

汽车散热器空气绕流与传热性能试验研究

胡雅文¹, 沙毅¹, 倪君辉², 唐涛³

(1. 浙江科技学院 机械与能源工程学院, 杭州 310023; 2. 台州学院 智能制造学院, 浙江 台州 318000;
3. 大陆泰密克汽车系统(上海)有限公司, 上海 201807)

摘要: 为探索发动机散热器外部气流场与内部液流流动规律及耦合传热特性, 搭建了发动机冷却系统试验台并选择 465Q 型发动机管带式散热器进行试验研究。测定 8 种风扇转速下散热器正面与背面各 15 个测点的静压强和护风圈 8 个测点的总压强与静压强及风扇轴功率, 经过计算获得散热器表面和护风圈出口轴向气流速度分布; 在散热器进水量 $q_v = 1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 和进水温度 $t_1 = 85^\circ\text{C}$ 固定工况下, 同步测得散热器进出口压力、水温等物理参数, 同时完成散热器正面热成像拍摄; 绘制出风扇变转速情况下散热器表面压强、速度分布及散热特性等变化曲线, 拟合出一系列函数方程式。研究结果表明: 随着风扇转速提高, 散热器表面的气流量增大, 气流平均速度提高, 散热量呈现先增后减趋势, 分析数据可得散热器气流表面平均速度与散热量近似满足 1.7 次方相似换算关系。

关键词: 汽车管带式散热器; 空气场特性; 变转速; 热成像

中图分类号: U464.138.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-8798(2021)05-0423-09

Air flow and heat transfer performance test of automobile radiator

HU Yawen¹, SHA Yi¹, NI Junhui², TANG Tao³

(1. School of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, Zhejiang, China; 2. College of Intelligent Manufacturing, Taizhou University, Taizhou 318000, Zhejiang, China;
3. Continental Temic Automotive System(Shanghai) Co., Ltd., Shanghai 201807, China)

Abstract: In order to explore the flow pattern and the coupled heat transfer characteristics of external airflow field and internal fluid flow of the engine radiator, an engine cooling system test-bed was built and the 465Q engine ribbon-tubular radiator was selected for an experimental research. The axial velocity distributions on the surface of the radiator and the outlet of the wind duct were obtained by measuring and calculating the static pressures of each 15 measuring

收稿日期: 2020-08-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(51677171)

通信作者: 沙毅(1961—), 男, 山西省介休人, 研究员, 主要从事流体机械研究。E-mail: shayi01@sina.com。

points on the front and the back of the radiator, as well as the total pressures, the static pressures and the fan shaft powers of 8 measuring points on the wind duct outlet at 8 kinds of fan rotational speed. At the same time, the study synchronically measured the physical parameters of the radiator, such as pressures and temperatures at the inlet and the outlet, and conducted the frontal thermography of the radiator, under the definite conditions of influent flow $q_v = 1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ and inlet water temperature $t_1 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$. The study then plotted curves of the surface pressure, the velocity distribution, as well as the heat transfer characteristics of the radiator changing with variable fan speed, and fitted a series of function equations. The results show that with the increase of fan speed, the airflow rate and the average airflow velocity increases, the heat dissipation tends to increase at first and then decrease. The analysis data shows that the average airflow surface velocity and the heat dissipation of the radiator approximately meet the similar conversion relationship of 1.7 times.

Keywords: automobile ribbon-tubular radiator; air-field property; variable speed; thermography

汽车散热器是车辆冷却系统中的关键性构件,其作用是以大循环散热的方式使发动机气缸水套中的冷却液保持在适当温度范围($80 \sim 95 \text{ }^\circ\text{C}$)^[1]。散热器的散热效果是由外部空气绕流和内部管道液流换热共同运行所决定的^[2]。随着汽车排量的增加,针对汽车散热器的研究也越加深入。童正明等^[3]研究了散热管排数对热优化的影响,结果表明增加散热管排数对散热器散热优化效果不明显,在此基础上仍需对散热器的结构设计进行优化。潘岸等^[4]对散热器翅片的对流换热过程进行了模拟和分析,结果表明增大百叶窗开窗角度可以提高散热效率。这些研究者通常以数值模拟的方式对管带式散热器进行研究,得出了散热器结构对散热性能及流动换热的关系特性^[5]。散热器标准试验可以获得整机性能总体物理参数^[6],但缺乏对散热器内外流场中局部具体的流动细节的分析。为此,本研究搭建了汽车散热器冷却系统试验台^[7],测取 465Q 型发动机的管带式散热器外部空气流动及内部热流场的大量数据,综合分析散热器空气流动及内部换热特性,归纳拟合出风扇气流量-转速(q_v-n)、轴功率-转速(P_a-n)和散热器散热量-气流量($Q-q_v$)等相关经验公式。

