

重型商用车怠速与爬坡工况对空调制冷性能的影响

程浩杰¹, 徐亚坤¹, 任黎亚¹, 董丽萍¹, 王晓龙¹, 张磊¹, 张艺伦²

(1. 中国重汽集团汽车研究总院, 济南 250100; 2. 中汽研(天津)汽车工程研究院有限公司, 天津 300300)

摘要: 重型商用车空调系统的制冷性能受到具体行车工况以及发动机舱布置的严重制约。基于Star CCM+与AMESim分别建立了某重型商用车的整车热流场模型与空调系统制冷模型, 针对重型商用车空调系统在高温怠速与大转矩爬坡工况下的制冷性能进行了仿真分析, 并在环境风洞内进行了试验验证, 研究了压缩机速比、冷凝器进风温度及流量、鼓风机转速等因素对空调系统性能的影响。结果表明: 空调系统仿真结果与试验结果吻合较好, 最大误差为4.7%; 鼓风机在5 000 r/min时可为空调风道提供470 m³/h的风量, 怠速工况下冷凝器进风侧平均流速为2.77 m/s, 而机舱内的热回流会严重影响空调系统的COP与高低压; 针对B车型优化版与Base版, 系统的COP较A车型分别下降8.3%和15.8%。

关键词: 空调制冷系统; 发动机舱; 冷却模块; 热回流; 性能系数

中图分类号: U462 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2024.06.14

Research on Air-Conditioning Refrigeration Performance of Heavy Commercial Vehicles Under Idling and Climbing Conditions

CHENG Haojie¹, XU Yakun¹, REN Liya¹, DONG Liping¹, WANG Xiaolong¹,
ZHANG Lei¹, ZHANG Yilun²

(1. China National Heavy Duty Truck Group Automotive Research Institute, Jinan 250100, China;
2. CATARC (Tianjin) Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300300, China)

Abstract: The refrigeration performance of the air-conditioning system in heavy commercial vehicles is severely constrained by specific driving conditions and the engine compartment layout. The thermal-flow field model and AC cooling system model of a heavy-duty truck are built using Star CCM+ and AMESim, respectively. The refrigeration performance is analyzed through simulations under high-temperature idling and high-torque climbing conditions. Experimental validation is conducted in an environmental wind tunnel. The effects of compressor speed ratio, condenser inlet air temperature and flow rate, and blower speed on the refrigeration performance are investigated. The simulation results of the air conditioning system are in good agreement with the bench test results, with a maximum error of 4.7%. At 5 000 r/min, the blower can provide an air flow rate of 470 m³/h for the air conditioning duct. Under the idle condition, the average flow rate on the inlet side of the condenser is 2.77 m/s. However, thermal reverse flow in the engine compartment severely affects the COP and the high and low pressures of the air conditioning system. For the optimized

收稿日期: 2023-08-11 改稿日期: 2023-10-20 网络首发日期: 2024-07-31

参考文献引用格式:

程浩杰, 徐亚坤, 任黎亚, 等. 重型商用车怠速与爬坡工况对空调制冷性能的影响[J]. 汽车工程学报, 2024, 14(6): 1072-1082.

CHENG Haojie, XU Yakun, REN Liya, et al. Research on Air-Conditioning Refrigeration Performance of Heavy Commercial Vehicles Under Idling and Climbing Conditions [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2024, 14(6): 1072-1082. (in Chinese)



and base versions of the B-type vehicle, the system COP decreases by 8.3% and 15.8%, respectively, compared to the A-type vehicle.

Keywords: air conditioning refrigeration system; engine compartment; cooling module; thermal reversed flow; coefficient of performance

制冷空调系统对热舒适性和行车安全有较大的影响^[1]，其主要功能是用来调节驾驶室室内的温度、湿度、风速以及空气的新鲜度等。与乘用车相比，重型商用车行车时间长、热负荷大、车速低、行车工况恶劣，这对空调系统的设计与匹配提出了更高的要求^[2]。目前，重型商用车仍然以传统能源为主，空调压缩机由发动机驱动，在发动机和压缩机之间的动力传动装置控制着压缩机和发动机之间的速比。

张英朝等^[3]建立了1D/3D强耦合的汽车热管理仿真模型，分析了不同工况下汽车热管理系统的性能，所研究的车型冷凝器进风侧温度为52.5℃，较环境温度35℃上升17.5℃，并未采用有效的措施改善热回流。雷舒蓉等^[4]基于Kuli对商用车空调系统进行仿真分析及优化，并提出了多种优化方案，但是并未对各方案进行有效的试验验证。刘登封等^[5]通过试验对比了H型膨胀阀与电子膨胀阀在不同工况、不同压缩机转速下汽车空调系统的性能，研究发现电子膨胀阀的调节能力要明显优于热力膨胀阀。陈存福等^[6]对商用车发动机舱热流场进行了仿真计算，并结合道路试验研究了格栅开口率、发动机舱挡板、风扇与散热器间距等因素对机舱热流场的影响，而空调的性能并未考虑。

目前，针对商用车空调系统制冷性能的仿真并未考虑真实的行车工况，机舱热回流导致的冷凝器进气高温产生的影响也很少被提及。因此，本文基于AMESim与Star CCM+分别建立了准确的空调系统模型及整车热流场模型，针对高温怠速工况与大转矩爬坡工况下的空调制冷性能进行全面的仿真分析与试验验证。

