

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2017.04.005



污水源热泵制热模型及外在参数影响

程小松, 彭冬根, 李霜玲, 周君明

(南昌大学 建筑工程学院, 南昌 330031)

摘要:分别建立了污水源热泵四大部件(蒸发器、压缩机、冷凝器、膨胀阀)模型,并进行耦合。采用 MATLAB 软件进行编程模拟,分别计算了污垢热阻、污水流量、污水进口温度变化对热泵冬季制热性能的影响。结果显示:当污垢热阻在 $0\sim 1(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{kW}$ 范围内变化,系统制热量由 353 kW 降低到 301 kW,降低了 14.8%;当污水入口温度由 $8\text{ }^\circ\text{C}$ 升高到 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时,系统制热量由 320 kW 升高到 423 kW,升高了 32.1%;当污水流量由 10 kg/s 升到 20 kg/s 时,系统制热量由 339 kW 增加到 364 kW 等。过程中热泵 COP 在 3.6~4.8 范围内变化,说明污水源热泵具有较好的热性能。

关键词:污水源热泵;污垢热阻;污水流量;制热性能

中图分类号:TU833.1 文献标志码:A 文章编号:1674-4764(2017)04-0026-07

Model and influencing factors analysis of external parameters of sewage source heat pump

Cheng Xiaosong, Peng Donggen, Li Shuangling, Zhou Junming

(School of Civil Engineering and Architecture, Nanchang University, Nanchang 330031, P. R. China)

Abstract: Four main device models (evaporator, condenser, compressor and expansion valve) of the sewage-source heat pump were developed and coupled. The MATLAB software was used for this simulation, and the effects of fouling resistance, sewage flow and sewage inlet temperature on the heating performance of sewage-source heat pump were calculated respectively. The results revealed that while the fouling resistance changed from 0 to $1(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{kW}$, the heating capacity of the device was decreased from 353 kW to 301 kW, decreased by 14.8%. While the sewage inlet temperature increased from 8 to $20\text{ }^\circ\text{C}$, the heating capacity of the device was increased from 320 kW to 423 kW, increased by 32.1%. While the sewage flow increased from 10 kg/s to 20 kg/s, the heating capacity of the device was increased from 339 kW to 364 kW. The COP of this heat pump changed from 3.6 to 4.8 in the process, which illustrated the good heating performance of the sewage source heat pump.

Keywords: sewage-source heat pump; fouling resistance; sewage flow; heating performance

收稿日期:2016-09-21

基金项目:国家自然科学基金(51266010)

作者简介:程小松(1993-),男,主要从事溶液除湿制冷空调研究,(E-mail)18270912646@163.com。

彭冬根(通信作者),男,副教授,博士,(E-mail)ncu_hvac2013@163.com。

Received:2016-09-21

Foundation item:National Natural Science Foundation of China (No. 51266010)

Author brief:Cheng Xiaosong(1993-),main research interests: liquid desiccant dehumidification and air conditioning,(E-mail)18270912646@163.com.

Peng Donggen (corresponding author), associate professor, PhD, (E-mail)ncu_hvac2013@163.com.

能源短缺以及环境污染问题越来越受到人们的关注,随着暖通空调能耗的增加,越来越多的低品位可再生能源应用到暖通空调领域。城市污水作为一种低品位可再生能源,由于其具有水量充足,温度波动范围小,冬暖夏凉等优势,正越来越受研究者的重视^[1-2],污水源热泵是水源热泵的一种,利用城市污水作为冷热源,通过热泵技术为建筑提供冷量或热量^[3],充分体现了节能环保意识。

其他国家对热泵系统的研究较早,20世纪80年代,就开始对如何回收污水中的热量进行研究,并且,分析了污水源热泵的应用成效^[4],中国起步较晚,2005年开始,孙德兴等^[5]研发了一种闭式取水装置;吴荣华等^[6]基于工程实践,对系统能耗、制冷制热系数等进行了详细测试,分析了各参数的变化规律;庄兆意等^[7]分析了直接式污水源热泵系统中存在的污垢、机组冬夏季切换等关键问题。近年来,很多学者对污水源热泵也做了很多理论和实验分析^[8-11]。

前人已经对污水源热泵做了不少研究,但较少将污水源热泵的各种因素考虑在内。本文采用理论模拟的方式,研究了各种影响因素对直接式污水源热泵的影响。

1 模型建立

1.1 充注量计算模型

由于在封闭的热泵系统中制冷剂充注量不变,且制冷剂主要集中在蒸发器和冷凝器当中。而蒸发器、冷凝器中的制冷剂又绝大部分在其两相区中。因此,如何计算两相区中的制冷剂含量成为关键。本系统所采用的制冷剂为R22。

1.1.1 两相区制冷剂的计算 两相区制冷剂的平均密度 ρ 与制冷剂的气态密度 ρ_g ,液态密度 ρ_l 及空泡系数 α 有关,计算式为

$$\rho = \alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (1)$$

文献[12-13]所采用的空泡系数计算式为

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right)s \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (2)$$

式中: x 为制冷剂干度; ρ_g 、 ρ_l 分别为制冷剂气态、液态的密度,kg/m³; s 为滑动比,采用chisholom滑动比^[13]进行模型修正; $s = (\rho_l/\rho_g)^{1/2}$ 。

