

利用矩阵风扇改善散热器冷热介质温差场协同性

王宏朝, 单希壮, 杨志刚

(同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 基于传统乘用车的冷却模块共设计了 5 种矩阵风扇, 利用数值模拟技术分析矩阵型式不同以及冷却空气流量不均匀对散热器换热性能和场协同数的影响。结果表明, 采用矩阵风扇能够增加散热器的冷热介质温差场协同数, 散热器换热量和冷热介质温差场协同数存在显著的正相关性; 当通过散热器的冷却空气流量分布不均匀时, 散热器换热量明显下降, 且随着转速比的增加, 换热量的降幅逐渐减小; 散热器芯体不同区域冷却空气流量的变化对散热器换热性能的影响权重不同, 当低温区对应的冷却空气流量较大时, 散热器换热量以及温差场协同数的降幅增加。

关键词: 矩阵风扇; 散热器; 温差场协同性; 换热性能

中图分类号: U467.1

文献标志码: A

Optimization of Temperature Difference Field Synergy of Radiator Based on Matrix Fan

WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the cooling module of a sedan, five different matrix fan configurations were designed, and a numerical analysis of the effect of the different configurations and the non-uniformity of cooling air mass flow on the heat rejection performance was processed. The results indicate that the matrix fan can increase the synergy number of the temperature difference between the cold and hot medium in radiator, with which the heat dissipation has a positive correlation. As the cooling air flow through the radiator becomes non-uniformity, the heat rejection of radiator decreases. And with the increase of rotational speed ratio, the decreasing amplitude gradually descends. Moreover, the changes of cooling air mass flow in the different regions have different weight factors on the heat rejection performance of radiator, i. e., when the cooling air mass flow in the low temperature region is bigger, correspondingly the decreasing

amplitude of the heat dissipation and synergy number rises.

Key words: matrix fan; radiator; temperature difference field synergy; heat rejection performance

进入 21 世纪以来, 车身造型的变化、高性能发动机的普及以及新技术(增压中冷等)的应用对发动机舱热管理系统提出了新的需求^[1]。同时, 为了应对日趋严格的排放法规以及不断攀升的油价, 作为发动机舱热管理系统主要部件的冷却风扇逐渐成为各个整车厂以及研究机构关注的重点^[2]。

Staunton^[3]通过采用一组小尺寸的风扇组合来代替原有的单风扇系统, 冷却系统功耗显著降低。另外, 克莱姆森大学基于其所设计的六矩阵风扇, 通过先进的非线性算法来控制风扇的运转数目及转速, 从而实现不同的热负荷工况下风扇能耗的降低, 最高可降低 67%^[4-5]。另一方面, 散热器也是热管理系统中主要的工作部件, 其性能的提升不仅能够降低整车能耗, 而且能使设备小型化, 从而优化发动机舱布置。对此, 过增元^[6-7]提出了基于换热器温差场协同原理的强化理论, 其目标是通过提高换热器中冷热流体温度场间的协同性, 进而优化换热器的换热性能。

现有基于场协同原理进行换热器强化的方法大都属于被动方式, 因此本文从主动层面研究如何利用矩阵风扇来优化散热器的换热性能, 并分析矩阵型式不同以及冷却空气流量的不均匀对散热器冷热介质温差场协同性的影响。

1 仿真模型

1.1 数值模型设定

本文的研究对象为某乘用车发动机冷却液的散

收稿日期: 2017-02-27

基金项目: 国家国际科技合作专项(2014DFA10610); 中央高校基本科研业务费专项资金

第一作者: 王宏朝(1987—), 男, 博士生, 主要研究方向为整车热管理。E-mail: whcjordan123@163.com

通讯作者: 单希壮(1961—), 男, 研究员, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为风洞试验技术。E-mail: xizhuang.shan@sawtc.com

热模块,包括上水室、散热器芯体、下水室、导风罩以及冷却风扇,如图 1 所示.该散热器芯部的几何尺寸为 $700\text{ mm}\times 400\text{ mm}\times 18\text{ mm}$,模型的缩尺比例为 1:1.数值计算基于有限体积法,湍流模型选择 Realizable $k-\epsilon$ 模型,近壁面使用双层全 $y+$ 壁面处理方式,以减少对边界层网格质量的敏感性^[8].