1 一维空调系统模型

汽车空调系统由压缩机、冷凝器、储液干燥器、膨胀阀、蒸发器及相应的阀门管道组成，常用的制冷剂为R134a；当发动机带动压缩机运转时，压缩机将低温低压的气态制冷剂压缩成高温高压的气态制冷剂，过热的气态制冷剂进入冷凝器后，温度降低，制冷剂由气态变为液态；液态制冷剂由管道进入到热力膨胀阀后，压力和温度急剧下降，并以雾状液滴进入至蒸发器，随后低温液态制冷剂与风道中的高温空气进行换热变为气态制冷剂，最后进入至压缩机进行再次循环。

通常，传统商用车的冷凝器与中冷器、散热器串联形成冷却模块，位于发动机的正前端。由发动机驱动的冷却风扇为冷却模块提供冷却气流；而蒸发器位于空调箱体内部、鼓风机下游，并利用鼓风机的动力为乘员舱输送循环冷风。

1.1 压缩机

传统商用车一般采用斜盘式压缩机，影响压缩机性能参数主要的因素是等熵效率、容积效率和机械效率；压缩机效率是压缩比和转速的函数，具体的效率MAP图可通过压缩机单体性能试验获取。

1.2 H型热力膨胀阀

H型热力膨胀阀结构紧凑、性能可靠，膨胀阀的零点标定及验证是保证膨胀阀性能的关键。在AMESim中，表征H型热力膨胀阀的性能参数为四象限图，第1象限为蒸发器出口温度-蒸发器出口压力，第2象限为膨胀阀开度-蒸发器出口压力，第3象限为膨胀阀开度-制冷剂流量，第4象限为蒸发器出口温度-制冷剂流量，具体膨胀阀性能试验可参考标准QC/T 663—2019^[7]。

1.3 冷凝器

车载空调系统所用的冷凝器为单排的微通道平行流换热器，主要由扁管和翅片组成。制冷剂在扁管内进行流动，可依次分为过热段、两相段以及过冷段。其中，过热段与过冷段为单相流动，可采用 Gnielinski 换热关联式；对于两相段的制冷剂冷凝，可采用 Shah^[8] 换热关联式；而空气侧的流动换热可采用 Dittus-Boelter 换热关联式。

1.4 蒸发器

如图 1 所示，目前车载空调系统所用的蒸发器为双排微通道平行流换热器，而非层叠式换热器^[3]。与层叠式蒸发器相比，微通道蒸发器具有体积小、重量轻、换热性能好等优势^[9]。

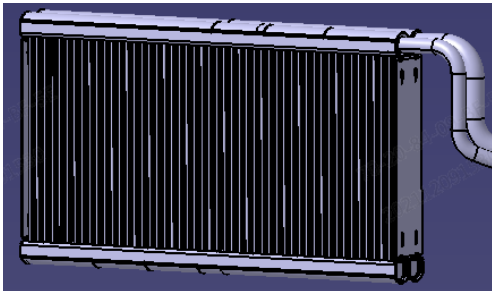


图 1 空调蒸发器模型

雾状的两相制冷剂在扁管内进行蒸发换热，其流程可分为两相段和过热段。其中，两相段为制冷剂的蒸发，可采用 VDI Heat Atlas^[10] 关联式；而过热段为单相流换热，则采用与冷凝器相同的换热关联式。

冷凝器与蒸发器的详细几何参数见表 1，在 AMESim 中建立了空调制冷系统的仿真模型，如图 2 所示。

本文主要研究了压缩机速比、冷凝器进风温度及流量、鼓风机转速等因素对空调系统性能的影响。仿真计算的具体工况见表 2，蒸发器的进风温度及相对湿度被认为是恒定的，分别为 30℃、50%。

2 三维仿真模型

2.1 三维结构模型

将空调系统集成到整车中，其性能会受到整车

表 1 冷凝器与蒸发器几何参数

几何参数	冷凝器	蒸发器
芯体尺寸/mm	828×310×16	156×343×(19×2)
流道分布	12×8×6×5	24×25 25×24
翅片间距/mm	2.8	2.5
翅片厚度/mm	0.08	0.08
翅片长度/mm	20	10
扁管高度/mm	2	2
扁管微通道数量/个	10	9
微通道高度/mm	1.3	1.58
微通道水力直径/mm	1.27	1.3

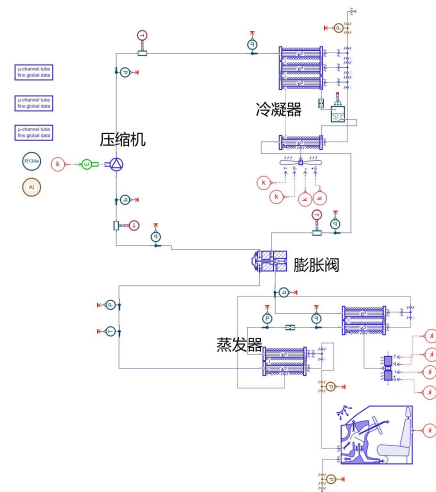


图 2 AMESim 空调系统模型

表 2 仿真计算工况

	压缩机	冷凝器	蒸发器
速比	1.1~2.1		
排量/mL	175		
进风温度		CFD 模型	
进风流量		CFD 模型	
进风温度/℃			26
相对湿度/%			50
风量			基于鼓风机转速

行驶工况的影响，主要表现在冷凝器迎风侧的风速、空气温度以及蒸发器的进风量。如图 3 所示，建立了某型重卡的整车结构模型，包括驾驶室、动力总成、冷却模块、进风格栅、车桥、轮胎等零部件与总成。



