

doi:10.11835/j.issn.2096-6717.2019.064



进出口水温对大温差洗浴废水热泵机组性能的影响

马良栋,任体秀,甄先子,张吉礼

(大连理工大学 建设工程学部,辽宁 大连 116024)

摘要:洗浴废水中含有大量废热,为最大限度地回收洗浴废水热能,提出了双机串联大温差热泵机组。机组额定设计工况为:蒸发器侧洗浴废水进出口温度分别为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝器侧自来水进口温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,制取热水出口温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。通过实验研究了自来水进口温度、热水出口温度及洗浴废水入口温度对热泵机组制热性能(COP)的影响。实验结果表明,当自来水进口温度从 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,整体机组COP从5.0降低到3.85;当热水出口温度从 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化到 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,整体机组COP降低了7.5%;当洗浴废水进口温度从 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,整体机组COP提高了3.1%。在无辅助热源时,若洗浴废水温度从 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,热水出水温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,自来水的温度必须要高于 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$;若洗浴废水入口温度达到 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,即使自来水温度为 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,热水出口温度也能达到 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

关键词:洗浴废水;热泵机组;大温差;制热性能;试验研究

中图分类号:TU832.1;TK11 **文献标志码:**A **文章编号:**2096-6717(2019)03-0170-09

Experimental Analysis of effect of inlet and outlet water temperature on performance of heat pump unit with large temperature difference bathing wastewater source

Ma Liangdong, Ren Tixiu, Zeng Xianzi, Zhang Jili

(Faculty of Infrastructure Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, Liaoning, P. R. China)

Abstract: Bathing wastewater contains a large amount of waste heat, a double heat pump unit in series with large temperature difference was proposed to maximize the recovery of waste heat energy from bathing wastewater. The rated design conditions of the unit are as follows, the inlet and outlet temperatures of the bathing wastewater on the evaporator side are $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectively and the inlet temperature of tap water on the condenser side is $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ with hot water outlet temperature at $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. In this study, the effects of inlet temperature of tap water, outlet temperature of hot water and inlet temperature of bath wastewater on thermal performance of heat pump unit were studied experimentally. The experimental results showed

收稿日期:2018-07-12

基金项目:国家自然科学基金(51676026)

作者简介:马良栋(1976-),男,博士,副教授,主要从事高效能建筑供能装备开发与强化换热技术研究, E-mail: liangdma@dlut.edu.cn.

Received:2018-07-12

Foundation item: National Natural Science Foundation of China(No. 51676026)

Author brief: Ma Liangdong(1976-), PhD, associate professor, main research interests: high performance building energy supply equipment development and heat transfer enhancement technology research, E-mail: liangdma@dlut.edu.cn.

that the COP reduced from 5.0 to 3.85 as the inlet temperature of tap water increased from 5 °C to 15 °C. When the outlet temperature of the hot water changed from 40 °C to 50 °C, the COP reduced by 7.5%. And when the inlet temperature of bathing wastewater rose from 30 °C to 35 °C, the COP increased by 3.1%. In the absence of an auxiliary heat source, if the bathing wastewater temperature reduces from 30 °C to 6 °C, the tap water temperature must be higher than 12 °C to ensure that the hot water outlet temperature is 45 °C. Besides, when the inlet temperature of bathing wastewater reaches 35 °C, the hot water outlet temperature can also reach 45 °C even if the tap water temperature is 6 °C.

Keywords: bathing wastewater; heat pump unit; large temperature difference; heating performance; experimental research

在中国,洗浴废水占城市生活污水量的30%,温度一般在30~35 °C之间,含大量可回收余热^[1]。但大部分洗浴废热水中的余热却未加以利用就直接排放掉,据估算,每年因此造成的热损失相当于568万吨标准煤^[2],显然,对其进行余热回收具有较大的经济价值与节能减排效益。通过回收洗浴废水的余热生产热水的常用技术包括换热回收技术^[3-4]和热泵技术^[5-7],其中,热泵技术具有热回收效率高、经济性好等优点^[8],被多数研究者采用,其系统形式主要包括两类,一类是渐进加热系统(见图1),即洗浴废水作为热泵的低位热源渐进加热生活热水^[9-10],该系统的热泵机组通常为常规热泵机组,冷凝侧进出口水温为40/45 °C,蒸发侧进出口温度为15/7 °C;另一类是即热系统(见图2),废水热能被梯级利用,采用污水换热器和热泵机组串联,首先,污水通过污水换热器预热自来水,其次,经污水换热器换热后的污水作为低位热源,利用污水源热泵系统加热预热后的自来水^[11-13]。实际工程中,热泵需要将生活用水从自来水的温度加热到45 °C,甚至更高温度,而且为了最大限度地利用废水热能,洗浴废水从30 °C降低为6 °C左右、甚至更低温度排放。上述两种系统均存在一定的问题,对于渐进加热系统,自来水需要经过多次循环加热才能满足供水温度要求,同时,废水也需要多次循环利用,因此,热泵机组的蒸发温度逐渐升高、冷凝温度逐渐降低,在此过程中,热泵机组并不在额定工况下运行,导致热泵机组始终处于不稳定的运行状态,尽管热泵在额定工况下制热性能系数较高,但从整个加热过程来看,热泵机组的平均制热系数并不高。另外,自来水在多次循环加热过程中,加热后的热水必须与水箱内的冷水混合,导致热能品位降低,也降低了系统运行效率;对于即热系统,尽管热泵机组的运行工况稳定,但由于换热器回收污水热能的比例通常占可回收污水热能的50%,而污水换热器的最大回收效