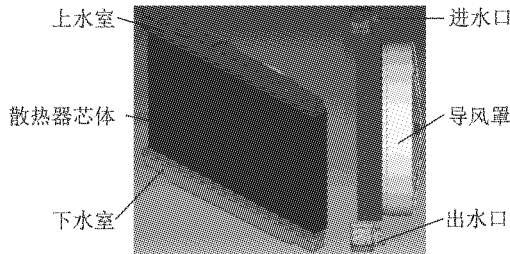


图 1 冷却模块视图

Fig.1 View of cooling module

计算域如图 2 所示.入口距散热器迎风面 2 m,为避免出口边界的回流影响计算稳定性,将出口段延长至 4 m,计算域截面尺寸与散热器芯体的截面尺寸相同.面网格划分采用三角形网格,体网格划分采用以六面体为核心的剪裁体网格,该网格类型在处理复杂的几何模型时具有较高的效率和鲁棒性,并对冷却模块等关键区域进行加密(见图 2).

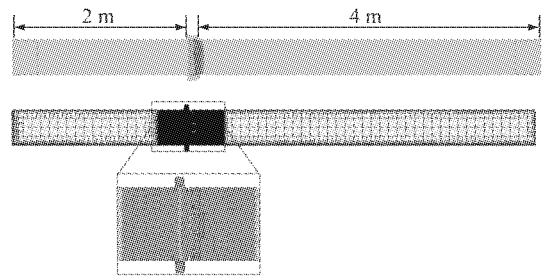


图 2 计算域及对称面网格视图

Fig.2 View of domain and symmetry mesh

矩阵风扇是在原单风扇冷却系统的基础上进行改装,共设计风扇个数 $N=2, 4, 6, 8, 15$ 5 种矩阵型式,如图 3 所示.各矩阵中的风扇与原单风扇系统的结构相同,仅存在径向尺寸上的差别,具体尺寸如表 1 所示.

表 1 矩阵风扇直径

Tab.1 Diameter of different matrix fan configurations

矩阵风扇型式	风扇直径/mm
$N=1$	356
$N=2$	274
$N=4$	163
$N=6$	163
$N=8$	123
$N=15$	100

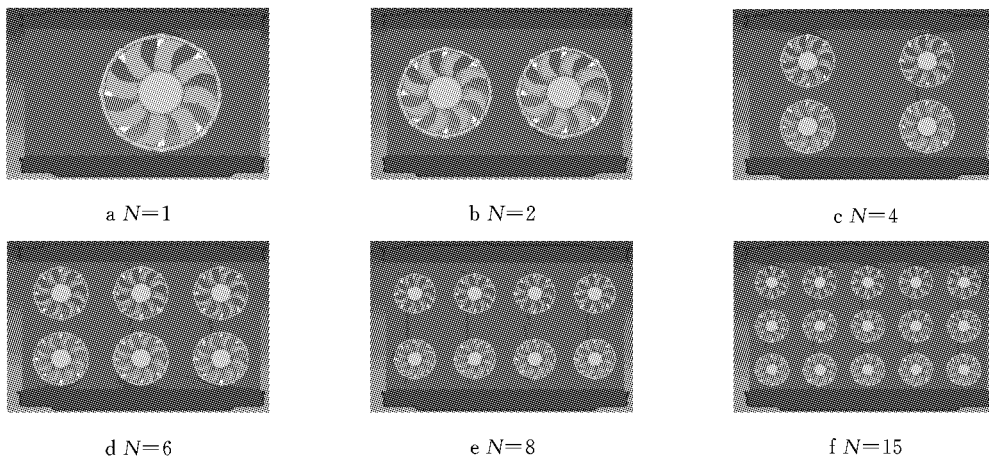


图 3 矩阵风扇型式

Fig.3 Matrix fan configurations

计算域入口边界设为速度入口,出口边界设为压力出口,其余计算域边界取固壁边界条件.本文选取怠速工况作为研究对象,由于在怠速时,车辆前端缺少冲压空气作用,冷却模块主要依靠风扇驱动空气进行换热.此外,环境温度设为 $28\text{ }^\circ\text{C}$,并在入口边界给定一个微小流速 ($1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$),以此保证数值计算的稳定性^[9].

