

文章编号: 1671-6612 (2024) 02-231-06

R600a/R32 用于自复叠低温冰箱的实验研究

王宇洁¹ 刘金平^{1,2} 刘凯¹ 龚咏华¹

(1. 华南理工大学电力学院 广州 510641;

2. 广东省能源高效清洁利用重点实验室 广州 510641)

【摘要】 设计搭建了一套小型低温冰箱自复叠制冷系统, 实验对比分析了 R600a/R32 和 R600a/R290 两种制冷剂组合的系统循环性能, 结果表明 R600a/R32 组合更符合-50℃低温冰箱的工况要求。通过实验进一步对比了 R600a/R32 在不同充注比例下的系统循环特性, 得到 R600a/R32 最佳充注比例为 0.61/0.39。此配比下, 环境温度为 25℃时, 该系统冷冻室温度可以达到-51.8℃。由于小型制冷装置的空间限制, 部分运行参数无法测得, 对此提出一种制冷运行数据的分析模型, 利用回热器换热平衡和气液分离器质量守恒计算关键数据, 并得到混合工质总运行浓度比例, 以便进行系统性能的分析。

【关键词】 自复叠制冷; 混合工质; R600a/R32; 低温冰箱

中图分类号 TB657 文献标志码 A

Experimental Study on R600a/R32 Used in Self Stacking Cryogenic Refrigerator

Wang Yujie¹ Liu Jinping^{1,2} Liu Kai¹ Gong Yonghua¹

(1. School of Electric Power Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, 510641;

2. Guangdong Province Key Laboratory of Efficient and Clean Energy Utilization, Guangzhou, 510641)

【Abstract】 In this paper, a self-cascade refrigeration system for a small cryogenic refrigerator is designed and built. The cycle performance of R600a/R32 and R600a/R290 refrigerant combinations is compared and analyzed experimentally. The experimental results show that the R600a/R32 combination is more in line with the working conditions of -50℃ cryogenic refrigerators. This paper further compares the system cycle characteristics of R600a/R32 under different charging ratios through experiments, and obtains that the optimal charging ratio of R600a/R32 is 0.61/0.39. Under this ratio, when the ambient temperature is 25℃, the freezing chamber temperature of the system can reach -51.8℃. Due to the space limitation of a small refrigeration unit, some operating parameters cannot be measured. In this paper, an analysis model of refrigeration operating data is proposed. Key data are calculated using the heat transfer balance of the regenerator and the mass conservation of the gas-liquid separator, and the ratio of the total operating concentration of the mixed working medium is obtained to analyze the system performance.

【Keywords】 self-cascade refrigeration; mixtures; R600a/R32; cryogenic refrigerator

0 引言

随着人们生活水平的提高, 对食品保鲜的温度和空间需求更加多样化, 根据使用场景的不同, 通常需要 1-4 个贮存温度^[1], 但传统冰箱多采用几个

蒸发器串联的制冷循环方式, 在相同的蒸发温度下同时为几个间室供冷, 导致冷冻室与其他温区传热温差大, 能耗增加^[2]。自复叠制冷循环 (Auto Cascade Refrigeration, ACR) 是由单台压缩机完成

基金项目: 国家自然科学基金 (51976063); 国家自然科学基金 (51776075)

作者简介: 王宇洁 (1999-), 女, 硕士, E-mail: epwangyj@163.com

通讯作者: 刘金平 (1962-), 男, 博士, 教授, 研究方向强化传热传质, E-mail: mpjpliu@scut.edu.cn

收稿日期: 2023-12-13

混合工质自然分离和多级复叠,实现-40℃至-160℃温区低温及超低温冷却^[3],其结构紧凑、部件简单、性能可靠,尤其适用于小型低温制冷装置,可以满足不同冷室的蒸发温度需求。

在制冷剂的选择方面,限制高 GWP (全球变暖潜能值)制冷剂在各种制冷设备上的应用已成必然趋势,许多学者致力于新型环保制冷剂的替代研究。KIM 等^[4]通过模拟和实验研究了使用 R744/R134a 和 R744/R290 混合制冷剂的性能,通过在 CO₂ 工质中混入 R134a 或 R290 形成混合制冷剂,可以将系统的最高压力保持在一定范围;Mota-Babiloni A 等^[5]采用 R448A 替换 R404A 制冷剂,实验发现两者的制冷能力相差不大,但 R448A 的 GWP 减小 70%。