率为1,因此,通过该系统回收污水热能所生产的生活热水用量不能满足洗浴用水量需求,特别是在冬季运行工况条件下,为此,该系统还必须配置额外的辅助热源,增加系统的复杂度。

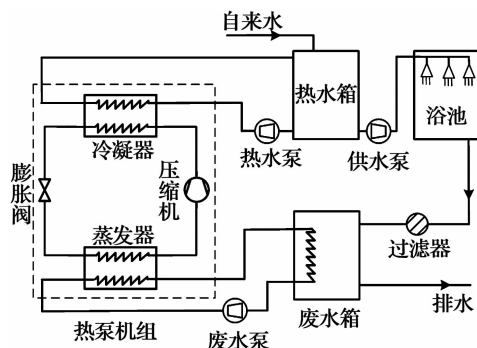


图1 渐进加热系统

Fig. 1 The gradual heating system

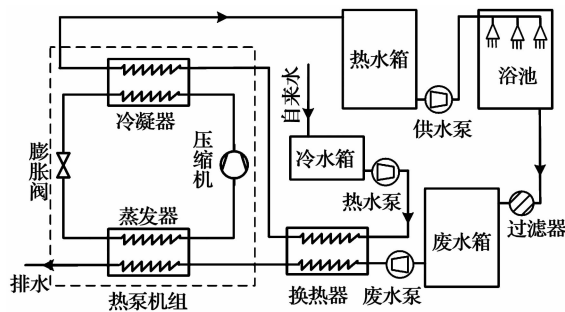


图2 即热系统

Fig. 2 The fast-heating system

从蒸汽压缩式热泵理想逆卡诺循环可知,热泵制热性能系数COP随着高温热源温度 T_c 的升高而减小、随着低温热源 T_e 温度的升高而增大。基于此,一些研究者研究了串联式热泵系统,宋国军^[14]针对地下水源热泵的工况范围,提出了水源侧串联的热泵系统,并进行了性能模拟研究;Baik等^[15]利用TRNSYS模拟分析了部分负荷下海水源热泵系统的制热性能,该系统供热热水在热泵机组的冷凝侧实现串联,供热热水被逐级加热,但蒸发侧低位热

源海水仍然独自进入两个机组的蒸发器;文献[16]提出了压缩式热泵和吸收式热泵结合的串联系统,吸收式热泵的冷凝热为压缩式热泵提供低位热源。研究表明,串联式热泵系统提高了系统制热系数。通过以上研究,针对洗浴废水的温度、自来水的全年温度范围以及洗浴废水的温度要求,提出了双机串联大温差热泵热水机组^[17],实现了蒸发侧洗浴废水和冷凝侧生活热水的串联运行,洗浴废水逐级降温、生活水逐级升温。该系统与渐进系统相比,提高了机组运行的稳定性和制热效率;与即热系统相比,尽管热泵机组的效率有所下降,但不需要增加辅助热源,可降低系统复杂度。文献[18]提出了大温差热泵热水机组的优化设计方法,确定了机组的设计原则和设计参数。基于优化设计结果,开发了串联式大温差热泵热水机组,设计时其额定制热功率为36 kW。通过试验方法,研究了自来水进口温度、热水出口温度及洗浴废水入口温度对热泵机组制热性能的影响,为大温差热泵机组回收洗浴废水热能提供指导。

1 双机串联大温差热泵热水机组

双机串联大温差热泵热水机组系统原理如图3所示,其lgp-h图如图4所示。该机组由低温区模块和高温区模块串联组成,由蒸发侧的洗浴污水和冷凝侧的热水实现两个温区模块机组的耦合运

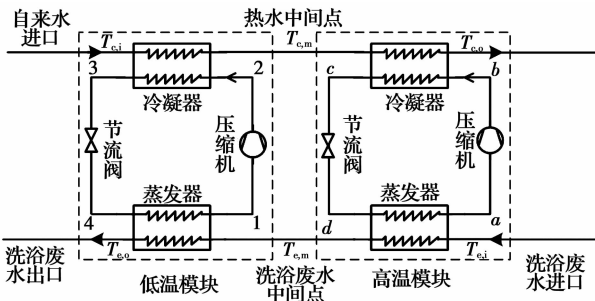


图3 双机串联大温差热泵热水机组原理图

Fig. 3 The schematic diagram of the two-series-connected large temperature difference heat pump hot water unit

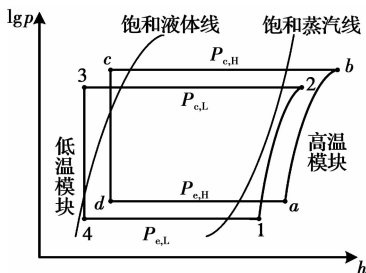


图4 热泵热水机组压焓图

Fig. 4 The lgp-h diagram of the heat pump hot water unit

行。洗浴废水从高温区模块机组蒸发器流入,经放热后从低温区模块机组蒸发器流出;自来水从低温区模块机组冷凝器流入,经加热后从高温区模块机组冷凝器流出。在设计工况下,自来水一次性从环境温度(10 ℃)被加热到45 ℃左右,进出口温差为35 ℃;洗浴废水一次性从30 ℃降低到6 ℃左右,进出口温差为24 ℃。该机组对于高温模块机组而言,提高了蒸发温度,对于低温模块机组来说,降低了冷凝温度,因此,整体机组效率较高,提高了废热回收效率。在机组首次启动时,可以使用自来水作为低位热源。当机组COP在4.5左右时,回收的废水热量全完满足供热用水量需求,即系统的废水循环流量低于或等于热水的循环流量。

