

文章编号:1672-3961(2025)04-0149-11

DOI:10.6040/j.issn.1672-3961.0.2024.068

液体循环式热回收系统的模型建立及节能分析

鲁家彤,张超旭,董晓菲,赵红霞*,柏超

(山东大学核科学与能源动力学院,山东 济南 250061)

摘要:为降低新风负荷,基于平直翅片圆管式换热器,构建了2种液体循环式热回收系统的数学模型。根据青岛全年8 760 h的室外气象参数,将该模型按温度、湿度划分为多个处理区域,并逐时计算各系统的节能效果。研究表明,在低湿工况下,三盘管与两盘管热回收系统的性能相近;在高湿工况下,三盘管系统具有显著优势,其回收能量是两盘管系统的3.86倍;相较于无热回收系统,两盘管系统年节能率约为25.78%,而三盘管系统年节能率则高达约42.02%;三盘管热回收系统不仅能预冷或预热新风,还能满足夏季除湿后的再热需求,因此全年热回收效果更稳定,节能效果显著。本研究为组合式空调箱热回收系统改造提供理论依据,对绿色建筑与可持续发展具有重要意义。

关键词:液体循环式热回收;翅片管换热器;室外气象参数;节能;组合式空调箱

中图分类号:TU83

文献标志码:A

引用格式:鲁家彤,张超旭,董晓菲,等. 液体循环式热回收系统的模型建立及节能分析[J]. 山东大学学报(工学版),2025,55(4):149-159.

LU Jiatong, ZHANG Chaoxu, DONG Xiaofei, et al. Model establishment and energy-saving analysis of liquid circulation heat recovery systems[J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2025, 55(4):149-159.

Model establishment and energy-saving analysis of liquid circulation heat recovery systems

LU Jiatong, ZHANG Chaoxu, DONG Xiaofei, ZHAO Hongxia*, BAI Chao

(School of Nuclear Science, Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, Shandong, China)

Abstract: To reduce the fresh air load, mathematical models of two liquid recirculating heat recovery systems were constructed based on flat finned circular tube heat exchangers. The model was divided into multiple treatment areas according to temperature and humidity based on outdoor meteorological parameters for 8 760 h in a year. The energy-saving effect of each system was calculated hour by hour. The results showed that under low humidity conditions, the performance of the three-coil and two-coil heat recovery systems was similar; under high humidity conditions, the three-coil system had a significant advantage, and its recovered energy was about 3.86 times of a two-coil system. Compared with the no heat recovery system, the annual energy-saving rate of the two-coil system was about 25.78%, while the three-coil system was as high as about 42.02%. The three-coil heat recovery system not only pre-cooled or pre-heated the outdoor air, but also met the reheating demand after dehumidification in summer, so the heat recovery effect was more stable throughout the year and the energy-saving performance was excellent. This study provided a theoretical basis for the modification of the heat recovery system of the air handling unit, which was of great significance for green building and sustainable development.

Keywords: liquid circulation heat recovery; finned tube heat exchangers; outdoor meteorological parameter; energy-saving; air handling unit

收稿日期:2024-04-05

第一作者简介:鲁家彤(2000—),女,山东烟台人,硕士研究生,主要研究方向为空调、换热器。E-mail: 202234541@mail.sdu.edu.cn

*通信作者简介:赵红霞(1977—),女,山东鄄城人,教授,硕士生导师,博士,主要研究方向为空调热泵、喷射器等。

E-mail: hongxia.zhao@sdu.edu.cn

0 引言

在全球气候变化的背景下,“碳中和”与“碳达峰”已成为我国政府和各行各业的共同目标^[1]。随着科技发展和社会经济水平的提高,各种动物房、制药厂和洁净实验室等建筑数量日渐增多^[2-4],这些场所对空气质量要求较高,因此需要使用大量新风,甚至采用全新风系统以满足对空气品质的高标准要求。医院空调系统中,一般新风负荷占空调负荷的30%~50%,冬季甚至超过60%^[5],导致空调能耗急剧增加。在上述场所采用热回收系统可以利用排风中的冷量或者热量处理新风^[6-8],节省处理新风的能耗,达到降低碳排放和减少成本的目的,特别是在夏热冬冷,室内外温差、焓差较大的地区,热回收效果更加明显。

目前组合式空调箱广泛应用于各种中央空调系统,具有灵活处理风量、功能齐全等优点。为了满足各场所送风温湿度、洁净度的要求,组合式空调箱一般包括多种功能段:进风段、初效过滤段、表冷段、加热段、加湿段、风机段、消声段、中效过滤段和出风段。由于医学实验室、高精度设备加工厂等洁净场所不希望新风与排风互相掺混和接触,因此无交叉污染风险且布置灵活的液体循环式热回收方式受到青睐,液体循环式热回收系统大多利用水或乙二醇等中间介质在新风盘管和排风盘管内循环流动,近年作为组合式空调箱的热回收系统应用越来越多。文献[9]分析了医疗建筑中设置空气热回收装置的必要性,指出制药厂更适合采用液体循环热回收系统,约1.4 a便可收回投资成本;文献[10]建立了液体循环式热回收装置的集总参数模型,并通过试验验证计算模型的可靠性,指出盘管设计过程中应综合考虑热回收效率和阻力;文献[11]从工程适应性的角度提出了综合评价方法,并基于产出投入比建立了液体循环式热回收系统的数学模型,计算结果表明:北京比重庆的综合评价指标更高,更适合采用液体循环式热回收系统;文献[12-13]在乙二醇热回收系统的基础上结合气候条件提出了增加气流旁通装置、加大排风量等改进措施,以提高热回收系统的经济性。

上述学者研究的内容都是两盘管液体循环式热回收系统,设置新风盘管和排风盘管,仅能预冷或预热新风。在此基础上,根据组合式空调箱的再热段,引入再热盘管,即形成包含预处理盘管、再热盘管和排风盘管的三盘管液体循环式热回收

系统,不仅能节省新风预热量或预冷量,还可节省新风除湿后的再热量,显著提高夏季高湿气候的热回收能力。文献[14]使用温频法对比分析了三盘管热回收系统、两盘管热回收系统和常规再热系统的能耗,发现三盘管热回收系统相比其他2个系统能量节约率分别为30.4%和46.6%;文献[15]从适用性和经济性角度分析了4种热回收方式(预冷再热热管、常规乙二醇热回收、三盘管乙二醇热回收以及预冷再热热管-乙二醇热回收),其中三盘管乙二醇热回收系统的热回收效果最好,适用气候也更广。

然而,目前工程实践以及学术研究在探讨热回收效率时,普遍采用静态热回收计算方法。该方法预先设定了热回收效率,未能充分考虑换热盘管在不同工作条件下的换热性能差异,难以准确反映系统实际的热回收效果。本研究建立液体循环式热回收系统动态计算模型,并根据室外气象参数进行精细分区,通过编程模拟计算各盘管全天候、全工况下的进出口参数,从而分析比较三盘管热回收和两盘管热回收系统在节能效果上的差异。该动态计算模型的建立,不仅有助于更精确地评估组合式空调箱热回收系统的性能,还为优化改造系统提供了有力的理论依据,对推动节能减排、提高能源利用效率具有重要意义。