1 管带式散热器结构及试验台

1.1 管带式散热器结构参数

目前国内有较多车型装载 465Q 型发动机,因此对其管带式散热器的性能进行试验研究具有现实意义。465Q 型发动机及其冷却系统的主要参数见表 1,几何模型正面与背面、散热管流道结构及主要尺寸和散热器主要组成及几何尺寸分别如图 1(a)、(b)、(c)和(d)所示。散热器芯尺度宽 \times 高 \times 厚为 $420 \text{ mm} \times 240 \text{ mm} \times 35 \text{ mm}$ 。散热器上、下水室为铁材质,芯子为铝材质。散热管布置形式为双排平行布置,管形为扁管,散热管数为 68 根;散热带数为 35 条,厚度为 0.8 mm 。当节温器打开时,冷却液由进水口进入上水室,通过散热管流入下水室,最后由出水口流出。单根散热管过液流面积 $A = 34.069 \text{ mm}^2$;过液流总面积 $S = 68A = 0.002\,316\,7 \text{ (m}^2\text{)}$;散热器过气表面积 $M = 0.100\,8 \text{ m}^2$ 。

表 1 465Q 型发动机及冷却系统主要参数

Table 1 Main parameters of 465Q engine and cooling system

参数	形式及数值
结构形式	直列四缸四冲程水冷式
缸径 \times 冲程/mm	65.5×78
总排量/mL	1 051
额定功率/kW($r \cdot \text{min}^{-1}$)	$38.5/(5\,200)$
最大扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}(r \cdot \text{min}^{-1})$	$83/(3\,000 \sim 3\,500)$
散热器额定散热量/ $(\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1})$	10
散热器宽 \times 高 \times 厚/ mm^3	$427 \times 330 \times 51$
散热器护风圈内径/mm	290
风扇外径/mm	240
轮毂直径/mm	88
风扇额定流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}(r \cdot \text{min}^{-1})$	$100/(3\,000)$
风扇额定全压/ $\text{Pa}(r \cdot \text{min}^{-1})$	$0.50/(3\,000)$
水泵额定流量 \cdot 扬程/ $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m})$	1.8×5

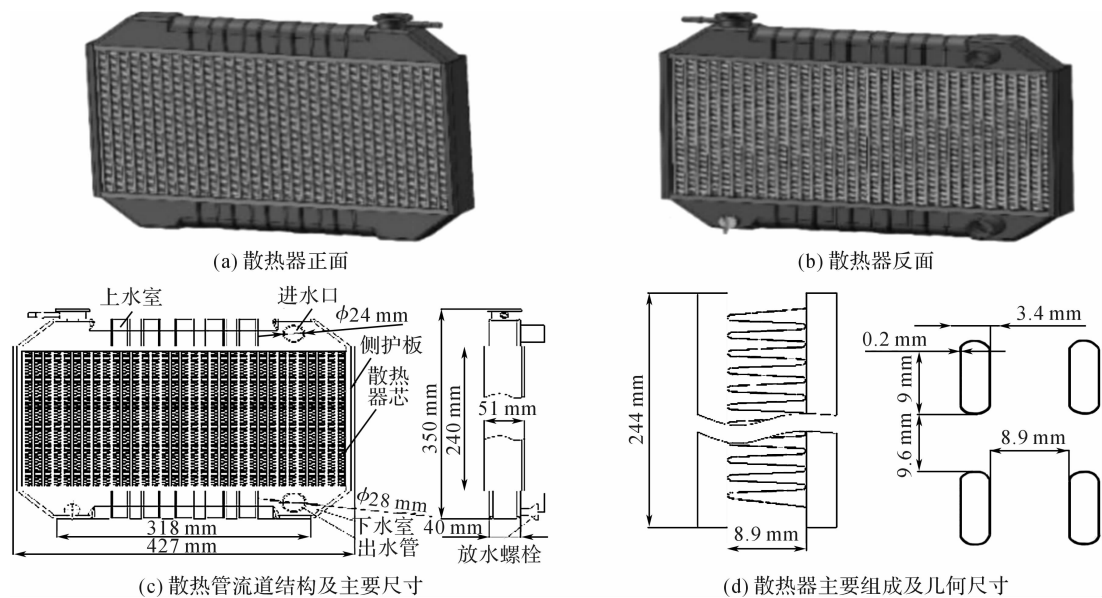
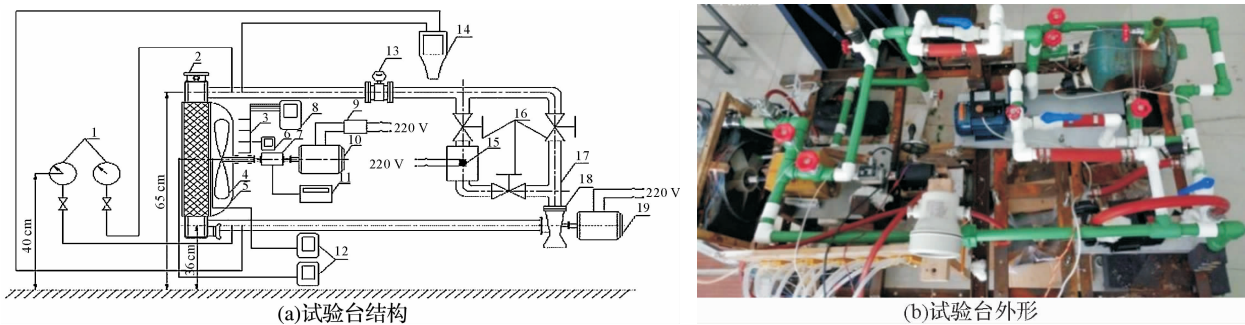


