

轨道车辆空调相变蓄冷换热器放冷过程的数值仿真研究

王苏娜¹ 王宏宇^{2*} 孙 化¹ 曾 骁¹

(1.中南大学能源科学与工程学院,长沙 410083;2.中车青岛四方车辆研究所有限公司,青岛 266031)

摘 要 通过建立传热过程的数学模型,对轨道车辆空调相变蓄冷换热器放冷过程进行数值仿真计算,得到圆管型和扁管型蓄冷换热器在不同条件(环境温度、风速和蓄冷材料导热系数)和不同结构尺寸(圆管的管径、扁管的厚度)下的总放冷量和放冷时间,根据计算结果分析对比了蓄冷换热器在不同条件下放冷效果的优劣,结果表明影响放冷效果的重要因素为风速和环境温度,导热系数对放冷效果的影响非常小。

关键词 轨道车辆空调,相变蓄冷换热器,数值仿真,放冷效果

Numerical simulation on cooling process of phase change cool storage device for rail vehicle air conditioning

Wang Suna¹ Wang Hongyu² Sun Hua¹ Zeng Xiao¹

(1.School of Energy Science and Engineering,Central South University,Changsha 410083;
2.CRRC Sifang Institute Co.,Ltd.,Qingdao 266031)

Abstract By establishing the mathematical model of heat transfer process, the numerical simulation of the cooling process of the phase change storage heat exchanger of the rail vehicle air conditioner is carried out, and the total cooling capacity and cooling time of the circular tube type and flat tube type storage heat exchanger under different conditions (environment temperature, wind speed and thermal conductivity of the storage material) and different structure sizes (diameter of the circular tube and thickness of the flat tube) are obtained. According to the calculation results The results show that wind speed and ambient temperature are the important factors affecting the cooling effect, and the thermal conductivity has little effect on the cooling effect.

Key words rail vehicle air conditioner, phase change cold storage device, numerical simulation, cooling effect

高铁、动车、地铁等轨道交通工具快速发展,满足了人们日益增长的出行需要,但轨道交通工具全封闭式车厢使乘客对车内乘坐环境的舒适度提出了更高的要求,特别是轨道车辆出现空调机组甚至供电系统故障等紧急情况下,如何使密封式车厢在一定时间内满足乘客对舒适度的最低要求,是摆在我们面前最大的问题。开发适用于轨道交通车辆空调的蓄冷换热器,通过蓄冷技术对密封式车厢进行温度调节,可以使车厢内的温度在一定时间内维持在人体可以接受的水平,提高旅客的乘车舒适性。

目前的蓄冷技术一般是针对建筑空调蓄冷设计

的^[1-2],建筑空调蓄冷换热器体积庞大,不适用于轨道车辆空调的储能要求。轨道车辆为密闭的车厢,空间小并且人员密度大,对于蓄冷换热器体积和放冷时间的要求非常严格。相变蓄冷换热器具有储能密度高、蓄放冷过程近似等温等优点,因而在轨道车辆空调储能中有广阔的应用前景。

叶宏等^[3]对管壳式相变换热器贮热、换热效果进行了数值模拟研究,根据计算结果分析了管内相变材料的有效导热系数、水的质量流率、入口水温、换热器长度对换热器整体性能的影响,数值模拟结果表明管侧相变材料的有效导热系数对换热器的性能有明显影响。流率对换热器性能的影响同样不可

基金项目:中车青岛四方车辆研究所有限公司科研发展基金资助项目(SRI2017042)

作者简介:王苏娜(1995-),女,硕士,研究方向为轨道车辆空调储能技术研究。

联系人:王宏宇(1983-),男,工程师,主要从事车辆制冷与车辆空调储能研究工作。

忽视,应在允许的流率范围内选择最低的流率。 $\text{Trp}^{[4]}$ 对石蜡作为贮热材料的管壳式相变换热器进行了研究,采用数值方法分析了以单管为基础的贮热单元的贮热、放热过程,得到材料熔化、凝固过程的温度分布图。吴赞侠等^[5]采用有限元分析法对冰和高温相变材料蓄冷球的蓄冷和释冷过程进行了仿真模拟,探讨了2种材料在蓄冷和释冷过程中蓄冷量及蓄冷、释冷时间的变化规律,并对2种材料的蓄释冷性能进行了分析对比。结果表明高温相变材料蓄冷周期短,蓄冷量大,能较好地满足潜艇蓄冷空调要求。