选定非共沸混合工质后,自复叠制冷要通过工质自然分离和混合实现良好的制冷效果,混合工质的配比尤为重要。芮胜军等^[6]分析了混合工质的选配原则,模拟计算了 R22、R23、R14、R740、R728 五种混合工质循环时较为合适的一种配比;刘煜森等^[7]基于 Aspen Hysys 对单级自复叠耦合制冷系统进行了系统性能分析,结果表明,气液分离器进口温度对结果影响很大,R290/R1150/R50 最佳配比为 0.4/0.3/0.3;贺素艳等^[8]采用 R134a/R23 非共沸混合工质对自复叠系统进行实验分析,同时利用 Matlab 和物性分析软件进行模拟计算,结果表明 R23 质量分数为 0.32~0.40 时系统 COP 最高,并且模拟和实验结果相吻合。

为了进一步优化自复叠制冷系统的性能,研究人员对影响系统性能的因素和系统的换热部件做了大量的分析和改进。刘金平等^[9-11]研究了相积存导致的循环浓度偏移,建立了非共沸混合工质两相区流动换热的浓度偏移数学模型,得到混合工质两相区换热的浓度偏移规律。另外,对影响自复叠制冷循环性能的关键部件冷凝蒸发器进行了研究,得到节流阀开度对其换热性能的影响;任娜颖^[12]等针对自复叠双温冰箱循环提出了 4 种流程改进方案,并分析了换热器布置方式、分凝分离级数等对冰箱性能的影响。对于制冷剂的选择和配比、影响系统性能的因素已有大量的研究,然而对于环保混合工质 R600a/R32 的性能研究还相对有限,同时对于小型自复叠制冷装置实际运行参数还缺乏高效便捷的分析模型。本文选择了兼具经济性和环保性的

R600a/R32 制冷剂组合,将其与 R600a/R290 工况进行实验对比分析,结果表明 R600a/R32 制冷剂组合更符合-50℃低温制冷要求,并通过进一步实验得到了 R600a/R32 最佳充注配比。由于工质实际运行组分配比与充注比例之间存在一定偏差且小型低温冰箱因为体积限制部分参数无法测得,对此提出了一种系统运行数据分析模型,根据该模型可以计算出运行关键数据和混合工质运行配比,以便进行系统性能分析。

1 混合工质自复叠制冷系统

1.1 制冷系统设计工况及制冷剂物性参数

本文的设计目标为实现冷冻室在 25℃环境温度下最低温度-50℃低温制冷,同时在 32℃环境温度下,冷藏/冷冻间室按照 4/-18℃运行。制冷剂热物性参数如表 1 所示。

表 1 几种工质的主要热物性参数

Table 1 Main thermophysical parameters of several working fluids

工质	分子量	ODP	GWP	标准沸点 /℃	凝固温度 /℃	临界温度 /℃	临界压力 /MPa
R600a	58.2	0	20	-11.73	-160	135	3.65
R290	44	0	3	-42.2	-187.7	96.7	4.25
R32	52.02	0	675	-51.7	-78.4	78.52	5.81

1.2 实验系统介绍

以某冰箱为基础机型,冷藏室容积 340L,冷冻室容积 176L。采用热电偶和压力传感器测量系统温度和压力,其中压力传感器布置在压缩机进出口两个位置,热电偶共 17 个测点,监测经过各部件的温度变化。关键器件的选型如表 2 所示。

表 2 实验设备选型

Table 2 Measuring instruments for experiments

名称	数量	规格型号	备注
压缩机	1	13ccR290 压缩机	—
冷凝器	1	换热面积 1.53m ²	螺旋管翅式换热器
回热器	1	换热面积 0.053m ²	板式换热器
毛细管	3	冷藏 ID1.37×1500mm; 旁通 ID0.9×3900mm; 冷冻 ID0.6×2500mm	—
冷冻蒸发器	1	换热面积 2.08m ²	管翅式换热器
冷藏蒸发器	1	换热面积 0.39m ²	管板式换热器

1.3 系统流程

系统流程如图 1 所示, 混合制冷剂经过压缩机压缩后, 成为高温高压气体进入冷凝器中, 高沸组分 R600a 大部分冷凝为液体, 低沸组分 R32 大部分仍然为气体。冷凝后的混合制冷剂经过防凝管和干燥过滤器进入气液分离器中, 依靠重力作用在气液分离器中实现自动分离。分离出的富含 R32 的气相组分经过高温回热器进行预冷, 而后进入低