1 系统原理

1.1 新风分区逻辑

室外新风状态点的差异导致空气处理过程多样化,为确保处理效果,首要任务是对新风工况进行细致的区域划分。室外新风分区在焓湿图上的体现如图1所示。由图1可知,以送风状态点等含湿量线为分界线,将室外新风分为左、右两部分,其中左侧区域室外空气含湿量小于送风状态点含湿量,无需进行除湿。由于液体循环式热回收系统通过气-液温差实现热交换,室外新风温度需要与回风温度和送风温度保持一定温差,否则热回收系统换热效果差,热回收效率低,导致小温差区域系统回收的能量低于系统消耗的能量,故不能进行热回收。根据室外新风温度与回风、送风温度的温差大小,可将图1中送风状态点等含湿量左侧区域分为下(A区)、中(B区)、上(C区)3部分。右侧区域(D区)室外空气含湿量大于送风状态点含湿量,需进行除湿。综上,A区为低温区域,B区为不回收区域,C区为高温区域,D区为高湿区域。

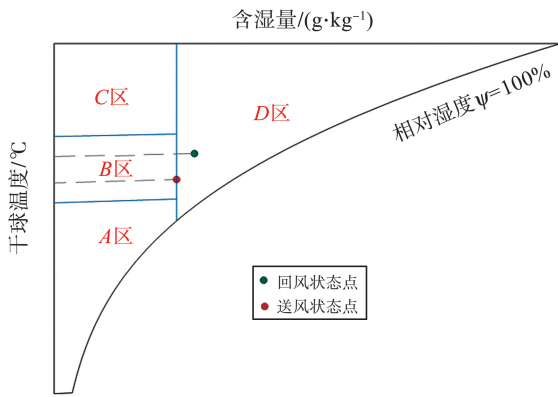


图1 室外新风分区在焓湿图上的体现
Fig.1 Representation of outdoor air zoning on the psychrometric chart

1.2 系统工作原理

三盘管液体循环式热回收系统如图2所示。由图2可知,该系统包含预处理盘管、再热盘管、排风盘管、表冷器、循环泵、三通阀、旁通阀、止回阀、加热器、加湿器和风机等装置。与两盘管热回收系统相比,该系统将新风盘管拆分成预处理盘管和再热盘管(盘管总排数不变),将再热盘管放在表冷器与加热器之间,同时增加了循环液体进出管路。

各气候区域对应的系统运行原理如下。

(1)A区。由于室外新风温度较低,室内回风温度相对较高,此时将回风引入排风盘管中,使其热量传递给载冷剂。经过循环泵的作用,高温载冷

剂输送至预处理盘管和再热盘管,对新风进行预热和补热。完成热量传递后,载冷剂的温度降低,随后再次返回排风盘管,继续回收回风中的可用热量,从而形成一个完整的热量循环过程。通过这种循环方式,系统能够有效减少新风加热所需的热量,达到节能的目的。

(2)C区。当室外新风温度较高而湿度相对较低时,此系统通过载冷剂在排风盘管中回收回风中的冷量。为了调节系统的工作状态,可以通过调整三通阀控制载冷剂的流向,使载冷剂不经过再热盘管,直接进入预处理盘管,将来自外界环境中温度较高的新风预冷。由于热回收的能量有限,仅依靠预处理盘管可能无法将新风冷却至所需的送风温度,因此系统会借助表冷器对它进行进一步冷却。

(3)D区。当室外新风湿度较高时,载冷剂先进入再热盘管,加热表冷器除湿后的低温空气,从而有效减少了加热器的能量消耗,随后再进入预处理盘管对新风预冷。当再热负荷大于预冷负荷时,系统主要回收回风中的热量以满足再热需求;当再热负荷小于预冷负荷时,系统侧重于回收回风中的冷量以增强预冷效果。通过这种灵活的能量回收方式,系统能够在高湿环境下实现能量的高效利用,进一步优化空气处理过程。

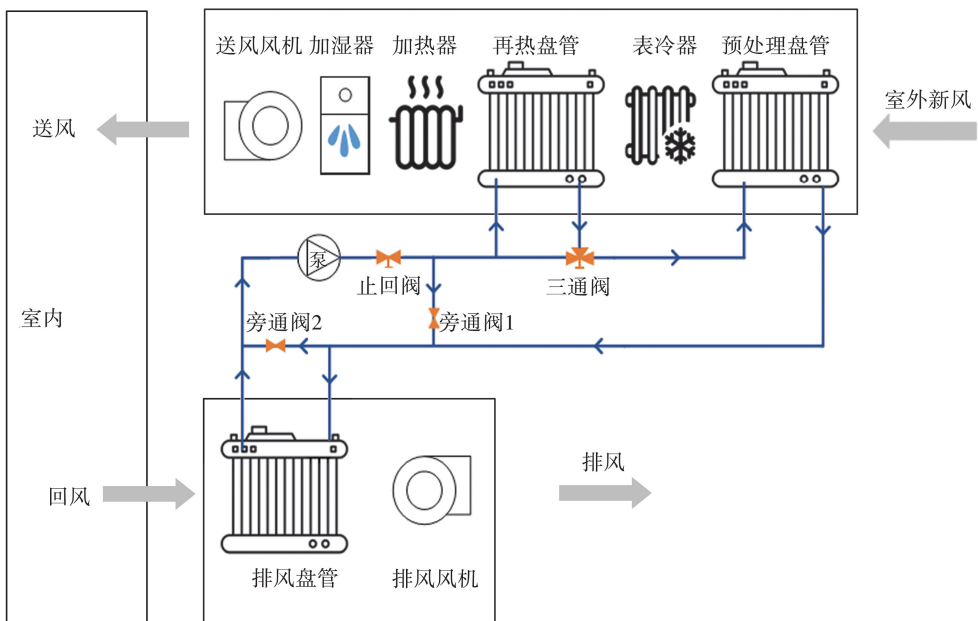


图2 三盘管液体循环式热回收系统示意图
Fig.2 Schematic diagram of the three-coil liquid circulation heat recovery system

表冷器中的冷水通过制冷系统的循环过程产生,空气在表冷器表面掠过并与其内部的冷水进行热交换,导致空气温度降低,同时空气中的水蒸气凝

结成水并排出,达到除湿效果。旁通阀1的作用是调节载冷剂通过再热盘管的流量,确保经过处理后的空气温度不会超过预设的送风温度阈值,从而防止空气

过热。当排风温度降低到回风露点以下时,空气中的水蒸气凝结成霜,导致排风管路出现结霜现象。旁通阀2的作用是调节制冷剂经过排风盘管的流量,避免结霜对系统正常运行造成负面影响。

