

文章编号: 0253-4339(2026)02-0061-08
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20240929002

增程式混合动力汽车散热器布置方式的传热流动特性研究

杨宇¹ 沈俊¹ 杨焘¹ 林嘉文² 许强辉¹

(1 北京理工大学机械与车辆学院 制冷与低温工程研究所 北京 100081; 2 中山市北京理工大学研究院 中山 528400)

摘要 面对不断增长的能源危机以及“碳中和”目标的驱动,新能源汽车已然成为当下的研究热点。然而面对热源分布复杂化和功率密度逐渐增加,给车辆散热器带来了更大的挑战。对增程式混合动力汽车的热管理系统进行了传热特性研究,设计了3种不同的冷却回路及散热器布置方式,研究得到不同散热器布置方式对传热、流动的影响,提出功率/压降效率和功率密度来评估散热器布置的优劣。结果表明:串联方案(低温散热器、空空中冷器与高温散热器串联布置)拥有高功率密度 2.862 kW/m^3 以及较好的功率/压降效率 0.15 kW/Pa 。综合考虑安装空间、压降与散热的竞争平衡关系,该方案具有最佳的综合传热流动性能。随着散热功率的增加,冷却空气和冷却液流量呈现线性增加的趋势。

关键词 混合动力汽车;热管理系统;散热器;功率密度

中图分类号: TB61⁺1;TK124;U464.138⁺.2

文献标识码: A

Study on Heat Transfer and Flow Characteristics of Radiator Arrangement for Extended Range Hybrid Electric Vehicle

Yang Yu¹ Shen Jun¹ Yang Tao¹ Lin Jiawen² Xu Qianghui¹

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenic Engineering, School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, 100081, China; 2. Zhongshan Research Institute, Beijing Institute of Technology, Zhongshan, 528400, China)

Abstract In the backdrop of the growing energy crisis and drive for carbon neutrality, new energy vehicles have become a key area of interest. However, the complexity of the heat source distribution and the gradual increase in power density pose higher challenges to vehicle radiators. In this study, the heat transfer characteristics of the thermal management system of a range-extended hybrid electric vehicle were investigated. Furthermore, three cooling circuits and radiator arrangements were designed. The effects of different radiator arrangements on the heat transfer and flow characteristics were investigated. Additionally, power/pressure drop and power density values were proposed to evaluate the advantages and disadvantages of the radiator arrangement. The results reveal that the serial case (low-temperature radiator, air-to-air intercooler, and high-temperature radiator arranged in series) displayed a high power density of 2.862 kW/m^3 and a better power/pressure drop ratio of 0.15 kW/Pa . It exhibited the best overall heat transfer and flow performance considering the competition balance between pressure drop and heat dissipation. With an increase in the heat transfer capacity, the cooling flow rate generally exhibited an increasing trend.

Keywords hybrid electric vehicle; thermal management system; radiator; power density

随着科技的发展,人类对环境可持续性和能源效率的关注不断增强,混合动力汽车作为一种具有潜力的解决方案受到广泛关注^[1]。然而,面对日益递增的部件功率,对混合动力汽车的散热问题提出了更加严峻的挑战,车辆热管理系统的需求与能耗备受关注^[2]。集成发动机、发电机2大部件的增程式混合动力汽车在散热方面也比传统汽车和新能源电车

有着更严峻的要求,主要表现为散热部件更多、散热温区更宽。因此,整合分类不同工作温区的机械部件、电子部件等,搭建合理的冷却回路系统,布置最优的散热器位置成为热管理的重要任务。

N. Staunton等^[3]研究分析了混合动力汽车在串联和并联2种驱动方式下热载荷的差异,结果表明通过合理设计冷却回路的布局,可以实现更加高效的

基金项目:国家自然科学基金(52206014,52206217)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52206014 & No. 52206217).)