散热器的冷却液入口设为质量流量入口,并给定质量流量为 $1.8\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,入口温度为 $90\text{ }^\circ\text{C}$.所有算例均采用稳态计算,迭代 5 000 步后残差降至 10^{-4} 数量级,认为计算收敛.

1.2 散热器、风扇建模

本文使用多孔介质模型来模拟流体通过散热器芯体所产生的压降,对于厚度为 L 的多孔介质区域,

其压降 Δp 与流体流速 v 的关系可表达为^[8]

$$\Delta p/L = -(\xi_v + \xi_i |v|)v \quad (1)$$

式中: ξ_v 为黏性阻力系数; ξ_i 为惯性阻力系数. 两者通过单体测试数据拟合得到,如表 2 所示. 本文采用双流体换热器模型来模拟冷却液和冷却空气之间的换热,该模型是根据试验测得的冷却空气质量流量与换热量的拟合关系计算出实际换热量,如图 4 所示.

表 2 散热器多孔介质阻力系数

位置	惯性阻力系数/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}$)	黏性阻力系数/ ($\text{kg} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{s})^{-1}$)
空气侧	93.4	805.7
冷却液侧	86 575.0	6 997.5

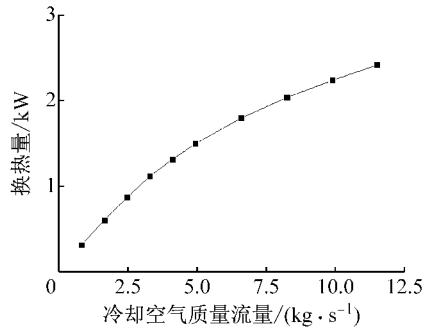


图 4 散热器换热性能曲线

Fig.4 Heat rejection performance curve of radiator

风扇模拟采用多重参考系模型,该模型将包围

风扇叶片的流体区域设定为旋转坐标系,以此来模拟风扇转动,原单风扇系统中的风扇转速由实车怠速时测得的转速给定.

1.3 网格无关性验证

在开展数值计算之前,首先应进行网格无关性分析,评价流场计算结果对网格单元数的敏感性. 鉴于散热器换热量是对比不同矩阵风扇型式的关键参数,因此将其作为网格无关性分析的评价指标. 通过不断调整网格模型的基本尺寸以及加密区域的相对比例,共定义 5 种不同规模的网格模型,并计算不同网格模型中的散热器换热量,结果如图 5 所示. 当网格单元数超过 10^7 时,换热量趋近于收敛,即可认为达到网格无关性条件. 因此,本文所有算例的网格模型皆按照此网格尺寸(见表 3)进行设置.

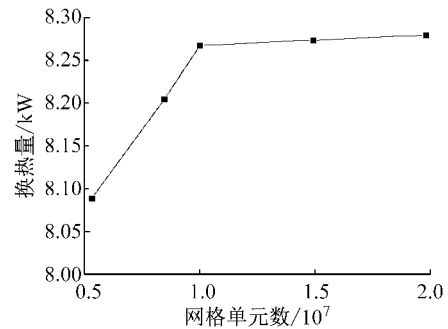


图 5 不同网格精度下散热器换热量

Fig.5 Heat rejection capacity of radiator in different mesh resolutions

表 3 网格尺寸

冷却模块网 格尺寸/mm	计算域边界网 格尺寸/mm	加密区网格 尺寸/mm	风扇壁面边界层		其他壁面边界层	
			层数	总高/mm	层数	总高/mm
4	20	2	4	2	2	2