选择固-固相变石蜡作为轨道车辆空调储能材料,是因为石蜡类相变蓄冷材料具有稳定的物理和化学性能,无毒、无腐蚀^[6-7],价格低且可以反复融化,虽然凝固但是不会出现过冷现象。此外,固-固相变石蜡的固体状态不变,可避免发生泄漏,更符合轨道车辆运行稳定性的要求。本研究采用数值仿真方法研究不同材料的物性参数、结构参数和环境条件对蓄冷换热器放冷时间及总放冷量的影响。

1 蓄冷换热器放冷过程数值仿真计算

蓄冷换热器的研发是整个轨道车辆蓄能空调系统研发的核心和关键,通过建立其传热过程的数学模型,选择 ANSYS 软件平台进行数值模拟计算,得到圆管型和扁管型蓄冷换热器在不同条件(管厚、蓄冷材料导热系数、环境温度和风速)下的总放冷量和放冷时间,并对比了各种类型的蓄冷换热器在不同条件下的放冷效果,确定最佳的蓄冷换热器结构和具体尺寸。采用数值仿真计算这一研究手段,能模拟较复杂的相变过程,克服理论研究中求解方程和实验研究中蓄冷、放冷时间过长,操作复杂带来的困难,可以得到大量复杂条件下相对准确的结果。

1.1 几何模型简化

单元式蓄冷换热器放置在列车空调的送风风管中,其外部尺寸与送风风管尺寸匹配。蓄冷换热器受风管结构和风阻条件的制约,故选择圆管管束和扁管管束2种结构形式。

研究圆管型蓄冷换热器时,将其简化为截面2D模型,圆管型蓄冷换热器仿真模型简化示意图见图1。图中 $L1$ 为换热器中各换热圆管宽度方向的间距, m ; $L2$ 为换热圆管高度方向的间距, m ; d 为换热圆管外径, m 。

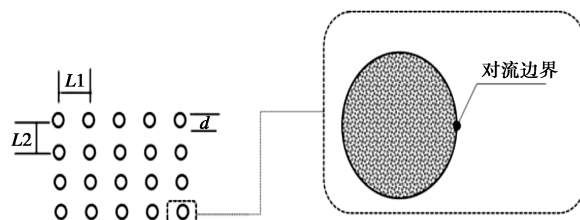


图1 圆管型换热器仿真模型简化示意图

研究扁管型蓄冷换热器时,将其简化为截面上一小段区域作为研究对象,扁管型蓄冷换热器仿真模型简化示意图见图2。图中 L 为换热扁管宽度方向的间距, m ; H 为换热扁管高度, m ; D 为换热扁管厚度, m 。

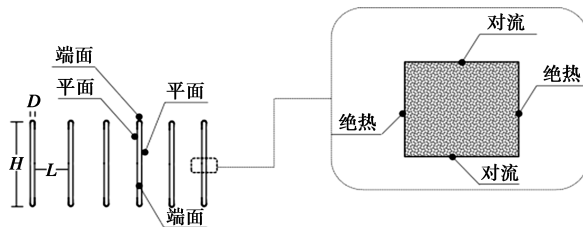


图2 扁管型蓄冷换热器仿真模型简化示意图

1.2 物理模型

以图1和图2中的圆管管束和扁管管束作为研究对象,管材为铝合金,内装的蓄冷材料为固-固相变石蜡,相变温度为 20°C ,材料的物性参数见表1。

表1 材料物性参数

材料名称	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	导热系数/ [$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$]	比热容/ [$\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$]	运动黏度/ ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$)
空气	1.28	0.0026	1005	1.59×10^{-5}
蓄冷材料	0.88	2.38	3.22	固体
铝合金	2700	170	880	固体

对计算对象的传热作如下简化和假设:

(1)因圆管主要传热方向是径向,扁管主要传热方向是垂直于壁面的方向,且圆管长度方向的尺寸远大于外径,扁管长度方向的尺寸远大于厚度,故忽略长度方向对换热器单元整体传热的影响。

(2)假设换热器单元内各单管空隙之间的风速和温度均匀,则圆管和扁管的外壁具有相同的对流换热系数和相同的对流换热环境温度。

(3)假设换热器单元中各单管的换热过程完全相同,故单管的放冷时间与整个单元的放冷时间相同,单元的总放冷量等于单管的放冷量乘以单元中单管的个数。

(4)管壁厚度为 0.5mm,故将管壁内的传热简化为传热热阻。

1.3 数学模型

根据上述的假设和简化,单元式蓄冷换热器放冷过程的仿真计算最终简化为单管放冷过程的仿真计算。

(1)控制方程:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S \quad (1)$$

$$\nabla T = \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

式中, ρ 为相变材料密度, kg/m^3 ; c 为等效热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为相变材料瞬时温度, K ; λ 为相变材料导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S 为体积热生成率, W/m^3 ; t 为时间, s ; x, y, z 为坐标轴; $u=u(t, x, y, z)$ 为温度,是时间变数 t 与空间变数 (x, y, z) 的函数。