图3 整车仿真模型

2.2 计算域与网格模型

在传统的重型商用车中，冷凝器一般位于进气格栅后端、发动机舱最前端，如图4所示，从左至右依次为冷凝器、中冷器、散热器、风扇和发动机。怠速工况下依靠风扇的旋转提供风量；而行驶工况下依靠迎面风速与风扇的双重作用。实际工况下，冷凝器受到发动机舱的影响，其进风温度和进风风速并不均匀，因此，基于Star CCM+对整车热流场进行建模，建立 8 L×5 W×3 H 环境风洞模型，对关键零部件和区域进行局部加密处理，共生成约 8 千万个体网格，机舱热流场网格模型如图5所示。

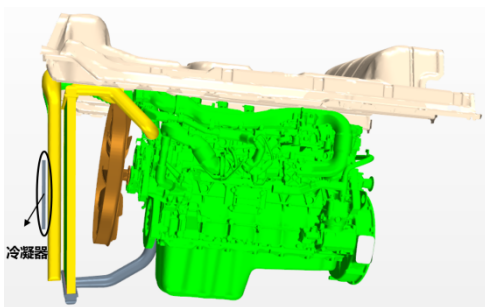


图4 发动机及冷却模块布置

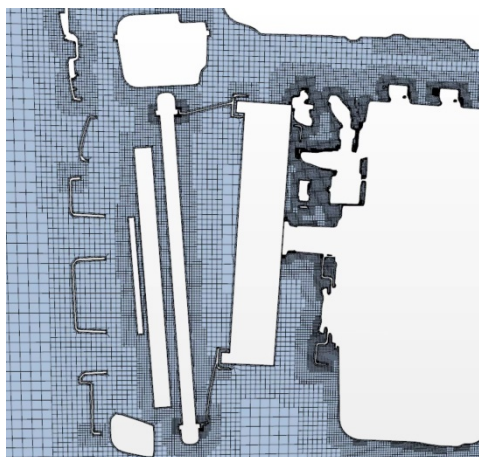
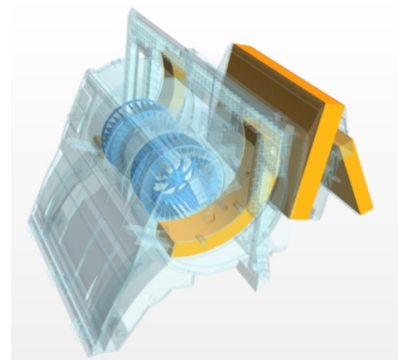


图5 机舱热流场网格

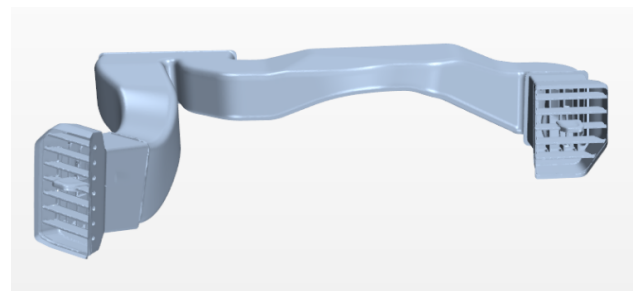
2.3 空调风道模型

商用车的空调风道系统主要由空调箱体与气流分配管道构成。空调箱体中包括进气格栅、空气滤芯、鼓风机、蒸发器、暖风芯体等。在空调制冷模式下，通常采用吹面风道将冷却后的气流导入至乘员舱中。

本文建立了吹面模式下的空调风道系统三维流场模型，包括离心式鼓风机 MRF 旋转域，空气滤芯、蒸发器、暖风芯体多孔介质域，如图 6a 所示。其中，离心式鼓风机共 7 个挡位，每个挡位对应不同的鼓风机转速，见表 3，鼓风机最大挡位时的转速约为 5 000 r/min；空气滤芯、蒸发器、暖风芯体等多孔介质域采用压力-流量曲线拟合惯性阻力系数与粘性阻力系数来表征流动阻力。此外，图 6b 给出了吹面风道的仿真模型。



(a) 空调箱体



(b) 风道

图6 空调风道系统模型

表3 不同挡位时离心式鼓风机转速

	1挡	2挡	3挡	4挡	5挡	6挡	7挡
转速/(r/min)	1 700	2 500	3 000	3 700	4 400	4 700	5 000

2.4 仿真工况及边界条件

本文主要对怠速工况和低速爬坡工况进行了仿

真模拟, 环境温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 风扇速比为 1.25, 冷凝器被认为是均匀的热源, 采用单流体换热器模型建模, 其换热量通过空调系统仿真模型得到; 中冷器与散热器采用双流体换热器模型建模, 基于发动机台架试验获取具体的温度与流量参数; 表 4 总结了发动机舱热流场仿真工况, 由于发动机排气侧的热源对发动机舱热流场的影响较小, 无需具体指定排气侧的热源表面温度。怠速工况下机舱内的流动是由风扇旋转做功引起的, 为强迫对流, 且流速较高, 因此, 可忽略自然对流的影响。

表 4 发动机热流场仿真工况

	怠速工况	低速爬坡 (转矩点)
车速/(km/h)	0.1	20
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	40	40
发动机转速/(r/min)	700	1 600
风扇速比	1.25	
冷凝器换热量/kW	根据空调系统仿真提供	
中冷器进气量/(kg/h)	288	1 100
中冷器进气温度/ $^{\circ}\text{C}$	120	190
散热器水流量/(L/min)	88	196
散热器进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	98	98