在室外新风处于A区和C区时,三盘管液体循环式热回收系统的运行原理与两盘管系统基本相似,主要依赖排风盘管进行热量或冷量的回收。然而,当室外新风处于D区时,三盘管热回收系统的运行特性发生显著变化。在高温高湿环境下,三盘管系统的新风预冷量不仅受到排风盘管换热量的影响,还会受到再热盘管再热量的影响;而在低温高湿环境下,三盘管热回收系统则能有效弥补两盘管系统不能回收该部分能量的不足。

基于三盘管热回收系统的工作原理,前述A、B、C、D四个区域的热回收处理过程如表1所示。表1中 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 分别为预处理盘管、再热盘管和排风盘管的换热量, W 。

表1 各区空气处理过程

Table 1 Air treatment process in different areas

区域划分	新风处理过程	热平衡方程
A	预热-再热	$Q_1 + Q_2 = Q_3$
B	不回收区域	
C	预冷-表冷	$Q_1 = Q_3$
D	预冷-表冷-再热	$Q_1 = Q_2 + Q_3$ 或 $Q_1 + Q_3 = Q_2$

2 模型建立

2.1 翅片换热管建模工具与方法

本研究基于热力学基本原理,构建液体循环式热回收系统动态计算模型,同时借助MATLAB软件和COOLPROP热物性库,分析计算不同温度和湿度的新风的处理过程,并对系统进行性能评估。

液体循环式热回收系统的核心部件为翅片换热盘管,具体包含预处理盘管、再热盘管和排风盘管。本研究选择平直翅片圆管式换热器作为这些盘管的代表进行建模分析。目前建立换热盘管数值计算模型的方法主要有集总参数法和分布参数法。虽然集总参数法精度较低,但换热盘管通常由多排平行排列的翅片和管道组成,其结构具有一定的重复性和规律性。在实际工程中,往往更关心换热盘管的整体性能,如换热量、进出口温度等;同时,由于本研究需要对系统全年8760个工况进行性能预测,对计算效率要求较高,故本研究选择集总参数法建立平直翅片换热盘管的模型。为简化计算而不失精度,做出以下假设^[16]。

(1)假设流体在换热盘管内的流动和传热过程主要沿管长方向进行,忽略在横截面上的流动和传热差异。

(2)假设换热盘管在稳定工况下运行,即流入和流出盘管的流体温度、流量等参数不随时间发生变化。

(3)假设盘管内的换热主要通过对流和导热进行,忽略辐射换热的影响。

(4)当空气与盘管表面达到热质交换平衡时,假设对流热交换与质交换系数之比(Lewis数)为定值且近似为1。

(5)假设管外空气和管内液体完全反向流动(即将盘管逆交叉流看作完全逆流)。

2.2 翅片换热管的基本参数

液体侧换热量和空气侧换热量分别为

$$Q_w = c_{pw} m_w (T_{w2} - T_{w1}),$$

$$Q_a = m_a (i_1 - i_2),$$

式中: Q_w 、 Q_a 分别为液体侧换热量和空气侧换热量, W ; c_{pw} 为液体的比热容, $J/(kg \cdot K)$; m_a 、 m_w 分别为空气风量和液体流量, kg/s ; T_{w1} 、 T_{w2} 分别为液体进出口温度, K ; i_1 、 i_2 分别为被处理空气初状态点和终状态点的焓, J/kg 。

换热扩大系数 ξ 表示因存在湿交换而增大了的换热量,定义为^[17]

$$\xi = \frac{i_1 - i_2}{c_{pa} (T_1 - T_2)},$$

式中: c_{pa} 为空气的比热容, $J/(kg \cdot K)$; T_1 、 T_2 分别为被处理空气初状态点和终状态点的干球温度, K 。由于 ξ 的大小直接反映了凝结水析出的多少,因此 ξ 又称为析湿系数。对于干工况, $\xi = 1$ 。

Gnielinski公式^[18]为

$$Nu_w = \frac{(f/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)},$$

式中: f 为摩擦因子, $f = (0.79 \ln Re_w - 1.64)^{-2}$; Re_w 、 Nu_w 、 Pr_w 分别为空气雷诺数、努塞尔数和普朗特数, $Re_w = v_w d_i / \nu_w$ (v_w 为液体流速, m/s ; d_i 为管内径, m); ν_w 为液体运动黏度, m^2/s)。该式适用范围为: $2300 \leq Re_w \leq 5 \times 10^6$, $0.5 \leq Pr_w \leq 2000$, 本研究所涉及的换热管内液体流速一般为 $0.5 \sim 1.2 m/s$, 满足此适用范围^[19]。

液体侧换热系数

$$K_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_i},$$

式中: K_w 为液体侧换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; λ_w 为液体导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

McQuiston 和 Gray 换热因子^[20]为

$$j = \begin{cases} j_4 & (N \geq 4) \\ j_4 \times 0.991 \left[2.24 Re_d^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} & (N < 4) \end{cases}$$

$$j_4 = 0.14 Re_d^{-0.328} \left(\frac{s_t}{s_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{S}{d_0} \right)^{0.0312}$$

式中: j 为换热因子; j_4 为盘管管排数为4时的换热因子;雷诺数 $Re_d = w_{max} d_0 / \nu_a$ (w_{max} 为最窄面风速, m/s ; d_0 为基管外径, m ; ν_a 为空气运动黏度, m^2/s); s_t, s_l 分别为垂直于空气流动方向管的间距和沿空气流动方向管的间距, m ; S 为翅片间距, m ; N 为沿气流方向管排数。

空气侧换热系数

$$K_a = \frac{j \rho_a w_{max} c_{pa}}{Pr_a^{2/3}}$$

式中: K_a 为空气侧换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; ρ_a 为空气密度, kg/m^3 ; Pr_a 为空气普朗特数。

翅片当量高度

$$h' = \frac{d_b}{2} (\rho' - 1) (1 + 0.35 \ln \rho')$$

对于叉排管

$$\rho' = 1.27 \rho \sqrt{1 - 0.3 \rho} \\ \rho = s_t / d_b$$

式中: h' 为翅片当量高度, m ; d_b 为翅片换热管外径, m 。

翅片特性参数

$$m = \sqrt{\frac{2K_a}{\lambda_l \delta_f}}$$

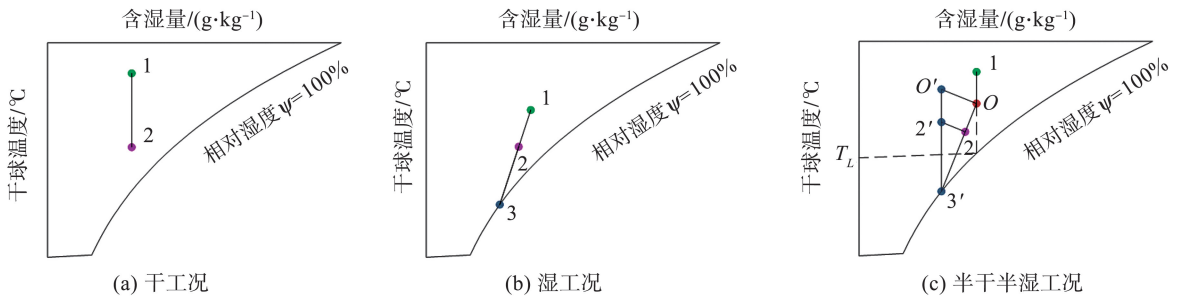


图3 盘管工况分类

Fig.3 Classification of coil conditions

2.3.1 干工况

当空气流过冷却盘管时,若盘管表面温度高于空气的露点温度,则空气不会冷却至露点以下,因此不会发生结露现象。此时,冷却盘管仅与空气进行显热交换,降低空气的温度而不改变其湿度,如图3(a)所示。1点为被处理空气初状态点,2点为空气经冷却盘管处理后的终状态点。