2 大温差热泵热水机组性能实验系统

2.1 制热性能实验原理

大温差热泵热水机组低温模块、高温模块机组及整体机组的制热量分别表示为

$$Q_{c,L} = m_c c_p (t_{c,m} - t_{c,i}) \quad (1)$$

$$Q_{c,H} = m_c c_p (t_{c,o} - t_{c,m}) \quad (2)$$

$$Q_{c,z} = Q_{c,L} + Q_{c,H} \quad (3)$$

式中: $Q_{c,L}$ 为低温模块机组的制热功率, kW; $Q_{c,H}$ 为高温模块机组的制热功率; $Q_{c,z}$ 为整体机组的制热功率, kW; m_c 为热水侧水流量, kg/s; c_p 为水的比热容, kW/(kg · ℃); $t_{c,i}$ 为自来水进口温度, ℃; $t_{c,m}$ 为热水侧的中间点温度, ℃; $t_{c,o}$ 为热水出口温度, ℃。

大温差热泵热水机组低温模块、高温模块及整体机组从洗浴废水中的吸热量分别为

$$Q_{e,L} = m_e c_p (t_{e,m} - t_{e,o}) \quad (4)$$

$$Q_{e,H} = m_e c_p (t_{e,i} - t_{e,m}) \quad (5)$$

$$Q_{e,z} = Q_{e,L} + Q_{e,H} \quad (6)$$

式中: $Q_{e,L}$ 为低温模块机组的取热功率, kW; $Q_{e,H}$ 是高温模块机组的取热功率, kW; $Q_{e,z}$ 为整体机组的取热功率, kW; m_e 为洗浴废水流量, kg/s; $t_{e,i}$ 为洗浴废水进口温度, ℃; $t_{e,m}$ 为洗浴废水侧的中间点温度, ℃; $t_{e,o}$ 为洗浴废水出口温度, ℃。

大温差热泵热水机组的低温模块机组、高温模块机组和整体机组的制热系数分别定义为

$$COP_L = \frac{Q_{c,L}}{W_L} \quad (7)$$

$$COP_H = \frac{Q_{c,H}}{W_H} \quad (8)$$

$$COP_z = \frac{Q_{c,z} + Q_{e,z}}{W_L + W_H} \quad (9)$$

式中: COP_L 为低温模块机组的制热系数; COP_H 为高温模块机组的制热系数; COP_z 为整体机组的制热系数; W_L 为低温模块机组压缩机的功率, kW; W_H 为高温模块机组压缩机的功率, kW。

由式(1)~式(9)可知,大温差热泵热水机组性能实验需要测试的参数包括 W_L 、 W_H 、 m_c 、 $t_{c,i}$ 、 $t_{c,m}$ 、 $t_{c,o}$ 、 m_e 、 $t_{e,i}$ 、 $t_{e,m}$ 和 $t_{e,o}$, 共计 10 个参数。除此之外, 还需要详细了解机组运行时各模块的冷凝压力、蒸发压力、冷凝温度和蒸发温度等参数。

2.2 实验系统搭建

大温差热泵热水机组性能实验系统图如图 5 所示。该实验系统包括热水管路系统、洗浴废水管路系统和数据采集系统。热水管路系统包括冷水箱、热水泵、热泵机组冷凝器和热交换器;洗浴废水管路系统包括废水箱、废水泵、热泵机组蒸发器和热交换器。自来水流经热泵机组冷凝器后温度升高,再通过热交换器,将热量传递为经热泵机组吸热后温度降低的洗浴废水,以维持洗浴废水入口温度的恒定。由于系统工质冷凝释放的热量大于系统工质蒸发吸收的热量,因此,热水通过热交换器释放热量后,其温度不能降低到原自来水入口温度,为此,通过温度更低的自来水与冷水箱中温度较低的水进一步混合,使其温度达到要求。数据采集系统包括电量表、温度传感器、压力传感器、流量计和数据采集器。基于设计参数和参考文献[18]的模拟结果,实验用大温差热泵机组主要设备的选型参数见表 1,机组循环工质为 R134a,实验系统中各传感器的测量范围

和精度见表 2。实验系统如图 6 所示。实验过程中,通过阀门的手动调节以满足热泵系统废水和生活用水的进出口温度需求。

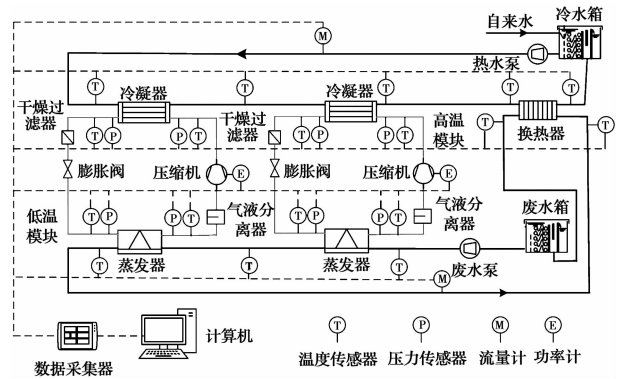


图 5 大温差热泵热水机组性能实验系统图

Fig. 5 Performance test system diagram of large temperature difference heat pump hot water unit