收稿日期:2024-09-29;修回日期:2024-10-14;录用日期:2024-11-22

散热。张舟云等^[4]设计了电动汽车电机和驱动器的串联式一体化冷却系统,结果表明该系统不仅可以增加系统的紧凑性,还可以提高电机和驱动器的冷却效果。王义春等^[5]针对某混合动力汽车的设计要求和热源部件的工作温度特点,首次提出了混合动力汽车的高低温双循环回路的冷却系统,且散热效果更佳。杨文霞等^[6]设计了高、低温双层冷却回路系统,增大了高温回路中冷却介质的温差,进而提升了冷却回路的散热效率。张伟等^[7]研究了中冷器的不同布置形式对散热的影响,结果表明串联式热分布相比并联式更均匀。Sun Xiaoxia 等^[8]研究了混联式混合动力汽车冷却系统,开展了不同结构散热器的冷却方案对比分析和计算,时刻检测各部件温度,结果表明混联式散热器的冷却方案更适合于工况多变的运行工况。Hu Donghai 等^[9]通过改变主散热器和辅助散热器的布局方案,计算了不同物理场之间的协同角,并将其作为优化多个散热器结构布局的评估指标。Ji Hongzeng 等^[10]研究发现散热器的布置对系统性能影响显著。散热器前置可以提高加热模式下的 COP,而散热器后置则在冷却模式下表现更佳。研究建议在不同的驾驶循环和环境条件下选择最合适的散热器布置方案。Yang Qiao 等^[11]研究发现散热器的串联配置可以增加紧凑性并适用于汽车应用,但位于后方的散热器将承受更多的热负荷。通过调整散热器之间的布局,可以根据每个组件的热负荷要求实现更好的散热效果。S. C. Kim 等^[12]采用新的散热器前端布置时,可以提高加热性能,但冷却能力下降了 40%~60%。现有研究多侧重散热器内部翅片结构的优化设计、冷却回路中热源部件划分及变工况协调控制的研究,对散热器总成系统中散热器布置方式对散热功率密度影响的研究较少,亟需开展散热器布置方式对不同行驶工况下散热性能的研究。

在混合动力汽车的实际运行中,亟须设计宽温域,紧凑型和高功率密度的散热总成系统。本文通过热力学、传热学及流体力学的理论计算,设计了不同冷却回路及散热器布置方式,研究不同散热器布置方式对传热、流动的影响,提出功率/压降效率和功率密度来评估散热器布置的传热流动效果。

1 冷却回路分析及设计

增程式混合动力汽车兼顾传统车辆以及新能源汽车的特点,存在热源部件复杂,工作温度区间宽的特点^[13-14],同时本研究的混合动力汽车拥有更大的功率密度。因此,在设计冷却回路之前,需要综合分析各工况下车辆各部件的散热量,部件的安全工作温

度,以便设计可靠、紧凑的冷却系统。

1.1 部件散热量及温度分析

面对不同的行驶工况,车辆部件的发热量也不同。表 1 所示为 3 种不同行驶工况下各部件的散热量,分别为爬坡工况、高速行驶以及越野工况,其中爬坡工况下车辆电机出力最大,对应的散热量也最大,为峰值散热工况,其余为额定散热工况,散热量差异主要是驱动电机以及对应的驱动器产生的热量,3 种工况下发动机、中冷器、发电机以及 DC/DC 的散热量均为定值。

表 1 3 种行驶工况散热功率

Tab.1 Heat dissipation power for three driving conditions

行驶工况	kW				
	电机和驱动器	发动机	中冷器	发电机和整流器	DC/DC
爬坡行驶	60.0	185.0	80.0	20.0	4.0
越野行驶	50.0	185.0	80.0	20.0	4.0
高速行驶	30.0	185.0	80.0	20.0	4.0

确定各部件的散热功率后根据不同的散热部件工作温度和散热量选择合适的冷却回路连接进行散热。混合动力系统的热源部件有:发动机、发电机、中冷器、电机、电机驱动器、DC/DC、发电机整流器等。根据不同部件的工作温度情况,按冷却温度范围对热源部件进行分类,如表 2 所示。

表 2 热源部件温度分类

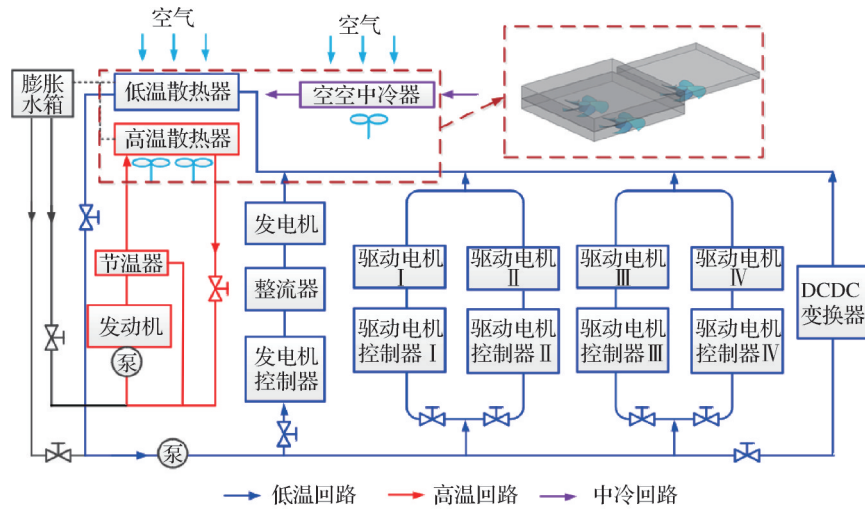
Tab.2 Temperature classification of heat source components

