

换气热回收用泵驱动热管系统工作特性模拟

虞业炜

浙江创立汽车空调有限公司 浙江 龙泉 323799

摘要: 换气热回收是指利用室内外空气中的温度差异,通过热交换器将室内的排出空气中的热能传递给新鲜空气,实现能量的回收和利用,其中泵驱动热管系统是一种常用的热能传输装置,通过泵驱动工质在热管中循环流动,实现热能的传递。随着环境保护和节能意识的不断增强,热回收技术在建筑领域得到了广泛应用。其中,换气热回收是一种有效的热能利用方式,可以通过热管系统实现热能的传递和回收。本文将探讨换气热回收用泵驱动热管系统的工作特性模拟,旨在为热回收技术的优化和应用提供参考。

关键词: 换气热回收;泵驱动热管;系统工作;特性模拟

换气热回收是一种有效的能量利用方式,可以将室内排出的废气中的热能回收利用,减少能源的浪费。在换气热回收系统中,泵驱动的热管系统扮演着重要的角色,能够实现废气热能的传输和回收。为了更好地了解和优化泵驱动热管系统的工作特性,进行系统的模拟分析具有重要意义,所以需要明确换气热回收用泵驱动热管系统的工作特性。

1 泵驱动热管系统的工作原理分析

1.1 基本原理

泵驱动热管系统是一种利用热管技术和泵驱动原理实现热能传输和回收的高效能量转换系统,在该系统中通过泵的驱动,工作介质在热管中进行循环流动,从而实现热能的传递和利用。热管是泵驱动热管系统的核心组件之一,具有优良的热传导性能和传热效率;热管由内胆、壁面和工作介质组成,内胆一般由金属材料制成,具有良好的热传导性能;工作介质常采用高热导率的液态物质,如水、乙醇或铵盐溶液^[1]。热管内部分为蒸发段和冷凝段,两端通过内壁连接,热管的工作原理可以归纳为以下几个步骤:(1)蒸发:在蒸发段,工作介质受到外部热源的加热,使其部分蒸发成为饱和蒸汽。蒸发产生的蒸汽在热管内流动,并带走热量。(2)运输:蒸汽通过热管的传导和对流传输到冷凝段。在这个过程中,蒸汽中的热量逐渐传递给冷凝段,形成冷凝。(3)冷凝:在冷凝段,冷凝器提供了一个相对较低的温度环境,使蒸汽逐渐冷凝为液体。冷凝释放的热量被传导给冷凝器。(4)液体返回:液体通过内壁返回蒸发段,形成循环,重新进入蒸发段接受热量。

泵是泵驱动热管系统的另一个重要组成部分,通过提供压力差推动工作介质在热管内循环流动,泵的驱动力来自外部的能量源,比如电机或压缩空气等,泵通过

外部能量源启动,开始提供压力差,泵产生的负压使工作介质从液体返回管道中吸入,并开始的热管中循环;泵的工作介质通过压力差被推送到热管的蒸发段,从而开始热管的工作循环,最后泵驱动的工作介质在热管中循环流动,实现热能的传递和回收^[2]。

1.2 不同运行模式

在泵驱动热管系统中,主要包括BLHP模式、PLHP)模式和CLHP模式,其特点分别为:(1)BLHP。BLHP模式由一个低温热管和一个泵组成,结构相对简单,易于制造和维护,适用于低温差、小功率的热回收场景,如家庭换气系统、小型空调系统等。由于只有一个热管,BLHP模式的热传导效率较高,能够实现较高的热回收效果。(2)PLHP。PLHP模式是在BLHP模式基础上改进和扩展的工作模式,采用多级热管的结构,可以实现更高的热回收效率和能量转移效果,适用于中等温差条件下的热回收,能够在较大温差下实现高效能量转移。由于采用多级热管,PLHP模式的系统结构具有一定的扩展性,可以根据实际需求增加热管级数。(3)CLHP。CLHP模式采用循环回路的结构,包括蒸发器、冷凝器和热管组件,能够实现高效的热回收和能量转移,适用于高温差条件下的热回收,能够在较大温差下实现高效能量转移。CLHP模式的系统控制较为复杂,但具有较高的灵活性和稳定性,可以满足不同应用场景的需求。

2 数学模型构建

2.1 蒸发器模型

蒸发器是泵驱动热管系统中的关键组件之一,其性能直接影响系统的热传递效率和能量转化效率,蒸发器内部温度分布的变化对热管的热传导起着重要的作用,通过考虑热传导方程,可以建立蒸发器的热传导模型,该模型

