

文章编号: 1671-6612 (2024) 01-104-08

多联式空调冷凝水能量 回收系统设计及 CFD 模拟研究

李元超 焦丽君

(青岛职业技术学院海尔学院 青岛 266555)

【摘要】 通过智能控制与能量回收提高暖通空调系统的使用效率,降低制冷、制热能源消耗,是实现建筑节能的有效方式。目前空调冷凝水的就近或集中排放,造成了水量和冷量的浪费。通过设计冷凝水导液仓连接器和套管式换热器,实现冷凝水冷量和冷凝器侧液态制冷剂热量的交换,起到回收冷凝水冷量,增加制冷剂过冷度,提高制冷循环效率的目的。使用 CFD 模拟软件,分析制冷剂入口温度、冷凝水入口温度、制冷剂入口质量流量和冷凝水入口质量流量对制冷剂出口平均温度、过冷度、壁面热流、性能系数和压缩机功耗的影响,提出能量回收装置的热量交换规律和最佳换热工况,对工程应用具有较强的理论指导意义。

【关键词】 fluent; 冷凝水; 套管式换热器; 热回收

中图分类号 TB657.5 文献标志码 A

Design and CFD Simulation of Condensate Energy Recovery System for Multi-connected Air Conditioning

Li Yuanchao Jiao Lijun

(Haier College Qingdao Vocational and Technical College, Qingdao, 266555)

【Abstract】 Intelligent control and energy recovery are effective ways to improve the efficiency of HVAC systems and reduce the energy consumption of refrigeration and heating. At present, the nearby or centralized discharge of air-conditioning condensate causes waste of water and cooling capacity. The condensate guide bin connector and the double-pipe heat exchanger are designed to realize the exchange of the condensate cooling capacity and the heat of the liquid refrigerant at the condenser side, so as to recover the condensate cooling capacity, increase the refrigerant supercooling and improve the efficiency of the refrigeration cycle. In this paper, the effects of refrigerant inlet temperature, condensate inlet temperature, refrigerant inlet mass flow and condensate inlet mass flow on the average temperature of refrigerant outlet, subcooling, wall heat flow, coefficient of performance and compressor power consumption are analyzed through the CFD simulations. The heat exchange law and optimal heat exchange conditions of the energy recovery device are proposed, which has strong theoretical guiding significance for engineering application.

【Keywords】 fluent; Condensate; double-pipe heat exchanger; Heat recovery

0 引言

据统计,建筑能耗在全球能耗中占比高达 40%,其中,非工业建筑中,暖通空调能耗占比约为 18-35%,在商业性建筑中,暖通空调大约占总

建筑能耗的 30%^[1-4]。国际能源机构预测,到 2050 年全球能源消耗量将增加 50%,随着工业的快速发展,建筑能耗将成为最大排放源^[5,6]。通过智能控制与能量回收提高暖通空调系统的使用效率,降低

作者简介:李元超(1979-),男,硕士,教授,E-mail:412475262@qq.com

通讯作者:焦丽君(1989-),女,博士,讲师,E-mail:522927618@qq.com

收稿日期:2023-02-25

制冷、制热能源消耗,是实现建筑节能的有效方式,也是助力我国“双碳目标”(2030年“碳达峰”与2060年“碳中和”)实现的必要途径。

在瑞典等一些国家,使用热回收装置降低暖通空调系统的能源消耗是一项重要要求^[7]。Aridi 等^[8]综述了 2021 年以前的近 190 篇学术论文,总结了 几种目前正在研究或者使用的空调能量或热回收系统,主要包括热管、热虹吸管、热电发电机、回收冷凝器热量的空气-水换热器、回收排风能量的循环水盘管、转轮式热交换器、固定板热交换器以及储能用相变材料等,并未提及冷凝水能量回收设备。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2016)指出:一般空调环境 1kW 冷负荷每小时约产生 0.4~0.8kg 的冷凝水,其温度较低,在 10~15℃ (283-288K)左右。目前空调安装的做法是将冷凝水就近或集中接入排水系统,这造成了水量和冷量的浪费。张泮栋^[9]提出一种基于家用空调的雾化喷淋冷凝水的冷量回收装置,系统设计复杂,而且需要额外消耗动力。对于部分多联机空调,室外机通常位于室内机下方,可以直接利用重力作用排放冷凝水,通过设置套管式换热器,实现冷凝水冷量和冷凝器侧液态制冷剂热量的交换,起到回收冷凝水冷量,增加制冷剂过冷度,提高制冷循环效率的目的。

1 工作原理及装置设计

一般空调用制冷循环工作原理如图 1 所示。低温低压的气态制冷剂进入压缩机,变为高温高压的气态制冷剂,随后进入风冷冷凝器,与室外空气换热,冷却冷凝变为高温高压的液态制冷剂,在膨胀阀中节流降压,变为低温低压的湿蒸汽,湿蒸汽中的液态制冷剂在蒸发器中蒸发吸热,将室内空气冷却,起到降温效果。对于变制冷剂流量多联式空调系统,蒸发器通常放置在室内,制冷剂蒸发温度通常低于室内空气的露点温度,产生冷凝水。基于变频调节的需要,市场上的一拖多多联机系统节流装置大都安装在空调室内机,使得从冷凝器出来的液态制冷剂管路较长,若在液态制冷剂管路沿程与冷凝水管路之间通过套管换热器,实现逆流流动换热(液态制冷剂温度一般为 40-45℃ (313-318K),冷凝水温度一般为 10-15℃ (283-288K)),换热温差大,管路长,回收能量多,延长冷凝器长度,增