分类	热源部件	冷却温度/℃
高温	发动机、中冷高温进气	90~230
中温	发电机、电机	70
低温	电机驱动器、DC/DC、发电机、整流器	55~60

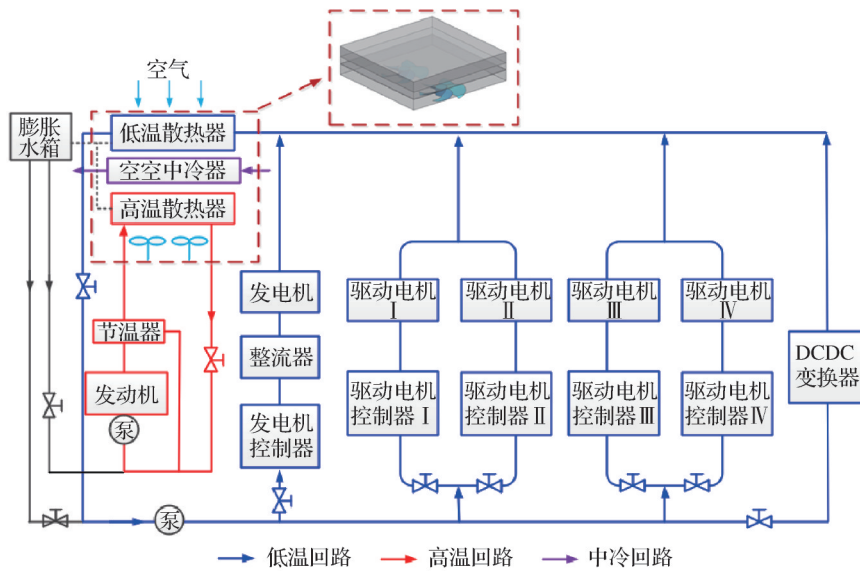
1.2 冷却回路设计

混合动力汽车由于生热部件较多且冷却的目标温度范围较大,采用单一的循环水路完成冷却散热效果差,不利于节能与环保。为解决该问题,可以采用串联或混联式循环回路的冷却方案。根据表 2 的温度分类可分为高温散热器、中冷器以及低温散热器。串联式为高低温及中冷回路依次串联,而混联为高低温双循环回路采用串联式,同时并联中冷散热器。下文将设计不同的回路冷却方式,并对对比分析不同散热布置方式带来的影响。

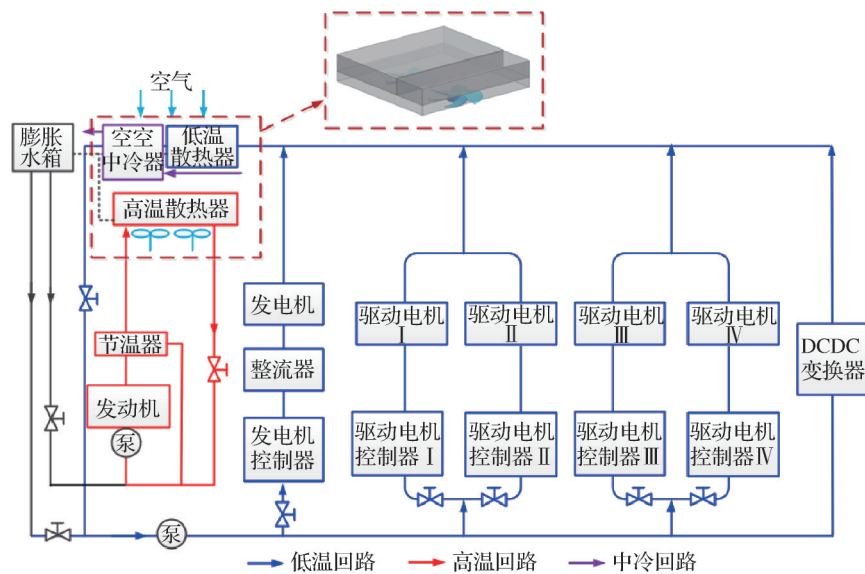
3 种冷却系统方案回路如图 1 所示。3 种冷却系统均在高低温双循环回路的基础上进行改造设计,