图 1 散热器结构

Fig. 1 Radiator structure

1.2 散热器性能试验台与测量仪表

借鉴文献[8-9]搭建了散热器性能试验台,其结构和外形分别如图 2(a)、(b)所示;试验台主要测量仪器及精度见表 2。试验时室温 23 ℃,湿度 56%,环境大气压 $1.011\,6\times 10^5$ Pa。以清水为冷却试验液,电炉加热温控供水。



1—压力表(2 只);2—散热器;3—皮托管(4 根);4—风扇;5—散热器罩;6—热线风速仪;7—转矩转速仪;8—数字式微压计(4 只);9—变频器;10—风扇电动机;11—转速转矩显示仪;12—微压计(2 只);13—涡轮流量计;14—热电偶温度计;15—加热器;16—阀门;17—管道;18—冷却水泵;19—电动机。

图 2 散热器性能试验台结构与外形

Fig. 2 Structure and contour of radiator performance test stand

表 2 主要测量仪器及精度

Table 2 Main measuring instruments and accuracy

名称	量与单位	精度
热电偶温度计	温度 $t/^\circ\text{C}$	0.2
精密压力表	压力 p/MPa	0.4
智能涡轮流量计	体积流量 $q_v/(\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1})$	0.2
数字式微压计	压强或压强差/Pa	0.1
倾斜式微压计	压强或压强差/mm	0.1
恒流热线风速计	风速/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.1
皮托管	风速/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.2
JN388 扭矩传感器	扭矩/ $(\text{N}\cdot\text{m})$ 、转速/ $(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	0.2
testo 890 热像仪	温度 $t/^\circ\text{C}$	0.2