式中: m 为肋片特性参数, m^{-1} ; λ_l 为管材导热系数, $W/(m \cdot K)$; δ_f 为翅片厚度, m 。

翅片效率

$$\eta_f = \frac{\tanh(mh')}{mh'}$$

翅片表面总效率

$$\eta_s = \frac{A_f \eta_f + A_b}{A_f + A_b}$$

式中, A_f, A_b 分别为翅片表面积和翅片间基管表面积, m^2 。

总换热系数计算公式为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_w} + \frac{A}{A_i} + R_{wf} + \frac{\delta}{\lambda_l} + \frac{A}{A_i} + r_b + R_{af} + \frac{1}{K_a \xi \eta_s}$$

式中: K 为总换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A, A_i 分别为空气侧和液体侧传热表面积, m^2 ; δ 为管壁厚, m ; R_{wf}, r_b, R_{af} 分别为污垢热阻、接触热阻和导热热阻, $(m^2 \cdot K)/W$ 。

热平衡方程

$$Q_a = Q_w = KA\Delta T, \\ \Delta T = \frac{(T_1 - T_{w1}) - (T_2 - T_{w2})}{\log \left(\frac{T_1 - T_{w1}}{T_2 - T_{w2}} \right)}$$

式中, ΔT 为对数平均温差, K 。

2.3 工况分析

空气流过冷却盘管有3种热力计算情况,分别为干工况、湿工况和半干半湿工况,如图3所示。空气流过加热盘管的热力计算与干工况流程相反,但过程相似,因此不再赘述。

空气初、终状态含湿量不变,即

$$d_1 = d_2,$$

$$\eta_s K_a A |T_{ma} - T_{wall}| = K_w A_i |T_{mw} - T_{wall}|,$$

式中: d_1, d_2 为空气状态点1、2的含湿量, g/kg ; T_{ma}, T_{mw}, T_{wall} 分别为空气平均温度、液体平均温度和管壁温度, K 。

该工况假设液体出口温度 T_{w2} , 根据热平衡方

程迭代求解。

2.3.2 湿工况

当空气流过冷却盘管时,若盘管表面温度低于空气的露点温度,空气中的水蒸气将在盘管表面凝结,并伴随潜热的释放,此时,冷却盘管可以实现空气温度和湿度的同步降低。3点为1点和2点连线延长线与饱和湿度曲线的交点,即湿工况时理想条件下空气的终状态点,如图3(b)所示。

热交换效率

$$\varepsilon_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{w1}} = \frac{1 - \exp[-\beta(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-\beta(1 - C_r)]}$$

接触系数

$$\varepsilon_2 = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} = 1 - \frac{T_2 - T_{s2}}{T_1 - T_{s1}} = 1 - \exp[(-K_a A) / m_a c_{pa}]$$

式中: T_1 、 T_2 、 T_3 分别为图3(b)中空气状态点的干球温度,K; T_{s1} 、 T_{s2} 为各点的湿球温度,K; C_r 为两流体的水当量比, $C_r = \xi m_a c_{pa} / m_w c_{pw}$; β 为传热单元数, $\beta = KA / \xi m_a c_{pa}$ 。

该工况假设空气终状态干球温度 T_2 ,根据盘管热交换效率计算值与假设值迭代求解。

2.3.3 半干半湿工况

半干半湿工况指冷却盘管在热湿交换过程中,其表面既存在干区(无凝结水生成)又存在湿区(有凝结水生成)的工作状态。此时假设盘管表面温度等于该处管内液体温度。由图3(c)可知,起初,冷却盘管入口表面温度高于空气的露点温度,仅发生显热交换(1-0段);随着冷却过程的进行,当其表面温度低于空气初态的露点温度 T_L 时,同时发生显热和潜热交换(0-2段)。

0点表示当冷盘管表面温度等于初状态露点温度时的空气状态。3'点为0点和2点连线延长线与饱和湿度曲线的交点,即半干半湿工况时理想条件下空气的终状态点。3'点的等湿线与0、2点的等焓线相交于0'、2'点,0'-2'段为0-2段的等价干工况,各状态点对应的计算公式为

$$\begin{aligned} d_{0'} &= d_2 = d_{3'}, \\ i_{0'} &= i_0, \\ i_{2'} &= i_2, \end{aligned}$$

式中: $d_{0'}$ 、 d_2 、 $d_{3'}$ 分别为图3(c)中空气状态点的含湿量,g/kg; $i_{0'}$ 、 i_0 、 $i_{2'}$ 、 i_2 分别为图3(c)中空气状态点的焓,J/kg。

根据热力计算推导出^[21]

$$\ln \left[\frac{T_2' - T_{w1}}{T_{0'} - T_L} \times \frac{T_0 - T_L}{T_1 - T_{w2}} \right] = -(1 - \gamma) \frac{KA}{m_a c_{pa}}$$

式中: γ 为干工况时两流体的水当量比, $\gamma = m_a c_{pa} / m_w c_{pw}$; T_2' 、 T_0 、 $T_{0'}$ 分别为图3(c)中空气状态点的干

球温度,K。

该工况假设空气干湿分界线干球温度 T_0 ,根据空气分界线干球温度计算值与假设值迭代求解。

2.3.4 工况判别方法

常用的工况判别方法有两种:ASHRAE法和卡尔波斯法。二者本质上是相同的,考虑到国内的试验方法及数据整理习惯,卡尔波斯法更为适用^[22]。本研究采用卡尔波斯法定义各类工况,其计算公式为

$$T_{ab} = \frac{T_L - T_{w2} + \gamma T_1 + C' T_L}{C' + \gamma}$$

$$\begin{cases} T_{ab} \leq T_2 & \text{干工况} \\ T_1 > T_{ab} > T_2 & \text{半干半湿工况,} \\ T_{ab} \geq T_1 & \text{湿工况} \end{cases}$$

式中: T_{ab} 为盘管表面温度,K; C' 为换热系数之比, $C' = K_{ad} / K_w$; K_{ad} 为盘管干表面时的风侧换热系数, $K_{ad} = K_a \eta_s$,W/($m^2 \cdot K$)。