温回热器中进一步冷却, 冷却后的液体经冷冻毛细管节流后进入冷冻蒸发器中蒸发制冷, 蒸发后进入低温回热器中升温; 从气液分离器分离出的富含 R600a 的液相组分经过电子切换阀进入旁通/冷藏毛细管中节流后旁通或进入冷藏蒸发器中制冷, 而后与从低温回热器回热后的富含 R32 的低沸组分汇合, 汇合后的制冷剂进入高温回热器中进一步回热变为气态, 回到压缩机中完成一次循环。

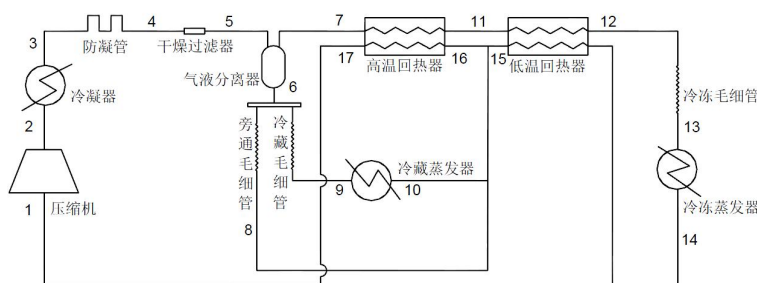


图 1 系统流程图

Fig.1 Experimental system diagram

2 实验结果

2.1 R600a/R32 与 R600a/R290 实验结果对比

环境温度 (双温工况 32℃; 拉低温工况 25℃)、目标制冷温度 (双温工况 4/-18℃; 拉低温工况 -50℃) 一定, 制冷量相同且能耗尽可能低的条件下进行两组混合制冷剂的对比实验。将实验结果进行对比分析, 结果如表 3 所示。双温工况下, 系统运行稳定后使用 R600a/R32 吸气压力对比使用 R600a/R290 高 0.05MPa, 排气压力高 0.35MPa; 使用 R600a/R32 的冷藏/冷冻温度为 3.5℃/-18.5℃, 使用 R600a/R290 的冷藏/冷冻温度为 4℃/-18.5℃。

表 3 两种工质组合实验结果对比

Table 3 Comparison of experimental results of the combination of two working media

工况	R600a/R32		R600a/R290	
	冷藏/冷冻	冷冻	冷藏/冷冻	冷冻
吸气压力/MPa	0.2	0.065	0.142	0.053
排气压力/MPa	1.35	1.06	1	0.8
吸气温度/℃	29.4	25.7	34.4	27.6
排气温度/℃	67.8	73.5	64.9	59.1
冷藏室温度/℃	3.5	—	4	—
冷冻室温度/℃	-18.5	-51.8	-18.3	-43
能耗/W	235.3	215.2	199.9	174

单拉低温工况下, 系统运行稳定后使用 R600a/R32 吸气压力对比使用 R600a/R290 略高 0.01MPa, 排气压力高 0.26MPa; 使用 R600a/R32 的冷冻室温度为 -51.8℃, 使用 R600a/R290 的冷冻室温度为 -43℃。综合来看, 使用 R600a/R290 制冷剂在双温工况下能够满足冷藏/冷冻的制冷温度需求, 且能耗低 15% 左右, 这是因为 R290 的饱和蒸气定压比热容和汽化潜热比 R32 大, 相同制冷量下 R290 质量循环流量更少, 使其压缩机排气温度更低, 降低了压缩过程中的不可逆损失, 功耗减小^[13]。在单拉低温工况下使用 R600a/R290 制冷剂的冷冻室温度最低降到 -43℃, 无法满足 -50℃ 制冷需求, 温度难以降低的原因可以用温度—浓度图解释, 如图 2 和图 3 所示, R600a/R32 在 0.065MPa 下, R600a 浓度比例为 0—0.9 时其饱和液温度基本在 -60℃ 以下, 且整体变化趋势较为平缓; 而 R600a/R290 在 0.053MPa 下, R600a 浓度比例小于 0.3 时, 其饱和液温度在 -56℃ 至 -50℃ 之间, 当 R600a 浓度大于 0.3 时, 其饱和液温度逐渐升高到 -27℃, 该组合能够达到 -50℃ 以下的浓度区间小, 不利于 -50℃ 制冷目标的实现。从图中还可以看出, 相同温度下, R600a/R290 饱和气与饱和液的 R600a 组分浓度差小, 不利于气液分离器的分离。因此, R600a/R32