加冷凝器出口过冷度,回收冷凝水冷量,提高制冷效率,降低设备能耗。改进后的空调用制冷循环工作原理如图 2 所示。将空调室内机侧冷凝水管路连接后,集中排放至导液仓,冷凝水通过导液仓出液口流向套管换热器,使冷凝水在重力作用下流向室外机方向,在回收冷量后排出。导液仓及套管换热器设计原理如图 3 所示。

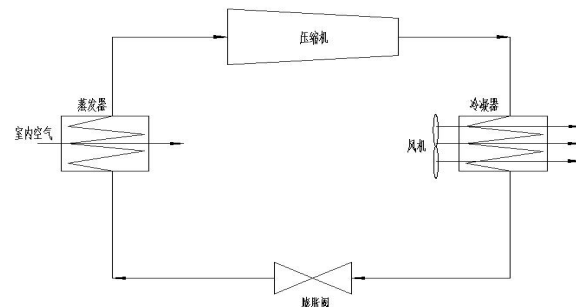


图 1 一般制冷循环原理图

Fig.1 Schematic diagram of general refrigeration cycle

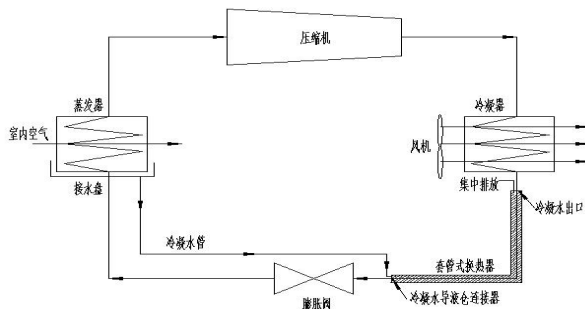
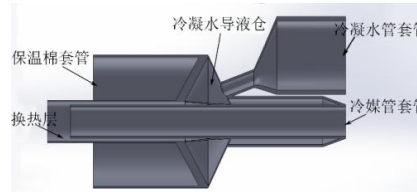
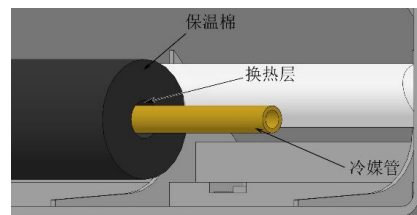


图 2 改进后的制冷循环原理图(带能量回收装置)

Fig.2 Schematic diagram of improved refrigeration cycle (with energy recovery device)



(a) 冷凝水导液仓连接器



(b) 套管换热器

图 3 导液仓及套管换热器设计示意

Fig.3 Design diagram of liquid guide tank and Double-pipe heat exchanger

2 模型及模拟设置

2.1 几何模型

以某综合楼多联式中央空调系统设计为例，建筑面积为 600m²，选择制冷量为 135kW 的室外机，制冷剂为 R410A。冷媒管为铜管，直径 19.05mm，厚度 1.0mm，冷凝水管为镀锌钢管，直径 50mm，厚度 3.5mm，保温层厚度 20mm，管长 2m。使用 ANSYS-Design Modeler 建立三维几何模型，并进行了出口、入口和壁面等划分和标注，如图 4 所示。内管流体为液态 R410A，外管流体为冷凝水，内外管流体逆向流动。使用 ANSYS-Meshing 进行网格划分，如图 5 所示，在内管和外管管壁处分别建立膨胀层，网格单元数量为 731982，单元质量平均值为 0.53557，倾斜度平均值为 0.19742，正交质量平均值为 0.80201，网格质量评估良好。