(2)初始条件:相变材料和管材的初始温度为 17°C ,风管的送风温度为 35°C 。

(3)边界条件:在管材的边壁面采用对流换热,边界条件如下:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_a) \quad (3)$$

式中, T_a 为环境温度(风管的送风温度), K ; h 为管壁的对流换热系数^[8], $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; n 为换热器表面的法线方向。

(4)源项处理:源项处理是相变传热的核心问题和难点,常用的是焓法分析,但焓法对相变潜热求解需要得到焓函数,而焓函数通常由实验数据拟合获得,在无法获得焓函数情况下,等效热熔法更有效^[9]。本次仿真计算采用能实时反映相变温度区间内相变潜热实际变化的等效比热容法,即根据差示扫描量热法(DSC)测试所得的相变曲线图,将相变温度区间内的实时相变潜热量叠加到相变材料原有的比热容上,形成等效的比热容。蓄冷材料相变区间 $19 \sim 24^\circ\text{C}$ 的比热容见图 3。

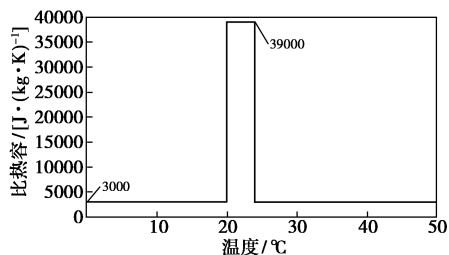


图 3 蓄冷材料相变区间 $19 \sim 24^\circ\text{C}$ 的比热容

2 结果与讨论

2.1 风速对放冷时间的影响

管束外空气速度对圆管和扁管传热(放冷)的影响最终体现在空气流动产生的对流传热的影响,而空气速度的快慢直接决定了对流换热系数的大小。按空气纵向掠过管束的理论,通过计算得到风速和管道尺寸不同时的对流换热系数^[8](见表 2)。

表 2 风速和管道尺寸不同时的对流换热系数

风速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	对流换热系数/ $[\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}]$			
	圆管外径	扁管尺寸	扁管尺寸	扁管尺寸
	10mm	100mm×5mm	100mm×10mm	100mm×15mm
5	20	19	19	19
7	26	25	25	25
9	31	31	31	31

对于管厚度为 5mm 的扁管型蓄冷换热器,设定如下工况:初始温度 17°C ,环境温度 35°C ,蓄冷材料导热系数为 $2.38 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。在对流换热系数不同条件下,换热器管壁热流密度、总放冷量随时间变化的曲线图分别见图 4 和图 5。结合图 4—5 可以看出,风速越大,即对流换热系数越大时,前期的热流密度越大,放冷时间越短。

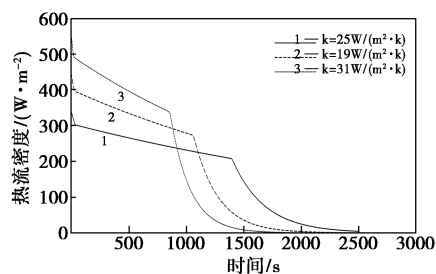


图 4 对流换热系数不同时换热器管壁热流密度随时间变化的曲线图

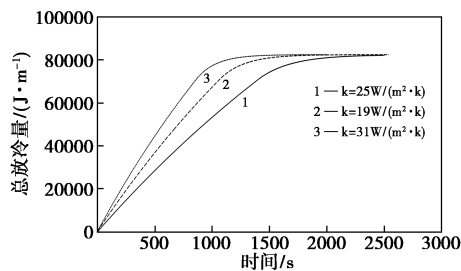


图 5 对流换热系数不同时总放冷量随时间变化的曲线图

在相同工况下,对管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器进行仿真模拟计算,得到厚度 5mm 的扁管型

蓄冷换热器和管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器在不同风速下的放冷时间,模拟计算结果见表 3。由表可知,对厚度 5mm 的扁管型蓄冷换热器和管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器而言,风速越大,即对流换热系数越大时,放冷时间越短。

