

严寒地区新风与回风混合的空气源热泵机组供热性能研究

Jiayu Ye, Long Ni

2023 年 11 月 17 日

摘要

为保证建筑室内空气质量,针对严寒地区新风采暖问题,提出一种新风与回风混合的空气源热泵新风机组。新风与回风的混合过程在混合箱内实现,提高了冷凝器进风温度,创造了合适的冷凝压力,保证了机组节能稳定运行。为了探索机组的运行效果、供热性能和节能效果,在哈尔滨搭建了实验台,用于实验室供热。实验结果表面,当回风量为 $1400\text{ m}^3/\text{h}$ 时,在保证新风量 $700\text{ m}^3/\text{h}$ 、送风温度 24.0°C 的条件下,新风机组能够稳定运行。室外温度为 4.9°C ,热泵 COP 为 4.29。即使室外温度降至 20.9°C ,热泵 COP 仍达到 2.46,而电预热、热回收和空气源热泵组合新风系统的 COP 仅为 1.44,而电预热、热回收和空气源热泵组合新风系统的 COP 仅为 1.44。电预热、热回收和电加热仅为 1.21。此外,热泵 COP 随着回风量的增加而增加。随着设定温度的升高,热泵 COP 先升高后降低。

关键字: 新风机组, 新风回风混合, 空气源热泵, 寒冷地区服务, COP

1 简介

社会经济的发展依赖于大量的能源。随着人口的增长、城市化进程的加快和建筑业的扩张,建筑能耗不断增加。在碳达峰和碳中和的背景下,减少建筑能耗是减少二氧化碳排放最经济有效的方法之一。减少建筑热损失最常见的方法是增加建筑物的气密性以减少空气渗透和增加建筑维护结构的隔热性能。然而,气密性高的建筑往往会导致室内空气质量较差,甚至出现病态建筑综合症。此外,如果室外空气直接通过开口或扩散器进入建筑物,居住者由于室外温度非常低,经常会感到有一股风的感觉。同于,由于雾霾等原因,冬季室外空气质量较差,阻碍了用户的自行开窗行为。独立新风系统的作用是提供新鲜空气并去除或稀释室内空气中的污染物。由于建筑物的使用寿命较长,可持续 50 年甚至更长,新风系统在节能方面采取回收建筑能耗的策略非常重要。据估计,热回收系统通常回收废气中约 60%~95% 的热量,并显著提高建筑物能耗的能源效率。用于房间或建筑物新风系统的能量回收装置主要包括空气—空气热交换器、热管和旋转热轮。

空气—空气热交换器在能量再生中发挥着重要作用,利用建筑物废气中的能量来减少能源消耗。Seaara 等人设计了一种带有逆流装置的显热聚合物板式空对空换热器,用于新风预热,结果表明,换热器的效率随温度、相对湿度和新风流量的变化而变化。Vorayos 等人指出凹痕排列和凹痕间距对传热效率的影响。Al-Zubaydi 等人比较了热回收中两种不同板式换热器的性能,结果表面,凹坑式表面换热器的冷却能力比普通换热器提高了 50%~60%。然而,当室外温度低于冰点,可能会结冰。使用热交换器,当水分进入时会发生冻结,从建筑物排出的空气在其表面凝结,交换器温度低于冰点。热交换器效率的提高会增加热交换器中的冷凝和结霜现象,这反过来又会降低热交换器的效率,并减少排气侧的压降。热交换器的效率,排气侧的压降也会增加。在新建筑中,加热板通常用于将进气预热到 0°C 以上,以解决结霜问题。但这会消耗额外的能源。

热管由充满工作流体的密封管道组成,通过冷凝和蒸发传递热量。通过冷凝和蒸发来传递热量。Yang 等人利用热管热交换器回收汽车尾气中的废热,以加热车厢内的冷空气。实验结果表明该方法是可行的。Xue 等人使用热管插入式板式空气—空气热交换器回收废气中的能量,实验结果表明该方法是可行的。实验结果表明,在冬季条件下,最高温度效率达到 62%。Diao 等人设计了一种小型扁平热管热回收装置回收装置处理新风,在实验条件下最高热回收率可达 78%。Zhu 等人设计并建造了一个利用微型热管阵列进行热回收的空气-空气热交换器。结果表明,热管热交换器效率高,节能效果显著。Zhou 等人提出了一种泵驱动循环热管系统,用于回收废气中的冷/热能量,对新鲜空气进行连续预冷/预热。结果表明,R32 作为工作流体的整体性能优于 R22 和 R152a。虽然热管具有无活动部件、冷热流体完全分离和可靠性高等优点,但其成本较高,在供暖、通风和空调领域的市场渗透率较低。

旋转轮在两股气流之间旋转,并在它们之间交换热量。Ghodsipour 等人建立了旋转热轮的数学模型,并对其进行了求解。并得出结论:影响旋转热轮效率的主要参数是旋转速度、气流速度和热量交换速度。O'Connor 等人提出了旋转热轮热回收集成系统。并表明,尽管热力转轮堵塞,但通风率高于推荐值,同时排气气流中的热量被收集并转移到进气气流中,温度也会随之升高。进气流,温度提高了 2℃。Herath 等人研究了回转热轮回收空调机组废气的可用能量。结果表明,随着新风温度和相对湿度的增加,转轮的节能率也随之增加。Calautit 等人开发了一种旋转热回收装置,适用于与安装在屋顶上的多向捕风器系统结合使用。除了充分通风外,室内空气温度也提高了 3.5%。温度也提高了 3.7℃。热轮的独特优势在于热轮的独特优势在于它可以回收显热和潜热。但它有活动部件,增加了维护成本、此外,还应考虑结霜问题。

在严寒地区,采暖季室外温度极低,如哈尔滨的极端最低温度为 37.7℃。而且降雪频率高,因此新风系统需要有较大的加热能力。传统的热回收装置存在结霜问题,需要通过较大的预热温差来避免。考虑到能源的便利性和考虑到能源的便利性和系统的简易性,这部分预热负荷通常由电加热承担。这与低碳节能的理念背道而驰。在碳中和的目标下、普及空气源热泵等可再生能源技术是建筑节能的重要途径。

Wei 等人对严寒条件下的准两级压缩空气源热泵系统进行了实验研究。结果表明,该系统可在整个采暖季平稳运行。整个采暖季。与集中供暖和电锅炉相比,一次能源效率分别提高了 18.67% 和 140.54%,而污染物排放则分别减少了 15.41% 和 58.27%。Wei 等人对变制冷剂流量供热系统进行了实验研究。研究了严寒地区的喷气式变制冷剂流量热泵系统。注汽式变制冷剂流量热泵系统进行了实验研究。结果表明哈尔滨的季节能效系数为 2.40,室内温度基本能满足供暖需求。与此同时,对空气源热泵蒸发器的除霜问题也进行了大量研究。冬季空气源热泵蒸发器的除霜问题进行了大量研究。赵等人提出了一种可快速加热和除霜的储能式空气源热泵系统,并对其进行了研究。并进行了实验研究。结果表明,除霜时间比传统除霜缩短了 68%,除霜能耗降低了 51.5%,化霜能耗降低了 51.4%。Qu 等人提出了一种基于热能储存的逆循环除霜方法,并进行了实验研究。结果表明,与标准的热气旁路除霜方法相比,除霜时间缩短了 71.4%–80.5%,除霜能耗降低了 65.1%–85.2%。Zheng 等人提出了一种温度—湿度—图像方法,并进行了实验研究。结果表明,该方法直接影响霜层的形成,从而制定更合理的除霜策略。空气源热泵技术因其高效节能和环保而被广泛应用于建筑物的空间供暖。

但是,当空气源热泵直接用于加热新风时,由于室外蒸发器侧和室内冷凝器侧的温度都是室外温度,冷凝压力和蒸发压力的差值会过小,节流装置的液流量不足,为了解决此类问题,有时会通过恶化冷凝器的换热来提高冷凝压力。一方面降低了系统的能效,同时冷凝器的风量不足,无法调节,新风量也无法保证。针对上述问题,本文提出了一种新风与回风混合的新型空气源热泵新风机组。本文的创新点如下。(1) 将室内回风与室外新风混合,提高冷凝器入口温度,形成合适的冷凝压力,再利用空气源