图 5 散热器背面测点 $B_1 \sim B_{15}$ 压强 p_2 分布曲线

Fig. 5 Back pressure p_2 distribution curve of radiator at $B_1 \sim B_{15}$

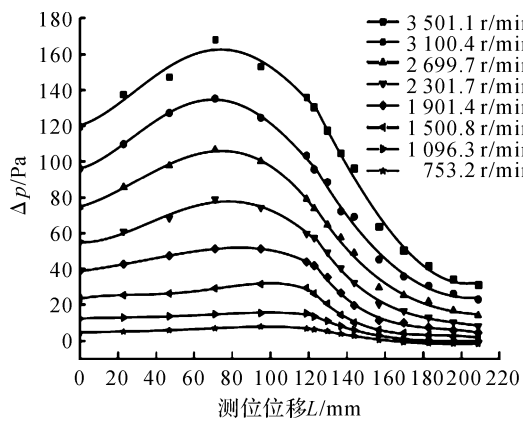
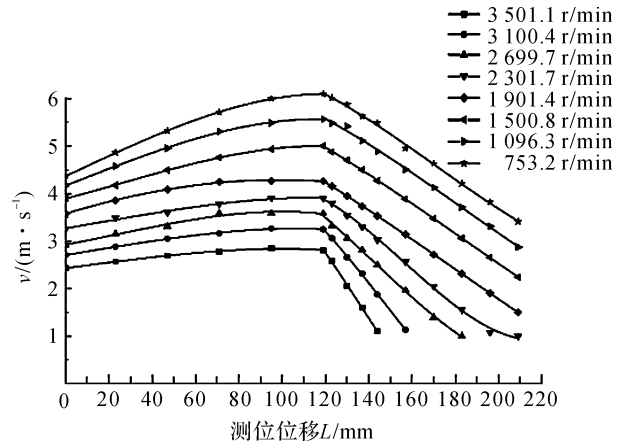
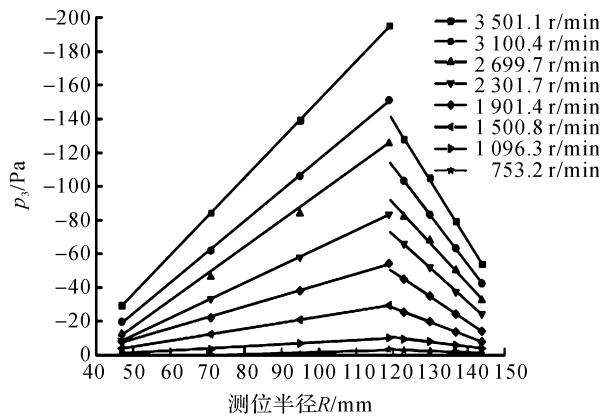
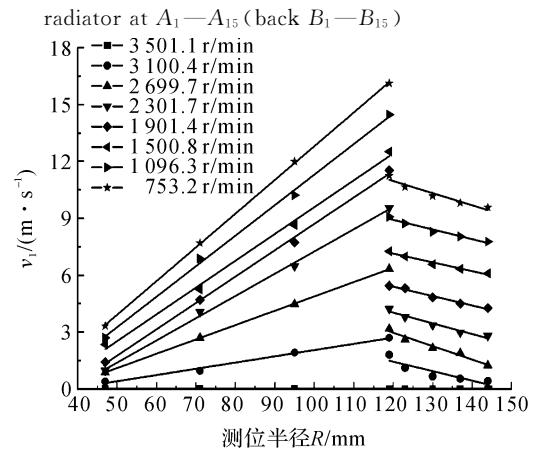
图6 散热器正面与背面压强差 Δp 分布曲线Fig. 6 Front and back pressure difference Δp distribution curve of radiator图7 散热器正面 $A_1 \sim A_{15}$ (背面 $B_1 \sim B_{15}$)速度 v 分布曲线Fig. 7 Front velocity v distribution curve of radiator at $A_1 \sim A_{15}$ (back $B_1 \sim B_{15}$)图8 散热器护风圈出口 $C_1 \sim C_8$ 压强 p_3 分布曲线Fig. 8 Pressure p_3 distribution curve of wind duct outlet at $C_1 \sim C_8$ 图9 散热器护风圈轴向气流速度 v_1 分布曲线Fig. 9 Axial velocity v_1 distribution curve of wind duct outlet

表3 散热器护风圈出口轴向气流速度测量数据

Table 3 Measurement data of axial airflow velocity on wind duct outlet

测位	R/mm	轴向气流速度 $v_1/(m \cdot s^{-1})$							
		753.2 r/min	1 096.3 r/min	1 500.8 r/min	1 901.4 r/min	2 301.7 r/min	2 699.7 r/min	3 100.4 r/min	3 501.1 r/min
C_1	47	0	0.39	0.87	0.96	1.41	2.34	2.70	3.32
C_2	71	0	0.95	2.70	4.05	4.70	5.24	6.88	7.69
C_3	95	0	1.91	4.47	6.47	7.73	8.64	10.22	11.99
C_4	119	0	2.70	6.33	9.54	11.53	12.52	14.47	16.12
C_5	123	0	1.11	2.61	3.78	5.31	6.99	8.73	10.65
C_6	130	0	0.66	2.16	3.36	4.83	6.57	8.28	10.17
C_7	137	0	0.54	1.89	2.97	4.50	6.33	8.04	9.81
C_8	144	0	0.42	1.24	2.79	4.26	6.09	7.77	9.57

流量除以散热器过气表面积得气流平均速度 \bar{v} 、转速 n 、轴功率 P_a 测量数据和流量 q_v 等, 风扇转速变化性能测量与计算参数见表4。

表 4 风扇转速变化性能测量与计算参数

Table 4 Measurement and calculation parameters of fan variable speed performance

$n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	P_a/W	风扇轮毂至外径轴 向风速分布规律	风扇外径至护风圈轴 向风速分布规律	$q_v/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$\bar{v}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
753.2	1.9				
1 096.3	4.1	$v_{iy}=36.354r-1.600$	$v_{iw}=-31.29r+4.859\ 14$	0.108	1.071
1 500.8	8.0	$v_{iy}=75.646r-2.687$	$v_{iw}=-62.14r+10.253\ 6$	0.197	1.954
1 901.4	14.3	$v_{iy}=117.813r-4.531$	$v_{iw}=-48.00r+9.633\ 0$	0.296	2.937
2 301.7	22.2	$v_{iy}=139.158r-5.211$	$v_{iw}=-49.71r+11.261\ 8$	0.381	3.780
2 699.7	34.1	$v_{iy}=141.400r-4.552$	$v_{iw}=-42.00r+12.102\ 0$	0.461	4.573
3 100.4	49.9	$v_{iy}=161.088r-4.802$	$v_{iw}=-44.57r+4.155\ 2$	0.543	5.387
3 501.1	69.5	$v_{iy}=117.900r-4.987$	$v_{iw}=-51.43r+16.915\ 7$	0.627	6.220