可以描述热管内各点的温度分布以及温度随时间的变化情况；蒸发器的蒸发模型是描述工作介质从液相向蒸汽相转变的过程，在蒸发器中工作介质受到外部热源的加热，部分液体转化为蒸汽，为了描述蒸发的过程，可以使用饱和蒸汽压力与温度之间的关系，以及蒸发速率与温度梯度之间的关系。蒸发器中液体与蒸汽之间的对流换热，是热管工作过程中的重要部分，通过建立对流换热模型，可以描述液体和蒸汽之间的传热过程，该模型可以考虑液体的流速、蒸汽的温度梯度以及壁面传热系数等参数，从而定量描述换热过程；在蒸发器中，液体的流动对热管系统的工作稳定性和换热效果有着重要影响，通过建立动量平衡模型，可以描述液体在蒸发器中的流动行为，该模型可以考虑液体的速度分布、摩擦阻力以及压力损失等因素，从而分析液体的流动特性。综合以上因素，本文采用了Gungor-Winterton关联式，为： $htp = SS2hnb + FF2hsp$ ， htp 表示两相换热系数； hnb 表示核态沸腾换热系数； hsp 表示强迫对流换热系数。

2.2 冷凝器模型

冷凝器的凝结换热结构与蒸发器沸腾换热存在差异，针对制冷剂在管中两相凝结换热，需要应用Shah关联式，为： $Nu = \alpha \lg D / \lambda l$ ， $Pr = P / Pc$ ，其中 $\alpha \lg$ 表示两相凝结换热系数； Pc 表示临界压力， Nu 表示努赛系数， Pr 表示对比压力。

2.3 主要参数

按照国家相关规定进行工况参数设置，室内侧的干球温度变量范围为 20°C ，相对湿度的变量范围为 50% ；室外侧的干球温度变量范围为 $-15\text{—}15^{\circ}\text{C}$ ，变量间隔为 5°C ，相对湿度的变量范围为 30% 。

在换热器结构方面，新、排风换热器都采用铜管—铝翅片式换热器，翅片采用波纹型整张铝制套片，换热器迎面风速为 1.8m/s ，其他结构参数主要为：铜管外径， 9.52mm ；铜管厚度， 0.35mm ；铜管内径， 8.82mm ；铜管长度， 710mm ；迎风面上管排数，28；空气流通方向上管排数，6；迎风面上管中心距， 25.4mm ；空气流通方向上管中心距， 22mm ；翅片厚度， 0.1mm ；翅片节距， 2.12mm 。

在工质泵方面，气泵采用旋转式容积泵，气泵额定输入功率为 2.5HP ，运行频率为 50Hz ，转速为 2880r/min ，排气量为 36cm^3 ；制冷剂泵采用自吸式磁力泵，运行频率为 50Hz ，转速为 2800r/min ，额定功率为 1.0kW ，最大扬程为 57m ，最大体积流量为 50L/min 。

3 模拟验证设计

为了进行模拟验证，首先需要采集实际工作条件下

的相关数据。可以使用传感器等设备获取热管系统中各部分的温度、压力、流量等参数。同时，还需要记录输入和输出的热量数据。采集到的数据需要经过预处理和清洗，确保其质量和准确性。模型参数的准确性对于模拟验证的结果具有重要影响，在进行模拟验证之前，需要对模型中的各个参数进行校准，可以通过与实际测试数据的对比来调整模型参数，以使模型能够更好地拟合实际工作条件。在模拟验证过程中，需要将模拟结果与实际数据进行对比，以评估模型的准确性和可靠性，可以比较温度、压力、流量等参数的变化趋势和数值大小，判断模拟结果与实际数据的吻合程度；通过模拟验证，可以评估泵驱动热管系统的工作特性，如热传导效率、换热效果等，可以比较不同参数和工况下的系统性能指标，确定系统的最佳工作条件；通过对模型中的各个参数进行敏感性分析，可以评估参数对系统性能的影响程度，选择几个关键参数进行分析，探究其对系统性能的影响规律，为优化设计提供参考；模拟验证还可以评估系统的稳定性和可靠性，通过观察模拟结果的波动情况、系统响应的时域特性等，可以判断系统在不同工况下的稳定性，并提出相应的改进措施。根据模拟验证的结果，对模型进行进一步分析和优化，如果模拟结果与实际数据存在较大差异，需要重新检查模型的参数设置、边界条件等^[1]。

4 模拟结构与分析

4.1 不同工质情况下系统特性

根据模拟验证结果来看，在室内与室外温度差不断增加的情况下，BLHP模式的质量流量呈现为降低趋势，PLHP模式的质量流量呈现上升趋势，该现象主要是由于在室内外温差增加时，饱和和气态制冷剂的比容会增加，使得气泵驱动系统质量流量的衰减较为严重，阻碍制热量提高，但是制冷剂泵驱动饱和和液态制冷剂的比容受到温差的影响较低。在BLHP模式下，R32与R22的质量流量较为接近，PLHP模式下R22系统质量流量相比于R32系统高出 125% ，主要是因为相同体积流量下，R22工质的饱和和气态密度与R2类似，但是饱和和液态密度高于R32。

