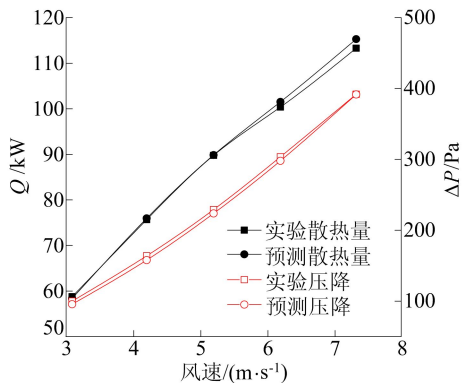


图 3 1# 散热器散热量和压降的预测值与实验值比较

图 3 中: 散热量  $Q$  预测值与实验值的相对误差为 -0.65%、0.39%、0.09%、1.13%、1.76%; 压降  $\Delta P$  预测值与实验值的相对误差为 -4.32%、-3.62%、-2.36%、-1.85%、-0.06%。

2# 散热器散热量  $Q$  和压降  $\Delta P$  的预测值与实验值的相对误差如图 4 所示。

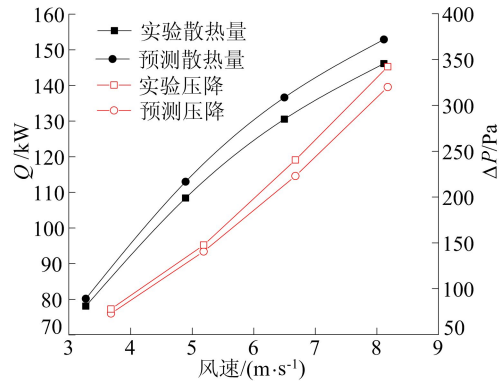


图 4 2# 散热器散热量和压降的预测值与实验值比较

图 4 中: 散热量  $Q$  预测值与实验值的相对误差为 2.67%、4.23%、4.67%、4.64%; 压降  $\Delta P$  预测值与实验值的相对误差为 -6.25%、-4.78%、-7.25%、-6.5%。

3# 散热器散热量  $Q$  和压降  $\Delta P$  的预测值与实验值的相对误差如图 5 所示。

图 5 中: 散热量  $Q$  预测值与实验值的相对误差为 -0.26%、5.3%、8.8%、9.14%; 压降  $\Delta P$  预测值与实验值的相对误差为 -9.25%、-4.99%、-6.98%、-9.74%。

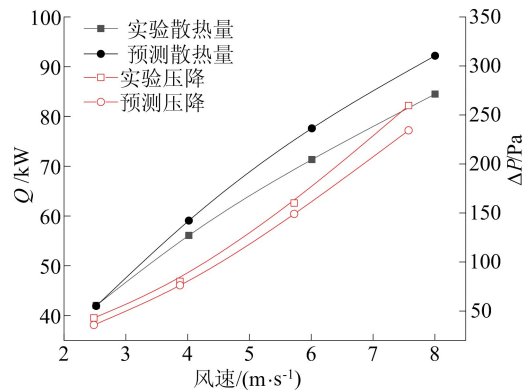


图 5 3# 散热器散热量和压降的预测值与实验值比较

4# 散热器散热量  $Q$  和压降  $\Delta P$  的预测值与实验值的相对误差如图 6 所示。

图 6 中: 散热量  $Q$  预测值与实验值的相对误差为 -0.36%、-4.59%、-5.84%、-5.01%; 压降  $\Delta P$  预测值与实验值的相对误差为 1.26%、-8.51%、-10.05%、-8.87%。

由图 3~图 6 可知, 低风速时散热量和压降的预测值与实验值相差较小, 但随着风速的增加, 相

对误差增大,但最大相对误差均在可接受范围之内。散热量偏差有正有负,其主要原因可能是由于实际生产过程中翅片的偏移不均匀和毛边造成的;而压降偏差几乎全部为负(即预测值小于实验值),可能是由于进行风阻理论计算时,只涉及了散热器芯体内部的沿程阻力、空气进出散热器芯体的局部阻力损失,而忽略了污垢阻力的原因。总体来看,在常规工况范围内预测值与实验值吻合良好。

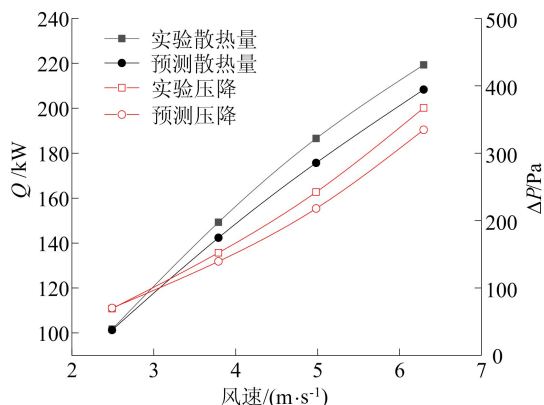


图 6 4# 散热器散热量和压降的预测值与实验值比较

## 4 结 论

本文基于管带式散热器的矩形波纹翅片结构特点,利用散热器散热和阻力性能实验数据建立了计及矩形波纹翅片结构参数的传热与阻力计算模型,研究结果表明:

(1) 建立的矩形波纹翅片型散热器传热因子和摩擦因子的预测模型,在雷诺数  $Re$  为 400~3 840 的范围内,散热量和压降的预测值与实验值最大偏差分别为 9.14%、-10.05%,表明预测值与实验值之间吻合性较好,预测模型的准确度是

可接受的。

(2) 建立的管带式散热器传热和流动阻力计算模型中,不仅包括了基本的翅片结构参数,还包含了管排数、水管横截面长度等参数。计算结果与实验结果吻合良好,对管带式散热器的设计与校核具有较高的准确性,可为开发同类新产品提供一定的参考。

## [参 考 文 献]

- [1] 杨霄,袁益超. 单排管空冷散热器换热与阻力特性试验及数值研究[J]. 电站系统工程, 2019, 35(5): 5-8.
- [2] 高绪浩. 发电机组用散热器流动传热关联式及其结构优化研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
- [3] WANG C C, CHI K Y, CHANG C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2693-2700.
- [4] KIM M H, BULLARD C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 390-400.
- [5] 朱恂,廖强. 管带式汽车散热器流动阻力与传热性能分析[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2002, 25(8): 40-43.
- [6] 韩熙. 发动机管带式散热器设计优化软件平台开发[D]. 武汉: 华中科技大学, 2017.
- [7] 叶斌. 基于试验的汽车管带式散热器传热与流阻建模及其优化设计研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [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, 2018, 3(5): 326.
- [9] 李重焕,崔淑琴,玄哲浩. 管带式散热器优化设计实例[J]. 汽车工程学报, 1995(4): 18-19, 21.
- [10] 杨志坚. 管带式汽车散热器的优化设计及计算软件开发[D]. 镇江: 江苏大学, 2006.

(责任编辑 胡亚敏)