2.4 系统模型计算流程

单个换热盘管模型计算流程如图4所示。

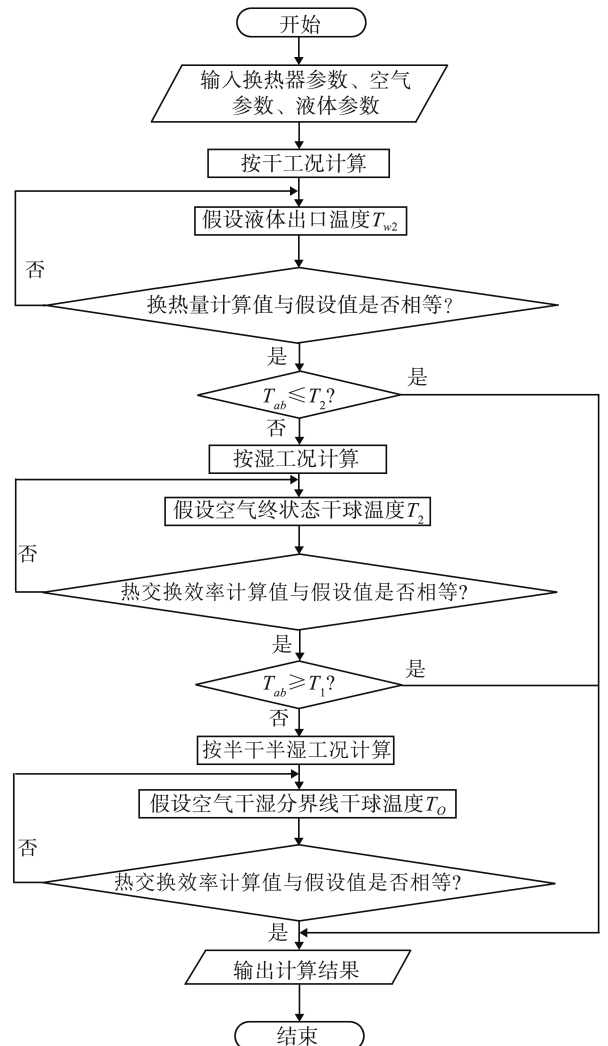


图4 单个换热盘管模型计算流程图
Fig.4 Model calculation flowchart of a single heat exchanger

热回收系统的运作涉及旁通阀的调控,导致流经各盘管的实际流量会根据处理需求发生相应变化,然而这种变化难以在系统的数学模型中得到全面体现。本研究的核心目标是计算热回收系统的节能量,因此,在构建模型的过程中,假定各盘管的流量保持不变,仅对需要特定处理的盘管进行定换

热量处理,以确保模型计算的准确性和有效性。在模型计算中,需要对每个换热器盘管进行迭代计算,直到各个盘管液体温度进出口一一对应,确保系统各个部分之间的热平衡,得到最终计算结果,如图5所示。

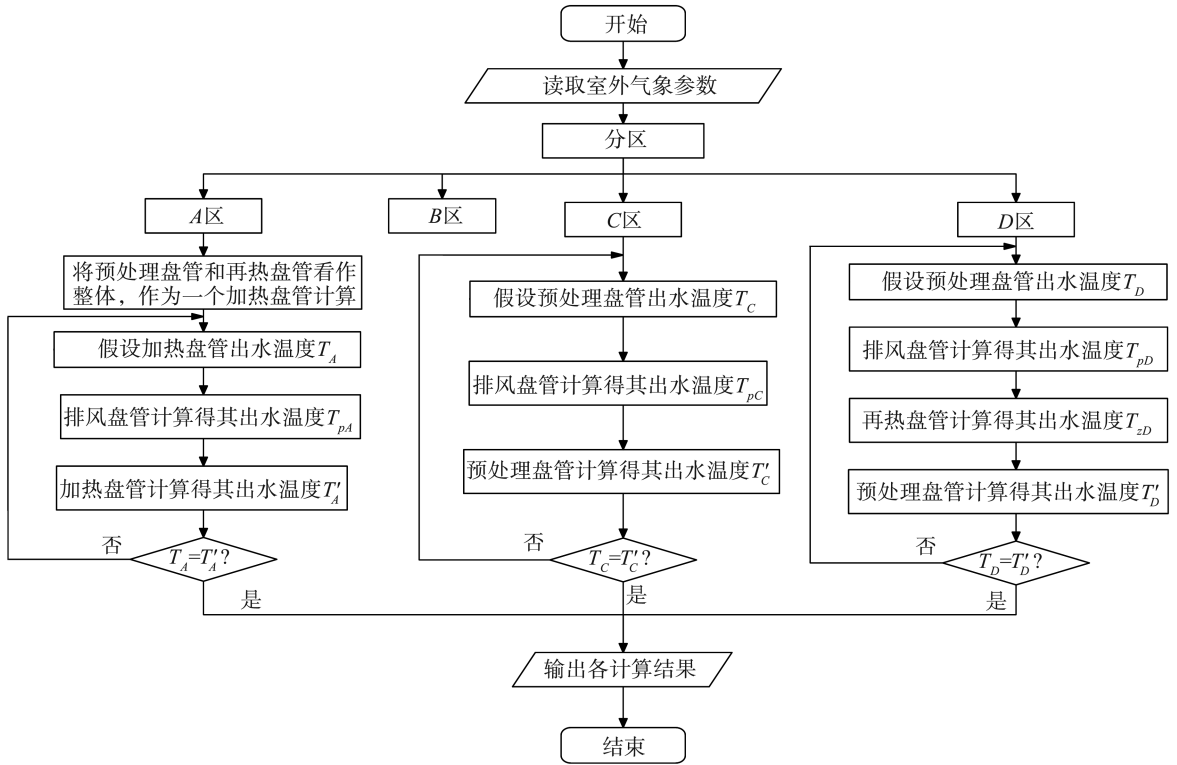


图5 热回收系统的模型计算流程图

Fig.5 Model calculation flowchart of the heat recovery system

2.5 模型验证

将本研究所建立的单个换热盘管模型与文献[16]中的典型工况试验进行对比,如表2所示。

个对比数据中,模型计算结果与试验结果平均误差为4.20%,最大误差为7.48%,验证了该程序在计算过程中的准确性和可靠性。

表2 试验和仿真结果对比
Table 2 Comparison of the experimental and simulation results

盘管	类型	结果	风量/ ($m^3 \cdot h^{-1}$)	水量/ ($kg \cdot h^{-1}$)	进风干球 温度/ $^{\circ}C$	进风湿球 温度/ $^{\circ}C$	出风干球 温度/ $^{\circ}C$	出风湿球 温度/ $^{\circ}C$	进水 温度/ $^{\circ}C$	出水 温度/ $^{\circ}C$	换热量/ kW
风机盘管1	供冷	试验结果	1 305.95	1 421	27.17	19.57	14.59	13.45	7.10	12.03	7.96
		仿真结果	1 305.95	1 421	27.17	19.57	14.14	12.74	7.10	12.11	8.36
		误差/%					3.08	5.28		0.67	5.03
	供热	试验结果	1 512.48	1 435	21.04	12.94	48.20	22.08	59.99	51.90	13.11
		仿真结果	1 512.48	1 435	21.04	12.94	45.62	21.35	59.99	52.31	12.58
		误差/%					5.35	3.30		0.79	4.04
风机盘管2	供冷	试验结果	966.87	984	27.16	19.56	15.28	13.90	6.99	11.94	5.55
		仿真结果	966.87	984	27.16	19.56	14.57	12.86	6.99	12.19	5.96
		误差/%					4.65	7.48		2.09	7.39
	供热	试验结果	1 075.20	969	27.03	14.14	47.26	22.65	58.87	51.72	8.99
		仿真结果	1 075.20	969	27.03	14.14	44.08	21.80	58.87	51.28	8.39
		误差/%					6.73	3.75		0.85	6.67