根据制热量随着室内外温差变化关系的模拟验证结果来看，在室内外温度差增加的情况下，CLHP、BLHP以及PLHP三种模式的制热量都呈现为上升趋势，循环工质为R32制热量高于R22，主要是由于R32工质的沸腾换热系数较高，导致制冷剂侧的换热热阻降低，系统整体换热能力比R22更好。在BLHP模式下，R32制热量超过R22，室内外温差为 30°C 情况下达到最大值，最大值为 137% ，CLHP与PLHP模式下，R32系统的制热量都高于R22^[4]。

根据制热EER随着室内外温差的变化关系模拟验证结果来看,在CLHP模式下R32系统的制热EER相比于R22系统更低,主要是因为R32系统压力与压缩指数较高,压缩机的功耗处于较高水平,性能系数较低;在室内外温度差达到27℃时,BLHP模式下R32系统的制热EER与R32相同,均为15.0;在室内外温度差低于27℃时,PLHP模式下的R22制热EER更高,室内外温度差在20℃时达到最大值,为132%;室内外温度差超过27℃时,R32系统的制热EER更高,温度差为30℃时达到最大值,为109%。在PLHP模式下,R32的制热更高,主要是因为R32工质饱和液态密度较低,所以制冷管需要克服的内阻力做功较低。

按照温度效率随着室内外温差变化关系的模拟验证结果来看,在室内外温度差提升的情况下,CLHP与BLHP模式的温度效率表现为下降趋势,且下降为先急后缓,PLHP模式中的温度效率表现为缓慢上升的趋势,CLHP与BLHP模式中R32的温度效率更高,其中BLHP模式中室内外温度差为30℃时达到最大值,为137%;PLHP模式中,R32温度效率更高,室内外温度差为5℃时达到最大值,为145%^[5]。

4.2 R32系统在不同模式中的特性

根据不同模式下R32系统制热量随着室内外温差的变化模拟结果来看,在室内外温度差提升的情况下,BLHP模式的制热量先提升后平稳,PLHP模式与CLHP模式的制热量涨幅较为显著,主要是因为饱和气态制冷剂的比容提升后,气泵驱动系统质量流量的衰减显著,使得制冷量无法提高,但是制冷剂驱动饱和液态制冷剂比容受到温差的影响较低。在室内外温度差从5℃提升到35℃后,BLHP模式中制热量从7.5kW提高到了14.3kW,PLHP模式中制热量从2.0kW提升到16.2kW,CLHP模式下制热量从8.0kW提升到23.4kW;在室内外温度差为32℃情况下,BLHP模式和PLHP模式的制热量相等,为14.3kW,CLHP模式下的制热量相较于BLHP模式和PLHP模式有明

显提升;室内外温差达到35℃时,CLHP模式下的制热量相较于BLHP模式和PLHP模式分别高163%和144%^[6]。

结论

BLHP模式下R22和R32的质量流量相近,PLHP模式下R22的质量流量高于R32,最高可达125%;CLHP模式中R32的制热量和温度效率均高于R22,制热EER略低于R22,BLHP模式下R32的制热量比R22高,室内外温差为30℃时取最大值,为137%,室内外温差在27℃时,BLHP模式下R22的制热EER与R32相等,为15.0,PLH模式下R32的制热量、制热EER和温度效率都高于R22。

R32系统中,CLHP模式下的制热量和温度效率高于BLHP模式和PLHP模式,室内外温差为35℃时达最大值,分别为163%和144%,CLHP模式尽管比PLHP模式的制热EER低,但与BLHP模式的制热EER相近,CLHP模式在提高系统温度效率的同时,系统制热EER不会出现过大幅度的降低。

参考文献

- [1]胡国霞.热回收热泵型新风换气技术的研究进展与分析[J].绿色建筑,2022,14(04):66-70.
- [2]贾潇雅,马国远,周峰,刘帅领,吴国强.双回路热泵换气热回收系统实验研究[J].中南大学学报(自然科学版),2021,52(06):1876-1882.
- [3]刘帅领,马国远,许树学,贾潇雅,宋文博.换气热回收用泵驱动热管系统工作特性模拟[J].北京工业大学学报,2023,49(01):53-61.
- [4]邓欢,涂淑平.基于AMESim泵驱动两相回路热管系统的传热特性[J].化学工程,2023,51(01):47-51+73.
- [5]宋文博,马国远,刘帅领.泵驱动回路热管式能量回收系统的模拟分析与研究[J].机电信息,2021(02):37-39+42.
- [6]王立春,张雄,马瑞,陈飞虎.变工况下热管系统制冷量的修正方法及算例[J].暖通空调,2022,52(S2):218-220.