3 散热器内部液流传热性能及热像测量

散热器内部液流传热试验是将散热器接通循环水泵,由电炉输送热水后与外部气流试验同步,同时完成 8 档转速下散热特性参数的测量和计算。试验步骤为:1)在散热器进口流量 q'_v 为 $0.7 \sim 2.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 范围内设定 4 种流量,本研究设额定流量 $q'_v=1.8 \text{ m}^3/\text{h}$;2)每种流量下,从进口温度 t_1 为 $70 \sim 90 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围再调节 5 种水温,本研究设 $t_1=85 \text{ }^\circ\text{C}$;3)每种工况下,分别由涡轮流量计读取流量 q'_v ,热电偶温度计读取进口和出口温度 t_1 和 t_2 ,压力表读取进口和出口压强 p'_1 和 p'_2 ;4)每种工况下,用热像仪对散热器正面进行热成像拍摄并进行技术分析,计算出散热器外表面平均温度 t_{sa} ,自然对流($n=0$)和 8 种转速下散热器热成像如图 10 所示,随着转速提高,散热器外表面平均温度降低;5)分别计算散热器内液流流动和散热特性各物理参数。

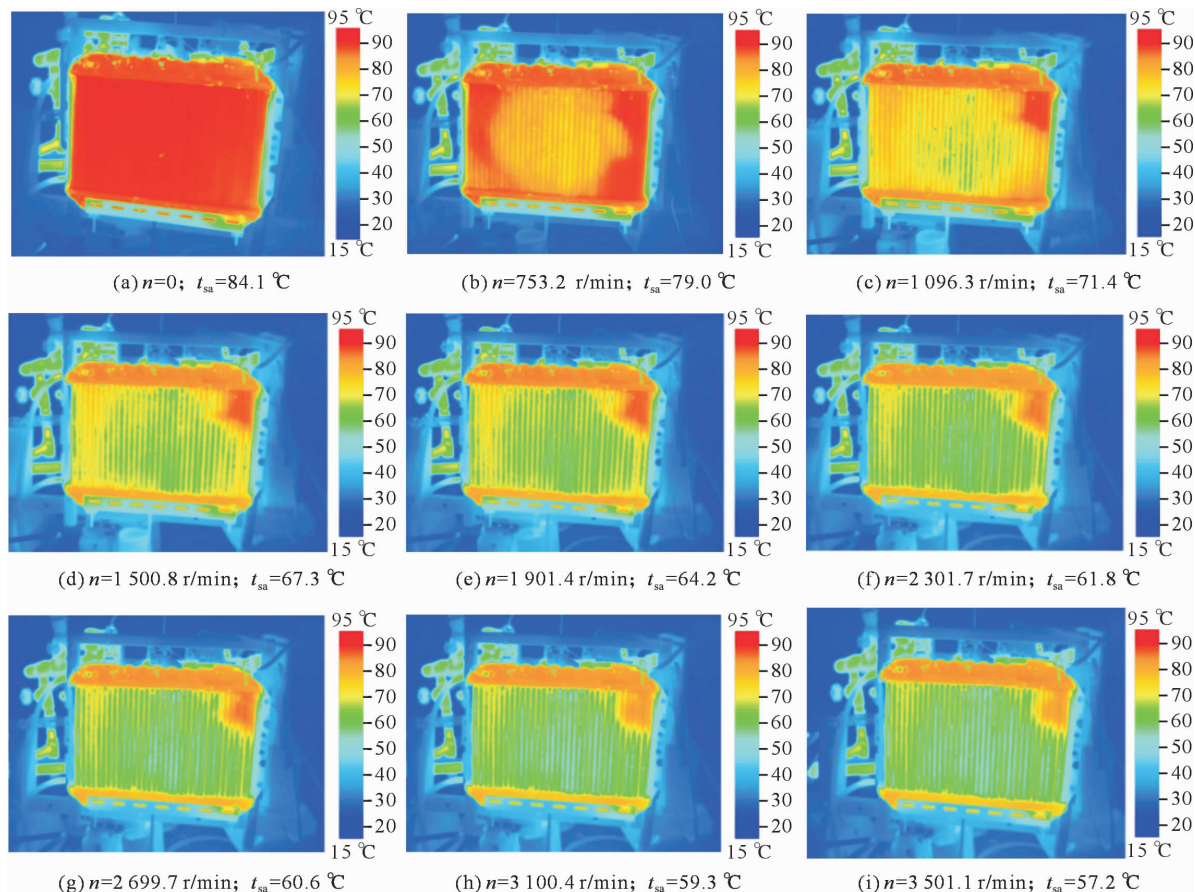


图 10 散热器热成像图

Fig. 10 Radiator thermography

液流平均雷诺数^[15]