热泵的室内热交换器(冷凝器)对混合空气进行加热,从而实现新风量的可调可控。(2) 新风与回风的混合过程在混合箱内实现,无运动部件,组件数量少,最大程度地避免了换热器结霜的问题。(3) 与普通空气源热泵相比,提高冷凝温度能充分体现空气源热泵的节能特性。该系统为严寒地区的新风加热提供了新思路,改善了室内空气质量,解决了新风加热过程中能源使用不合理等问题。本文研究了严寒地区新风与回风混合的空气源热泵新风机组的应用特点,拓展了其应用领域,并对其在严寒地区的应用前景进行了展望。本文研究了新风与回风混合的空气源热泵新风机组在严寒地区的应用特性,以拓展其应用领域,并建立了性能测试台。性能试验台。本文第二部分介绍了实验原理、空气处理过程和数据收集与处理。和数据处理。第三部分主要分析了该装置在特定运行条件下的性能设备在特定运行条件下的性能。回风量和设定温度变化时的性能。

2 实验

2.1 实验系统

为了研究严寒地区新风与回风混合的空气源热泵新风机组的应用特性,在中国哈尔滨建立了如图 1 所示的实验系统。实验系统主要由室外空气源热泵机组和室内新风处理机组组成。室内机组主要包括室内盘管、混合箱、均流板、调节阀和过滤器等。室外机主要包括变频涡旋压缩机、省煤器、两个电子膨胀阀(EEV)、气液分离器、油分离器、四通阀、变频风机和翅片盘管。室外机的其他规格参数如表 1 所示。

压缩机排出的高温高压制冷剂蒸汽进入油分离器,分离出小油滴后,通过四通换向阀进入室内热交换器(热泵机组的冷凝器)。制冷剂在冷凝器中冷却成高温高压的制冷剂液体,然后进入省煤器,分成两股。主回路中的制冷剂经过电子膨胀阀后进入室外热交换器(热泵机组的蒸发器)。吸热汽化后,通过四通换向阀和气液分离器进入压缩机的吸气位置。气液分离器。辅助回路中的制冷剂通过电子膨胀阀节流减压后,在经济器中吸热汽化。辅助回路中的制冷剂通过电子膨胀阀节流减压后,在经济器中吸热汽化,并进入压缩机的喷射位置,形成制冷剂。进入压缩机的喷射位置,形成准二次压缩。

室内实验装置的照片如图所示。进入空气源热泵机组的室内盘管,加热到设定温度后,通过送风口送入室内。然后通过送风管道送入室内。管道送入室内。图 2 显示了室内机各功能部分的示意图。图 3 显示了室内机各功能部分的原理图。为了避免室内盘管受热不均,在新风通道后安装了一个略大于新风管道横截面积的均流板、使新风和回风充分混合。

表 1: 室外单元参数

参数	值/细节
制冷剂	R410A
额定制热能力 kW	16.0
额定输入功率 kW	4.10
压缩机类型	蒸汽喷射涡旋
压缩机最高转速 rad/s	120
外表类型	翅片管盘管
省煤器类型	Plate

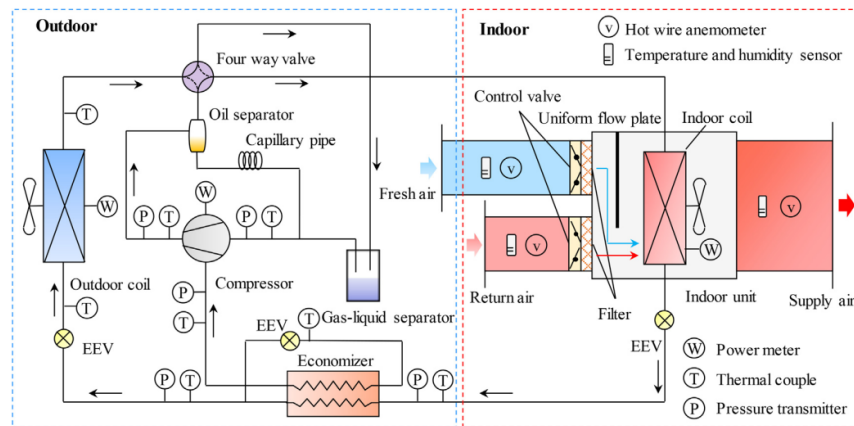


图 1: 实验系统示意图

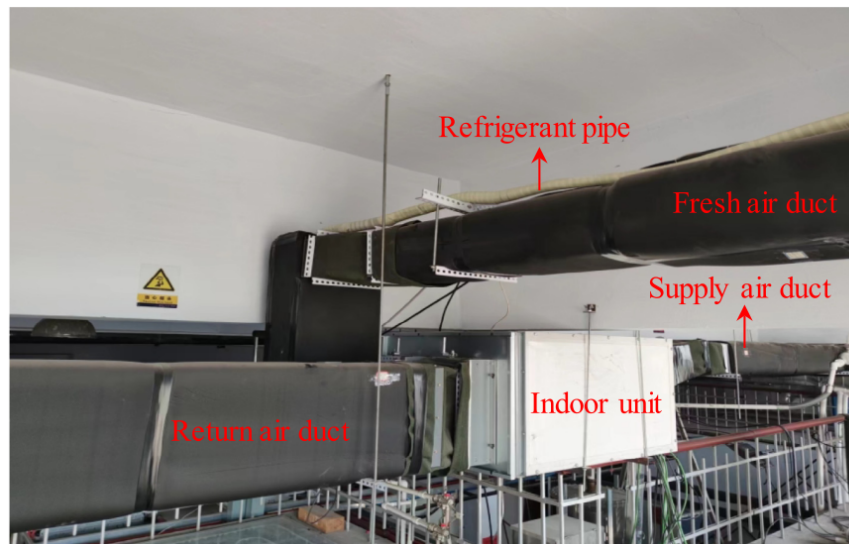


图 2: 实验设备安装照片

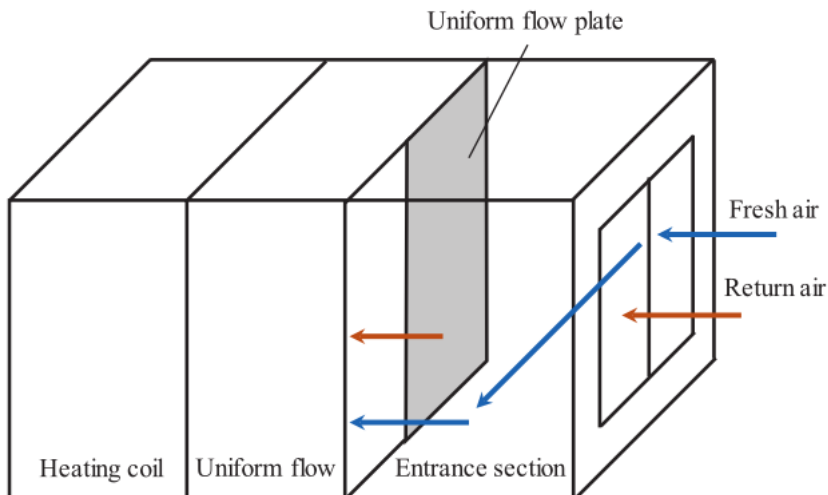


图 3: 室内机各功能部分示意图

2.2 空气处理过程

新风装置的设计新风量为 $700 \text{ m}^3/\text{h}$ 。根据标准要求，办公楼内每人所需的最小新风量为 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ 。设计新风量可满足至少 23 人的新风需求。此外，新风管道和回风管道都装有过滤器（图 1），以确保送风质量。此外，实验室还有独立的供暖系统，冬季可将室温保持在 18°C 。哈尔滨冬季空调室外计算温度为 27.1°C ，计算相对湿度为 73%。回风温度和湿度与室内环境一致，为 $18^\circ\text{C}/10\%$ 。图 4 显示了新风机组在特定条件下（新风量为 $700 \text{ m}^3/\text{h}$ ，回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 设定送风温度为 24°C 的空气处理过程焓湿图。如图 4 所示，新风状态点 W 和回风状态点 N 混合到 O 点、此时，混合空气温度为 3°C ，相对湿度为 19.7%，从而有效地提高了新风状态下的进风温度。然后将其加热至送风温度状态点 S 湿度比相等。

2.3 数据采集系统

为了获取实验数据，实验过程使用了一些仪器。如图 1 所示，八个制冷剂管道表面安装 T 型热电偶，测量制冷剂温度、五种压力变送器用于测量制冷剂压力，以及两个功率计来测量室内和室外的输入功率。以上所有测试仪器均可输出直流或电压信号并传送至数据采集单元进行存储。数据采集单元以 6s 的间隔机率整个实验过程中的所有测试数据。另外，还有四台温湿度记录仪，分别用于记录新风的温湿度、回程、混合空气和送风。