(a) 并联方案: 中冷器与高低温散热器并联冷却回路



(b) 串联方案: 高低温散热器与中冷器串联冷却回路



(c) 混联方案: 低温散热器、中冷器并联与高温散热器串联冷却回路

图 1 3 种冷却系统方案回路

Fig.1 Circuits of three cooling system schemes

其中高温回路专门用于对发动机进行单独冷却, 剩余低温电控部件采用低温回路进行冷却, 另外单独的空空中冷器用于涡轮增压的空气降温, 从而提高燃烧效率。3种方案差异在于3个散热器的安装布置方式以及尺寸的大小。

并联方案采用高低温散热器前后串联, 空空中冷器与高低温散热器并联的方式, 如图1(a)所示, 该方式给予中冷器较大的面积, 高低温散热器的散热和压降也有更好的表现, 但并联式的平铺布置方式增加了横向空间及风扇的使用数量。

串联方案采用低温散热器、空空中冷器与高温散热器串联布置的方式, 依次从上至下, 如图1(b)所示, 该方式以紧凑的空间为特点, 同时减少了风扇使用数量, 但压降相比并联方案会有更大的挑战。

混联方案采用低温散热器、空空中冷器并联, 然后再与高温散热器串联布置的方式, 依次从上至下, 如图1(c)所示, 该方式相比并联方案将空空中冷器压缩至低温散热器旁, 具有结构紧凑的特点, 但空空中冷器侧面积的缩减也使压降增加。综上所述, 3种不同的散热器布置方式各有特点, 后续将通过定量分析来探究三者的优劣。

2 热力学参数模型

2.1 热平衡模型

管带式散热器热端放热量与冷端吸热量遵循能量守恒定律, 即热平衡方程:

$$\Phi_a = m_a c_{p,a} (t''_a - t'_a) = \Phi_w = m_w c_{p,w} (t''_w - t'_w) \quad (1)$$

式中: Φ_a 为空气的传热量, kW; m_a 为空气的质量流量, kg/s; $c_{p,a}$ 为空气的比定压热容, kJ/(kg·K); t''_a 、 t'_a 分别为空气入口、出口温度, °C; Φ_w 为冷却液的传热量, kW; m_w 为冷却液的质量流量, kg/s; $c_{p,w}$ 为冷却液的比热容, kJ/(kg·K); t''_w 、 t'_w 分别为冷却液入口、出口温度, °C。

2.2 传热模型

管带式散热器一侧通冷空气, 另一侧为冷却液, 整个过程的传热方程式为:

$$\Phi_r = KA\Delta t_m \quad (2)$$

在逆流型换热器中, 冷、热流体之间的平均温差计算式为:

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t'_a - \Delta t'_w) - (\Delta t''_a - \Delta t''_w)}{\ln \frac{\Delta t'_a - \Delta t'_w}{\Delta t''_a - \Delta t''_w}} \quad (3)$$

式中: Φ_r 为散热器传热量, kW; A 为换热器的传热面积, m²; Δt_m 为换热器的对数平均温差, °C; K 为散热器的传热系数, W/(m²·K)。 K 由实验测定, 并将其表示

为迎面风速的函数, 本文的传热系数通过实验关联式(4)~式(6)^[15]计算获得。

$$j = 0.026Re^{-0.182} \left(\frac{t}{D_e}\right)^{0.501} \left(\frac{b}{D_e}\right)^{-0.0189} \left(\frac{\delta}{D_e}\right)^{0.0593} \quad (4)$$

($Re \geq 2000$)

$$j = \frac{h_a}{\rho u c_p} Pr_r^{\frac{2}{3}} \quad (5)$$

$$h_w = Nu\lambda_w/D_w \quad (6)$$

式中: Re 为雷诺数; t 为波距, mm; b 为波高, mm; δ 为翅片厚, mm; ρ 为空气密度, kg/m³; u 为空气流速, m/s; Pr 为普朗特数; λ_w 为水的导热系数, W/(m·K); D_e 、 D_w 分别为空气侧与水侧管道的水力直径, mm; h_a 为空气侧对流传热系数, W/(m²·K); h_w 为水侧对流传热系数, W/(m²·K)。