$$Re = \frac{\rho v_w d_H}{\mu} = 3\,320。 \quad (2)$$

式(2)中:密度 $\rho=970\text{ kg/m}^3$ (85 °C 水);液流平均速度 $v_w=q'_v/S=0.216\text{ (m/s)}$;扁管当量直径 $d_H=5.34\text{ mm}$;动力黏度 $\mu=0.337\times 10^{-3}\text{ (Pa}\cdot\text{s)}$ (85 °C 水)。散热器外部气流和内部液流总消耗功率

$$P = P_a + P_w。 \quad (3)$$

式(3)中:液流消耗功率 $P_w=\Delta p'q'_v=2\text{ (W)}$;液流压差 $\Delta p'=p'_1-p'_2=4\text{ (kPa)}$,测定 $p'_1=80\text{ kPa}$, $p'_2=76\text{ kPa}$ 。

散热器散热量^[16]:

$$Q = C_p q_m \Delta t。 \quad (4)$$

式(4)中:比热容 $C_p=4\,181\text{ J/(kg}\cdot\text{°C)}$ (85 °C 水);质量流量 $q_m=\rho q'_v=0.485\text{ (kg/s)}$;水温度差 $\Delta t=t_1-t_2$ 。

散热器测量与计算参数见表5,转速 n 与水温差 Δt 、散热量 Q 、总耗功率 P 和散热器外表面平均温度 t_{sa} 这些参数通过软件 origin 绘出多轴图,观察其曲线变化,如图11所示。

表5 散热器测量与计算参数

Table 5 Radiator measurement and calculation parameters

$n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	$t_2/\text{°C}$	$\Delta t/\text{°C}$	$Q/(\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1})$	P/W	$t_{sa}/\text{°C}$
753.2	84.0	1.0	2.028	3.9	79.0
1 096.3	83.1	1.9	3.853	6.1	71.4
1 500.8	82.0	2.8	5.678	10.0	67.3
1 901.4	81.4	3.6	7.300	16.3	64.2
2 301.7	80.7	4.3	8.720	24.2	61.8
2 699.7	80.0	5.0	10.139	36.1	60.6
3 100.4	79.7	5.4	10.950	51.9	59.3
3 501.1	79.2	5.8	11.761	71.5	57.2

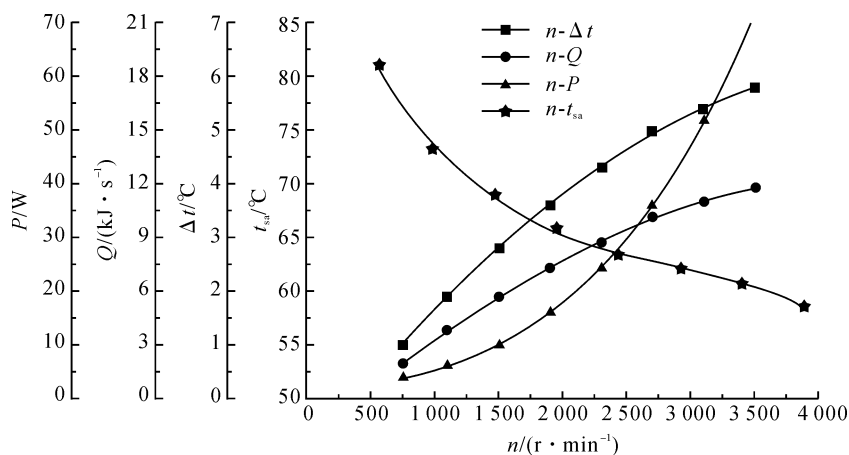


图11 散热器散热性能曲线

Fig. 11 Radiator heat dissipation performance curve

4 试验结果综合分析

通过综合分析本研究得出下列研究结果:1)散热器正面、背面及护风圈内气压均为负压(真空度),有利于空气对流换热;转速 n 变化,真空度在超出叶片覆盖范围外急剧下降。散热器正面与背面轴向速度相同,额定转速 $n=3\,000\text{ r/min}$ 工况下,散热器表面气流最大速度 $v_{\max}\approx 5\text{ m/s}$,且数值起伏不大。由于散热片等排挤效应,散热器中气流速度会提高。2)散热管内部液流属于并联管路,在流动阻力相同的条件下,散热器进出液管口管径的不同造成管流流量或流速不同,雷诺数亦不同。内部液流偏离散热器进