对于测量风量，使用热线风速计用于直接测量空气的平均风速，进而求得风量。标准要求划分矩形风道实验段分成几个面积相同接近正方形的小部分，面积不宜大于 0.05 m^2 ，边长不应大于 220 mm，测量点为在每个小部分的中心。图 5 为各类矩形风道风速测量点示意图。

各测量仪器的测量精度如表 2 所示。误差分析见附录。

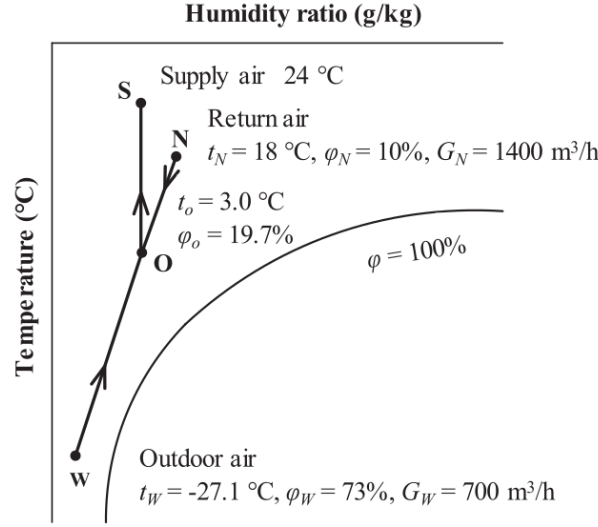


图 4: 特点条件下的空气处理过程

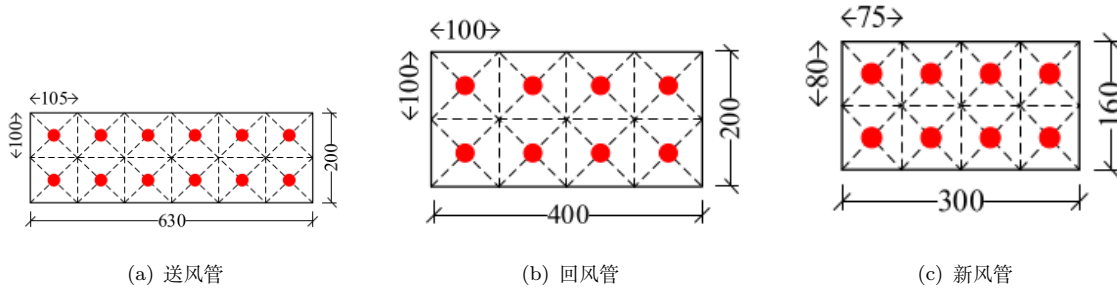


图 5: 风速测点示意图

2.4 数据处理

新风和回风的风量由测得风速按公式 1 计算。

$$G = \sum 3600abv_i \quad (1)$$

式中, G 是风道风量, a, b 小方块长宽, v_i 为风道内每个测量点的风速。

根据节能原理, 供暖新风机组的风量由焓差法根据式 2 确定。

$$Q = \frac{G_W \rho_W (h_S - h_W) + G_N \rho_N (h_S - h_N)}{3600} \quad (2)$$

式中, Q 是新风机组的制热量, q, h 分别为空气的密度和热焓, 可按下式计算空气的干球温度和相对湿度。这下标 W, N, S 分别代表新风、回风和送风。

新风机组的性能系数 (COP) 按下式 3 计算:

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (3)$$

式中, COP 为热泵机组的性能系数, W 为热泵机组的耗电量, 包括压缩机和室外风机的功耗。

压缩机的压缩比按下式 4 计算:

$$r = \frac{P_d}{P_s} \quad (4)$$

式中, r 外压缩机的压缩比, P_d 和 P_s 分别为排出压力和吸入压力。

3 结果与讨论

3.1 特定条件下的性能评估

为了评价新风的加热性能, 机组特定条件下的室内环境 (新风量为 $700 \text{ m}^3/\text{h}$, 回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$, 设定送风温度为 24°C) 为例进行分析。实验结果如图 6 所示。如图 6(a) 所示, 送风温度设定在 24°C 附近波动, 即最小送风量。空气温度为 22.7°C 时, 最高送风温度为 24.8°C , 测试期间平均送风温度周期为 23.7°C , 基本满足设定要求。这室内回风温度比较稳定, 可以看到引入加热的新鲜空气不会额外增加室内热负荷。如图 6(b) 所示, 由于缺乏加湿设备, 平均相对东风湿度仅为 7.4% , 平度相对回风湿度仅为 10.3% 。研究表面, 低室内相对湿度使人感到明显的不适, 降低工作效率, 甚至影响人体健康。有必要增加室内相对湿度。常用的加湿方法主要有超声波加湿、干蒸汽加湿、离心加湿和湿介质加湿。此外, Ye 等人提出了一种小型化加湿模块, 其组成平行多孔板的制作, 并将其应用于室内风机盘管用于实验。实验结果表明, 室内平均相对湿度较上年增加 33.8% 比起非加湿条件。即使 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ 的新鲜空气连续引入房间, 该装置可以保持相对湿度为 30% 。

根据标准, 要求的湿度比为 1 级热舒适度的数值为 $4.91 \text{ g/kg}(22^\circ\text{C}, 30\%)$, 送风湿度仅为 $1.33 \text{ g/kg}(23.7^\circ\text{C}, 7.4\%)$ 。为达到 1 级热工要求的湿度比, 在除人体的湿度散发外, 就是还需要给房间补充水分, 可以由加湿模块提供。该人工模块提供的湿度模块可计算为 4997 kg/h 根据式 5

$$H = \rho_s G_s (d_r - d_s) - n m_w \quad (5)$$

式中, H 为加湿模块提供的加湿能力, ρ_s, G_s, d_s 分别为密度、风量和湿度送风比。 d_r 为 1 级所需湿度比, n 是人数, m_w 是没人的耗湿量 75 g/h 。

本实验中, 为了考虑系统的简单性, 没有加湿模块。由于供气量大, 实际应用中可适当增加多孔板数量, 加湿模块可放置在室内机加热盘管后面, 增加送风的相对湿度。而且室外盘管结霜的问题依然存在, 严寒地区的热泵系统中。之前的学习表明, 在室外温度 $26.5^\circ\text{C} - 1.0^\circ\text{C}$ 范围内会形成霜, 并且霜在以下情况下会有所不同: 应用于不同领域。目前应用最广泛的实际应用中的除霜方法是逆循环除霜。本文采用的机组为逆循环除霜, 并可通过压缩机变频调节来适应负荷变化。本文主要分析新风、回风新风机组的制热性能 (室内机) 混合, 室外机的结霜和除霜问题不予研究。

制冷剂参数是制冷剂的重要参数, 保证实验系统安全稳定运行。如图 7 展示特定条件下制冷剂参数随时间的变化状况。从图 7(a) 可以看出, 当室外温度基本恒定, 变化趋势, 压缩机吸气、排气和喷射温度相对平缓, 波动均在 3°C 以内。平均排气温度 56.8°C , 平均喷射温度 14.7°C , 平均吸气温度为 9.6°C 。从图 7(b) 可以看出, 压缩机的吸气、排气和喷射均未发生变化也很大。平均吸气压力为 0.52 MPa , 平均排出压力 2.03 MPa , 平均注入量压力为 0.68 MPa , 平均压缩比为 3.9 , 可以保证机组长期稳定运行。

实验过程中检测到的室外温度范围为 $-21^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}$ 。虽然最低温度并没有降低。达不到空调室外计算湿度, 基本可以覆盖哈尔滨冬季的大部分气温条件。为了验证机组在室外不同温度下, 特别是 0°C 以下的稳定性。在本部分中, 检测的最低温度选择 -21°C , 5°C 的区间, 四种室外温度 -16°C 、 -11°C 、 -6°C 被选作分析。实验过程中, 新风量和回风量保持不变。有可能由图 8 可见, 随着室外温度的升高,

平均吸气压力和吸气温度升高,平均排气压力和排气温度下降,且平均压缩比下降。当户外温度为 1°C 时,平均压缩比仅为 3.3。从图 8(a) 还可以看出,平均温度混合空气的温度高于吸气温度,产生适合装置运行的冷凝压力。

表 2: 仪器的测量精度

测试仪器	测量范围	误差
T—型热电偶	$-50 - 140^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
压力传感器	吸力: $0 - 1.6\text{ MPa}$	$\pm 0.5\text{FS}$
	注射: $0 - 3\text{ MPa}$	$\pm 0.5\text{FS}$
	其他三种: $0 - 5\text{ MPa}$	$\pm 0.5\text{FS}$
温湿度传感器	T: $-40 - 140^{\circ}\text{C}$	T: $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$
	RH: 0-100%	RH: $\pm 2\%$
功率计	室外: $0 - 6600\text{ W}$	$\pm 0.5\%\text{FS}$
	室内: $0 - 1100\text{ W}$	$\pm 0.5\%\text{FS}$
热线风速仪	$0 - 40\text{ m/s}$	$\pm (3\% + 0.03\text{ m/s})$