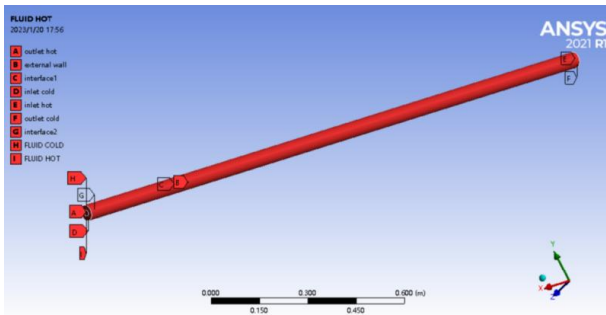


图 4 套管式换热器物理模型

Fig.4 Physical model of double-pipe heat exchanger

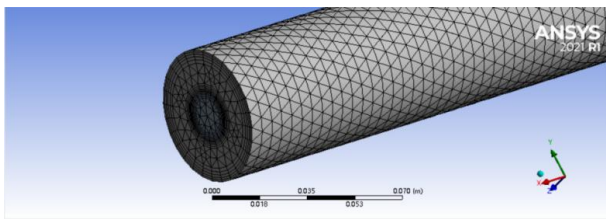


图 5 套管式换热器网格划分示意图

Fig.5 Grid division diagram of double-pipe heat exchanger

2.2 模拟条件

2.2.1 假定条件

(1) 液态制冷剂和 水是牛顿流体，不可压缩，稳定流动，湍流状态。

(2) 保温层较厚，忽略外部管流（冷凝水）外侧的冷量损失，视为绝热壁面。

(3) 固-液界面无 滑移或 渗漏。

(4) 忽略辐射 换热。

(5) 入口速度均匀。

(6) 流体的热物理性质如表 1 所示，不随温度的变化而变化。

表 1 液态水和制冷剂的热物理性质

Table 1 Thermophysical properties of liquid water and refrigerant

物质	密度 (kg/m ³)	比热 (J/kg·K)	导热系数 (W/m·K)	粘度 (kg/m·s)
水	998.2	4182	0.6	0.001003
R410A	976	2003.5	0.07964	0.0000983

2.2.2 控制方程

(1) 质量守恒方程（连续性方程）^[10]

$$\text{div}(\rho \vec{V}) = 0$$

(2) 动量守恒方程（Navier-Stokes 方程）^[10]

$$\text{div}(\rho \vec{V} \vec{V}) = -\text{grad}p + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{V}) + S_m$$

(3) 能量守恒方程^[10]

$$\text{div}(\rho \vec{V} C_p T) = \text{div}(k \text{grad}T) + S_e$$

(4) Kappa-Epsilon 方程^[11,12]

用来描述湍流流动，双方程形式如下：

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + c_1 \varepsilon \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \zeta \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon$$

式中，c₁、c₂ 是经验常数，系数取值如表 2 所示。

表 2 k-ε模型系数

Table 2 k-ε Model coefficient

C _μ	C ₁	C ₂	σ _k	σ _ε	σ _T
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.95

2.2.3 边界条件

边界条件设置如表 3 所示。其中，制冷剂入口的质量流动速率取自文献[13]（质量流量通常为 0.07-0.18kg/s）。冷凝水入口的质量流量按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》规定的，一般空调 1kW 冷负荷每小时约产生 0.4-0.8kg 冷凝水，计算得到初始边界条件。依据表 3 所示边界条件，采用控制变量法，分别进行不同工况下的换热模拟，固-液界面采用耦合边界条件。铜管和镀锌钢管的管壁厚度分别为 1.0 和 3.5mm，导热系数分别为 387.6 和 16.3W/m·K。

表 3 边界条件

Table 3 Boundary Conditions

位置	类型	质量流动速率 (kg/s)	温度 (K)
制冷剂入口	质量流量入口	0.1, 0.14	315, 318
制冷剂出口	自由出流	—	—
冷凝水入口	质量流量入口	0.017, 0.024	285, 288
冷凝水出口	自由出流	—	—

2.3 模拟方法

压力速度耦合算法选择简单离散化方法 (SIMPLE)。动量和能量方程采用二阶迎风差分格式求解, 湍流动力学方程和湍流耗散方程采用一阶迎风差分格式求解^[14]。考虑 X 轴方向的重力, 采用标准的初始化方法 (Standard Initialization), 初始化后使用修补命令 (Patch) 设置冷凝水入口的初始温度。最后进行迭代计算, 直至结果收敛。

Kannadhasan 等^[14]通过实验研究和 CFD 模拟共同分析了不同浓度氧化铜纳米流体与热水通过套管式换热器逆流换热的过程, 发现模拟和实验结果具有较高的一致性, 并提出模型可推广适用于其他不同的换热器设计。文中所述几何模型、模拟条件和模拟方法均参考文献设定, 保证了模型的准确性。

3 结果与讨论

3.1 套管换热器传热过程及结果分析

通常情况下, 多联式空调室外机安装在设备平台, 室内机安装在吊顶下方, 两者的垂直距离一般为 2m 左右, 据此确定模拟管道的长度。以某初始边界条件为例, 使用 CFD-Post 分析套管换热器的传热过程 (制冷剂入口质量流动速率取 0.1kg/s, 温度取 318K, 冷凝水入口质量流动速率取 0.017kg/s, 温度取 285K)。冷凝水和制冷剂速度分布流线如图 6 和图 7 所示, 局部图表示流体入口处的速度分布流线。可以看出, 制冷剂的流动速度相较于入口速度变化不大, 约为 0.35m/s, 由于重力加速度, 冷凝水的流动速度相较于入口速度不断增大 (入口速率约为 0.01m/s), 与实际过程一致。过 Z 点 (0,0) 沿 XY 平面做剖面, 绘制温度云图, 如图 8 所示, 制冷剂和冷凝水的温度变化如图 9 和图 10 所示。可以看出, 内管流体 (制冷剂 R410A) 从右至左, 温度逐渐下降, 外管流体 (冷凝水) 从左至右, 温度逐渐上升, 与常规传热过程一致。这是由于在

CFD 模拟中, 设置 x 轴正向为重力加速度方向, 冷凝水自左向右流动, 由于与套管内逆向流动的制冷剂液体换热, 温度逐渐升高, 位于内管的制冷剂液体则从右向左流动, 随着与冷凝水换热, 温度逐渐降低。