2 散热器冷热介质温差场协同数

换热器的性能不仅取决于冷热介质的进口温差和传热单元数,同时还与冷热介质的流动布置方式有关,即冷热介质温差场的协同程度,本质地决定了换热器的性能^[10]. 由于温差场是空间的函数,其分布越均匀,表明冷热介质温差场的协同性越好,因

$$\Phi = 2 \frac{1 - \exp(-1 - \exp(-c_r U)/c_r)}{\sqrt{U[1 + \exp(-c_r U)][1 - \exp(-2(1 - \exp(-c_r U))/c_r)]}} \quad (2)$$

式中: $c_r = c_{pa} q_{ma} / c_{pc} q_{mc}$ 为热容流量比,其中 c_{pa} 、 c_{pc} 分别为空气和冷却液的比定压热容, q_{ma} 、 q_{mc} 分别为空气和冷却液的质量流量; U 为传热单元数, $U = hA /$

此换热器的换热性能亦越好.

为定量地描述换热器中冷热介质温差场的协同程度,定义了温差场协同数 Φ ($\Phi \leq 1$),当 $\Phi = 1$ 时,冷热介质温差场完全均匀^[11]. 由于车用散热器采用的是叉流式换热器,且冷侧流体属于热容量较小的流体,因此适用于车用散热器的温差场协同数 Φ 可表示为^[10]

$c_{pa} q_{ma}$, 其中 h 为换热器总传热系数, A 为传热表面积.

3 不同矩阵型式对散热器温差场协同性的影响

3.1 矩阵风扇的等效转速

冷却风扇的设计目标是在保证能耗尽可能少的前提下提供尽可能多的空气流量,因此本文首先基于功率相似定律设计各矩阵风扇的转速.由于矩阵风扇中各个风扇属于并联布置,并联运行的总流量等于并联各风扇流量之和,总扬程与并联各风扇的扬程相等,即通过矩阵风扇的空气流量 Q 和扬程计算式如下所示:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_N = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (3)$$

$$H = H_1 = H_2 = \dots = H_N \quad (4)$$

式中: Q_i 为第 i 台风扇的流量; H_i 为第 i 个风扇的压头.由于矩阵风扇中各个小风扇的转速和直径皆相同,并且对各个风扇区域之间进行了分隔,即减少各个风扇对应区域之间的相互干涉以及二次流的生产^[12],因此

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_N \quad (5)$$

$$Q = NQ_i \quad (6)$$

由功率相似理论可得,矩阵风扇功率 P 与原单风扇系统功率 P_0 之比为^[13]

$$\frac{P}{P_0} = \frac{HQ}{H_0Q_0} = \frac{HNQ_i}{H_0Q_0} = N \left(\frac{D}{D_0}\right)^5 \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 \frac{\gamma}{\gamma_0} \quad (7)$$

式中: D 为风扇叶轮直径; n 为转速; γ 为风扇的机械

效率,其与风扇转速的三次方成反比,针对本文中的转速运行区间,可认为 $\gamma = \gamma_0$. D_0 、 H_0 、 Q_0 、 n_0 和 γ_0 分别为原单风扇系统的直径、扬程、流量、转速和机械效率,试验测得原单风扇转速 $n_0 = 1\ 760\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$. 因此,由式(7)可得,在保证功耗相等的前提下,基于原单风扇系统的尺寸及转速推出各矩阵风扇的等效转速,如表 4 所示.