图 6 实验系统图

Fig. 6 The experimental system diagram

基于测试仪表的精度,通过误差分析可知^[19],低温模块机组、高温模块机组和整体机组的制热系数 COP_L 、 COP_H 、 COP_z 的误差分别为 2.24%、2.24%和 1.22%。

表 1 大温差热泵机组主要设备选型参数

Table 1 The main equipment specifications of the large temperature difference heat pump unit

序号	低温模块机组			高温模块机组		
	名称	数量	技术参数	名称	数量	技术参数
1	冷凝器	1	换热能力:16.47 kW; 热水进出口设计温度:26/10 °C。	冷凝器	1	换热能力:19.55 kW; 热水进出口设计温度:26/45 °C。
2	蒸发器	1	换热能力:12.79 kW; 废水进出口设计温度:18/6 °C。	蒸发器	1	换热能力:15.21 kW; 废水进出口温度:30/18 °C。
3	谷轮涡旋压缩机	1	压缩机功率:3.75kW	谷轮涡旋压缩机	1	压缩机功率:4.5 kW
4	热力膨胀阀	1	丹佛斯 TEN5-3.5	热力膨胀阀	1	丹佛斯 TEN5-8.5
5	干燥过滤器	1	丹佛斯 DML083S	干燥过滤器	1	丹佛斯 DML083S
6	气液分离器	1	艾默生 A-AS	气液分离器	1	艾默生 A-AS
7	油分离器	1	最高温:140 °C; 最大压力:3.1 Mpa	油分离器	1	最高温:140 °C; 最大压力:3.1 Mpa
8	视液镜	1	丹佛斯 SGN19S	视液镜	1	丹佛斯 SGN19S

表2 测试仪器及其精度

Table 2 Test instrument and its precision

序号	名称	数量	量程范围	精度/%	备注
1	温度传感器	18	-50~300 °C	±0.15	PT100
2	压力传感器	4	0~2.5 Mpa	±0.5	用于机组冷凝器进出口压力测量
3	压力传感器	4	0~1 Mpa	±0.5	用于机组蒸发器进出口压力测量
4	电磁流量计	2	0~3 m ³ /h	±0.5	
5	功率表	2	0~10 kW	±0.5	三相交流

2.3 实验系统热平衡验证

定义机组的热不平衡率为系统的输入能量减去输出能量的差与输入能量的比值。则低温模块机组、高温模块机组和整体机组热不平衡率可以分别表示为

$$\eta_L = \frac{|(Q_{c,L} + W_L) - Q_{c,L}|}{Q_{c,L} + W_L} \quad (10)$$

$$\eta_H = \frac{|(Q_{c,H} + W_H) - Q_{c,H}|}{Q_{c,H} + W_H} \quad (11)$$

$$\eta_z = \frac{|(Q_c + W_L + W_H) - Q_c|}{Q_c + W_L + W_H} \quad (12)$$

以自来水进口温度为5~15 °C、出口温度为45 °C、洗浴废水侧进口为30 °C、洗浴废水侧出口温度为6 °C为例,验证机组性能实验的热平衡性。图7给出了机组的热不平衡率随自来水进口温度的变化。低温模块机组的不平衡率为2%左右,高温模块机组的不平衡率为6%左右、整体机组热不平衡率为4%左右,系统热平衡满足实验要求。

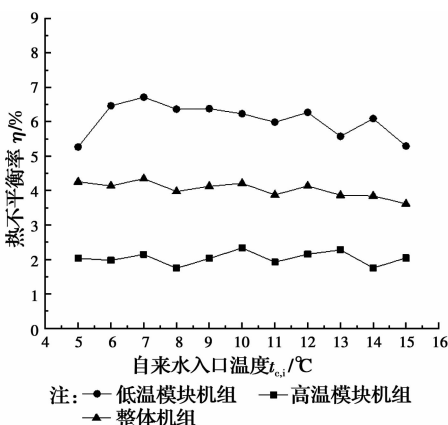


图7 热不平衡率验证

Fig. 7 The validation of the thermal imbalance rate

3 实验结果与分析

3.1 自来水入口温度对机组制热性能的影响

热水侧自来水入口温度会根据季节的变化有波动,在洗浴废水侧,保持洗浴废水进出口温度分别为30 °C和6 °C,稳定热水出口温度保持45 °C不变化,

改变自来水入口温度5到15 °C变化,分析机组性能的变化。

图8给出了自来水入口温度对热泵机组制热性能参数的影响。由图8(a)可知,随着自来水入口温度升高,低温模块机组冷凝温度 $t_{c,L}$ 从37 °C变化到60 °C,升高了23 °C,高温模块机组冷凝温度 $t_{c,H}$ 仅从50.7 °C变化到52.1 °C,仅升高了1.4 °C。当自来水温度高于12 °C时,高温模块机组冷凝温度反而低于低温模块机组冷凝温度,表明自来水入口温度对低温模块机组的制热效率影响较大。两个模块机组的蒸发温度基本维持不变,高温、低温模块机组蒸发温度分别为4.0 °C和-12 °C左右。与设备选型参数相比,高温、低温模块机组实际运行冷凝温度分别提高了2 °C和8 °C左右,实际运行的蒸发温度降低了9~13 °C左右。冷凝和蒸发温度的变化是由于冷凝器和蒸发器的传热系数在实际运行条件下与选型参数相比有所降低导致。