图 11 和图 12 是 X 轴方向不同位置处 YZ 平面制冷剂和冷凝水的温度分布云图。可以看出, 随着 x 从 0 变化为 1m, 再到 2m, 套管内部截面处冷凝水温度由 285K 上升为约 290K, 再到约 294K。随着 x 从 2m 变化为 1m, 再到 0m, 内管内部截面处制冷剂温度由 318K 下降为约 314K, 再降至约 305K, 更加直观的表现了不同液体温度变化过程, 与常规传热过程一致。而且, 冷媒的温度分布基本呈现环状规律, 沿管径向圆心方向逐渐升高, 温度梯度较小。

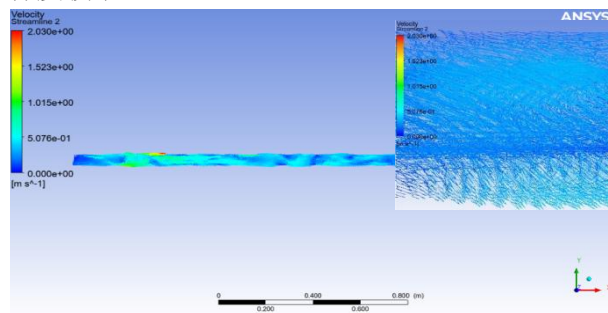


图 6 冷凝水速度分布流线

Fig.6 Condensate velocity distribution streamline

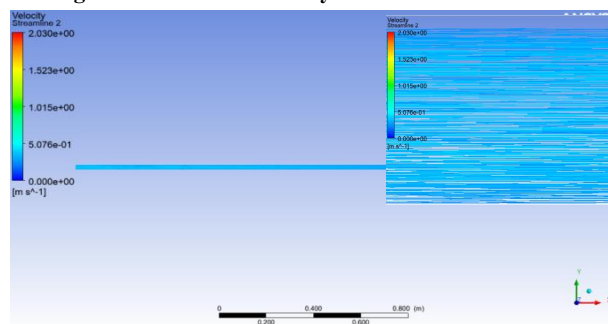


图 7 制冷剂速度分布流线

Fig.7 Refrigerant velocity distribution streamline

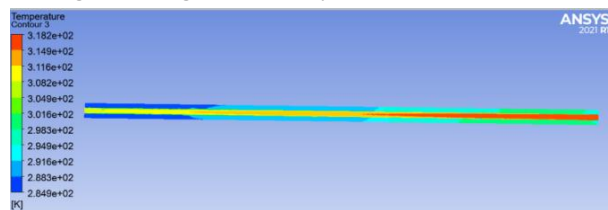


图 8 Z=0 处 XY 平面温度分布云图

Fig.8 Contour map of XY plane temperature distribution at Z=0

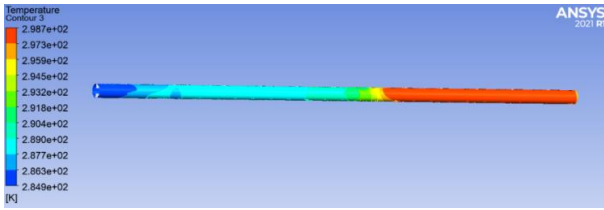


图 9 冷凝水温度分布云图

Fig.9 Contour map of condensate temperature distribution

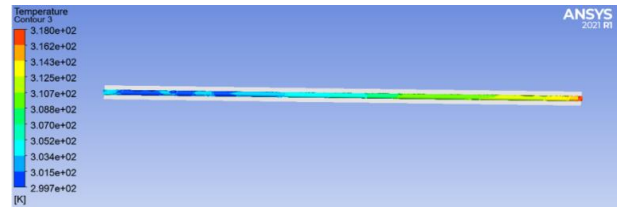
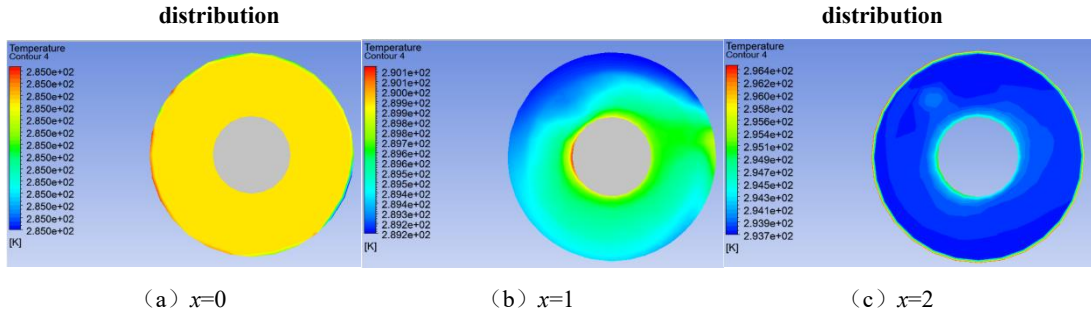