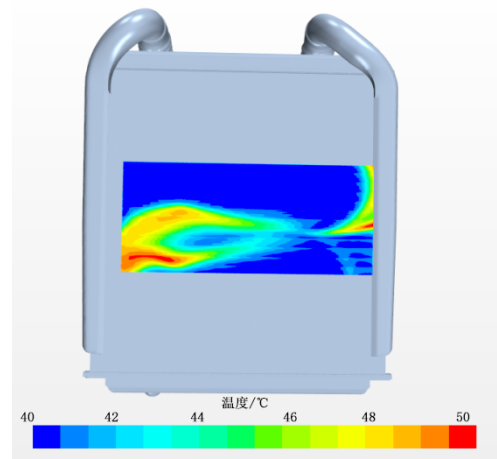
3 发动机舱热流场分析

3.1 怠速工况下冷凝器进风特性

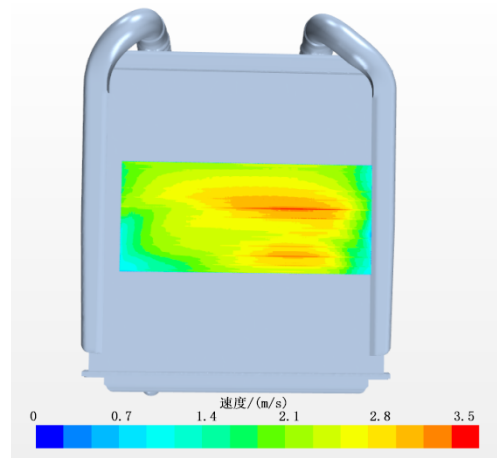
图 7 给出了车辆在怠速工况下冷凝器芯体进风侧的温度分布与速度分布。由图可知, 芯体侧的温度分布并不均匀, 左下方与右侧存在局部高温区域, 最高温度约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, 较环境温度升高了约 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 冷凝器迎风侧质量流量平均温度约为 $42.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, 较环境温度升高了 $2.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由图 7b 可知, 冷凝器芯体侧的速度相对均匀, 分布区间为 $1.5\sim 3.5\text{ m/s}$, 然而由于怠速工况下冷却风扇的转速较低, 导致冷凝器的进风量相对较小。

图 8 给出了怠速工况下整车 Z 方向截面温度分布。由图可知, 发动机舱内的气流通过冷凝器、中冷器和散热器后温度逐渐升高, 怠速工况下散热器

的散热量约为 93 kW , 而散热器出风面的平均温度约为 $83\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。同时, 冷却气流受到发动机、车架和悬架^[11] 等的影响, 一部分高温气流会由冷却模块左右两侧回流至前端, 导致前舱局部区域温度较高, 约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。



(a) 温度分布



(b) 速度分布

图 7 冷凝器进风侧温度与速度分布

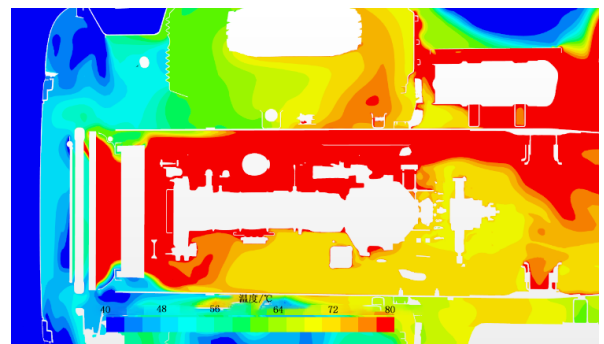


图 8 怠速工况下整车 Z 方向截面温度分布

3.2 大转矩爬坡工况下冷凝器迎风特性

图9给出了车辆在大转矩爬坡工况下冷凝器芯体进风侧的温度分布与速度分布。由图可知，芯体侧的温度分布同样不均匀，其中部下方与右侧存在局部高温区域，最高温度约为48℃；在较高的风扇转速下，冷凝器迎风侧质量流量平均温度约为41.5℃，较环境温度升高了1.5℃，其进风平均温度要低于怠速工况下的进风平均温度；冷凝器芯体侧的速度相比怠速工况下有明显的提升，速度分布区间约为5~10 m/s；且高转速下的冷凝器进风流量约为1.83 kg/s。

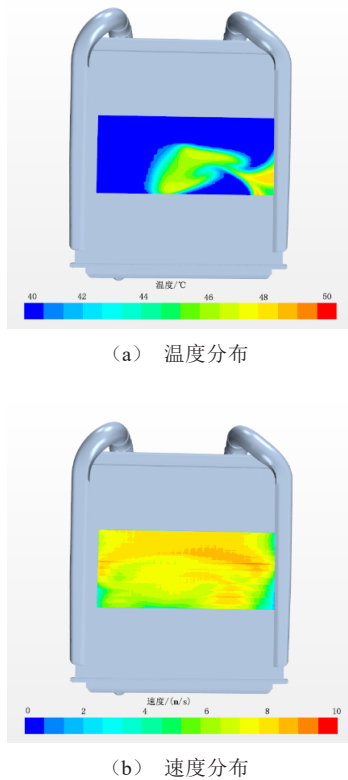


图9 冷凝器进风侧温度及速度分布

图10给出了大转矩爬坡工况下整车Z方向截面温度分布。由图可知，发动机舱内的气流通过冷却模块后的温度明显低于怠速工况下的温度，这是因为在迎风风速和高风扇转速的双重影响下，提高了冷却模块的气流流量，从而降低了出风的平均温度；同时，冷凝器前端的回流区域和回流温度明显小于怠速工况。