表 4 矩阵风扇等效转速

矩阵风扇型式	等效转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)
$N=2$	2 161
$N=4$	4 076
$N=6$	3 561
$N=8$	5 173
$N=15$	5 923

3.2 不同矩阵风扇型式对散热器换热性能的影响

在本文的计算域模型中,冷却空气在流向散热器芯体时,速度及温度分布皆是均匀的,因此散热器冷热介质的温差场协同性主要取决于冷却液侧的温度分布.图 6 所示为不同矩阵风扇型式下散热器中冷却液侧的温度分布云图.由图 6 可以看出,由于冷却空气主要由风扇驱动,芯体中与风扇叶片对应的区域通过的冷却空气流量较大,换热量较多,因此温度也相对较低.从分布均匀性来看,在原单风扇系统下,冷却液侧的温度梯度较大,而采用矩阵风扇后,冷却液侧的温度分布均匀性皆能够得到有效的改善,即提高了冷热介质的温差场协同性,如图 7 所示.原单风扇系统下散热器冷热介质温差场的协同

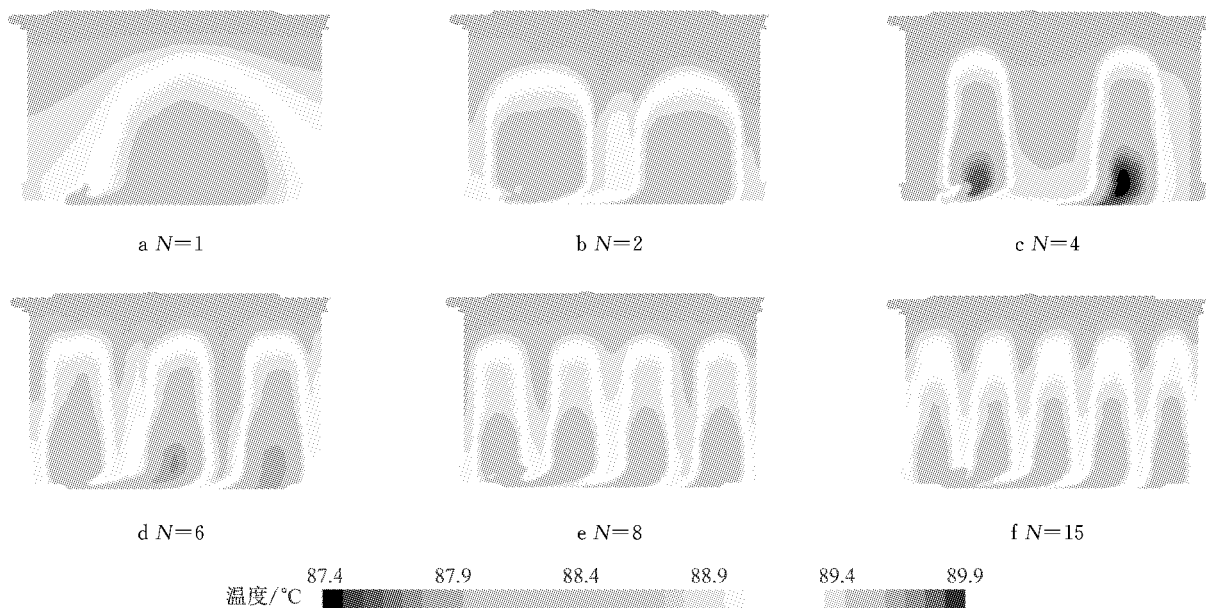


图 6 散热器冷却液温度分布云图

Fig.6 Temperature distribution of coolant in radiator

数为 0.708,而在矩阵风扇型式 $N=6$ 下,场协同数提升至 0.803,增加 13.4%。

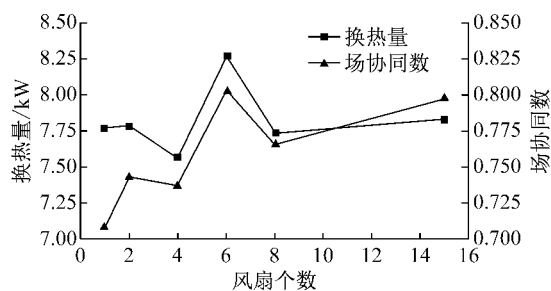


图 7 散热器换热量及冷热介质温差场协同数

Fig.7 Heat rejection capacity and temperature difference field synergy number of radiator