出液管口的距离越大,其内液流雷诺数或流速越小。本文平均雷诺数 Re 为 3 320,大于 2 070,可以推断大部分散热管呈湍流过渡状态。3)由图 10 所示可知,气流速度和液流速度分布的不均匀性导致散热器外表面温度分布不均匀,因而距离散热器出水口最远的正面右上角的液流速度较慢,虽然和右下角一样居于空气压差几乎为 0 的强制对流死角区,但下部水流能在水室与经过散热的水流发生热交换而使温度降低,而右上角仍保留一小片高温区。该处液流热膨胀率最大,在散热器结构的优化设计时,可考虑与膨胀水箱接口相关联来降低右上角高温区的温度。4)随着转速 n 的增大,散热器外表面平均温度 t_{sa} 以下凹抛物线近似均匀下降,说明有最小极限值。5)通过对试验和计算数据进行数值分析,分别拟合出气流量、风扇轴功率与转速、散热器散热量与气流量经验公式

$$q_v = 2.153\,55 \times 10^{-4} n - 0.122\,09; \quad (5)$$

$$P_a = 1.409\,99 \times 10^{-9} n^3 + 2.127\,9 \times 10^{-7} n^2 + 0.001\,84 n - 0.047\,29; \quad (6)$$

$$Q = 1.881 + 18.114 q_v + 6.262 q_v^2 - 15.988 q_v^3. \quad (7)$$

对式(7)求导并使其导数 $Q' = 0$,解得 $q_v = 0.759\text{ m}^3/\text{s}$ 时有最大散热量 $Q_{\max} = 12.246\text{ kJ/s}$,风扇转速 $n = 4\,091.3\text{ r/min}$,散热器表面气流平均速度 $v = 7.530\text{ m/s}$ 。6)在额定转速 $n = 3\,000\text{ r/min}$ 情况下,实测风量 $q_v = 0.532\text{ m}^3/\text{s}$,轴功率 $P_a = 46.6\text{ W}$,散热量 $Q = 10.786\text{ kJ/s}$,计算风量 $q_v = 0.524\text{ m}^3/\text{s}$,轴功率值 $P_a = 45.1\text{ W}$,散热量 $Q = 10.792\text{ kJ/s}$,计算值与实测值绝对误差分别为 $\Delta q_v = -0.008\text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_a = -1.5\text{ W}$, $\Delta Q = 0.006\text{ kJ/s}$,这说明我们提出的计算公式达到较高的精确度。7)散热量与表面平均速度基本上满足换算关系: $(Q_1/Q_2)^{1.7} \approx \bar{v}_1/\bar{v}_2$,为增加散热器的散热量,可通过提高散热器表面气流平均速度来实现。

5 结 论

本研究搭建了汽车散热器冷却系统试验台,测取 465Q 型发动机管带式散热器外部空气流动及内部液流场的大量数据,通过分析试验数据可得:

1)散热器正面、背面气压真空度及正面背面压强差均随着表面气流速度的增加以近似抛物线形式递增,护风圈内真空度以近似直线形式递增。当气流平均速度 $\bar{v} > 3\text{ m/s}$,即风扇转速 $n > 2\,000\text{ r/min}$ 时,正面真空度递增幅度才明显增大,故设计风速不能过小。但风速过大,前后压强差明显增大,流动损失增大,且会引起散热管绕流边界层分离,故原则上散热器表面气流速度不能超过极限平均速度,即 $\bar{v} < 7.5\text{ m/s}$ 。理论上而言,扁管比圆管更合适,因为圆形管易诱发卡门涡街。

2)散热器具有极限散热量,风扇转速提高,气流量增大,气流平均速度提高,理论上散热量超过极大值不再增大反而会减小,故散热器表面温度始终有个最小值。散热器内部液流流动设计以层流向湍流过渡状态为优。散热器气流场的不均匀性和液流流动的不均匀性耦合形成散热场的不均匀及散热器外表面温度分布的不均匀,故散热器设计以降低不均匀性为主。

3)本研究最大散热量匹配为发动机额定功率的 31.8%,散热管内部液流流动损失仅占发动机额定功率的 0.005%,风扇额定消耗功率占发动机额定功率的 0.12%,散热器气流表面平均速度与散热量近似满足 1.7 次方换算关系。

参考文献:

- [1] 龙俊华,安瑞兵.汽车冷却系统现状及发展趋势[J].汽车实用技术,2020(6):75.
- [2] 王泽鹏,赵宗祥,苗展丽,等.管带式水冷散热器的换热性能研究[J].制冷学报,2020,41(2):115.
- [3] 童正明,陈丹,梁淑君,等.管带式汽车散热器试验及数值模拟研究[J].汽车技术,2013(10):51.
- [4] 潘岸,刘向农,郑志华,等.车用散热器百叶窗翅片结构仿真优化[J].低温与超导,2020,48(3):94.
- [5] ATKINSON K N, DRAKULIC R, HEIKAL M R, et al. Two- and three-dimensional numerical models of flow and heat transfer over louvered fin arrays in compact heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998,41(24):4063.