由于吸气压力是影响注射压力的主要因素,因此注射压力的变化趋势与吸气压力相同。喷射温度等于喷射制冷剂的饱和温度与喷射制冷剂的过热度之和。由于喷射制冷剂的饱和温度是由喷射压力决定的,因此喷射温度和喷射压力具有相同的变化趋势。

如图 9 所示,每小时的制热量和每小时的耗电量随室外温度的变化而变化。从图 9 可以看出,随着室外温度的降低,新风机组的制热量和压缩机的功耗增加。这是因为室外温度越低,新风的热负荷越大,导致机组的制热量增加。图 10 图 11 显示了每小时 COP 随室外温度的变化。随着室外温度的降低,喷射压力降低(图 8(b)),压缩比增大(图 8(c)),每小时 COP 降低并基本呈线性变化(图 10)。当室外温度为 4.9°C 时,热泵 COP 为 4.29,即使室外温度降至 20.9°C ,热泵 COP 仍可达到 2.46。

为了验证新风与回风混合的空气源热泵新风机组的节能效果,将严寒地区常用的两台热回收新风机组进行了对比。两台热回收新风机组示意图如图 11 所示。考虑到热回收装置内结霜等问题,室外空气一般先用电预热至 5°C 后送至板式热回收器设备。案例 3 为案例 2 经过热回收装置后的空气通过空气源热泵(ASHP)。室内机加热至送风温度 24°C 。图 11(a)),而案例 3 为制热通过电加热器调节送风温度(图 11(b))。计算过程中,工况 2 和 3 的新风量和设定温度与工况 1 相同,回风量取新风量的 90%。

通过电预热至 5°C 的室外新风制热能力 Q_1 和耗电量 W_1 (电热效率为 1),可由式 6 计算

$$Q_1 = W_1 = \frac{G_W \rho_W C_W (t_P - t_W)}{3600} \quad (6)$$

其中,下标 W, P 分别代表图 11 中的 W 点和 P 点。

板式热回收装置的热回收效率 ν 按式 7 计算,制热量 Q_2 由式 8 计算。这部分没有能量消耗, $W_2 = 0$ 。在式 8 中, ν 为显热回收效率,本次计算取 70%。

$$\nu = \frac{G_S (t_P - t_J)}{G_{min} (t_P - t_N)} \quad (7)$$

$$Q_2 = \frac{G_P \rho_P (t_J - t_P)}{3600} \quad (8)$$

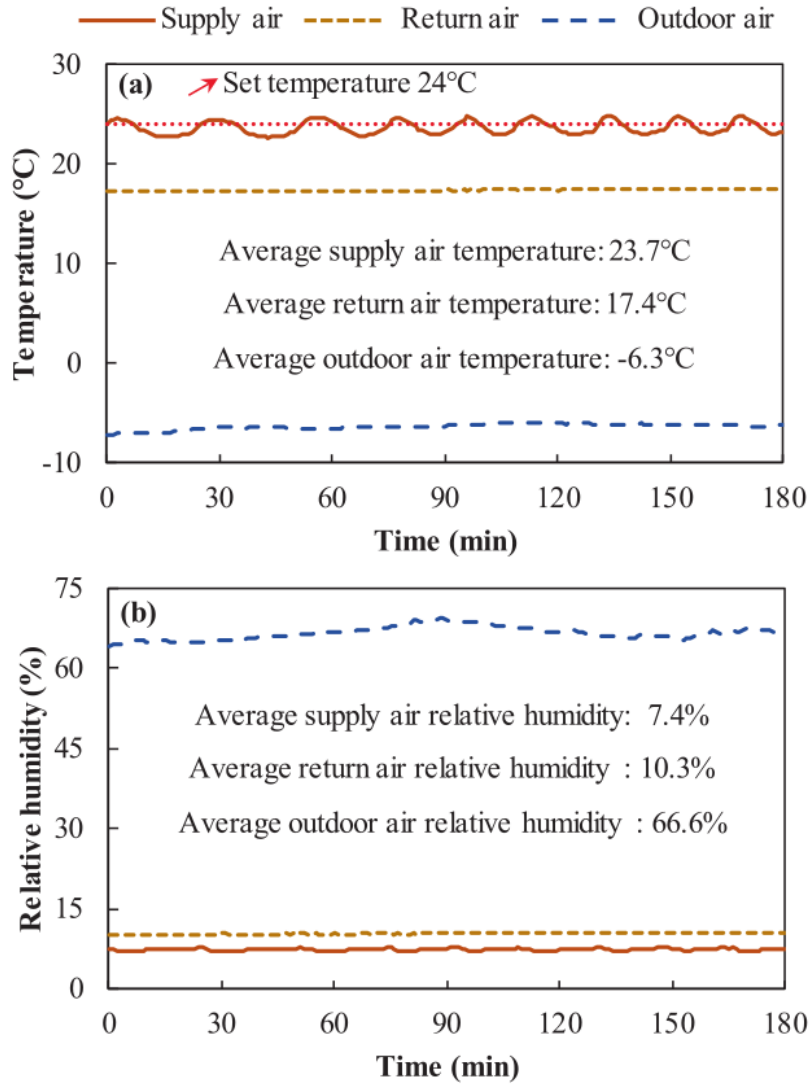


图 6: 室内外环境参数 (室外温度: $-6^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$)

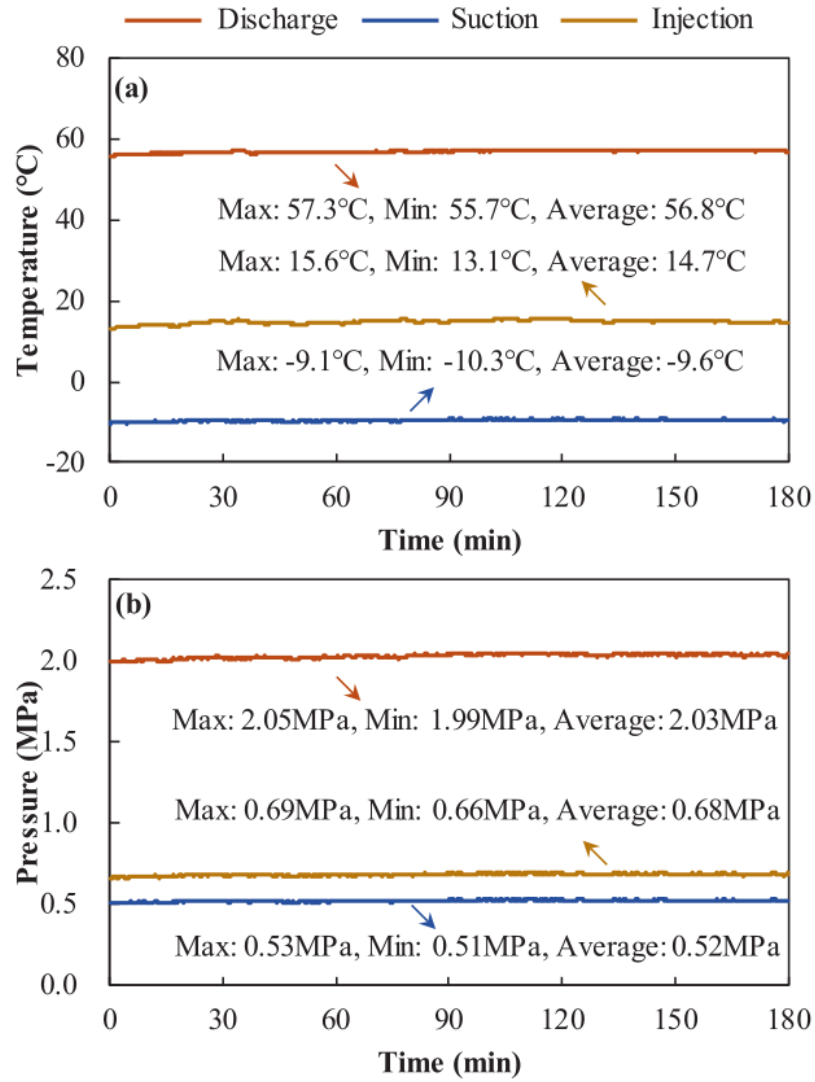


图 7: 制冷剂参数随时间的变化 (室外温度: $-6^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$)