从图 7 还可看出,散热器的换热量和冷热介质温差场的协同数之间变化趋势基本相同,存在较明显的正相关性。在矩阵风扇型式 $N=6$ 下,冷热介质温差场的协同数最大,其所实现的换热量亦最大,达到 8.27 kW,相比原单风扇系统提升了 6.37%,因此可以推出矩阵风扇型式 $N=6$ 的布置型式最优。此外,虽然在矩阵风扇型式 $N=4$ 下,冷热介质温差场协同数相对原单风扇系统得到提升,但总体换热量反而有所下降。造成不同矩阵风扇性能差异的原因是由于在矩阵风扇中,即使各个小风扇具有相同的结构及运行转速,各个小风扇在运转时所受到的系统阻力并不相同。不同小风扇在运行过程中受到的系统阻力差异越小,矩阵风扇的整体效率也就越高^[14]。

3.3 进气流量不均匀对散热器温差场协同性的影响

实车中发动机舱的结构环境十分复杂,受到进气格栅、保险杠等组件的影响,冷却气流在到达散热器迎风面时变得极为不均匀。图 8 为实车前端的进气流线图,可以看出在冷却模块上端存在一个较为明显的低速区(虚线方框内),上下格栅的进气不均

匀,且下格栅的进气效率高于上格栅。

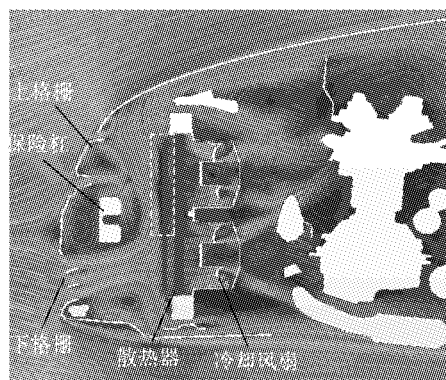


图 8 实车前端进气流线图

Fig.8 Air streamlines in front end of vehicle

鉴于在矩阵风扇型式 $N=6$ 的作用下,散热器能够实现最优的换热效果,本文基于矩阵风扇型式 $N=6$,通过改变散热器芯体不同区域的冷却风量,来分析冷却空气的流量不均匀对散热器冷热介质温差场协同性的影响。如图 9 所示,由于冷却液流向是自上向下,因此可根据冷却液的流向将矩阵风扇型式 $N=6$ 划分为两部分:高温区风扇和低温区风扇。在此基础上,设定 1.2、1.4、1.6、1.8、2.0、2.5、3.0 共 7 种转速比,并基于功率相似定律求得相应的转速,如表 5 所示,其中每种转速比下设 2 种工况,即高温区风扇分别以高转速和低转速运行。

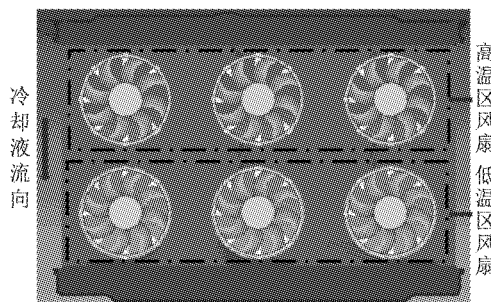


图 9 高低温区域风扇划分

Fig.9 Division of fans for different temperature areas

表 5 不同转速比转速设置

Tab.5 Rotational speed settings

$r \cdot \text{min}^{-1}$

风扇	不同转速比下转速													
	1.2		1.4		1.6		1.8		2.0		2.5		3.0	
高温区	3 853	3 211	4 045	2 889	4 171	2 607	4 256	2 365	4 314	2 157	4 359	1 758	4 433	1 478
低温区	3 211	3 853	2 889	4 045	2 607	4 171	2 365	4 256	2 157	4 314	1 758	4 359	1 478	4 433