2.3 压降模型

针对不同的流动状态(层流、过渡流、紊流), 需使用不同的经验公式来计算流体的压降阻力。管带式散热器中空气侧通常使用 Fanning 摩擦因子 f 来表征流体的阻力性能^[16-17]:

$$f = \frac{\Delta p D_e}{2L\rho u^2} \quad (7)$$

式中: Δp 为阻力压降, Pa; L 为流道长度, m。本文的平直翅片摩擦因子 f 采用实验关联式(8)计算得到, 进而获得空气侧压降^[15]:

$$f = 0.421Re^{-0.3031} \left(\frac{t}{D_e}\right)^{0.4} \left(\frac{b}{D_e}\right)^{-0.0234} \left(\frac{\delta}{D_e}\right)^{0.292} \quad (8)$$

($Re \geq 2000$)

对于冷却液测的流动阻力通过沿程阻力系数 λ 计算得到:

$$\lambda = 64/Re \quad (Re \leq 2300) \quad (9)$$

$$\lambda = 0.3164/Re^{0.25} \quad (2300 < Re < 10^5) \quad (10)$$

上述模型的主要计算参数如表3所示。

此外, 定义了2个传热及流动的评估指标, 分别为: 功率/压降效率(α), 散热器在冷却空气侧消耗较小压降的条件下获得较大的传热量, 该数值越大表

表3 模型参数汇总

Tab.3 Model parameter summary

参数名称	数值	参数名称	数值
环境最高温度/°C	45	中冷后温度/°C	70
环境最低温度/°C	-43	高温回路管径/mm	60
乙二醇占比/%	55	低温回路管径/mm	40
发动机警戒温度/°C	103	中冷回路管径/mm	81
发动机冷却液进出口温差/°C	9	电机出口温度/°C	70
中冷前温度/°C	230	DCDC 出口温度/°C	60

明散热器的传热性能越好^[18];功率密度(β),散热器总散热量除以散热器体积,为单位体积的散热量,数值越大散热性能越好。

$$\alpha = P/\Delta p_{\text{air}} \quad (11)$$

$$\beta = P/V \quad (12)$$

式中: P 为散热功率,kW; Δp_{air} 为冷却空气侧总压降,Pa; V 为散热器总体积, m^3 。

2.4 散热器模型

进行散热器设计时首先基于各个热源部件发热量最大时的工况,即爬坡工况,该设计工况下冷却系统满足部件散热量需求,在额定工况或平稳行驶工况下的散热量均可达到,仅需改变冷却液流量及冷却空气流量即可。

为了便于清洁翅片并提高结构紧凑性,选用散热效率高、不带百叶窗的管带式散热器^[19-20]。散热器的设计计算以并联方案为例。散热器进出水口选择水平横流,高温散热器结构参数如表4所示,其他散热器采用相同的设计方法进行设计。

表4 高温散热器结构参数^[19-20]

Tab.4 High temperature radiator structure parameters

参数	数值	参数	数值
波距 t	2.5	芯子宽 H	804
扁管中心距 c	24	芯子长 W	790
扁管宽度 L	20	芯子厚 T	72
扁管高度 b_1	2	翅片厚 δ	0.1
波高 b	10	扁管壁厚 δ_2	0.3

3 结果与讨论

3.1 不同冷却系统的性能参数变化

根据前文热力学参数计算式可以得到3种冷却系统方案的性能参数计算结果,如图2所示。由图2可知,不同方案对冷却液的进出口温度、流量结果无影响,不同布置方案主要会对冷却空气侧的温度及流量产生影响,进而影响后续散热器的设计以及压降损失。在冷却风量方面,串联方案总冷却风量最小为7.6 kg/s,并联方案总冷却风量为8.6 kg/s,混联方案总冷却风量最大为10.3 kg/s。在散热器冷侧压降方面,并联方案冷侧最大压降为1 346.7 Pa,串联方案冷侧最大压降为1 608.7 Pa,混联方案冷侧最大压降为2 337.7 Pa。在冷却液压降方面,并联方案总压降为121.3 kPa,串联方案压降为97.3 kPa,混联方案压降为94.9 kPa。3种方案中的各类基础数据变

化规律不均一,无法直观地反映各冷却系统之间的差异,数据之间的联系以及相互影响需要采用一定的标准进行量化分析。因此,本文提出了功率/压降效率(α)和功率密度(β)来评估散热器布置的优劣,同时对比了车辆运行的不同工况下对冷却流量的动态需求变化。