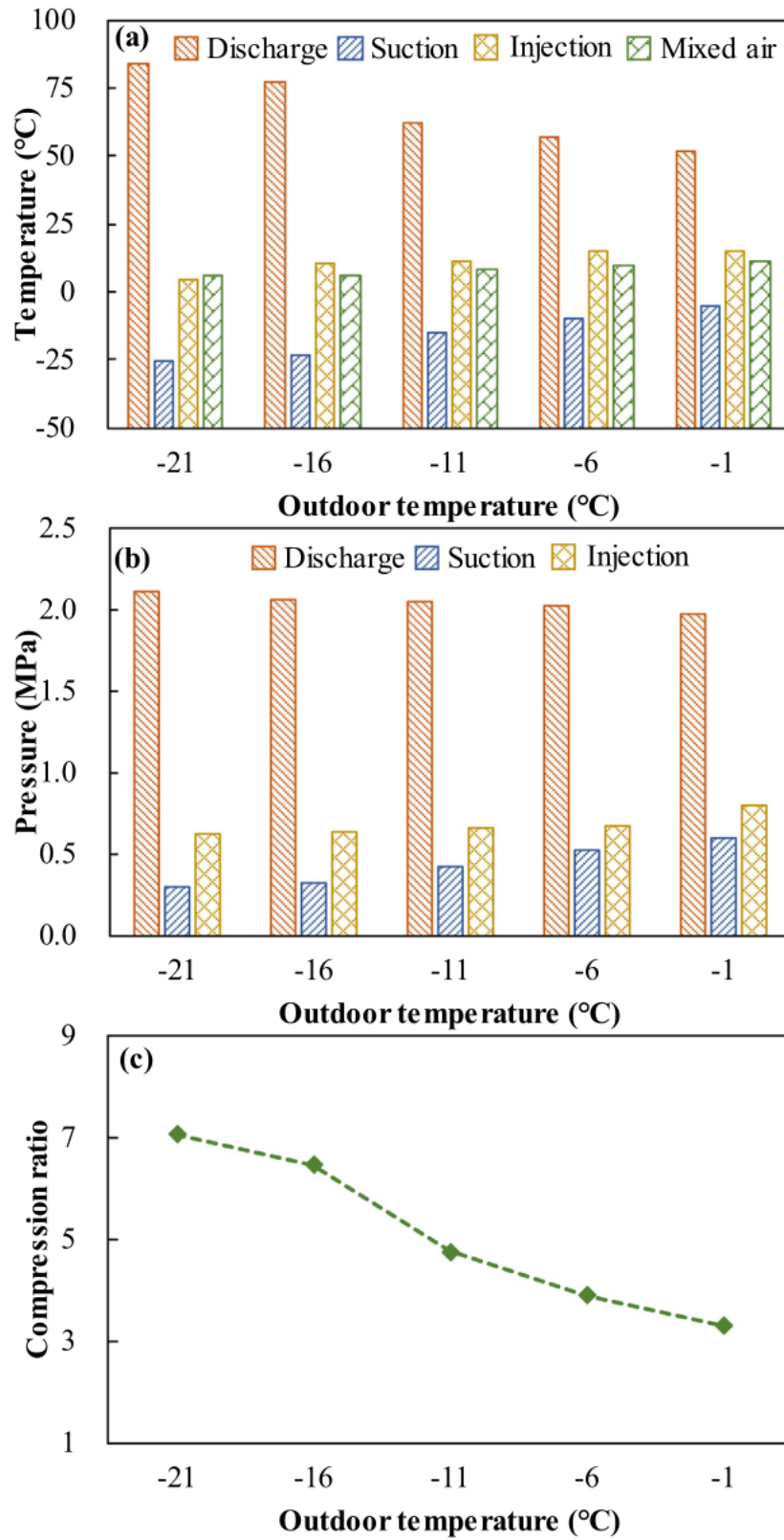


图 8: 制冷参数随室外温度的变化

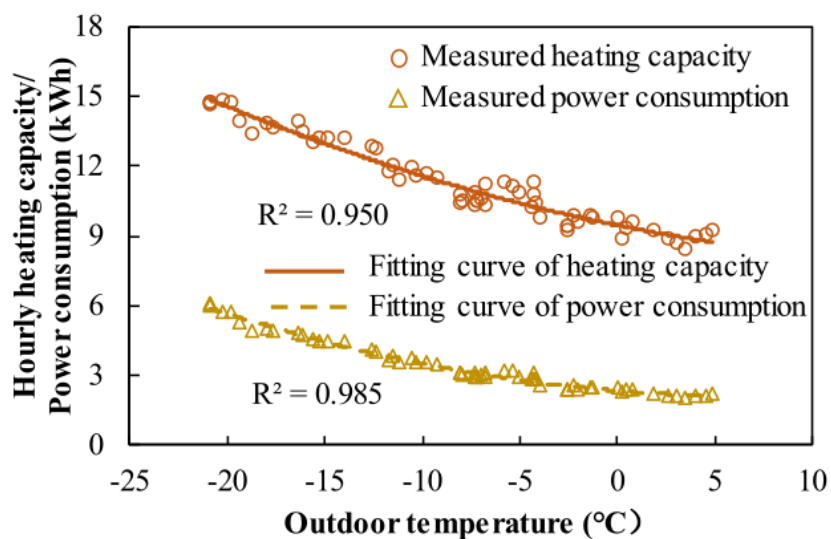


图 9: 每小时制热量和耗电量随室外温度的变化

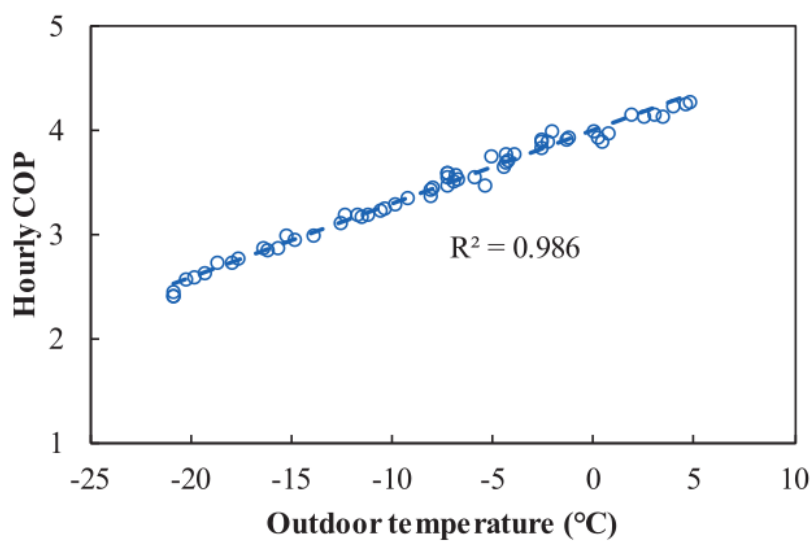


图 10: 每小时 COP 随室外温度的变化

式中, G_{min} 是送风量和回风量的最小值, 小标 S、J、N 分别代表图 11 的 S、J、N 点。

新鲜空气经过热回收装置后, 通过电加热 (Q_3) 或空气源热泵室内机 (Q'_3) 加热至 24°C 。热量 $Q_3 = Q'_3$ 可从式 ?? 中计算。点热能消耗 W_3 与 Q_3 相同, 空气源热泵室外机的能耗 W'_3 可按式 10 来计算。

$$Q_3 = Q'_3 = W_3 = \frac{G_j \rho_j c_j (t_S - t_J)}{3600} \quad (9)$$

$$W'_3 = \frac{Q'_3}{COP} \quad (10)$$

案例 2 中, 进入室内机的空气温度为 13.2°C , 而案例 1 中, 进入室内机的空气温度 (混合空气温度, 图 8(a))。随着室外温度的变化而变化, 但温差为低于 8°C 。为了方便比较, 式中的 COP 取式 10 作为案例 1 的 COP 和新风单元对应的环境温度。

热回收新风组能量计算结果如表 3。

情况 2 和 3 下的新风 COP 可由式 11 和 12

$$COP' = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{W_1 + W'_3} \quad (11)$$

$$COP'' = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{W_1 + W_3} \quad (12)$$

图 12 显示了三种不同类型新风机组的 COP。从图 12 可以看出, 当采用电加热进行新风预热时, 案例 2 和案例 3 的 COP 值较低。但由于案例 2 采用空气源热泵对热回收后的空气进行加热, 其 COP 值大于案例 3 采用的电加热方式。相比之下, 案例 1 的 COP 高于案例 3。案例 2 和案例 3 在不同的室外温度下。当室外温度为 29°C 时, 案例 1 的 COP 可以达到 2.46, 而案例 2 的 COP 仅为 1.44, 案例 3 的 COP 更低, 只有 1.21。可见, 本文选用的新风机组节能效果显著。另外, 本次实验中, 为了系统的简单性, 没有设置热回收装置。