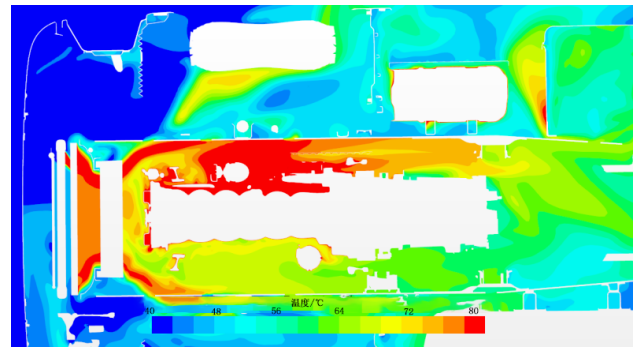


图10 大转矩爬坡工况整车Z方向截面温度分布

4 空调系统性能验证与实车测试

4.1 空调系统台架测试

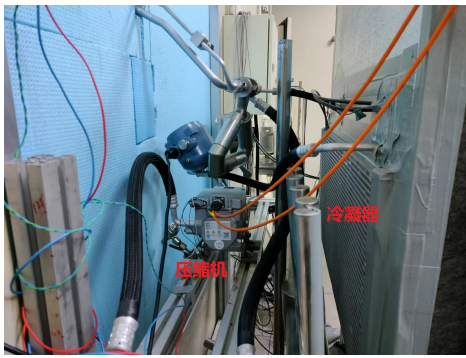
如图11所示，在空调焓差实验室对实车管路空调系统的制冷性能进行研究，并基于试验结果对1D仿真模型进行标定与验证。试验所采用的压缩机排量为175 mL，研究了压缩机转速为1 000 r/min，冷凝器进风干球温度为35℃，进风量为2 400 m³/h，蒸发器进风干球温度为30℃，相对湿度为50%，蒸发器进风量为530 m³/h时空调系统的性能；同时，也给出了相同工况下空调系统仿真模型的计算结果。由表5可知，在此工况下蒸发器换热量的试验值与仿真值分别为4 445 W和4 319 W，误差为2.8%；而压缩机功耗的试验值与仿真值约为1 307 W与1 296 W，误差为0.8%；同时，由表中的其他参数可知，仿真与试验的最大误差约为4.7%，仿真结果与试验结果吻合较好。

表5 试验与仿真的对比

	蒸发器换热量/W	压缩机功耗/W	COP	吸气压力/MPa	排气压力/MPa
试验值	4 445	1 307	3.40	0.252	1.165
仿真值	4 319	1 296	3.33	0.262	1.220
误差/%	2.8	0.8	2.0	4.7	4.7

4.2 整车环境风洞测试

本文以某重型商用车为研究对象，将其置于整车环境风洞转毂试验台，针对怠速工况及行驶工况下的空调性能进行整车测试，如图12所示。在进行整车转毂试验之前，需要对关键的零部件进行布



(a) 空调台架



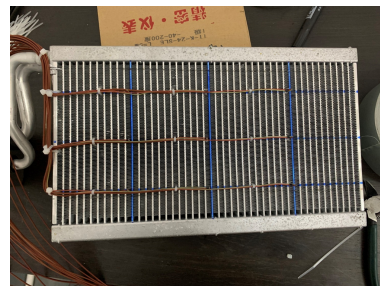
(b) 蒸发器

图 11 空调实车管路测试台架

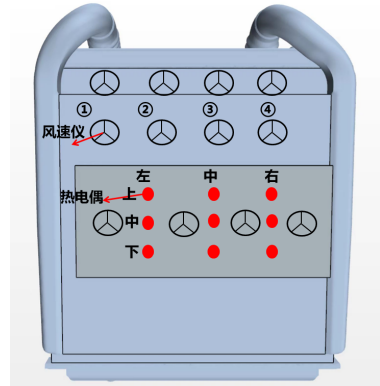
点。如图 13a 所示，取出空调风道内的蒸发器，在其进风侧与出风侧按照九宫格方式布置 18 个温度测点，计算其进风侧与出风侧的平均温度；以同样的方式对发动机舱前端的冷凝器布置 18 个温度测点，如图 13b 所示；同时，在冷却模块迎风面安装 12 个叶轮流量计，从左往右依次标记为①~④，分别统计冷凝器、中冷器、散热器进风侧的速度与流量，如图 13c 所示；此外，在压缩机的进出口分别布置 2 个压力传感器以测量空调系统的高低压。



图 12 整车环境风洞测试



(a) 蒸发器温度布点



(b) 冷却模块风速及温度布点示意图



(c) 冷却模块风速及温度布点

图 13 蒸发器与冷却模块温度与风速布点

整车试验布点完成后，设定风洞内环境温度为 40℃，相对湿度 50%，光照强度 1 000 W/m²，且风速跟随车速变化，完成怠速工况及低速工况下空调系统的性能验证。

试验开始时将空调面板模式调整为：鼓风机挡位最大、温度最低、吹面模式、内循环。整车怠速工况下冷凝器进风侧流速分布与温度分布试验结果见表 6~7。冷凝器流速与温度的矩阵分布在垂直方向上分别与试验中采集的 12 个速度测点与 9 个温度测点相对应，其中，最高流速为 3.7 m/s，最低流速为 2.0 m/s，平均流速为 2.77 m/s；局部最高温度为 42.0℃，最低温度 40.8℃，平均温度为 41.6℃。由图 10 可知，怠速工况下的冷凝器进风侧平均流