制冷剂组合相比 R600a/R290 更适合 -50℃ 低温制冷工况需求。

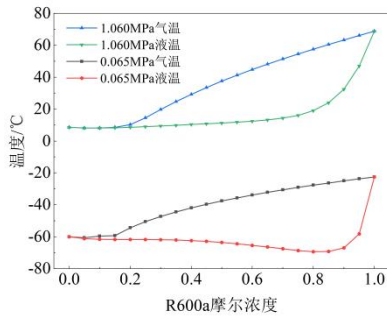


图 2 R600a/R32 浓度—温度图

Fig.2 R600a/R32 concentration-temperature diagram

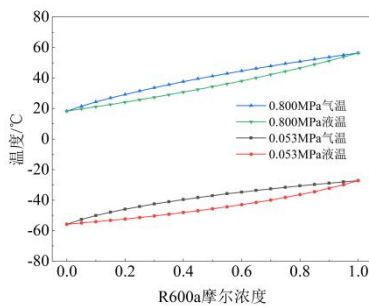


图 3 R600a/R290 浓度—温度图

Fig.3 R600a/R290 concentration-temperature diagram

2.2 R600a/R32 不同充注配比下的实验结果对比

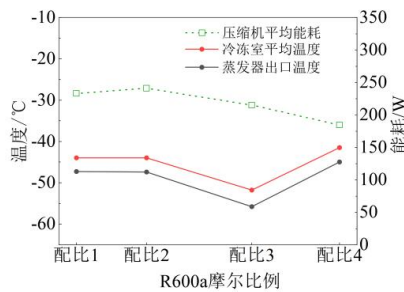


图 4 温度及能耗随 R600a/R32 中 R600a 的摩尔比例变化

Fig.4 Variation of temperature and energy consumption with the molar ratio of R600a in R600a/R32

组分配比是决定系统性能优劣的关键因素，为了探究 R600a/R32 的最佳充注比例，取 4 组不同配比在 25℃ 环境温度下进行实验，得到运行稳定后的主要特征点温度和功耗如图 4 所示。从图中可以看出，蒸发器出口温度和冷冻室平均温度变化趋势基本一致，随 R600a 组分比例的增加，温度先降低后升高，在配比 3 处取得最小值；压缩机功率在配比 2 处稍有上升，而后随 R600a 组分浓度增加呈下降趋势。综合来看，配比 3 工况下冷冻室温度为

-51.8℃，满足单拉低温工况下 -50℃ 的制冷温度需求，其能耗比配比 4 时高 31W，但温度低 10℃ 左右，因此认为该配比为最优配比，即 R600a/R32 最佳充注摩尔比例为 0.61/0.39。

3 制冷运行数据分析模型

因该类制冷系统的体积限制，其分路流量和回热器处的压力难以通过加装流量计和压力传感器获得，而流量和压力是制冷系统换热性能分析的关键数据，因此，本文建立了该类小型低温制冷系统运行数据分析模型，分析流程如图 5 所示。

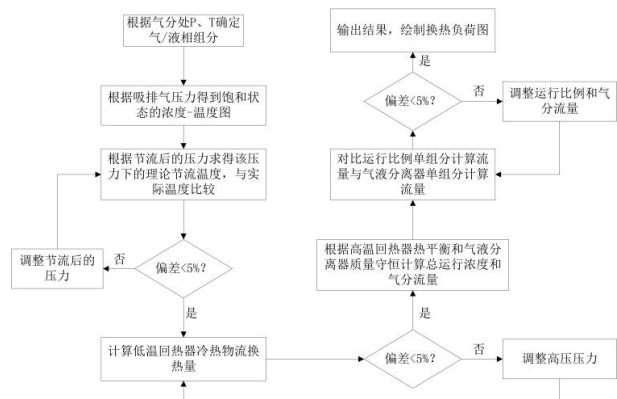


图 5 数据分析模型

Fig.5 Data analysis model diagram

现对 R600a/R32 充注摩尔比例为 0.61/0.39 的运行数据进行分析。根据冷凝压力 (1.06MPa) / 冷凝温度 (23.5℃)，调用 NIST 物性数据库得到气相 R600a/R32 的摩尔比例为 0.33/0.67，液相 R600a/R32 的摩尔比例为 0.85/0.15。