图 10 所示为不同转速比下散热器实现的换热量以及相应的冷热介质温差场协同数。从图 10 可以看出,当通过散热器芯体的冷却气流不均匀时,散热器换热量有明显下降,且随着转速比的增加,换热量

的降幅逐渐减小,同时场协同数也相应不同程度降低。此外,芯体高温区和低温区冷却空气流量的变化对散热器换热性能的影响权重不同,即当低温区对应的冷却空气流量较大时,散热器换热量以及

温差场协同数的降幅增加,如当高温区与低温区风扇的转速比为 3.0 时,散热器换热量为 7.807 kW,相比均匀转速工况下降 5.57%,反之,当低温区与高温区风扇的转速比为 3.0 时,散热器换热量为 7.701 kW,相比均匀转速工况下降 6.86%。

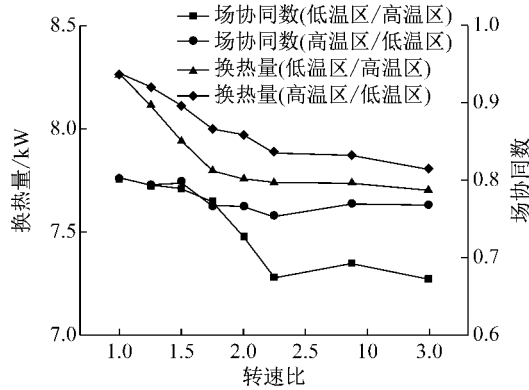


图 10 不同转速比下散热器换热量及温差场协同数

Fig. 10 Heat rejection capacity and temperature difference field synergy number of radiator in different speed ratios

3.4 实车散热器冷热介质温差场协同性的优化方法

基于第 3.3 节的分析结果可以得出,芯体的冷却空气流量不均匀会降低散热器冷热介质温差场协同程度,特别当低温区流量较大时,流量不均匀的影响更为显著.在一般实车的前端布置中,通过散热器芯体低温区的冷却空气流量较大,进而造成换热性能的下降.因此,本文从以下 2 个角度提出实车散热器冷热介质温差场协同性的优化方法:

(1) 由于下格栅的进气效率较高,因此可以通过调整冷却液在散热器中的流向,使得从发动机缸体流出的高温冷却液由散热器下端进入,导致芯体的高温区能够获得较高的冷却空气流量,从而降低进气不均匀对散热器冷热介质温差场协同性的影响.

(2) 基于本文提出的矩阵风扇系统,设计一套闭环控制系统(见图 11).在散热器芯体高、低温区域分别布置流量探针,通过实时检测到的冷却空气流量来调整高温区风扇和低温区风扇的转速比,以此改善通过散热器的冷却空气均匀性,进而优化散热器冷热介质的温差场协同性.

4 结论

由于冷热介质温差场的协同程度直接影响换热

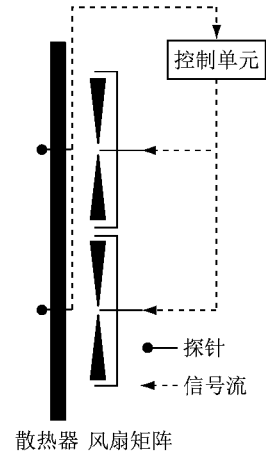


图 11 矩阵风扇控制系统示意图

Fig. 11 Schematic diagram of matrix fan control system

器的换热效果,因此本文基于传统乘用车的冷却模块共设计了 5 种矩阵风扇.利用数值模拟技术分析不同矩阵型式对散热器换热性能及场协同数的影响,并在矩阵风扇型式 $N=6$ 的基础上,分析冷却空气流量不均匀对冷热介质温差场协同性的影响,得到以下结论:

(1) 在相似功耗下,采用矩阵风扇型式能够增加散热器的冷热介质温差场协同数.对于矩阵风扇型式 $N=6$,场协同数增加至 0.803,相比原单风扇系统提升了 13.4%.