图 10 制冷剂温度分布云图

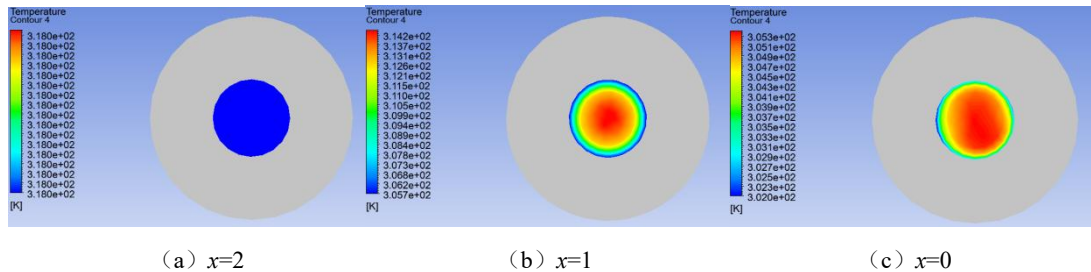
Fig.10 Contour map of refrigerant temperature distribution



(a) $x=0$ (b) $x=1$ (c) $x=2$

图 11 YZ 平面冷凝水温度分布云图

Fig.11 Contour map of condensate temperature distribution in YZ plane



(a) $x=2$ (b) $x=1$ (c) $x=0$

图 12 YZ 平面制冷剂温度分布云图

Fig.12 Contour map of refrigerant temperature distribution in YZ plane

取蒸发温度为 278K (5°C), 过热度为 7K, 制冷量为 135kW, 冷凝温度为 318K (45°C), 过冷度为 0K, 使用 Solkane 软件计算以 R410A 为制冷剂时的性能系数和压缩功耗, 得到性能系数为 2.78, 压缩机功耗为 48.6kW。经过模拟, 如图 12 所示, 制冷剂出口温度约为 305K, 过冷度约为 13K, 此时性能系数为 3.15, 比冷量回收前提升约 13.3%, 压缩机功耗为 42.9kW, 节省功耗约 11.7%, 若空调机组每日工作 12h, 每日节约能耗约为 68.4kWh, 每年节约电力能耗约为 24966kWh, 约合人民币 1.5 万元, 具体参数如表 4 所示。冷凝水导液仓连接器及 2m 长度的套管换热器初投资较低, 可在短期内回收成本, 且投资回收率高。

误差分析: 对于有冷量回收的装置, 制冷剂出口大概相当于蒸发器入口。对于无冷量回收的装置, 制冷剂出口即为冷凝器的出口。制冷剂从冷凝

器出口流出后, 在经过膨胀阀进入蒸发器之前, 经过大约 2 m 长的管路, 与室外空气换热, 由于室外温度较高, 且主要依靠自然对流, 换热量可以忽略不计。因此, 虽然位置选择不同, 所引起的误差非常小。

表 4 有无能量回收条件下相关参数分析

Table 4 Analysis of relevant parameters with and without energy recovery conditions

多联机相关参数	无冷量回收装置	有冷量回收装置	对比差异
蒸发器入口温度 (K)	318	305	13
过冷度 (K)	0	13	-13
性能系数	2.78	3.15	-13.3%
压缩机功耗 (kW)	48.6	42.9	11.7%
机组日能耗 (kWh)	583.2	514.8	68.4
机组年能耗 (kWh)	212868	187902	24966
机组运行费用 (万元)	12.77	11.27	1.50

3.2 不同工况下传热及空调性能分析

冷凝水及制冷剂入口处的温度和流动速度随着不同的空调运行工况而变化, 根据表 3 所示边界条件, 采用控制变量法进行模拟, 共得到 16 组不同工况下的模拟结果, 并借助 Solkane 软件计算了空调性能系数和压缩机功率, 结果如表 4 所示。可以看出, 制冷剂入口温度、冷凝水入口温度、制冷剂入口质量流量和冷凝水入口质量流量均会对壁面热流和制冷剂出口平均温度产生影响, 进而影响

过冷度、空调性能系数和压缩机功耗。分析表 5, 发现所进行的模拟工况下, 制冷系统性能系数最大为 3.61, 压缩机电耗为 37.4kW。对应的工况为: 制冷剂入口温度 315K, 冷凝水入口温度 285K, 制冷剂入口质量流量为 0.14kg/s, 冷凝水入口制冷流量为 0.017kg/s。此时, 性能系数比冷量回收前提升约 29.9%, 节省压缩机功耗约 23.0%, 年节约电力能耗约为 49056kWh, 约合人民币 2.9 万元。

表 5 不同工况下模拟结果及性能系数

Table 5 Simulation results and performance coefficient under different working conditions