速仿真结果约为 2.49 m/s，误差约为 10%；进风侧的平均温度为 42.6 °C，误差为 2.3%，仿真结果与试验结果吻合较好。

表 6 冷却模块迎风面速度分布 m/s

	①	②	③	④
散热器	3.1	2.8	2.9	3.2
中冷器	2.8	3.3	3.7	2.4
冷凝器	2.4	2.5	2.2	2.0

表 7 冷凝器迎风面温度分布 °C

位置	左	中	右
上	41.7	41.9	42.0
中	41.4	40.8	41.6
下	41.6	42.1	41.5

在内循环模式下，蒸发器的进风温度相对均匀，平均温度约为 26 °C，蒸发器出风平均温度约为 9.2 °C，见表 8，蒸发器出风温度与高压试验值与 1D/3D 耦合仿真值均吻合较好。系统的高低压采用的是一段时间内的平均值。

表 8 蒸发器温度与压缩机高低压

类别	蒸发器温度/°C		压缩机压力/MPa	
	进风	出风	高压	低压
试验	26	9.2	1.48	0.21
1D/3D 仿真		8.8	1.52	0.18

5 空调制冷性能分析

5.1 鼓风机转速的影响

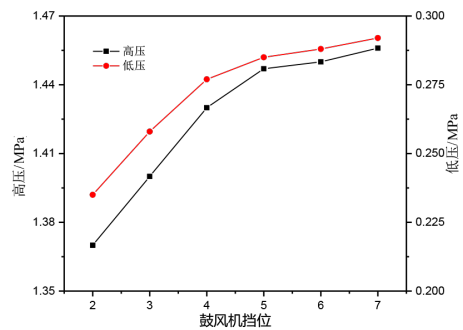
首先对不同鼓风机转速产生的风量进行仿真计算，见表 9，当鼓风机处于最高挡位时，即转速为 5 000 r/min，能产生的最大吹面风量约为 470 m³/h；且蒸发器的进风温度和进气风速相对均匀。

表 9 不同转速下吹面风道风量

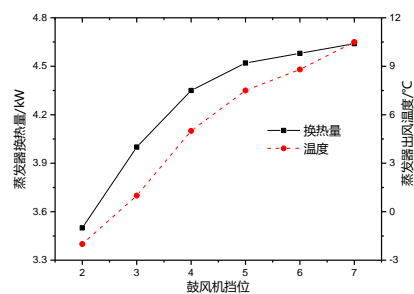
	1 挡	2 挡	3 挡	4 挡	5 挡	6 挡	7 挡
转速/(r/min)	1 700	2 500	3 000	3 700	4 400	4 700	5 000
风量/(m ³ /h)	145	220	270	340	410	435	470

怠速工况下，当压缩机速比为 1.5 时，鼓风机转速对系统高低压、蒸发器换热量和出风温度的影

响，如图 14 所示。由图可知，系统高低压、蒸发器制冷量及出风温度均随着鼓风机转速的增加而增加。虽然低转速下的蒸发器出风温度较低，但是较低的制冷量和出风风速也无法满足乘员舱的制冷需求和乘客的热舒适性要求^[12]，因此，当鼓风机出现故障或无法提供较大的风量时，会严重影响制冷性能和系统的运行状态。



(a) 高低压



(b) 换热量及出风温度

图 14 系统高低压、蒸发器换热量及出风温度随鼓风机转速的变化

5.2 压缩机速比的影响

1D/3D 耦合仿真流程如图 15 所示。其中，空调系统的冷凝器作为 1D/3D 仿真分析的桥梁，一维仿真将冷凝器的换热量传递给三维仿真，三维流场将仿真得到的冷凝器进风温度与流量数据传递给一维仿真，从而完成整体的计算。

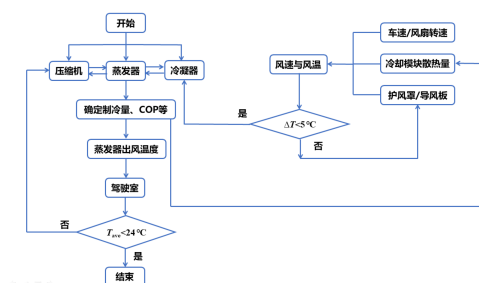


图 15 1D/3D 耦合仿真计算流程

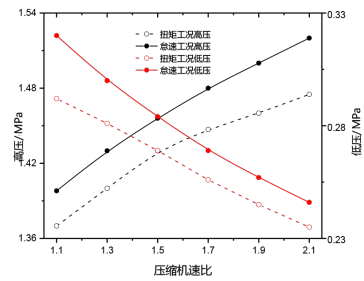
怠速工况与大转矩爬坡工况下压缩机速比对系统高低压、蒸发器换热量和出风温度等因素的影响,如图 16 所示。由图 16a 可知,空调系统的高压随着压缩机速比的增加而增加,而低压随着速比的增加而下降。高压的增加、低压的下降意味着制冷剂冷凝温度的上升和蒸发温度的下降,从而加大了系统的制冷量。与大转矩工况相比,由于怠速工况下压缩机转速较低,其高压略低。