(2) 由散热器换热量和冷热介质温差场协同数的变化趋势可以看出,两者存在显著的正相关性,即当协同数增大时,其换热量亦得到增加,由此可以推出,矩阵风扇型式 $N=6$ 为最优的布置型式.

(3) 当通过散热器的冷却空气流量分布不均匀时,散热器换热量明显下降,且随着转速比的增加,换热量的降幅逐渐减小,同时场协同数也相应有不同的降低.

(4) 散热器芯体高温区和低温区的冷却空气流量的变化对散热器冷热介质温差场协同性的影响权重不同,当低温区对应的冷却空气流量较大时,散热器温差场协同数以及换热量的降幅增加.

(5) 为解决实车前端进气不均匀造成的散热器冷热介质温差场协同性降低问题,提出 2 种优化方法:一是改变冷却液在散热器中的流向,使高温区获得更高的冷却空气流量;二是基于本文提出的矩阵风扇系统来调整高温区风扇和低温区风扇的转速比,以此改善通过散热器的进气流量均匀性,进而优化散热器冷热介质的温差场协同性.

参考文献:

- [1] WIEDEMANN T K A J. Investigations in a cooling air flow system under the influence of road simulation[C]// Social Automotive Engineering. [S.l.]: SAE, 2008;2008-01-0796.
- [2] PHAPALE S, KOMMAREDDY P, SINDGIKAR P, *et al.* Optimization of commercial vehicle cooling package for improvement of vehicle fuel economy[C] // Social Automotive Engineering. [S.l.]: SAE, 2015;2015-01-1349.
- [3] STAUNTON N. Assessment of advanced thermal management systems for micro-hybrid trucks and heavy duty diesel vehicles [C]// Vehicle Power and Propulsion Conference. Harbin: IEEE, 2008;1-6.
- [4] THOMAS W, JAGARWAL A, WAGNER J. Optimization of an automotive radiator fan array operation to reduce power consumption[J]. ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(5):2359.
- [5] THOMAS W, WAGNER J. Advanced automotive thermal management: nonlinear radiator fan matrix control[J]. Control Engineering Practice, 2015, 41: 113.
- [6] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12):1.
GUO Zengyuan. The field synergy principle and its applications in heat exchangers [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12):1.
- [7] GUO Zengyuan, ZHOU Senquan, LI Zhixin, *et al.* Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002; 45 (10): 2119.
- [8] CD-adapco. STAR-CCM+ manual[M]. New York: CD-adapco, 2016.
- [9] YANG Z G, BOZEMAN J, SHEN F Z, *et al.* CFRM concept for vehicle thermal systems [C] // Social Automotive Engineering. [S.l.]: SAE, 2002;2002-01-1207.
- [10] INCROPERA F, DEWITT D. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. Manhattan: John Wiley & Sons, 2011.
- [11] 过增元, 黄素逸. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
GUO Zengyuan, HUANG Suyi, The field synergy principle and new heat transfer enhancement technology [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.
- [12] STEPHENS T, CROSS T. Fan and heat exchanger flow interactions[C] // Social Automotive Engineering. [S.l.]: SAE, 2005;2005-01-2004.
- [13] JOREGENSEN R. Fan engineering [M]. Buffalo: Buffalo Forge Company, 1982.
- [14] U. S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy. Improving fan system performance: a sourcebook for industry [EB/OL]. [2015-08-01]. <http://www.nrel.gov/docs/fy03osti/29166.pdf>.
-
- (上接第 1743 页)
- [8] 段雪炜, 徐伟. 重庆朝天门长江大桥主桥设计与技术特点[J]. 桥梁建设, 2010(2):37.
DUAN Xuwei, XU Wei. Design and technical characteristics of main bridge of Chaotianmen Changjiang River Bridge in Chongqing[J]. Bridge Construction, 2010(2):37.
- [9] 陈宝春. 钢管混凝土拱桥[M]. 2 版. 北京: 人民交通出版社, 2007.
CHEN Baochun. Concrete filled steel tubular arch bridges[M]. 2nd ed. Beijing: China Communications Press, 2007.