表 3: 能量计算结果

室外温度	$Q_1 = W_1$	Q_2	$Q_3 = Q'_3 = W_3$	W'_3
20.9°C	7.10 kW	2.04 kW	2.60 kW	1.06 kW
16.1°C	5.80 kW	2.04 kW	2.60 kW	0.91 kW
11.2°C	4.45 kW	2.04 kW	2.60 kW	0.81 kW
5.8°C	2.97 kW	2.04 kW	2.60 kW	0.73 kW
1.2°C	1.70 kW	2.04 kW	2.60 kW	0.66 kW

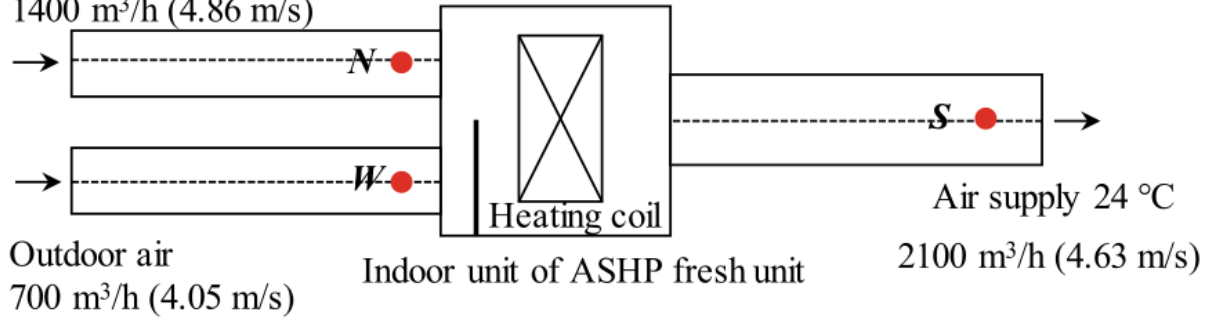
3.2 不同回风量下的性能评估

回风阀全开时, 风量略大于 $1800\text{ m}^3/\text{hour}$, 最大风量设定为 $1800\text{ m}^3/\text{h}$ 。由图 4 可知, 具体工况下回风量为 $1400\text{ m}^3/\text{h}$, 混合风温度为 3.0°C , 可以避免换热器结霜。同时选择极端工况, 即回风量为 $400\text{ m}^3/\text{h}$, 验证低回风量的可能性。实验过程中, 新风量保持在 $700\text{ m}^3/\text{hour}$ 板式热回收装置的回收设定温度 24°C 。图 13 为回风量 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 时制冷剂参数随时间的变化。从图 13(a) 可以看出, 吸气温度比较稳定, 平均值 12.1°C , 理论混合空气温度 2.7°C 。排气温度和喷射温度波动压力较大, 平均排出温

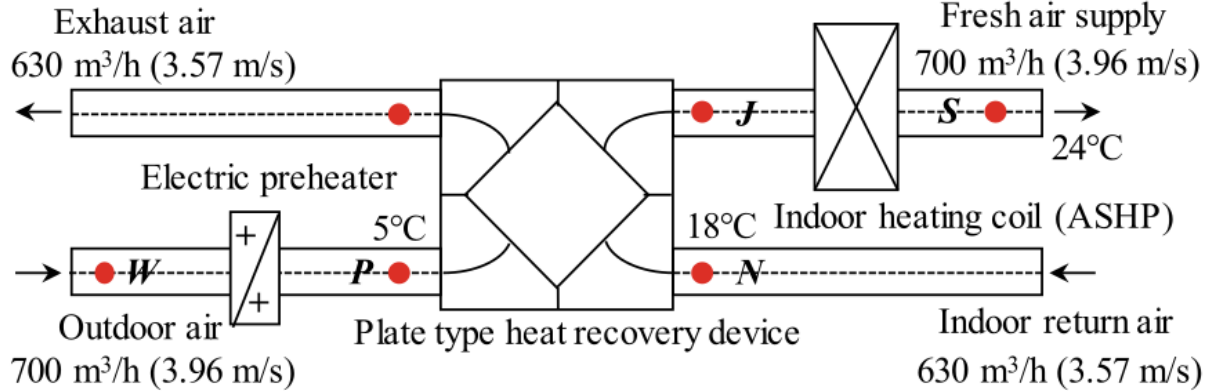
(a) Case 1

Indoor return air 18 °C

1400 m³/h (4.86 m/s)



(b) Case 2



(c) Case 3

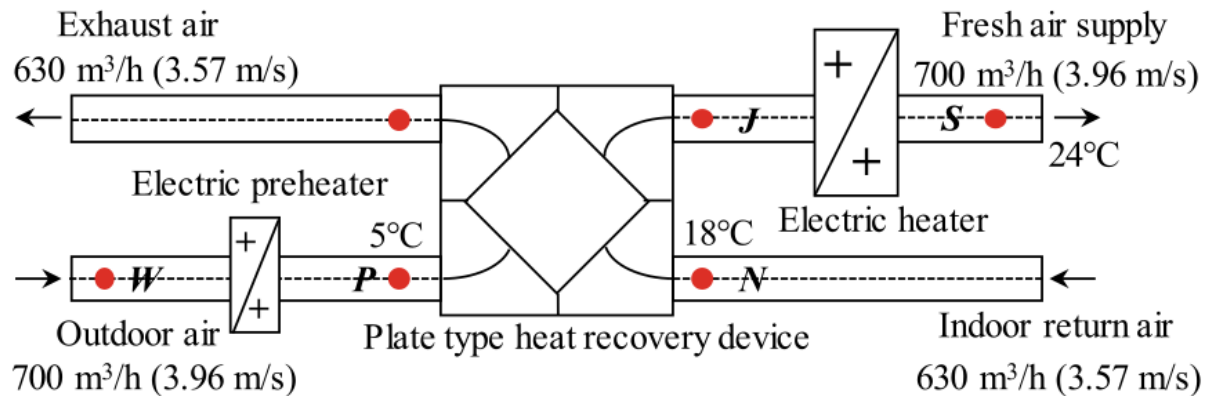


图 11: 热回收新风机组示意图

度为 47.6°C ，平均注射温度 8.8°C 。从图 13(b) 可以看出，排出压力波动较大，范围为 $1.48 - 2.55 \text{ MPa}$ ，平均排出压力为 1.72 MPa 。注射压力波动缓慢，平均注射压力 0.76 MPa ，吸入压力最稳定，平均值为 0.45 MPa 。压缩机压缩比在 $3.3 \sim 5.0$ 之间，平均压缩比 3.8 (图 13(c))，机组运行稳定性较差。考虑的原因是回风量小，冷凝测压力低，节流装置液流不足。

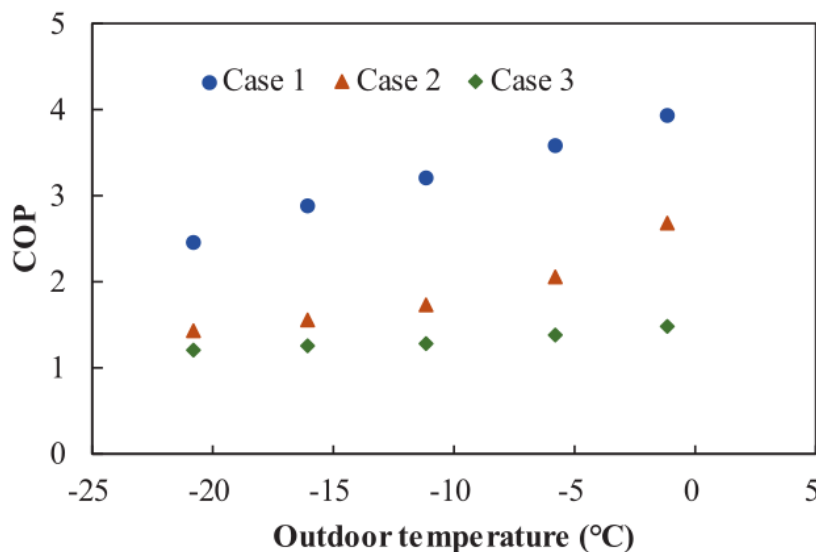


图 12: 不同类型新风机组的 COP

图 14 为回风量 $400 \text{ m}^3/\text{h}$ 时送风参数随时间的变化趋势。从图 14 可以看出，最高送风温度达到 26.7°C ，最低送风温度仅为 20.8°C 。送风参数波动比较明显，无法持续稳定地输送新鲜空气进入房间。这进一步证实了机组的不稳定性。这进一步证实了回风量为 $400 \text{ m}^3/\text{h}$ 时机组运行的不稳定性。当回风量为回风量为 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ 时，机组运行状态和送风参数的变化趋势与回风量为 $400 \text{ m}^3/\text{h}$ 时相同。运行状态和送风参数的变化趋势与回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 时相同 (图 6 和图 7)，在此不再赘述。