表 3 管束类型不同的蓄冷换热器在不同风速下的放冷时间模拟计算结果

风速/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	管厚 5mm 扁管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
5	1395		82520
7	1062	23.87	82520
9	858	19.21	82520

风速/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	管径 10mm 圆管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
5	1504		13138
7	1163	22.67	13138
9	979	15.82	13138

2.2 环境温度对放冷时间的影响

对于管厚度为 5mm 的扁管型蓄冷换热器,设定如下工况:初始温度 17℃,风速 9m/s,蓄冷材料导热系数为 2.38W/($\text{m}\cdot\text{K}$)。环境温度不同条件时,蓄冷换热器管壁热流密度、总放冷量随时间变化的曲线图分别见图 6 和图 7。结合图 6—7 可知,环

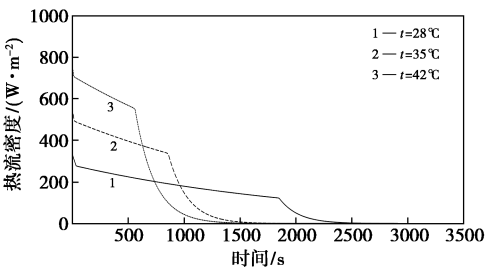


图 6 环境温度不同时蓄冷换热器管壁热流密度随时间变化的曲线图

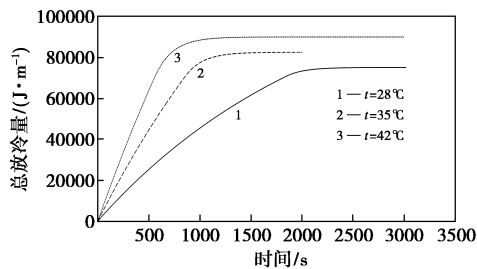


图 7 环境温度不同时总放冷量随时间变化的曲线图

境温度越高,前期的热流密度越大,放冷时间越短。

在相同工况下,对管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器进行仿真模拟计算,得到厚度 5mm 的扁管型蓄冷换热器和管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器在不同环境温度下的放冷时间,模拟计算结果见表 4。由表可知,对厚度 5mm 的扁管型蓄冷换热器和管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器而言,温度越高,放冷时间越短。

表 4 管束类型不同的蓄冷换热器在不同环境温度下的放冷时间模拟计算结果

温度/ ℃	管厚 5mm 扁管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
28	1848		75096
35	858	53.57	82520
42	562	34.50	89899

温度/ ℃	管径 10mm 圆管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
28	2098		11939
35	979	53.34	13138
42	645	34.12	14363

2.3 导热系数对放冷时间的影响

在初始温度 17℃、环境温度 35℃、风速 9m/s 的工况下,对蓄冷材料导热系数进行仿真模拟计算,得到厚度 5mm 的扁管型蓄冷换热器和管径 10mm 的圆管型蓄冷换热器在不同导热系数下的放冷时间,模拟计算结果见表 5。由表可知,导热系数增大

表 5 管束类型不同的蓄冷换热器在不同导热系数下的放冷时间模拟计算结果

导热系数/ [$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$]	管厚 5mm 扁管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
1.40	865		82520
2.38	858	0.72	82520
4.00	854	0.47	82520

导热系数/ [$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$]	管径 10mm 圆管换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-1}$)
1.40	996		13138
2.38	979	1.71	13138
4.00	971	0.82	13138

时,放冷时间缩短的幅度很小,即导热系数对放冷时间影响很小。

2.4 管厚(径)对放冷时间的影响

在初始温度 17℃、环境温度 35℃、蓄冷材料导热系数 2.38W/(m·K)、风速为 9m/s 的工况下,对管厚(径)不同的蓄冷换热器进行仿真模拟计算,得到扁管型和圆管型蓄冷换热器在不同管厚(径)下的放冷时间,模拟计算结果见表 6。由表可知,管厚(径)越大,放冷时间越长,单位管长放冷量越大。

表 6 扁管型和圆管型蓄冷换热器在不同管厚(径)下的放冷时间模拟计算结果

管厚/ mm	扁管型换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ (J·m ⁻¹)
5	858	56.18	82520
10	1958	36.53	185381
15	3085		286314

管径/ mm	圆管型换热器		
	100%放冷 时间/s	放冷时间 缩减比/%	单位管长放冷量/ (J·m ⁻¹)
5	508	44.09	3147
7	732	25.23	6561
10	979		13138