3 系统计算与分析

3.1 案例设定

青岛温湿度箱线图如图6所示,青岛年最低气温为-11.3℃,最高气温为36.6℃,以及年平均相对湿度为62%。该地区的气候特点表现为冬冷夏热且空气湿润,与三盘管液体循环式热回收系统的适配性较高。本研究拟选定系统应用于青岛某24h全天工作的全新风洁净场所,从而了解该系统在不同工况下的表现,并探讨其适用性和优势。设计参数见表3。

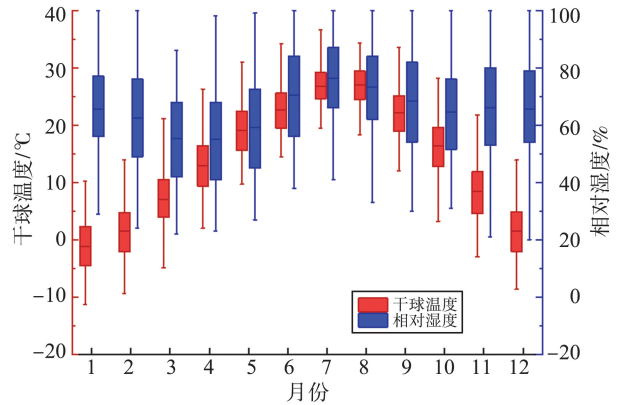


图6 青岛温湿度箱线图

Fig.6 Box plot of temperature and humidity in Qingdao

表3 系统设计参数

Table 3 System design parameters

新风风量/ (m ³ ·h ⁻¹)	循环泵流量/ (m ³ ·h ⁻¹)	室内干球 温度/℃	室内相对 湿度/%	送风干球 温度/℃	送风相对 湿度/%	表冷器处理后 空气干球温度/℃	表冷器处理后 空气相对湿度%
10 000	3.6	23	50	20	55	11.47	95

热回收载冷剂通常根据最低温度选择一定浓度的乙二醇溶液或水。乙二醇溶液凝固点与其质量分数之间的关系如表4所示^[23],本研究选用质量分数为30%的乙二醇溶液作为载冷剂。

表4 乙二醇溶液凝固点与质量分数对照表

Table 4 Comparison table of freezing point and mass fraction of ethylene glycol aqueous solution

质量分数/%	凝固点/℃	质量分数/%	凝固点/℃
10	-3.2	25	-10.7
15	-5.4	30	-14.1
20	-7.8	35	-17.9

在图2所示系统中,涉及的电耗设备主要包括表冷器所处制冷系统中的压缩机、电加热器、加湿器、风机和泵。其中,加湿器功耗在不同热回收系统中功耗相同,因此本研究的对比分析中不予考虑。

压缩机和加热器功耗计算公式为

$$W_c = \eta_c Q_c,$$

$$W_h = \eta_h Q_h,$$

式中:W_c、W_h分别为压缩机、加热器功耗,W;Q_c、Q_h分别为空气处理过程所需冷却负荷、所需加热负荷,W;η_c为制冷性能系数,取3;η_h为电热转化效率,取0.9。

由于系统中盘管数量、管路长度不同,使得水路阻力和空气流动阻力不同,因此不同热回收系统、不同区域中风机和泵的功耗也会不同。各系统相应的风机与泵功耗具体数值如表5所示,计算公式为

$$W_f = \frac{G_a \Delta p}{3600 \eta_f},$$

$$W_p = \frac{G_w H_p}{3600 \eta_p},$$

式中:W_f、W_p分别为风机、水泵电耗,W;G_a、G_w分别为风量、泵流量,m³/h;Δp为空气压降,Pa;H_p为泵压头,Pa;η_f、η_p分别为风机效率和泵效率。

表5 系统风机与泵功率

Table 5 System fan and pump power

回收系统名称	工况	送风风机 功耗/kW	排风风机 功耗/kW	泵功耗/ kW	总功耗/ kW
无热		1.50	0.60	0	2.10
两盘管热	运行	2.30	1.40	0.26	3.96
回收系统	不运行	2.30	1.40	0	3.70
三盘管热	运行	2.30	1.40	0.33	4.03
回收系统	不运行	2.30	1.40	0	3.70

3.2 单工况对比分析

在高温高湿工况下,三盘管液体循环式热回收系统与两盘管系统都可以进行热回收,且二者空气处理流程差异较大。考虑到青岛地区夏季高温气候中,室外温度达到32℃的小时数较多,其对应的最高湿度为78%,因此以该工况的模型计算结果为例(如表6、图7所示),对比分析2个系统和无热回收系统的差异。

表6 空气状态点参数

Table 6 Parameters of air state points

参数	状态点	干球 温度/℃	相对 湿度/%	含湿量/ (g·kg ⁻¹)	比焓/ (kJ·kg ⁻¹)
室外新风	E	32.00	78.00	23.76	93.00
预处理盘管出风	F	25.54	99.32	20.70	78.41
新风盘管出风	F'	27.33	99.60	23.17	86.58
表冷器出风	M	11.47	95.00	8.03	31.79
再热盘管出风	N	19.38	99.32	8.03	39.86
送风	P	20.00	55.00	8.03	40.50

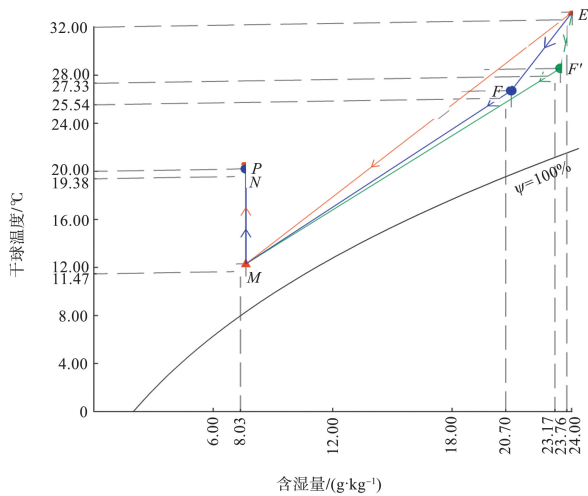


图7 空气处理过程在焓湿图上的体现
Fig.7 Representation of air treatment process on the psychrometric chart

由图7可知,对于无热回收系统,室外新风经过表冷器除湿(E-M段),后经加热器加热到送风温度(M-P段);对于两盘管乙二醇热回收系统,室外新风先经过新风盘管预冷(E-F'段),然后经过表冷器除湿(F'-M段),再经加热器加热到送风温度(M-P