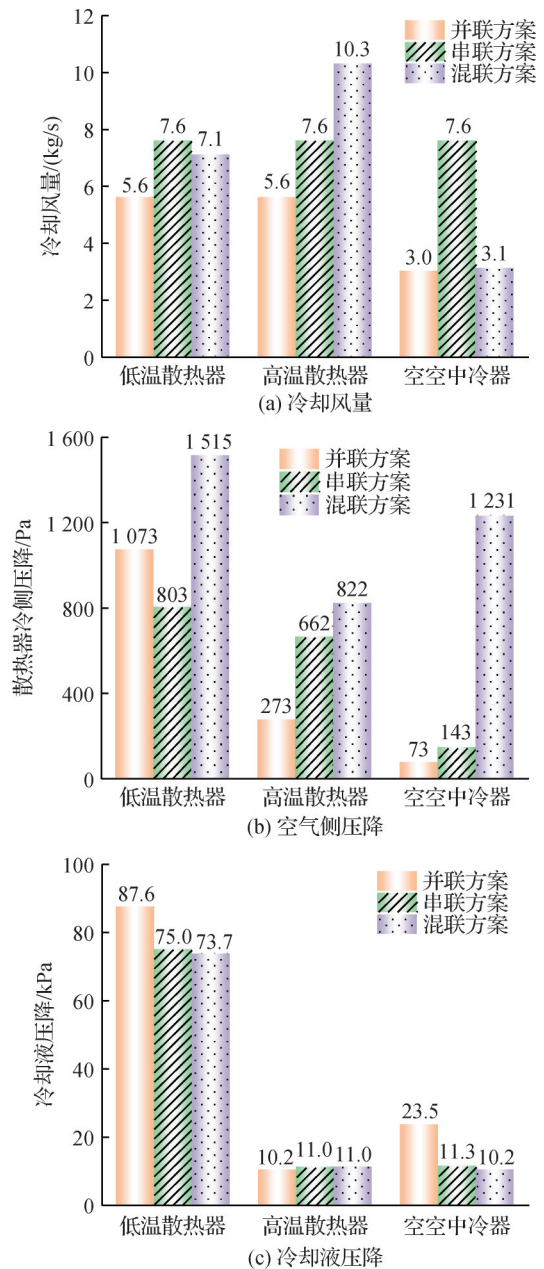


图2 3种冷却系统方案主要性能参数计算结果

Fig.2 Calculation results of the main performance parameters of the three cooling system schemes

3.2 不同散热器布置方式性能分析

图3所示为3种散热器布置方案下的功率/压降效率和功率密度。从功率/压降效率来看,并联方案具有最高的功率/压降效率,并联方案、串联方案和混

联方案的功率/压降效率在逐渐降低,功率/压降效率分别为0.25、0.22和0.15 kW/Pa,串联方案与混联方案相比并联方案的降幅分别为12.0%和31.8%。结合前文冷却回路设计分析可以发现,并联方案和串联方案的中冷器相比混联方案具有充足的迎风面积。由功率/压降效率的定义可知,高传热量或低压降将获得更高的功率/压降效率。在相同散热功率下,更小的压降将具备更高的 α 。相比于并联方案和串联方案,混联方案的布置区别主要在于中冷器的迎风面积,3种方案中冷器的迎风面积分别为0.486、0.635、0.193 m²。混联方案将中冷器和低温散热器并联排布,同时这2个散热器的总迎风面积与高温散热器迎风面积相同,混联方案相比并联和串联方案中冷散热器迎风面积分别减少了0.293 m²和0.442 m²,减少幅度分别为60.3%和69.6%,同时为保证中冷散热充足,只能增加中冷散热器的厚度,从而导致冷却空气侧压降增加。由此可见,增加中冷器的迎风面积更有利于提高功率/压降效率。

从功率密度来看,并联方案、串联方案和混联方案的功率密度分别为2 684、2 862、2 862 kW/m³,由图3可知,串联方案和混联方案具有最高的功率密度,同时串联方案相比并联方案的功率密度显著增加,增幅为6.6%。串联方案和混联方案较高的功率密度得益于两者紧凑式的布置方式,从总体上减少了散热体积,从而增加了单位体积的散热量。

综合上述分析,功率/压降效率和功率密度具有此消彼长的规律,因此,对散热器的布置需要同时考虑功率/压降效率和功率密度,分析两者对传热、流动带来的影响。由于车辆发动机舱紧凑化空间的限制,以及对功率密度更高的要求,串联方案的布置方式更符合本文混动汽车的散热要求,后续不同行驶工况对冷却流量的影响将基于串联方案进行计算分析。