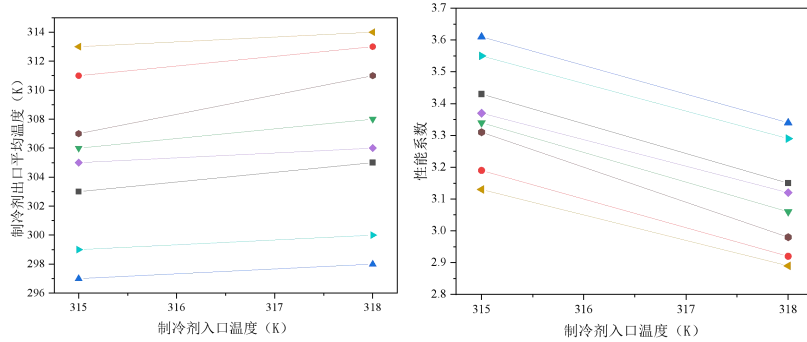
工况	制冷剂入口温度 (K)	冷凝水入口温度 (K)	制冷剂入口质量流量 (kg/s)	冷凝水入口质量流量 (kg/s)	制冷剂出口平均温度 (K)	冷凝水出口平均温度 (K)	壁面热流	过冷度 (K)	性能系数	压缩机电耗 (kW)
1	318	285	0.1	0.017	305	293	1330	13	3.15	42.9
2	318	285	0.1	0.024	313	307	482	5	2.92	46.2
3	318	285	0.14	0.017	298	288	3176	20	3.34	40.4
4	318	285	0.14	0.024	308	298	1353	10	3.06	44.1
5	318	288	0.1	0.017	306	296	1210	12	3.12	43.3
6	318	288	0.1	0.024	314	308	435	4	2.89	46.7
7	318	288	0.14	0.017	300	292	2935	18	3.29	41.1
8	318	288	0.14	0.024	311	304	904	7	2.98	45.3
9	315	285	0.1	0.017	303	293	1203	12	3.43	39.4
10	315	285	0.1	0.024	311	305	434	4	3.19	42.3
11	315	285	0.14	0.017	297	288	2872	18	3.61	37.4
12	315	285	0.14	0.024	306	297	1231	9	3.34	40.4
13	315	288	0.1	0.017	305	295	1086	10	3.37	40.1
14	315	288	0.1	0.024	313	311	163	2	3.13	43.2
15	315	288	0.14	0.017	299	290	2599	16	3.55	38.1
16	315	288	0.14	0.024	307	299	1109	8	3.31	40.8

当其他条件不变, 仅改变制冷剂入口温度、冷凝水入口温度、制冷剂入口质量流量或制冷剂出口质量流量时, 制冷剂出口温度及空调性能系数变化如图 13 所示。图 13 (a) 表明, 制冷剂出口平均温度随着制冷剂入口温度的升高而升高, 性能系数随着入口温度的升高而降低, 性能系数变化与制冷剂入口温度变化之间大概服从斜率近似的线性变化规律, 即制冷剂入口温度每降低 1 °C, 性能系数提高 8.00%~11.00%, 平均值为 9.08%, 标准差为 0.85%。图 13 (b) 表明, 制冷剂出口平均温度随着冷凝水入口温度的升高而升高, 性能系数随着入口温度的升高而降低, 从性能系数下降斜率看, 冷凝水入口温度每降低 1 °C, 性能系数提高

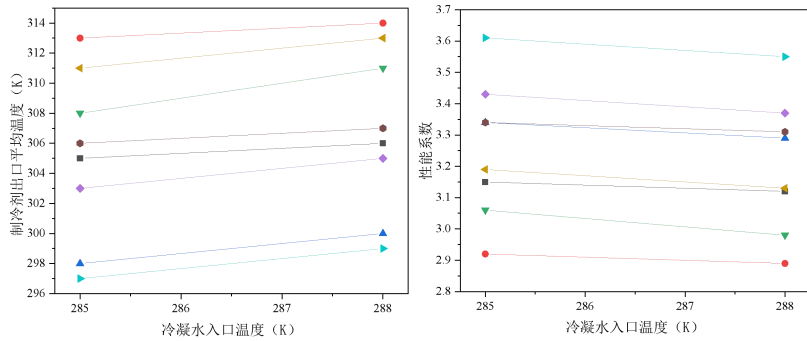
1.00%~2.67%, 平均值为 1.67%, 标准差为 0.58%。相比于制冷剂入口温度的变化, 冷凝水入口温度变化对性能系数影响相对较小, 影响程度差异相对较大, 这是由于影响的间接性决定的。图 13 (c) 表明, 制冷剂出口平均温度随着制冷剂入口质量流量的增大而降低, 性能系数随着制冷剂入口质量流量的增大而升高, 从性能系数提升斜率看, 制冷剂入口质量流量每增大 0.01 kg/s, 性能系数提高 2.25%~4.75%, 平均值为 4.00%, 标准差为 0.77%。图 13 (d) 表明, 制冷剂出口平均温度随着冷凝水入口质量流量的增大而升高, 性能系数随着冷凝水入口质量流量的增大而降低, 从性能系数下降斜率看, 冷凝水入口质量流量每增大 0.01kg/s, 性能系

数降低 32.86~44.29%，平均值为 36.43%，标准差为 3.85%。与制冷剂入口质量流量影响相反，冷凝水入口质量流量越大，能量交换越小，性能系数越低。这对工程实践具有一定的指导意义，即在冷凝