由图8(b)可知,随着自来水入口温度的升高,低温模块机组的取热量下降,耗电量逐渐升高,制热量基本不变。当自来水温度低于10 °C时,高温模块机组的耗电量高于低温模块机组的耗电量,但当自来水温度高于10 °C时,由于低温模块机组制热效率随自来水温度升高下降较快,导致低温模块机组耗电量反而高于高温模块机组耗电量。从总制热量来看,测试结果比选型参数降低了14%。从图8(c)可以看出,当自来水入口温度从5到15 °C变化时,低温模块机组制热系数 COP_L 从5.4降低到3.4,而高温模块机组制热系数 COP_H 基本不变,整体机组的制热系数 COP_z 从5.0逐渐减小到3.85。在设计工况下,高温、低温模块机组的测试制热系数分别为4.6和4.5,整体机组 COP_z 为4.5,与模拟结果相比^[19],低温模块机组的 COP_L 降低了15%,高温模块机组 COP_H 持平,整体机组 COP_z 减少了10%。当自来水入口温度低于10 °C时,整体机组制热系数大于4.5。

为维持洗浴废水进出口温度、热水出口温度不变,洗浴废水流量和自来水流量也必将发生变化,随自来水入口温度的升高,由于低温模块机组冷凝温度的升高,导致整体机组的取热量减少,则洗浴废水流量降低;对于热水而言,由于热水进出口温差降低,导致流量升高,见图 8(d)。当自来水入口温度高于 12 °C 时,废水流量小于热水流量,此时整体机组 COP_z 为 4.3。在该条件下,热泵机组满足系统的加热量需求,系统不需要额外补充热量。理论条件下,自来水入口温度为 10 °C,整体机组 COP_z 为 4.5 时满足加热要求。与理论结果相比,自来水入口温度需要提高 2 °C。

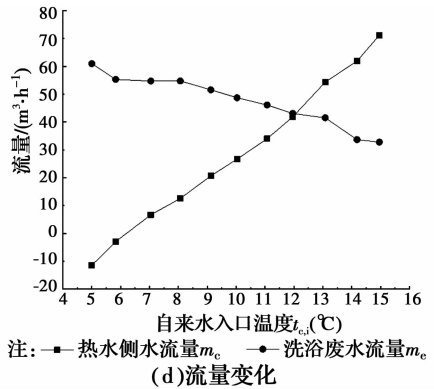
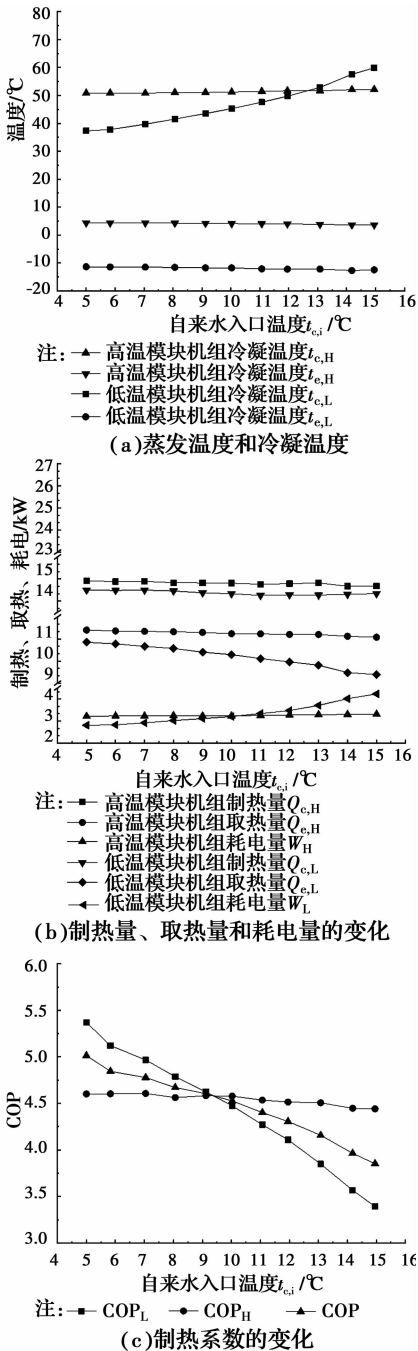


图 8 自来水入口温度对热泵机组制热性能参数的影响
Fig. 8 The effect of tap water inlet temperature on the heating performance of the heat pump

3.2 热水出口温度对机组制热性能的影响

图 9 给出了热水出水温度对热泵机组制热系数的影响。保持洗浴废水进口温度为 30 °C,出口温度为 6 °C,自来水进口温度为 6 °C,研究热水出口温度从 40 °C 到 50 °C 变化时热泵机组的性能变化。

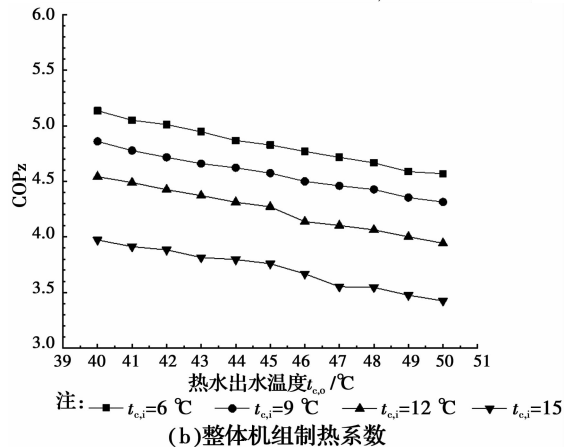
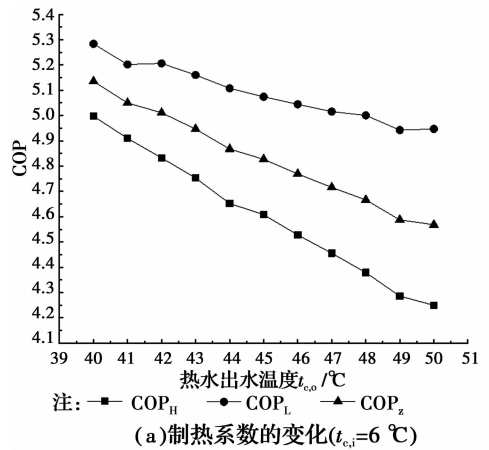