由于回风量较低时机组运行稳定性较差，因此 COP 计算不准确。本文仅比较了回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ 两种情况下的热泵 COP，如图 15 所示。从图 15 中可以看出，当室外温度相同时，回风量越大，热泵的 COP 越高。相同时，回风量越大，热泵 COP 越高。测试期间，回风量为 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ 的 COP 比回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 的 COP 高出 $3.5\% - 9.0\%$ 。

新风装置加热循环的理论压力-焓图如图 16 所示。如图 16 所示。制冷剂流量可由公式 13

$$m = \frac{Q}{h_3 - h_4} \quad (13)$$

m 是制冷剂流量， h_3, h_4 是点 3、4 处的值。

取室外温度 -6°C 进行分析，如表 4 所示。表 4 不同回风量下机组运行参数比较不同回风量下的机组运行参数对比。从表 4 可以看出在回风量为 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ 的稳定条件下，回风量的增加，风机的吸入压力和排出压力也随之增加。压缩机的吸气压力和排气压力都增加了，导致蒸发温度增加 3.12°C ，冷凝温度增加 1.54°C 。由于蒸发温度对 COP 的影响大于冷凝温度，因此 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 回风量的 COP 大于 $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ 回风量的 COP。从制冷剂流量也可以看出，随着回风量的增加，制冷剂流量增加，机组的制热能力增加，油压功耗降低，因此热泵的 COP 增加。

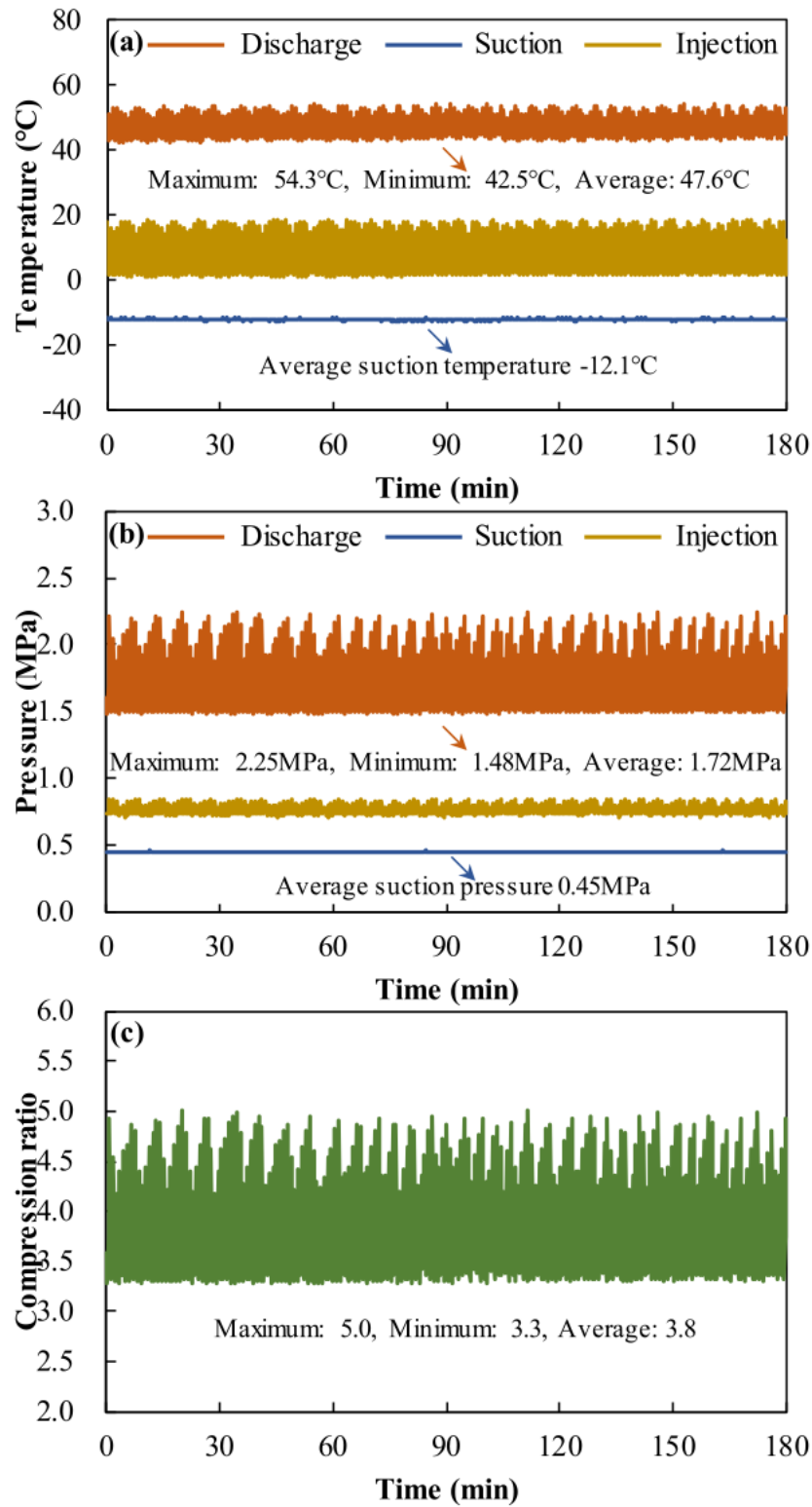


图 13: 制冷剂参数随时间的变化 (室外温度: $6^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$)

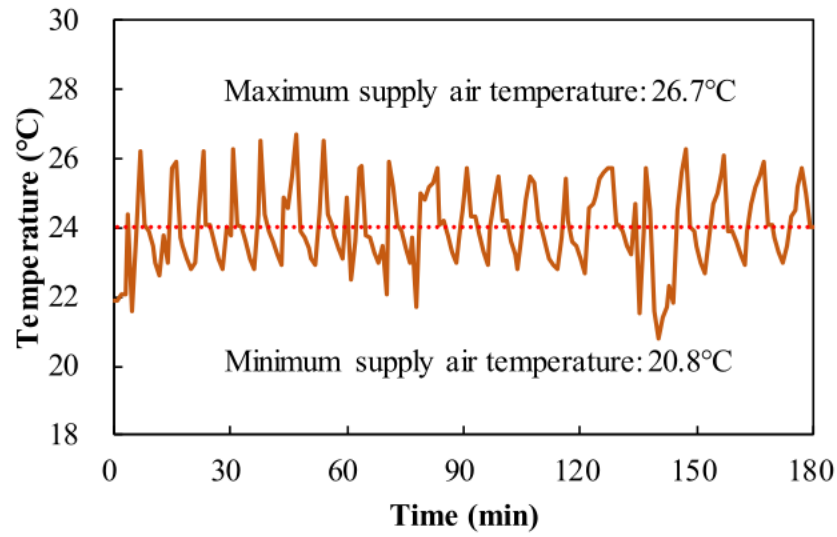


图 14: 送风参数随时间的变化 (室外温度: $6^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$)