3 结论与建议

(1)通过实验可知,对放冷时间影响最大的因素为风速(对流换热系数)和环境温度,管厚(径)对放冷时间影响次之。

(2)导热系数对放冷时间的影响非常小,导热系数减小会延长放冷时间,但是导热系数的影响远弱

于风速、环境温度、管厚(径)。一般而言,导热系数的值如果是同一数量级,可忽略其影响。环境温度的变化不仅对放冷时间影响大,对累计放冷量的影响也很大。

(3)建议在相变材料的筛选和蓄能放冷换热器的结构设计上,遵循以下原则:在相变材料的选择上,主要考虑相变潜热,导热系数不作重点考虑;虽然圆管放冷时间比扁管小,但对于同一尺寸的蓄冷换热器,扁管总放冷量远大于圆管,综合考虑选用扁管;根据轨道车辆蓄能空调放冷量和放冷时间的要求,应合理选择换热器结构、尺寸和送风温度。

参考文献

- [1] 闫全英.相变储能技术的研究和发展[J].建筑节能,2007,35(12):41-44.
- [2] 冠侠,刘字峻.相变储能建筑供暖空调领域的应用前景[J].节能,2010,29(10):62-64.
- [3] 叶宏,赵晓,程丹鹏,等.管壳式相变换热器贮热换热效果的数值研究[J].太阳能学报,2008,29(12):1499-1503.
- [4] Trp A. An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit[J]. Solar Energy, 2005, 79(6): 648-660.
- [5] 吴赞伟,吴钢,曾强洪,等.蓄冷材料应用于潜艇空调的数值模拟[J].流体机械,2008,36(5):75-78.
- [6] 吴淑英,汪南,朱冬生,等.纳米铜/石蜡复合相变蓄热材料的导热性能研究[J].化工新型材料,2012,40(5):104-106.
- [7] 刘玉东.纳米复合低温相变蓄冷材料的制备及热物性研究[D].重庆:重庆大学,2005.
- [8] 罗斯瑞.传热学基础手册[M].北京:科学出版社,1992.
- [9] 潘艾刚,王俊彪,张贤杰.基于等效热容法和焓法的相变传热数值分析[J].计算机仿真,2014,31(2):315-319.

收稿日期:2018-09-20

修稿日期:2019-11-19

(上接第 151 页)

- [6] Meng X, Bocharova V, Tekinalp H, et al. Toughening of nanocellulose/PLA composites via bio-epoxy interaction: mechanistic study[J]. Materials & Design, 2018, 139: 188-197.
- [7] 刘盟盟,蔡以兵,徐阳,等.蒙脱土的有机改性及其熔纺聚乳酸复合长丝的结构形貌与性能[J].化工新型材料,2016,44(2):198-200.
- [8] 高兆营,胡雪岩,苏婷婷,等.聚丁二酸丁二酯基脂肪族聚酯合成、改性及降解的技术进展[J].化工新型材料,2018,46(1):20-24.
- [9] 陈文婷,李子芬,彭少贤.反应共混增韧全生物降解 PLA/PBS 复合材料[J].塑料,2019,48(3):94-99.
- [10] 辜婷,朱大勇,郑强,等.聚ε-己内酯对聚乳酸/聚丁二酸丁二酯共混体系性能的影响[J].高分子材料科学与工程,2018,34(2):42-47.
- [11] 俞秋燕,严灵芝,刘翔,等.聚乳酸/改性纳米纤维素复合材料

制备及性能[J].包装工程,2016,37(7):28-32.

- [12] 李明珠,李大纲,邓巧云,等.纳米纤维素/聚乳酸复合材料的制备与研究[J].塑料工业,2012,40(7):17-20.
- [13] 史军华,姚进,李知函,等.改性纳米纤维素/聚乳酸复合材料的制备及性能[J/OL].精细化工:1-9[2019-08-05].https://doi.org/10.13550/j.jxhg.20190114.
- [14] 张也,佟毅,李义,等.聚乳酸/聚丁二酸丁二酯/二氧化碳基热塑性聚氨酯三元薄膜的制与性能研究[J].塑料工业,2018,46(1):99-103.
- [15] 吕怀兴,杨彪,许国志,等.聚丁二酸丁二酯与聚乳酸共混型全生物降解材料的结构和性能研究[J].塑料制造,2008(12):72-74.
- [16] 王瑶,何连诚,柴菁珊,等.纳米 SiO₂ 包覆微晶纤维素对 PLA/PBS 复合材料性能的影响[J].中国塑料,2018,32(8):25-32.

收稿日期:2019-08-07

修稿日期:2019-12-06