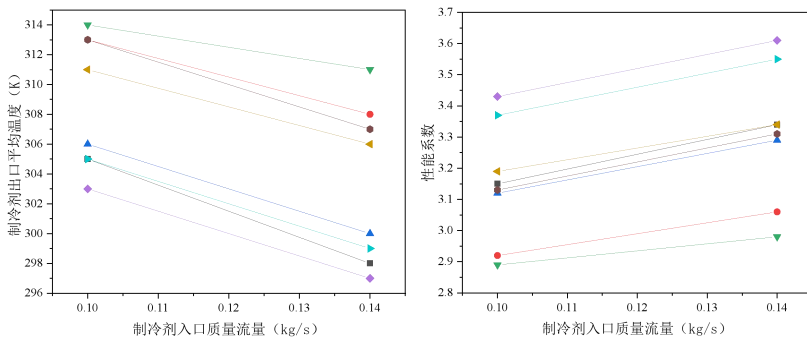
水能量回收装置工程设计阶段，根据模拟规律确定最佳冷凝水质量流量，从而对冷凝水回收系统进行经济上合理、技术上可行的分区域分系统排放方案。



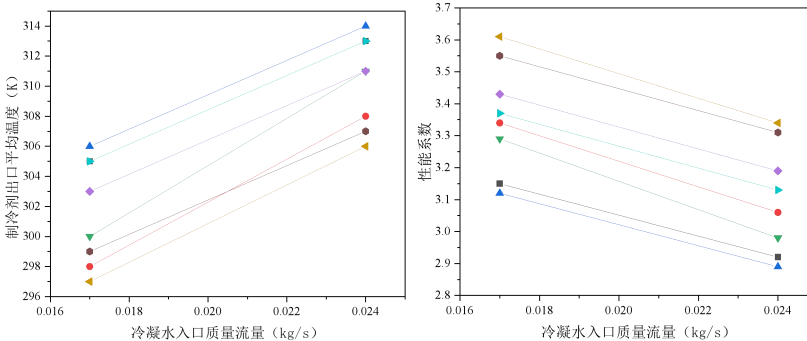
(a) 制冷剂入口温度为自变量



(b) 冷凝水入口温度为自变量



(c) 制冷剂入口质量流量为自变量



(d) 冷凝水入口质量流量为自变量

图 13 制冷剂出口温度及空调性能系数变化

Fig.13 Average temperature of refrigerant at the outlet and air conditioning performance coefficient

4 结论与展望

为实现空调冷凝水能量回收, 设计了冷凝水导液仓连接器和套管式换热器, 完成了多联式空调室内机冷凝水与液态制冷剂之间的热量交换, 避免了冷凝水直接排出导致的冷量浪费。通过计算流体力学模拟, 得到了不同工况下制冷剂过冷度, 以 R410A 制冷剂为例, 在制冷量为 135kW 条件下, 计算了空调系统的性能系数和压缩机功耗。具体结论如下:

(1) 当模拟工况为制冷剂入口温度 315K, 冷凝水入口温度 285K, 制冷剂入口质量流量为 0.14kg/s, 冷凝水入口制冷流量为 0.017kg/s 时, 制冷系统性能最佳, 制冷系数为 3.61, 压缩机耗电为 37.2kW。性能系数比冷量回收前提升约 29.9%, 节省压缩机功耗约 23.0%, 年节约电力能耗约为 49056kWh, 约合人民币 2.9 万元。

(2) 降低制冷剂和冷凝水入口温度均能提高性能系数。相比于冷凝水入口温度的变化, 制冷剂入口温度变化对系统性能系数的影响较大, 制冷剂入口温度每降低 1℃, 性能系数提高 8.00%~11.00%, 平均值为 9.08%, 标准差为 0.85%。

(3) 在一定范围内, 制冷剂入口质量流量与性能系数呈正相关关系, 而冷凝水入口质量流量与性能系数呈负相关关系。在工程设计和设备改进过程中, 可以采取适当增大制冷剂入口质量流量和合理选择冷凝水排放量的方式, 以达到最佳换热效果。

通过多联式空调冷凝水能量回收系统设计及 CFD 模拟研究, 得到了能量回收装置的热量交换规律和影响因素, 对工程设计具有较强的理论指导意义。下阶段的工作是搭建冷凝水回收系统试验装置, 在实际空调运行工况中测试温度、压力、流量数据, 并进行能耗分析和性能计算, 为工程应用提供实验基础。另外, 从理论角度讲, 当冷凝水回收量足够大, 系统管路较长的条件下, 可以将基于冷凝水冷却的水冷式冷凝器取代传统的风冷式冷凝器, 即压缩机出口的气态高压制冷剂在流向室内机的途中被冷却和冷凝, 从而减少初投资、降低风冷设备噪声, 降低冷凝温度, 更大限度的提升性能系数, 节省空调能耗。

参考文献:

[1] Rismanchi B, Zambrano JM, Saxby B, et al. Control

Strategies in Multi-Zone Air Conditioning Systems[J]. *Energies*, 2019,12:347.