R600a/R32 的浓度-温度图如图 6 所示，制冷循环流程已在图中标出，可以看出，总运行浓度应该在 0.33—0.85 之间。

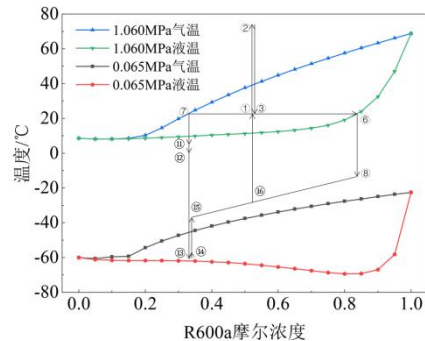


图 6 温度随 R600a/R32 中 R600a 的摩尔比例变化

Fig.6 Temperature variation with the molar ratio of R600a in R600a/R32

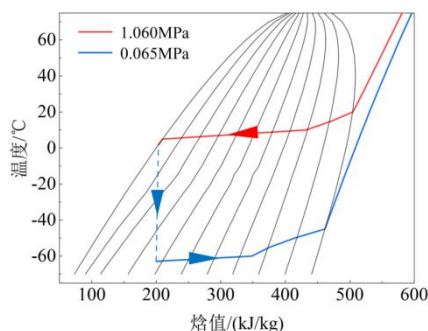


图 7 R600a/R32 温度—焓值图

Fig.7 R600a/R32 temperature-enthalpy diagram

由节流后的温度校核, 确定节流后的压力。由图 7 可知, 经过冷冻毛细管节流后的压力为 0.065MPa 时, 节流后的理论温度为-62℃, 实际温度-60.5℃, 与理论温度较为接近, 这里选取压缩机吸气压力进行近似计算。

两个回热器间的高压压力与高温回热器热流出口相态及低温回热器换热情况密切相关, 因此, 该点需进行压力校核。将冷热物流换热偏差控制在 2%以内进行压力调整, 调整后的温度—负荷图如图 8 所示。

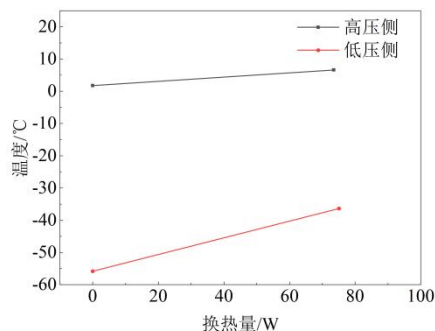


图 8 低温回热器温度—负荷图

Fig.8 Temperature-load diagram of low temperature regenerator

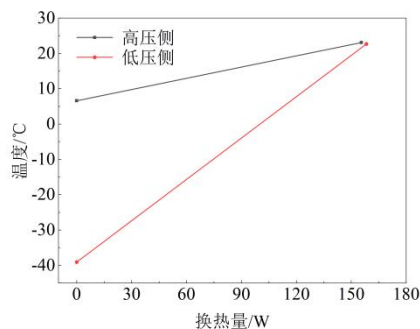


图 9 高温回热器温度—负荷图

Fig.9 Temperature-load diagram of high temperature regenerator

通过气液分离器处质量守恒和高温回热器热平衡的交互迭代运算, 可以得到 R600a/R32 整体运行浓度及气液分离器分离后的气液相流量。将冷热物流换热偏差控制在 2%以内, 得到气相流量 0.758g/s, 液相流量 0.480g/s, R600a/R32 运行浓度为 0.532/0.468。且由图 6 的浓度—温度图可知, 该浓度符合 R600a 的运行浓度范围。高温回热器的冷热物流温度—负荷图如图 9。

根据以上的校核结果, 可以得到系统各换热部件的换热负荷图, 如图 10 所示。可以看出, 低温回热器的换热温差最大, 造成较大的不可逆损失, 因此, 低温回热器是影响该类系统性能的关键部件, 可着重对其进行优化研究。