由图 16b 可知,空调系统的制冷量随压缩机速比的增加而增加,而 COP 随着速比的增加而减小;当速比为 1.1 时,大转矩工况下系统的制冷量约为 5.5 kW,远高于怠速工况下产生的制冷量 4.1 kW。然而,怠速工况下系统的 COP 却高于大转矩工况。由图 16c 可知,蒸发器出风温度与驾驶室平均温度均随着压缩机速比的增加而减小。怠速工况下,当速比为 2.1 时,蒸发器出风温度约为 8.2 °C,驾驶室稳定后的平均温度约为 23.6 °C;而当速比为 1.7 时,驾驶室稳定后的平均温度约为 24.8 °C;当乘员舱的平均温度低于 25 °C 时,则认为已满足乘员舱的降温需求。

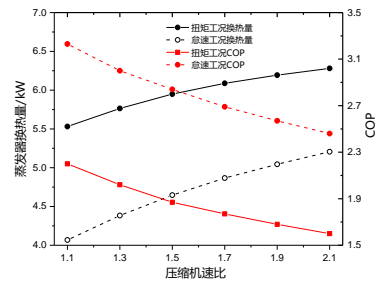
5.3 发动机舱热回流的影响

受到进气格栅、发动机舱内布置、护风罩以及冷却模块倾斜角度等因素的影响,针对怠速工况下不同的车型其冷凝器进风温度均有较大的差异。图 17 给出了另外一款重型商用车(称为 B 车)怠速工况下冷凝器的进风温度,可以看出 Base 版冷凝器迎风面存在大范围的高温区域,其平均温度约 51 °C;通过对原车的风扇罩与风扇的嵌入深度进行研究,得到了最佳的嵌入度(图 18),从而改善热回流,使冷凝器迎风面的温度降低至 44.5 °C,如图 17b 所示。

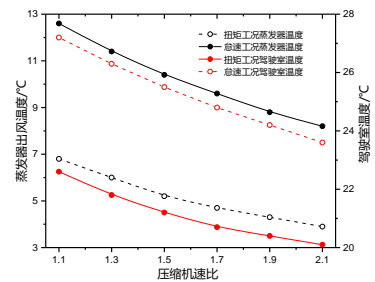
图 19 给出了怠速工况下 B 车 Base 版、优化版较 A 车的空调系统性能对比。由图可知,在不同的压缩机速比下随着热回流温度的升高,空调的制冷 COP 不断下降。当压缩机速比为 1.7,针对 B 车优化版与 Base 版,系统的 COP 较 A 车分别下降 8.3%



(a) 高低压



(b) 蒸发器换热量与 COP



(c) 蒸发器与驾驶室温度

图 16 怠速与大转矩工况下压缩机速比对空调系统性能的影响

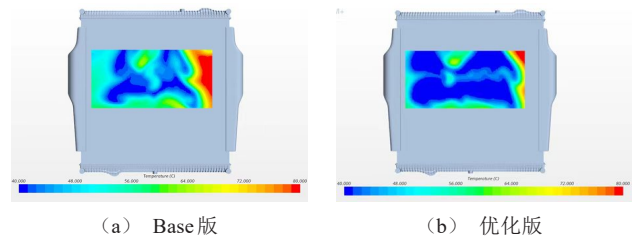


图 17 B 车怠速工况下冷凝器进风侧温度分布

和 15.8%。而当速比为 2.1 时, B 车优化版与 Base 版分别会使系统的 COP 降低 8.5% 和 14.7%。此外,冷凝器进气温度的升高也会显著提升系统的冷凝压力,从而增加系统的冷凝温度,确保冷凝器的换热; Base 版车型空调系统高压约为 1.82 MPa,因此,降低发动机舱内的热回流不仅可以提升空调系统的性能,而且还能降低空调系统的能耗。

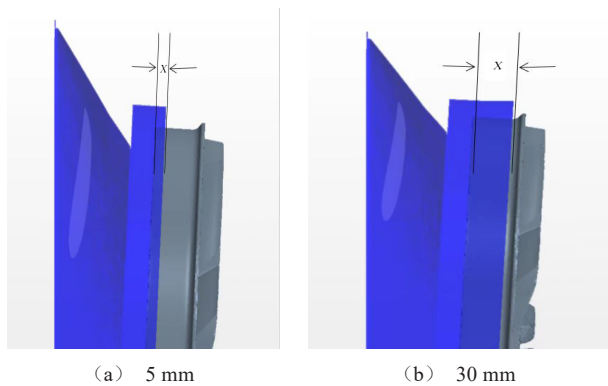


图18 风扇罩嵌入深度

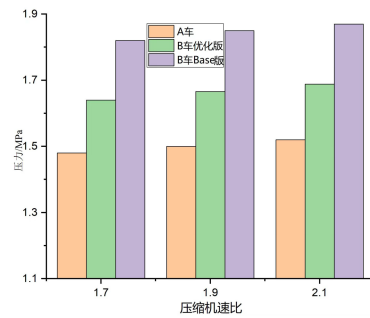
6 结论

本文基于 Star CCM+与 AMESim 分别建立了某重型卡车的整车热流场模型与空调系统制冷模型，并根据环境风洞试验结果验证了仿真模型的准确性，同时研究了重型商用车空调系统在高温怠速与大转矩爬坡工况下的制冷性能，得到的主要结论如下。

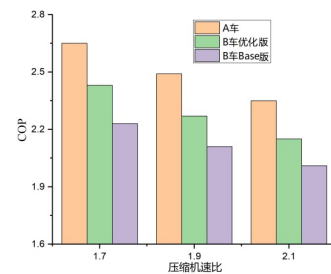
(1) 整车怠速工况下冷凝器进风侧平均流速为 2.77 m/s，平均温度为 41.6 °C。