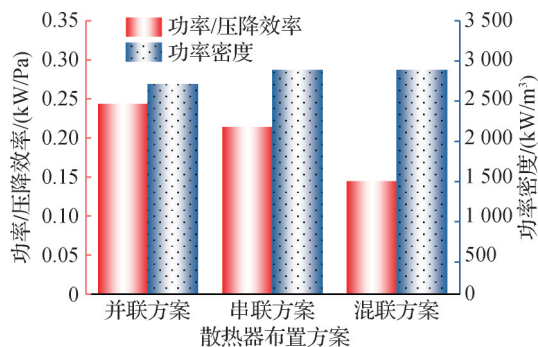


图3 3种散热器布置方案的功率/压降效率和功率密度

Fig.3 Power/pressure drop efficiency and power density for three radiators arrangement schemes

3.3 不同行驶工况对冷却流量的影响

图4所示为不同行驶工况的串联方案下低温散热器功率变化所带来的冷却风量及冷却液流量的变化。由图4可知,随着散热功率的增加,冷却风量和冷却液流量均呈现线性增加的趋势。34、44、54、64、74、84 kW对应的冷却风量分别为5.4、5.8、6.2、6.6、7.1、7.6 kg/s,增幅分别为7.4%、6.9%、6.5%、7.6%、7.0%;对应的冷却液流量分别为1.4、1.8、2.2、2.5、2.9、3.3 kg/s,增幅分别为28.6%、22.2%、13.6%、16.0%、13.8%。

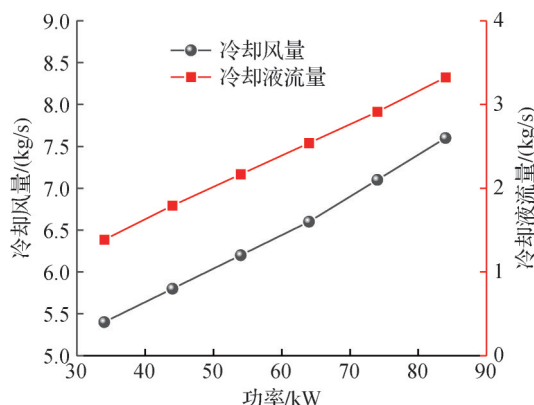


图4 串联方案下变功率对应冷却风量及冷却液流量

Fig.4 Serial case: corresponding cooling air and coolant flow rate for variable power

4 结论

本文对增程式混合动力汽车的散热器进行了传热特性研究,通过热力计算,设计了不同的冷却回路及散热器布置方式,通过功率/压降效率、功率密度以及变工况下的流量变化分析,得到如下结论:

1)增加中冷器的迎风面积更有利于提高功率/压降效率,3种方案中功率/压降效率最低的混联方案相比串联方案中冷散热器迎风面积减少了0.442 m²,减少幅度为69.6%,串联型紧凑式的布置方式更好地提升了功率密度。

2)由于车辆紧凑化空间的设计限制和对功率密度更高的要求,串联和混联方案的功率密度相同且均高于并联方案,但串联方案的功率/压降效率要高于混联方案。综合考虑,串联方案更满足车辆紧凑化空间的设计需求,该方案功率密度为2 862 kW/m³以及功率/压降效率为0.15 kW/Pa,其中功率密度较并联方案增加了6.6%。

3)在不同的运行工况下,随着散热功率的增加,冷却风量和冷却液流量呈现线性增加的趋势。散热功率从34 kW增至84 kW,冷却风量的平均增幅为

7.1%,冷却液流量的平均增幅为18.8%。本文混动车辆散热器布置方式的传热流动特性研究可为汽车热管理系统设计提供理论参考。

本文受中山市科技计划项目(2020AG019)资助。(The project was supported by Zhongshan Science and Technology Planning Project (No. 2020AG019).)