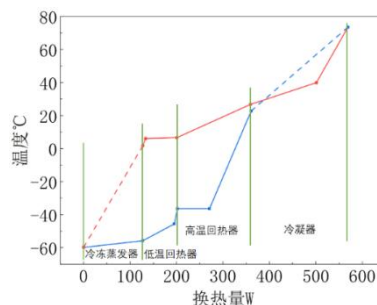


图 10 系统换热负荷图

Fig.10 System heat transfer load diagram

4 结论

(1) 本文对比分析了 R600a/R32 和 R600a/R290 在拉低温 (环境温度 25℃) 和双温运行 (环境温度 32℃) 两种工况下的实验结果, 通过分析可知, 当处于最佳工况时, 两个系统的吸气压力和排气压力都在压缩机正常运行范围内, 双温运行时 R600a/R290 系统能耗较 R600a/R32 系统低 15%左右, 而拉低温运行时其冷冻室温度比 R600a/R32 系统高 9℃, 使用 R600a/R290 的冷冻室温度为-43℃, 不能达到-50℃的制冷需求。

(2) 针对 R600a/R32 系统, 实验对比了拉低温工况时不同组分配比下系统的特征点温度和能耗情况, 得到 R600a/R32 最佳摩尔充注比例为 0.61/0.39。在该配比下, 系统环境温度为 25℃时, 冷冻室温度可以达到-51.8℃, 压缩机吸气压力 0.065MPa, 排气压力 1.06MPa。

(3) 提出了一种制冷运行数据的分析模型, 该模型根据节流前后的温焓图调整低压压力, 利用

低温回热器热平衡校核高压压力, 根据高温回热器热平衡和气液分离器处质量守恒迭代计算出总运行浓度和气液分离后各自的流量, 为该类小型低温制冷系统获得关键运行数据以便进行系统性能分析提供了参考。

参考文献:

- [1] 芮胜军,张华,黄理浩,等.两级自动复叠低温冰箱的理论及试验研究[J].机械工程学报,2014,50(2):159-164.
- [2] 晏刚,颜俊,王维,等.自复叠制冷循环双温冰箱设计的理论研究[J].西安交通大学学报,2008,(5):551-555.
- [3] 赵巍,张华,刘瑞希,等.一种四级自动复叠制冷系统混合工质组分选取及配比研究[J].制冷学报,2013,34(5):17-22.
- [4] Kim S G, Kim M S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant[J]. International journal of refrigeration, 2002,25(8):1093-1101.
- [5] Mota-Babiloni A, Navarro-Esbrí J, Peris B, et al. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems[J]. Energy Conversion and Management, 2015,105:756-762.
- [6] 芮胜军,张华,张书春.自复叠制冷系统混合工质配比研究[J].低温与超导,2012,40(3):64-68.
- [7] 刘煜森,张华,赵巍,等.基于 Aspen Hysys 的单级与自复叠耦合制冷系统性能模拟分析[Z].中国上海:20176.
- [8] 贺素艳,邵超,杨玉涛,等.混合工质对比对自复叠制冷循环影响的理论模拟和实验研究[J].化工学报,2018,69(S1):108-114.
- [9] 刘金平,朱宇龙.非共沸混合工质自复叠热泵相积存实验研究[J].制冷学报,2009,30(6):5-10.
- [10] 许雄文,刘金平,曹乐,等.非共沸混合工质在制冷循环中浓度偏移分析[J].化工学报,2011,62(11):3066-3072.
- [11] 刘金平,吴啸,郭灵兵.节流阀开度对自复叠制冷循环冷凝蒸发器换热性能影响的试验研究[J].机械工程学报,2011,47(8):152-157.
- [12] 任娜颖,晏刚,颜俊,等.自复叠双温冰箱的流程改进和性能分析[J].西安交通大学学报,2007,(5):549-552.
- [13] 秦闯,张超,崔四齐,等.低 GWP 制冷剂 R32 和 R290 的选择对比研究[J].当代化工,2023,1(52):129-132.
- [11] 林家泉,李波,邱岳恒.基于空调正弦送风的清除客舱引气污染物方法 [J]. 北京航空航天大学学报,2023,(5):1009-1016.
- [12] LI X D, YAN Y H, TU J Y. The simplification of computer simulated persons (CSPs) in CFD models of occupied indoor spaces[J]. Building and Environment, 2015,93:155-164.
- [13] ZHAI Z Q J, ZHANG Z, ZHANG W, et al., Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1--Summary of Prevalent Turbulence Models[C]. HVAC&R Research, 2007.
- [14] WANG F, YOU R Y, ZHANG T F, et al. Recent progress on studies of airborne infectious disease transmission, air quality, and thermal comfort in the airliner cabin air environment[J]. Indoor Air, 2022,32(4):11.

(上接第 209 页)