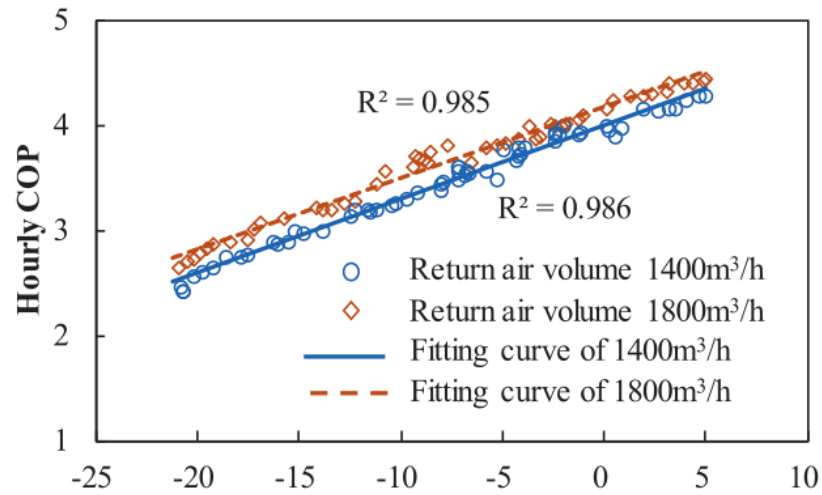


图 15: 不同回风量下热泵 COP 对比

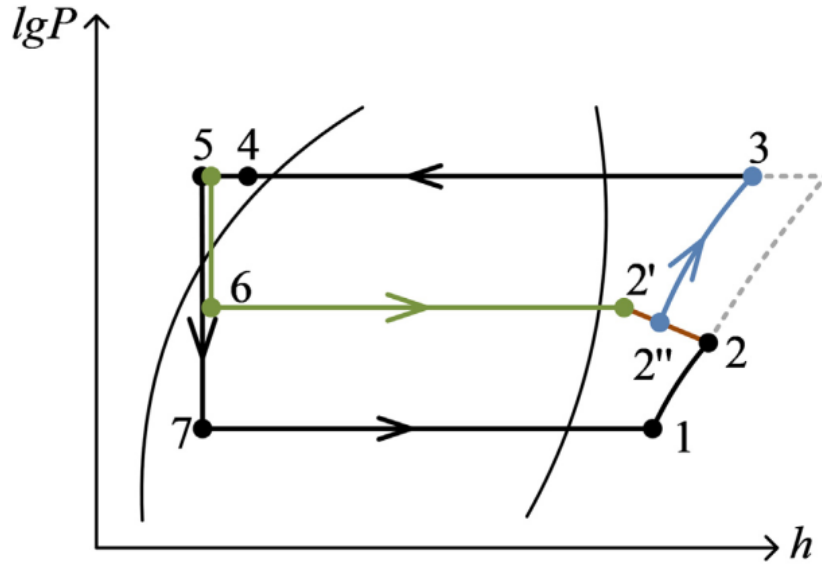


图 16: 加热循环的理论压力-焓图

表 4: 同回风量下机组运行参数对比

回风量 (m ³ /h)	吸入压力 (MPa)	蒸发温度 (°C)	排气压力 (MPa)	冷凝温度 (°C)	制冷剂流量 (kg/s)
400	0.45	16.87	1.48-2.25	20.81-36.93	0.0421-0.0483
1400	0.52	12.85	2.03	32.81	0.0489
1800	0.58	9.73	2.11	35.35	0.0517

3.3 不同设定温度下的性能评估

为了评估机组在不同设定温度下的性能, 本 20°C, 22°C, 24°C, 26°C, 28°C 部分选取了五个条件进行测试。试验时新风量为 700 m³/h, 回风量为 700 m³/h, 室外温度保持在 6°C ± 0.5°C。图 17 为平均送风温度和每小时的情况。机组在不同设定温度下连续稳定运行的制热量。从图 17 可以看出, 当设定温度为 26°C 及以下时, 送风温度基本能满足设定温度值, 且机组的制热量随着设定温度的升高而增加, 几乎与线性。但当设定温度为 28°C 时, 送风温度明显低于 28°C。考虑的原因可能是设定温度太大, 机组的制热量无法满足设定的要求温度。

图 18 为不同设定温度下热泵 COP 的比较。从图 18 可以看出, 随着设定温度的升高, COP 呈现先增大后减小的趋势, 在设定温度为 24°C 时达到最大值。设定温度低, 机组低频运行效率低。随着设定温度的升高, 当机组运行频率增加到一定值时, 机组制热量增大, 换热器面积相对不足, 系统运行工况恶化, COP 值下降。另外, 如果设定温度升高, 冷凝侧温 (1) 通过新风与回风混合提高冷凝压力, 使空气源热泵新风机组在严寒地区稳定运行, 冷凝侧温度太大, 也会导致 COP 下降。

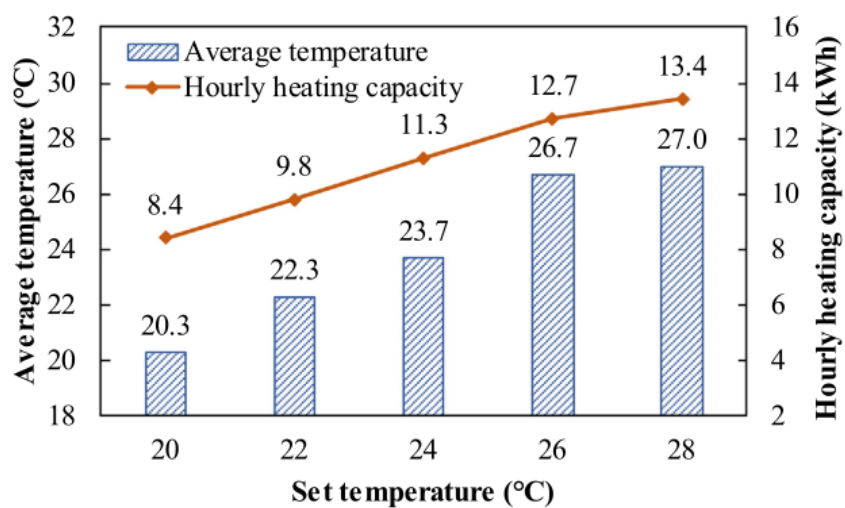


图 17: 不同设定温度下的平均送风温度和每小时制热量

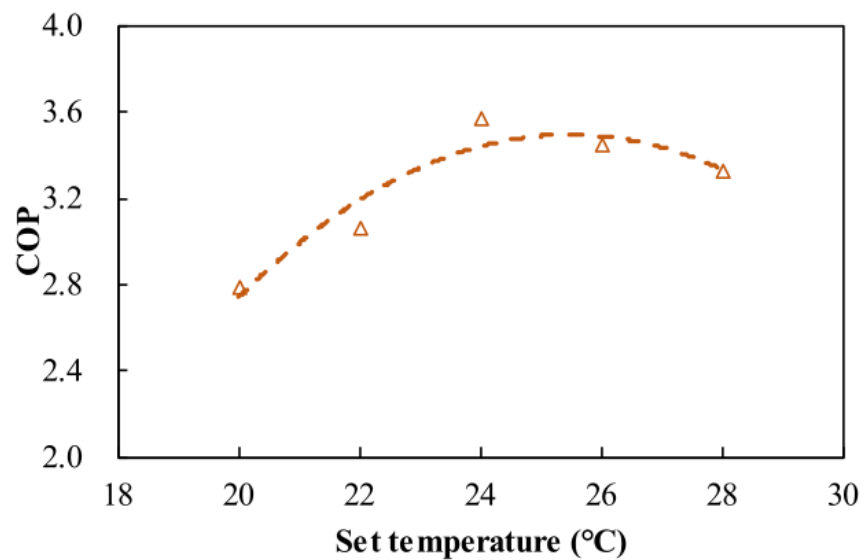


图 18: 不同设定温度下的热泵 COP

4 结论

为了解决严寒地区室内空气质量下降的问题,开发了新风与回风混合的空气源热泵新风机组,并在哈尔滨搭建了实验台进行系统测试。结论如下。

- 通过新风与回风混合提高冷凝压力,使空气源热泵新风机组在严寒地区稳定运行,能效高。即使室外温度降至 20.9°C ,热泵 COP 仍达到 2.46,而电预热、热回收和空气源热泵相结合的新风系统 COP 仅为 1.44,而新风 COP 仅 1.44。电预热、热回收和电加热相结合的系统仅为 1.21。随着室外环境温度的升高,机组的制热量和压缩机的功耗降低,每小时的 COP 随着室外温度的升高而增加。当室外温度为 4.9°C 时,热泵 COP 为 4.29。
- 当室外温度基本恒定且回风量较大时 ($1400\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1800\text{ m}^3/\text{h}$),新风机组制冷剂参数波动不大,压缩机运行相对稳定,送风温度偏差为 $\pm 1^{\circ}\text{C}$,当回风量较小时 $400\text{ m}^3/\text{h}$,由于流经节流装置的液流不足,导致排出温度和排出压力波动较大,导致运行不稳定。压缩机的温度偏差为 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ 。
- 机组的 COP 随着回风量的增大而增大。回风量 $1800\text{ m}^3/\text{h}$ 的 COP 比回风量 $1400\text{ m}^3/\text{h}$ 的 COP 高 0.15-0.23。回风量的增加引起压缩机的吸气压力和排气压力
- 送风温度受机组出力影响。随着设定温度的升高,机组在满负荷运行的情况下很难满足新风加热的设定要求。热泵 COP 随着送风设定温度的变化呈现先增大后减小的趋势。本研究中获得的最佳设定温度为 24°C 。