- [6] 中华人民共和国工业和信息化部. 汽车散热器散热性能试验方法:QC/T 907—2013[S]. 北京:中国计划出版社.
- [7] 刘佳鑫,王宝中,秦四成,等. 工程车辆双风扇冷却模块散热性能数值仿真[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2018,46(4):127.
- [8] 李夔宁,郭军峰,李进,等. 汽车散热器性能试验台研制[J]. 武汉理工大学学报,2012,34(7):124.
- [9] 景陶敬,沈辉,单金良,等. 管带式散热器传热性能数值模拟与风洞实验研究[J]. 中国农机化学报,2019,40(1):122.
- [10] 沙毅,侯丽艳. 旋流泵叶轮位置对性能影响与无叶腔流场测定[J]. 农业机械学报,2010,41(11):57.
- [11] 沙毅. 流体力学[M]. 中国科学技术大学出版社:2016.
- [12] 中华人民共和国机械电子工业部. 通风机现场试验:GB 10178—88[S]. 北京:标准出版社,2006.
- [13] ZHU L F, JIN Y Z, LI Y, et al. Numerical and experimental study on aerodynamic performance of small axial flow fan with splitter blades[J]. Journal of Thermal Science,2013,22(4):333.
- [14] SARRAF C, NOUR H, RAVELET F, et al. Experimental study of blade thickness effects on the overall and local performances of a controlled vortex designed axial-flow fan[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2011,35(4):684.
- [15] 杜慧勇,周文瑾,李民,等. 发动机冷却水套穴蚀机理分析与试验[J]. 农业工程学报,2017,33(8):76.
- [16] 王俊昌,王飞. 汽车高低温散热器连接方式对散热影响的研究[J]. 机械设计与制造,2019(3):212.

~~~~~  
(上接第 391 页)

#### 参考文献:

- [1] 贾鹤鸣,张森,宋文龙,等. 基于 CFD 的微型植物工厂湿热环境数值分析[J]. 林业工程学报,2018,3(6):122.
- [2] 马玲. 基于番茄群体效应的日光温室 CFD 温度仿真模型研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学,2020.
- [3] 张艺萌. 基于 CFD 的寒地水稻育秧大棚环境数值模拟分析与研究[D]. 大庆:黑龙江八一农垦大学,2018.
- [4] 王传政,李英,郑为雷. 二氧化碳培养箱使用要点及注意事项[J]. 医疗装备,2009,22(4):28.
- [5] LIBERT J P, BACH V, FARGES G. Neutral temperature range in incubators: performance of equipment in current use and new developments[J]. Critical Reviews in Biomedical Engineering,1997,25(4):287.
- [6] 弓耀忠,王媛慧,马淑英,等. 微生物培养箱的选购与管理[J]. 食品工程,2020(3):1.
- [7] 罗明昭,唐婵娟,张硕,等. 利用低 CO<sub>2</sub> 浓度培养箱筛选谷子(*Setaria italica*)C<sub>4</sub> 光合作用相关突变体[J]. 植物遗传资源学报,2018,19(3):554.
- [8] 赵平,陈亮,解泽强,等. 糖尿病足感染病原菌分布和耐药特点研究[J]. 国际检验医学杂志,2019,40(18):2195.
- [9] 周峰,唐火红,骆敏舟. 婴儿培养箱温度场和流场均匀性的分析优化[J]. 中国医疗设备,2019,34(6):44.
- [10] 张京,汪小慈,刘念. 培养箱内部热流场的数值模拟及开关门过程的影响[J]. 食品与机械,2016,32(1):87.
- [11] 张勇罡. 基于 FloEFD 的二氧化碳培养箱设计[D]. 苏州:苏州大学,2017.
- [12] 宋文龙,于越,王琢. 微碳汇植物培养系统温度场均匀性控制研究[J]. 计算机仿真,2018,35(2):205.
- [13] 李永博,周伟,李鹏飞,等. 基于 CFD 模拟模型的温室温度场均匀性控制[J]. 农业机械学报,2012,43(4):156.
- [14] 沈敏. 食用菌工厂菇房内环境的模拟验证与优化研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.
- [15] 韩茂波. 基于 CFD 的浸种催芽箱内温度场仿真与试验研究[D]. 大庆:黑龙江八一农垦大学,2019.