(2) 当鼓风机最高转速约 5 000 r/min 时，空调风道系统能产生的最大吹面风量约为 470 m³/h，且随着转速的降低，吹面风量显著下降。

(3) 怠速工况下，空调系统压缩机的压比及蒸发器的换热量随着压缩机速比的增加而增加，而系



(a) 压力



(b) COP

图19 热回流强度对空调性能的影响

统的 COP 随着速比的增加而下降，同时，蒸发器出风温度与驾驶室平均温度均随着压缩机速比的增加而减小。为了保证空调系统的能耗和驾驶室的降温需求 (<25 °C)，压缩机最佳的速比约为 1.7，而大转矩工况下压缩机的最佳速比约为 1.1。

(4) 怠速工况下，当压缩机速比为 1.7 时，针对 B 车优化版与 Base 版，系统的 COP 较 A 车分别下降 8.3% 和 15.8%。

参考文献 (References)

- [1] 唐江明,谷正气,莫志姣,等.汽车空调送风格栅优化与乘员热舒适性改进[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2016,39(3):309-313,394.
TANG Jiangming, GU Zhengqi, MO Zhijiao, et al. Optimization of Vehicle Air-Conditioning Grilles and the Improvement of Passenger Thermal Comfort [J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2016, 39(3): 309-313, 394. (in Chinese)
- [2] 周江彬,吴龙兵.零部件优化对汽车空调性能的影响[J].汽车实用技术,2019(24):107-110.
ZHOU Jiangbin, WU Longbing. The Influence of Components Optimization on Automotive Air Conditioning Performance [J]. Automobile Technology, 2019 (24): 107-110. (in Chinese)
- [3] 张英朝,简杰松,张锦涛,等.基于三维/一维强耦合模型

的整车热平衡与热系统参数对性能影响的研究[J].汽车工程,2022,44(6):936-944,951.

ZANG Yingchao, JIAN Jiesong, ZHANG Jintao, et al. Research on Vehicle Thermal Balance and the Effects of Parameters on Thermal System Performances Based on 3D/1D Strongly Coupled Model [J]. Automotive Engineering, 2022, 44(6): 936-944, 951. (in Chinese)

- [4] 雷舒蓉,费洪庆,陈永哲,等.基于Kuli的某商用车空调系统性能仿真及优化分析[J].内燃机与动力装置,2014,33(6):31-35.

LEI Shurong, FEI Hongqing, CHEN Yongzhe, et al. Performance Simulation and Optimization Analysis of a Commercial Vehicle Air Conditioning System Based on Kuli [J]. Internal Combustion Engine and Power Plant, 2014, 33(6): 31-35. (in Chinese)

- [5] 刘登峰,王芳,王秋实,等.电动汽车空调系统中的电子膨胀阀性能研究[J].轻工机械,2020,38(6):27-32.
LIU Dengfeng, WANG Fang, WANG Qiushi, et al. Performance Research of Electronic Expansion Valve in Electric Vehicle Air Conditioning System[J].Light Industry Machinery,2020,38(6):27-32.(in Chinese)
- [6] 陈存福,费洪庆,胡金蕊,等.某商用车发动机舱热管理仿真分析与试验研究[J].汽车技术,2020(2):47-52.
CHEN Cunfu, FEI Hongqing, HU Jinrui, et al. Simulation and Experimental Study of Underhood Thermal Management of a Commercial Vehicle [J]. Automobile Technology,2020(2):47-52.(in Chinese)
- [7] 中华人民共和国工业和信息化部.汽车空调用热力膨胀:QC/T663—2019[S].北京:北京科学技术出版社,2019.
Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. Thermal Expansion Valve for Automotive Air Conditioning: QC/T 663—2019 [S]. Beijing: Beijing Science and Technology Publishing Co., Ltd.,2019.(in Chinese)
- [8] SHAH M M. A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes [J].International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, 22 (4) : 547-556.
- [9] 周国梁,苏林,吴龙兵,等.变工况条件下微通道蒸发器换热特性实验研究[J].制冷学报,2017,38(4):87-93.
ZHOU Guoliang, SU Lin, WU Longbing, et al. Experimental Research on Heat Transfer Characteristics of Microchannel Evaporator Under Variable Conditions [J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38 (4) : 87-93. (in Chinese)
- [10] STEINER D, TABOREK J. Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model [J]. Heat Transfer Engineering, 1992, 13(2):43-69.
- [11] 石岩,李耀,许佩佩.商用车发动机舱流场仿真与风罩优化设计[J].汽车工程,2021,43(8):1248-1253.
SHI Yan, LI Yao, XU Peipei. Flow Field Simulation of Engine Compartment in a Commercial Vehicle and Design Optimization of Flow Guiding Shroud [J]. Automotive Engineering, 2021, 43(8):1248-1253.(in Chinese)
- [12] 赵兰萍,郑振鹏,徐鑫,等.基于驾乘人员热感觉的车内空调送风参数设计[J].同济大学学报(自然科学版),2021,49(5):721-730.
ZHAO Lanping, ZHENG Zhenpeng, XU Xin, et al. Design of Air Supply Parameters in Vehicle Cabin Based on Human Thermal Sensation [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2021, 49 (5) : 721-730. (in Chinese)

作者简介



程浩杰 (1991-), 男, 山西长治人, 博士, 工程师, 主要研究方向为整车热管理与能量管理。

Tel: 13682159610

E-mail: haojie@tju.edu.cn