参考文献

- [1] CHEN Jie, WANG Ruochen, DING Renkai, et al. Matching design and numerical optimization of automotive thermoelectric generator system applied to range-extended electric vehicle[J]. *Applied Energy*, 2024, 370: 123637.
- [2] 邹慧明,唐坐航,杨天阳,等. 电动汽车热管理技术研究进展[J]. *制冷学报*, 2022, 43(3): 15-27. (ZOU Huiming, TANG Zuohang, YANG Tianyang, et al. Review of research on thermal management technology for electric vehicles [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(3): 15-27.)
- [3] STAUNTON N, MAUGHAN R, PICKERT V. Controlled cooling in hybrid electric vehicles [C]//IET HEVC 2008-Hybrid and Eco-Friendly Vehicle Conference. Coventry, London: IET, 2008.
- [4] 张舟云,徐国卿,沈祥林. 用于电动汽车的电机和驱动器一体化冷却系统[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2005, 33(10): 1367-1371. (ZHANG Zhouyun, XU Guoqing, SHEN Xianglin. Uniform cooling system of motor and its controller used in electric vehicles [J]. *Journal of Tongji University*, 2005, 33(10): 1367-1371.)
- [5] 王义春,王发成,杨英俊. 电传动装甲车辆冷却系统水路性能试验研究[J]. *车辆与动力技术*, 2006(4): 1-4. (WANG Yichun, WANG Facheng, YANG Yingjun. Experimental study on the water circulation performance of the electric armored vehicle cooling system [J]. *Vehicle & Power Technology*, 2006(4): 1-4.)
- [6] 杨文霞,汤小波,郭新民. 混合动力车辆双层冷却系统设计[J]. *农业装备与车辆工程*, 2008, 46(6): 25-28. (YANG Wenxia, TANG Xiaobo, GUO Xinmin. Design of the double-layer cooling system for a hybrid vehicle [J]. *Agricultural Equipment & Vehicle Engineering*, 2008, 46(6): 25-28.)
- [7] 张伟,杨珏,张文明,等. 中冷器布置对内燃机冷却系统性能影响的试验研究[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2015, 36(5): 719-723. (ZHANG Wei, YANG Jue, ZHANG Wenming, et al. Experimental study of the charge air cooler arrangement for engine cooling performance [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2015, 36(5): 719-723.)
- [8] SUN Xiaoxia, WANG Yichun, SHAO Chunming, et al. Study of thermal management system for a series-parallel hybrid electric vehicle using numerical simulation [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 300/301: 932-937.
- [9] HU Donghai, DONG Weijie, GAO Peng, et al. Noise reduction optimization for numerous radiator fans for fuel cell vehicle considering thermal-fluid-acoustic synergy [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 223: 125231.
- [10] JI Hongzeng, DUAN Xiuhui, LIU Jiabin, et al. Research and evaluation of the arrangement of heat exchangers in electric vehicle thermal management systems for CO₂ refrigerant [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2024, 449: 141836.
- [11] YANG Qiao, ZENG Tao, ZHANG Caizhi, et al. Modeling and simulation of vehicle integrated thermal management system for a fuel cell hybrid vehicle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 278: 116745.
- [12] KIM S C, KIM M S, HWANG I C, et al. Performance evaluation of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(7): 1195-1206.
- [13] DIMITROVA Z, NADER W B. PEM fuel cell as an auxiliary power unit for range extended hybrid electric vehicles [J]. *Energy*, 2022, 239: 121933.
- [14] HUANG Yin, HU Haoqin, TAN Jiaqi, et al. Deep reinforcement learning based energy management strategy for range extend fuel cell hybrid electric vehicle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 277: 116678.
- [15] 徐赛. 几种常见翅片通道内流动与传热的数值模拟 [D]. 天津: 天津大学, 2015. (XU Sai. Numerical simulation of flow and heat transfer in several common fin channels [D]. Tianjin: Tianjin University, 2015.)
- [16] GONG Chengyuan, DU Yingmeng, YU Yi, et al. Numerical and experimental investigation of enhanced heat transfer radiator through air deflection used in fuel cell vehicles [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 183: 122205.
- [17] HAO Junhong, CHEN Qun, REN Jianxun, et al. An experimental study on the offset-strip fin geometry optimization of a plate-fin heat exchanger based on the heat current model [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 154: 111-119.
- [18] SALMON P, KÖNÖZSY L, TEMPLE C, et al. Numerical investigation on various heat exchanger performances to determine an optimum configuration for charge air cooler, oil and water radiators in F1 sidepods [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 117: 235-244.
- [19] 王义春,王发成,薛莹,等. 电传动履带车辆冷却系统

- 设计与计算[J]. 兵工学报, 2009, 30(2): 241-246.
(WANG Yichun, WANG Facheng, XUE Ying, et al.
Design and calculation of cooling system of electric drive
tracked vehicle [J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(2):
241-246.)
- [20] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社,
2002. (QIAN Songwen. Heat exchanger design manual
[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002.)

通信作者简介

许强辉,男,助理教授,特别副研究员,北京理工大学大学机械

与车辆学院,18600640260,E-mail:xuqh12@bit.edu.cn。研究
方向:复杂结构与极端条件的传热传质机理、数值模型与应用
技术研究。

About the corresponding author

Xu Qianghui, male, assistant professor, special associate
researcher, School of Mechanical and Vehicle Engineering,
Beijing Institute of Technology University, 86-18600640260,
E-mail: xuqh12@bit.edu.cn. Research fields: the study of heat
and mass transfer mechanism, numerical modelling and applied
technology for complex structures and extreme conditions.