表8 不同系统不同区域节能对比分析

Table 8 Comparative analysis of energy-saving in different regions of different systems

分区	系统类型	热回收时间/h	平均干球温度/°C	平均相对湿度/%	总节省冷却负荷/(kW·h)	总节省加热负荷/(kW·h)	平均每小时回收能量/kW
A区	两盘管	4 919	5.92	62.83	0	151 823.45	30.86
	三盘管	4 909	5.89	62.87	0	151 782.85	30.92
C区	两盘管	67	26.19	33.73	426.11	0	6.36
	三盘管	56	26.39	33.38	355.92	0	6.00
D区	两盘管	1 482	28.33	64.97	15 830.90	0	10.68
	三盘管	3 404	24.00	71.84	64 001.39	76 392.09	41.24

三盘管乙二醇热回收系统中,D区表现尤为突出,平均每小时回收能量最多,热回收效果最佳。这是因为D区不仅有效减少了新风除湿过程中所需的冷量,还进一步节省了除湿后所需的加热量,实现了能量的高效利用。相比之下,C区仅能节省预冷量,且其最高气温仅为28.1℃,换热温差较小,故热回收效果较差,平均每小时回收能量仅为D区的14.54%。此外,由于冬季气候严寒,A区温度较低,使得换热温差较大,因此,A区的热回收效果同样显著。

两盘管乙二醇热回收系统中各区域的热回收效果主要由换热温差决定。但在C区,尽管两盘管系统平均换热温差略低于三盘管系统。其热回收效果却略优。其原因是两盘管系统中新风盘管的排数是三盘管系统预处理盘管和再热盘管的盘数之和,盘管排数越多,预冷能力越大。同时,两盘管系统不仅不能处理无法满足系统能耗需求的工况

段);对于三盘管乙二醇热回收系统,室外新风先经过预处理盘管预冷(E-F段),然后经过表冷器除湿(F-M段),再经再热盘管加热(M-N段),最后经加热器加热到送风温度(N-P段)。

根据计算得到不同系统的单工况空气处理所需负荷,如表7所示。该工况下,两盘管热回收系统、三盘管热回收系统的节能率分别为9.17%、32.41%,而三盘管热回收系统较两盘管热回收系统的节能率为25.58%。三盘管热回收系统具有显著的优越性。

表7 单工况空气处理所需负荷

Table 7 Load required for single-condition air treatment process 单位:kW

系统类型	节省冷却负荷	节省加热负荷	所需冷却负荷	所需加热负荷	所需总负荷
无热回收系统	0	0	204.03	29.04	233.07
两盘管热回收系统	21.38	0	182.65	29.04	211.69
三盘管热回收系统	48.62	26.92	155.42	2.12	157.54

3.3 不同区域工况对比分析

为分析不同区域工况的热回收效果,将全年按区域划分进行热回收,结果如表8所示。

点,也不能处理低温潮湿工况点,而青岛气候湿润,因此其D区可回收工况大大减少。

对低湿工况点,即A、C区,三盘管和两盘管热回收系统无明显差异;对高湿工况点,即D区,三盘管热回收系统每小时回收量是两盘管热回收系统的3.86倍。

3.4 全年工况对比分析

三盘管热回收系统和两盘管热回收系统在一年中每个月的能量回收情况如图8所示。

从图8中可以明显看出,三盘管热回收系统在全年范围内表现出了更加稳定的节能效果。这种稳定性表明,三盘管系统在大部分环境条件下都能有效地回收和利用冷热能,从而显著减少能源消耗。相比之下,两盘管热回收系统在6—9月的节能效果并不理想,只能节省小部分冷却负荷,而无法节省加热负荷。同时,两种系统冷却负荷的节约量

与图6中空气湿度变化趋势呈现出一致性,均呈倒“V”型。这验证了冷却负荷的节约量受到空气湿度

的影响,随着湿度的增加,冷却负荷的节约量也相应增加。

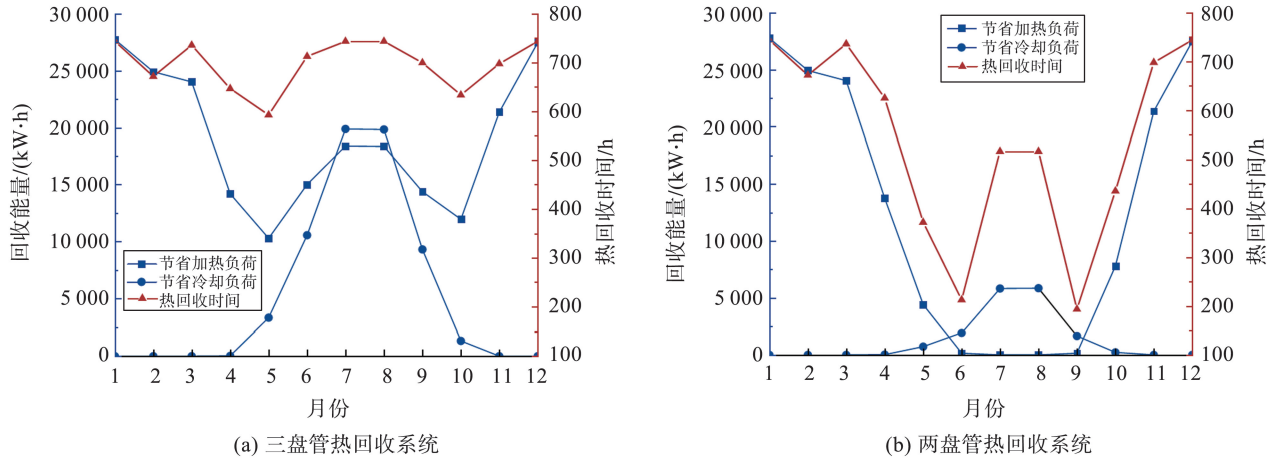


图8 系统全年能量回收分析图

Fig.8 Annual analysis chart of system energy recovery

在处理全年8 760 h空气工况时,不同热回收系统的能耗如表9所示。由表9可以看出,热回收系统的引入显著降低了系统总能耗。在无热回收系统中,系统总能耗为614 452.13 kW·h,其中加热器和压缩机功耗占据主要部分。而采用两盘管热回收系统后,虽然泵与风机功耗有所增加,但系

统总能耗降低至456 038.09 kW·h,相较于无热回收系统节省了约25.78%。进一步地,当采用三盘管热回收系统时,系统总能耗降低至356 256.42 kW·h,相较于无热回收系统节省了约42.02%,相较于两盘管热回收系统节省了约21.88%。

表9 不同系统全年能耗分析

Table 9 Annual energy consumption analysis of different systems

单位: kW·h

回收系统类型	空气处理所需加热负荷	加热器功耗	空气处理所需冷却负荷	压缩机功耗	泵与风机功耗	总能耗
无热回收	415 114.47	461 238.30	404 453.50	134 817.83	18 396.00	614 452.13
两盘管热回收	263 291.02	292 545.58	388 196.49	129 398.83	34 093.68	456 038.09
三盘管热回收	186 939.53	207 710.59	340 116.19	113 372.06	35 173.77	356 256.42