- [2] Rasouli M, Ge G, Simonson CJ, et al. Uncertainties in energy and economic performance of HVAC systems and energy recovery ventilators due to uncertainties in building and HVAC parameters[J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013,50:732-742.
- [3] Lee Y, Kim W. Development of an Optimal Start Control Strategy for a Variable Refrigerant Flow (VRF) System[J]. *Energies*, 2021,14:271.
- [4] Rosato A, Guarino F, Filomena V, et al. Experimental Calibration and Validation of a Simulation Model for Fault Detection of HVAC Systems and Application to a Case Study[J]. *Energies*, 2020,13:3948.
- [5] Halkos GE, Gkampoura E-C. Reviewing Usage, Potentials, and Limitations of Renewable Energy Sources[J]. *Energies*, 2020,13:2906.
- [6] Ji L, Yu Z, Ma J, et al. The Potential of Photovoltaics to Power the Railway System in China[J]. *Energies*, 2020, 13:3844.
- [7] Akbari K, Oman R. Impacts of Heat Recovery Ventilators on Energy Savings and Indoor Radon in a Swedish Detached House[J]. *WSEAS Trans. Environ. Dev.* 2013,1:24-34.
- [8] Aridi R, Faraj J, Ali S, et al. Energy Recovery in Air Conditioning Systems: Comprehensive Review, Classifications, Critical Analysis, and Potential Recommendations[J]. *Energies*, 2021,14(18):5869.
- [9] 张泮栋. 一种基于家用空调的空调冷凝水回收利用系统[P]. CN114353192A, 2022.
- [10] Naik B, Soudagar M E M, Thomas M, et al. Numerical Investigation of double pipe heat exchanger with different nanofluids[C]. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. IOP Publishing, 2020, 573(1):012030.
- [11] Bhola M, Kaushik S, Saxena A. Effect on Total Heat Transfer Rate in Concentric Tube Heat Exchanger with Rectangular Insert in ANSYS FLUENT 14.5 for Varying and Constant Flow[J]. *International Journal on Emerging Technologies (Special Issue NCETST-2017)*, 2017,8(1):277-280.

(下转第 141 页)

- [33] Wang W, Xiao J, Feng Y, et al. Characteristics of an air source heat pump with novel photoelectric sensors during periodic frost-defrost cycles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013,50(1):177-186.
- [34] 肖婧.新型光电测霜技术在空气源热泵除霜控制中的应用研究[D].北京:北京工业大学,2010.
- [35] Bai X, Wang W, Sun Y, et al. Operating performances of an ASHP unit operated in a mild and humid region using tube-encircled photoelectric sensor based defrosting initiation strategy[J]. *Energy and Buildings*, 2018,177:140-153.
- [36] Ge Y, Sun Y, Wang W, et al. Field test study of a novel defrosting control method for air-source heat pumps by applying tube encircled photoelectric sensors[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016,66:133-144.
- [37] Shen Y, Wang X. Real-time frost porosity detection using capacitance sensing approach[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019,134:1171-1179.
- [38] Aguiar M L, Gaspar P D, Silva P D, et al. Medium materials for improving frost detection on a resistive sensor[J]. *Energy Reports*, 2020,6:263-269.
- [39] Wiltshire B, Mirshahidi K, Golovin K, et al. Robust and sensitive frost and ice detection via planar microwave resonator sensor[J]. *Sensors and actuators. B, Chemical*, 2019,301:126881.
- [40] 殷大桢.基于分形理论的图像识别空气源热泵除霜控制方法研究[D].天津:天津大学,2018.
- [41] Li Z, Wang W, Sun Y, et al. Applying image recognition to frost built-up detection in air source heat pumps[J]. *Energy*, 2021,233:121004.
- [42] 韩勇.基于图像处理技术的空气源热泵除霜控制方法的研究[D].天津:天津大学,2017.
- [43] 王世权,王伟,孙育英,等.基于光照自适应的空气源热泵图像识别测霜技术研究[J].*暖通空调*,2022,52(7):113-117.
- [44] Malik A N, Khan S A, Lazoglu I. A novel hybrid frost detection and defrosting system for domestic refrigerators[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020,117:256-268.
- [45] Andrade-Ambriz Y A, Ledesma S, Belman-Flores J M, et al. Frost thickness estimation in a domestic refrigerator using acoustic signals and artificial intelligence[J]. *Expert Systems with Applications*, 2022, 201:117071.
- [46] Aguiar M, Gaspar P D, Da Silva P D. Image recognition method for frost sensing applications[J]. *Energy Reports*, 2022,8:234-240.
- [47] Chen S, Chen K, Zhu X, et al. Deep learning-based image recognition method for on-demand defrosting control to save energy in commercial energy systems[J]. *Applied Energy*, 2022,324:119702.

(上接第 111 页)

- [12] Song J, Li X. The Application of Computational Fluid Dynamics (CFD) in HVAC Education[M]. *Life System Modeling and Intelligent Computing*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2010:238-244.
- [13] 张旭,吴经纬,朱益平,等.R410A 在钎焊板式换热器中蒸发换热和压降性能的试验研究[C].中国热泵产业联盟年会暨第五届亚洲空气源热泵论坛,2016:111-117.
- [14] Kannadhasan V, Senthil Kumar A, Vairamuthu J, et al. Experimental research and CFD analysis on double pipe heat exchanger with CuO nano particle suspended in cold water[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2022,147(5):3831-3838.