图 9 热水出水温度对热泵机组制热系数的影响
Fig. 9 The effect of the hot water outlet temperature on the heating performance of the heat pump

由图 9(a) 可以看出,随热水出口温度升高,两

个模块机组的制热系数均下降,当 $t_{c,i}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,低温模块机组的 COP_L 从5.3降低到5.0,高温模块机组的 COP_H 从5.0降低到4.2。整体机组的 COP_z 从5.15降低到4.6。低温模块机组 COP_L 均高于高温模块机组 COP_H 。在不同的自来水入口温度条件下,整体机组制热系数的变化是一致的,见图9(b)所示,当随热水出口温度从 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,整体机组制热系数降低7.5%。

图10给出了不同自来水入口温度条件下,热水和废水流量随热水侧出口温度的变化。从图10(a)可以看出,尽管随热水出口温度升高,机组制热量有所升高,但热水进出口温差增大,导致热水流量降低,当 $t_{c,i}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热水流量从 $0.74\text{ m}^3/\text{h}$ 降低到 $0.58\text{ m}^3/\text{h}$,流量降低近22%;由于机组取热量降低,导致洗浴废水流量也有所降低,但其变化可以忽略不计。由图10(b)~(d)可知,在不同的自来水入口温度条件下,机组热水和废水的流量变化一致。在自来水入口温度 $t_{c,i}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热水侧流量均低于废水侧流量,即使热水出口温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,废水的热量也满足不了用热泵加热生活热水量的需求,需要进行补热;当 $t_{c,i}=9\text{ }^{\circ}\text{C}$,只要热水出口温度不高于 $41\text{ }^{\circ}\text{C}$,废水的热量可以满足热泵加热生活热水量的需求;当 $t_{c,i}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热水出口温度可以达到 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (与图8(d)一致);如果 $t_{c,i}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$,则热水出口温度可以达到 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3.3 洗浴废水入口温度对机组制热性能的影响

通常情况下,洗浴废水的温度高于 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,如在 $30\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内波动,设定热水出口温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$,洗浴废水侧出口温度为 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,自来水进口温度为 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,研究洗浴废水入口温度变化对机组制热性能的影响。

图11给出了洗浴废水入口温度对热泵机组制热系数的影响。从图11(a)可以看出,随洗浴废水入口温度的升高,低温模块机组的 COP_L 几乎没有变化,高温模块机组 COP_H 略有升高,当 $t_{c,i}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP_H 从4.5变化到4.8,对整体机组而言,制热系数也只是略有升高, COP_z 从4.8升高到4.95。当自来水入口温度变化时,整体机组制热系数随洗浴废水入口温度升高的变化趋势一致,如图11(b)所示,当洗浴废水入口温度从 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,整体机组制热系数提高3.1%。

图12给出了不同自来水入口温度条件下,热水和废水流量随废水侧入口温度的变化。从图12可以看出,由于整体机组的制热量升高,热水循环流量

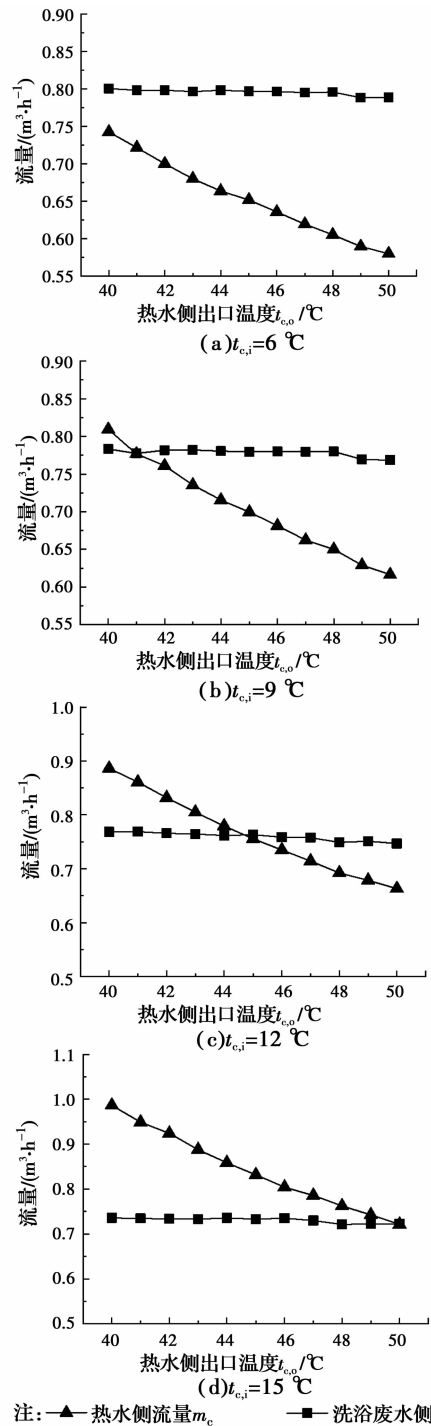


图10 热水和洗浴废水流量随热水侧出口温度的变化
Fig. 10 Variation of flow rate of the hot water and the bathing wastewater with outlet temperature of the hot water