4 结论

本研究构建液体循环式热回收系统的动态仿真模型,建立基于多参数耦合的全工况划分逻辑体系,实现系统多工况模式切换。以青岛地区全新风系统为例,深入分析了三盘管和两盘管热回收系统在不同工况下的热回收效果,并与无热回收系统进行了比较。

在低湿工况下,三盘管与两盘管热回收系统的表现相近,随着换热温差的增大,两种系统的热回收效果均呈现出增强的趋势;在高湿工况下,三盘管热回收系统相较于两盘管系统展现出显著优势,其每小时热回收量是两盘管热回收系统的3.86倍,凸显了三盘管系统在处理高湿空气时的高效性。

从全年能耗角度来看,相较于无热回收系统,两盘管热回收系统可实现约25.78%的年节能率,三

盘管热回收系统则能达到约42.02%的年节能率。同时,三盘管热回收系统在全年内的热回收效果更为稳定,显示出其不同气候条件下的优越性和可靠性。

参考文献:

[1] 袁学良, 杨月, 盛雪柔, 等. 碳达峰碳中和政策解析与对策建议[J]. 山东大学学报(工学版), 2023, 53(5): 132-141.
YUAN Xueliang, YANG Yue, SHENG Xuerou, et al. Policy analysis and countermeasures for achieving carbon peak and carbon neutrality [J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2023, 53(5): 132-141.

[2] KRIYT V E, SLADKOVA Y N, VOLCHKOVA O V. Major problems of microclimate indicator measurements indoors of residential and public buildings and ways to solve them [J]. Russian Journal of Occupational Health and Industrial Ecology, 2021, 61(5): 334-339.

- [3] WEI G Q, YU X Y, FANG L, et al. A review and comparison of the indoor air quality requirements in selected building standards and certifications[J]. *Building and Environment*, 2022, 226: 109709.
- [4] TIKHOMIROV D A, TRUNOV S S, KUZMICHEV A V, et al. Energy-efficient thermoelectric unit for microclimate control on cattlebreeding premises [J]. *Energy Reports*, 2020, 6: 293-305.
- [5] 杨振晓. 医院空调系统中排风热回收技术适用性研究[J]. *制冷与空调(四川)*, 2021, 35(3): 427-431.
YANG Zhenxiao. The applicability analysis of exhaust air heat recovery system in air conditioning system for hospital [J]. *Refrigeration and Air Conditioning (Sichuan)*, 2021, 35(3): 427-431.
- [6] PANDIYARAJAN V, CHINNA PANDIAN M, MALAN E, et al. Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(1): 77-87.
- [7] ZHENG Z Y, CAO J Y. Thermodynamic and feasibility analysis of air conditioning waste heat recovery via power generation cycles [J]. *Energy Reports*, 2020, 6: 3472-3490.
- [8] 温新华. 空气热回收装置的分类与应用[J]. *建筑节能*, 2011, 39(1): 9-12.
WEN Xinhua. Classification and application of air heat recovery devices[J]. *Building Energy Efficiency*, 2011, 39(1): 9-12.
- [9] ZHAO Y Q, ZHAO G Q. The application of liquid circulation heat recovery system[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, 2044(1): 012021.
- [10] 王磊, 谷波, 冯梦怡. 组合式空调箱中盘管热回收的性能分析[J]. *流体机械*, 2016, 44(7): 63-69.
WANG Lei, GU Bo, FENG Mengyi. Performance analysis on the coil-heat recovery in air handle unit[J]. *Fluid Machinery*, 2016, 44(7): 63-69.
- [11] 祝根原, 居发礼. 液体循环式热回收系统的工程适应性[J]. *暖通空调*, 2016, 46(8): 92-97.
ZHU Genyuan, JU Fali. Engineering applicability of liquid circulation heat recovery system [J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2016, 46(8): 92-97.
- [12] 曾宪安, 刘建国, 张景军. 乙二醇热回收系统节能效果分析及改进措施[J]. *暖通空调*, 2023, 53(增刊1): 209-212.
ZENG Xian'an, LIU Jianguo, ZHANG Jingjun. Energy-saving effect analysis and improvement measures of ethylene glycol heat recovery system [J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2023, 53 (Suppl. 1): 209-212.
- [13] 赵丽. 液体循环式显热回收在严寒地区的使用[J]. *暖通空调*, 2014, 44(6): 93-96.
ZHAO Li. Application of liquid circulation sensible heat recovery in severe cold zone[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2014, 44(6): 93-96.
- [14] 刘传聚, 滕英武, 朱轶勋. 乙二醇热回收空调系统的节能分析[J]. *暖通空调*, 2001, 31(4): 90-93.
LIU Chuanju, TENG Yingwu, ZHU Yixun. Energy analysis of a glycol heat recovery air-conditioning system [J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2001, 31(4): 90-93.
- [15] 朱竑锦, 郑炯炯. 医学实验室直流全新风空调系统热回收节能措施浅析[J]. *暖通空调*, 2023, 53(增刊1): 369-374.
ZHU Hongjin, ZHENG Jiongiong. An analysis of energy-saving measures for heat recovery of DC fresh air conditioning system in medical laboratories[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2023, 53 (Suppl. 1): 369-374.
- [16] 张丽. 表冷器的仿真及其性能实验研究[D]. 南京: 南京师范大学, 2009.
ZHANG Li. Simulation of surface air cooler and experimental study of its performance [D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2009.
- [17] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [18] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. *Int Chem Eng*, 1976, 16: 359-368.
- [19] 张丽, 黄虎, 宫金珠, 等. 适于表冷器校核计算的分布参数模型及实验验证[J]. *建筑热能通风空调*, 2009, 28(5): 14-17.
ZHANG Li, HUANG Hu, GONG Jinzhu, et al. Distributed parameter model for check calculation of surface air cooler and its experiment validation [J]. *Building Energy & Environment*, 2009, 28(5): 14-17.
- [20] GRAY D L, WEBB R L. Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins [C]//Proceeding of International Heat Transfer Conference 8. San Francisco, USA: Begell House, 1986: 2745-2750.
- [21] 王晋生. 水冷式表冷器传热研究(3): 半干半湿工况热力学计算[J]. *暖通空调*, 2001(3): 70-72.
WANG Jinsheng. Heat transfer study of surface air coolers (3): thermodynamic calculation of combined dry and wet cooling condition[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2001(3): 70-72.
- [22] 王晋生, 龙惟定. 水冷式表冷器工况判别方法剖析[J]. *建筑热能通风空调*, 2005, 24(5): 33-36.
WANG Jinsheng, LONG Weiding. Analysis of method on judging work conditions of water-cooled surface air coolers[J]. *Building Energy & Environment*, 2005, 24(5): 33-36.
- [23] ENGINEERS R A. 2009 ASHRAE handbook: fundamentals[M]. Atlanta: ASHRAE, 2009: 786.