有少量升高。由于洗浴废水进出口温差增大,尽管机组取热量有所增加,但洗浴废水流量降低。由图12(a)可知,当洗浴废水入口温度为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,洗浴废水流量与热水流量相等,即该条件下,可以满足自来水温度为 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时用热泵机组加热到出口温度为 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的要求;若自来水温度为 $9\text{ }^{\circ}\text{C}$,则洗浴废水温度必须要高于 $33\text{ }^{\circ}\text{C}$ (见图12(b));由图12(c)和(d)

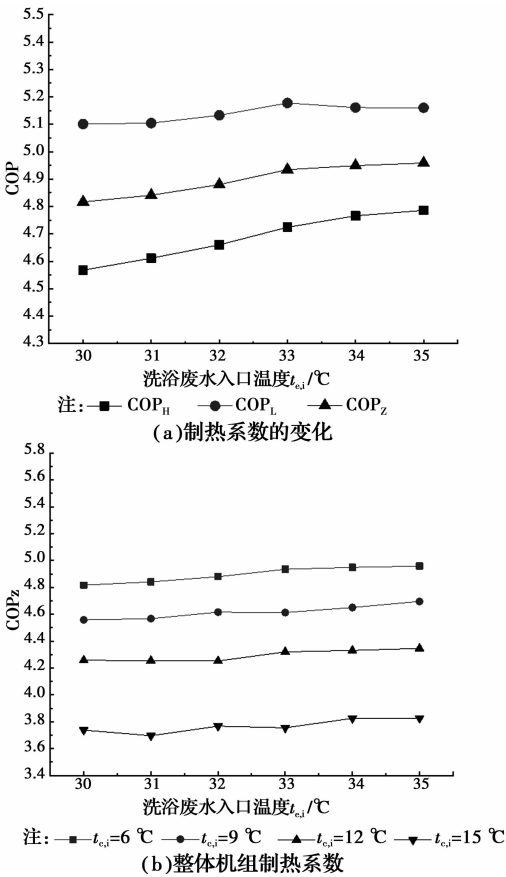


图 11 洗浴废水入口温度对热泵机组制系数的影响
 Fig. 11 The effect of bathing wastewater inlet temperature on the heating performance of the heat pump

可知,当自来水温度高于 12℃ 时,只要洗浴废水温度高于 30℃ 均满足热泵机组加热要求。

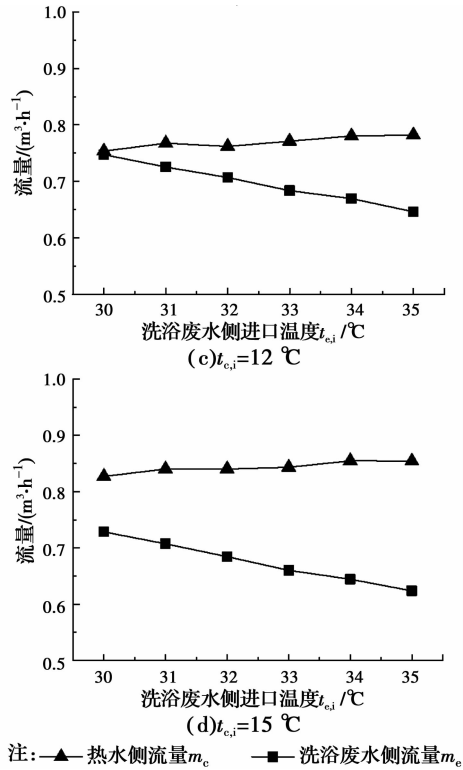
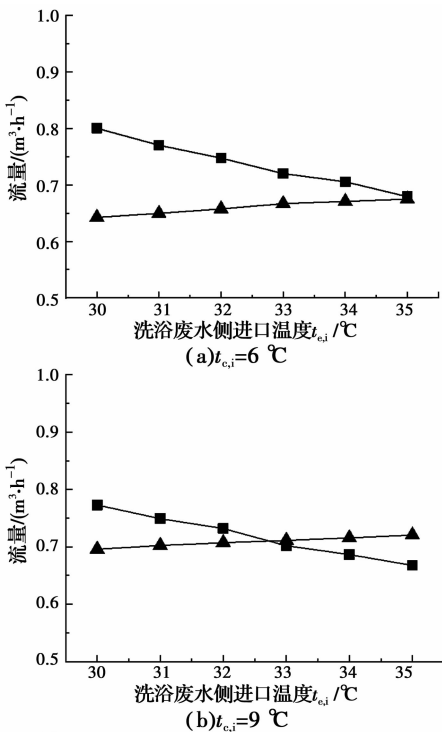


图 12 热水和洗浴废水流量随废水侧入口温度的变化
 Fig. 12 Variation of flow rate of the hot water and wastewater with increasing bathing wastewater inlet temperature

4 结论

通过实验研究了自来水进口温度、热水出口温度及洗浴废水入口温度对热泵机组制热性能的影响,具体结果如下:

1) 当自来水进口温度逐渐增大时,低温模块机组冷凝温度逐渐升高,蒸发温度基本不变,制热量基本不变,取热量逐渐减小,耗电量逐渐增加,制热系数 COP_L 逐渐减小。高温模块机组冷凝温度和蒸发温度不变化,制热量、取热量、耗电量不变化,制热系数 COP_H 基本不变。整体机组制热系数 COP 逐渐减小。

2) 当热水出口温度从 40℃ 升高到 50℃ 时,整体机组制热系数 COP_z 降低 7.5%。当洗浴废水温度从 30℃ 升高到 35℃ 时,整体机组制热系数 COP_z 提高 3.1%。

3) 在无辅助热源时,若洗浴废水温度从 30℃ 降低到 6℃,热水出水温度为 45℃ 时,自来水的温度必须要高于 12℃;当 $t_{c,i}=9$ °C,热水出口温度不高于 41℃,但当 $t_{c,i}=15$ °C,则热水出口温度可以达到 50℃。在洗浴废水温度提高的情况下,若洗浴废水入口温度达到 35℃ 时,即使自来水温度为 6℃,热水出口温度也可达到 45℃。

参考文献:

- [1] 崔福义, 杨海燕, 马放, 等. 洗浴废水循环再利用技术的探讨和分析[J]. 环境污染治理技术与设备, 2004, 5(5): 67-71.
CUI F Y, YANG H Y, MA F, et al. Discussion and analysis of bathing wastewater reuse technology[J]. Techniques and Equipment for Environmental Pollution Control, 2004, 5(5): 67-71. (in Chinese)
- [2] 寇广孝, 王汉青, 王贤林. 电热泵用于浴室生产热水的理论热力循环分析[J]. 流体机械, 2003, 31(4): 49-50.
KOU G X, WANG H Q, WANG X L. Analysis on the thermal circulation of electrical heat pump applied in the public bathing house [J]. Fluid Machinery, 2003, 31(4): 49-50. (in Chinese)
- [3] 邵光威. 低温废弃热水余热回收利用的实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.
SHAO G W. Experimental study on low temperature waste water heat recovery [D]. Tianjin: Tianjin University, 2014. (in Chinese)
- [4] 李雪薇. 公共浴室废水热回收池壁换热及除垢技术研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2017.
LI X W. The study on the wall heat transfer of public bath wastewater heat recovery and descaling technology [D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2017. (in Chinese)
- [5] SHEN C, JIANG Y Q, YAO Y, et al. A field study of a wastewater source heat pump for domestic hot water heating [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2013, 34(4): 433-448.
- [6] SHEN C, YANG L C, WANG X L, et al. An experimental and numerical study of a de-fouling evaporator used in a wastewater source heat pump [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 501-509.
- [7] GOU X, FU Y, SHAH I, et al. Research on a household dual heat source heat pump water heater with preheater based on ASPEN PLUS [J]. Energies, 2016, 9(12): 1026.
- [8] GU Y X, WANG T, LIU W, et al. Energy-saving analysis and heat transfer performance of wastewater source heat pump [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 694: 211-217.
- [9] BAEK N C, SHIN U C, YOON J H. A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source [J]. Solar Energy, 2005, 78(3): 427-440.
- [10] KAHRAMAN A, ELEBI A. Investigation of the performance of a heat pump using waste water as a heat source [J]. Energies, 2009, 2(3): 697-713.
- [11] LIU L B, FU L, JIANG Y. Application of an exhaust heat recovery system for domestic hot water [J]. Energy, 2010, 35(3): 1476-1481.
- [12] 郁文红, 李姗姗, 王美琳. 洗浴废热能量回收与中水水源热泵应用[J]. 建筑节能, 2017, 45(7): 113-115.
YU W H, LI S S, WANG M L. Bathing waste heat recovery and water source heat pump application [J]. Building Energy Efficiency, 2017, 45(7): 113-115. (in Chinese)
- [13] 李伶俐. 以洗浴废水为热源的浴室热泵热水系统的研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2013.
LI L L. Research on the heat pump hot water system used in bathroom with the bath wastewater as heat source [D]. Tianjin: Tianjin University of Science & Technology, 2013. (in Chinese)
- [14] 宋国军. 水源热泵机组水源侧串联运行特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2005.
SONG G J. Study on characteristic of water source heat pumps in series [D]. Tianjin: Tianjin University, 2005. (in Chinese)
- [15] BAIK Y J, KIM M, CHANG K C, et al. Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation [J]. Renewable Energy, 2014, 65: 236-244.
- [16] LIU F G, DONG F J, LI Y J, et al. Study on the heating performance and optimal intermediate temperature of a series gas engine compression-absorption heat pump system [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 135: 34-40.
- [17] 马良栋, 张吉礼. 一种热泵式废水热能再利用热水机组: 2015 2 0828317. 4[P]. 2016-03-09.
Ma L D, ZHANG J L. A heat pumps hot water unit with wastewater thermal energy as heat source: 2015 2 0828317. 4[P]. 2016-03-09. (in Chinese)
- [18] MA L D, ZHEN X Z, ZHANG J L. The performance simulation analysis of the sewage-source heat pump heater unit dealing with large temperature difference [J]. Procedia Engineering, 2017, 205: 1769-1776.
- [19] 甄先子. 大温差洗浴废水热泵热水机组性能试验研究[D]. 辽宁大连: 大连理工大学, 2018.
ZENG X Z. Experimental study on performance of large temperature difference bathing waste water heat pump hot water unit [D]. Dalian, Liaoning: Dalian University of Technology, 2018. (in Chinese)

(编辑 邓云)