假定干度在换热器当中是线性变化的,以 x_o 表示干度最小值,则某点的干度值为

$$x = (1 - x_o)y/L_{tp} + x_o \quad (3)$$

式中: L_{tp} 为换热器两相区管长,m; y 为换热管某点到起始端的长度,m。

将式(2)、(3)带入式(1),得出制冷剂平均密度公式,再代入式(4),得到充注量计算式为

$$m_{tp} = A \int_0^{L_{tp}} \rho dy = \frac{L_{tp}A}{1 - x_o} \int_{x_o}^1 \frac{x + (1 - x)s}{x\nu_g + (1 - x)\nu_l} dx = \frac{L_{tp}As}{1 - x_o} \frac{\nu_g - \nu_l}{(\nu_g - \nu_l)^2} \ln \frac{\nu_g}{x_o\nu_g + s(1 - x_o)\nu_l} - \frac{L_{tp}A(s - 1)}{\nu_g - \nu_l} \quad (4)$$

1.1.2 过热、过冷区制冷剂充注量计算 过热(过冷)区制冷剂的平均密度采用进出口密度的算数平均值,则其充注量计算式为

$$m_s = \frac{\pi d_i^2}{4} \rho L_s \quad (5)$$

式中: d_i 为铜管内径,m; ρ 为过热(过冷)区制冷剂的平均密度,kg/m³; L_s 为过热(过冷)区的管长,m。

1.2 压缩机模型

系统采用螺杆式压缩机,压缩机的状态方程为

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_c}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (6)$$

式中: T_1 、 T_2 分别为进出口制冷剂温度,K; p_e 、 p_c 分别为进出口制冷剂压力,Pa; k 为制冷剂多变指数, $k = 1.196$ 。

蒸发压力 p_e 和冷凝压力 p_c 可采用Cleland^[14]方程求得,假定5℃的过热度,若已知压缩机入口温度 T_1 ,可根据式(6)求出温度 T_2 。

压缩机内制冷剂的质量流量可表示为

$$m_{r,c} = (\eta_v V_{th})/\nu_1 \quad (7)$$

式中: V_{th} 压缩机的理论容积排气量,m³/s; ν_1 为压缩机进口气体比容,m³/kg; η_v 为容积效率, $\eta_v = 0.95 - 0.0125p_c/p_e$ 。

压缩机的出口焓值为

$$h_2 = h_1 + \frac{kp_c}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_e}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \nu_1 \quad (8)$$

式中: h_1 为压缩机的入口焓,J/kg; h_2 为压缩机的出口焓,J/kg。

1.3 冷凝器模型

冷凝器的计算包括两相区、过热区及过冷区3个区域,冷凝器管内走制冷剂,管外走热水,热水与制冷剂为逆向流动,换热量表达式为

$$Q_c = m_{w,c} C_{p,w} (t_{w,c,o} - t_{w,c,i}) = m_{r,c} (h_{r,c,i} - h_{r,c,o}) \quad (9)$$

式中: $m_{w,c}$ 为热水质量流量,kg/s; $C_{p,w}$ 为热水定压比

热, $J/(kg \cdot K)$; $t_{w,c,i}$ 、 $t_{w,c,o}$ 为热水进出口温度, $^{\circ}C$; $m_{r,c}$ 为制冷剂的质量流量, kg/s ; $h_{r,c,i}$ 、 $h_{r,c,o}$ 为制冷剂进出口焓, J/kg 。

制冷剂侧、水侧的换热系数方程见文献[15], 制冷剂侧两相区的换热系数方程见文献[16]。

以内表面为基准的热流密度计算式为

$$q_i = h_r(t_r - t_{bi}) = h_r \Delta t_i \quad (10)$$

式中: t_r 为管内制冷剂平均温度, $^{\circ}C$; t_{bi} 为管内壁面温度, $^{\circ}C$; h_r 为制冷剂侧的换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

考虑水侧的换热系数, 可得另一个以内表面为基准的热流密度计算式。

$$q'_i = \frac{\Delta t_m - \Delta t_i}{\left(\frac{1}{h_{w,c}} + R_{of}\right) \frac{d_i}{d_o} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_i}{d_m}} \quad (11)$$

式中: Δt_m 为平均对数温差, $^{\circ}C$; $h_{w,c}$ 为水侧的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; d_o 、 d_m 分别为铜管外径和平均直径, m ; δ 为铜管厚度, m ; λ 为铜管的导热系数, $W/(m \cdot K)$; R_{of} 为水侧的污垢热阻, $(m^2 \cdot K)/W$ 。

由于 q_i 与 q'_i 相等, 试算可得出 t_{bi} , 进而得出其它值。从而求出各相区换热管面积及管长。

1.4 膨胀阀模型

膨胀阀的开启度由过热度控制, 膨胀阀内制冷剂质量流量关系式[16]为

$$m_{r,p} = C_D A_v \sqrt{2(p_{vi} - p_{vo})/\nu_{vi}} \quad (12)$$

式中: p_{vi} 、 p_{vo} 为膨胀阀进出口压力, Pa ; C_D 为流量系数; ν_{vi} 为膨胀阀进出口制冷剂比容, m^3/kg ; A_v 为通道面积, m^2 。

膨胀阀的通道面积与出口过热度在某一温度范围内呈线性关系。由各已知参数可计算出 $m_{r,p}$ 。

1.5 蒸发器模型

蒸发器的计算分两相区和过热区两个区, 制冷剂与管外污水逆向流动, 根据能量守恒定律, 可列出方程

$$Q_e = m_{w,e} c_{p,w} (t_{w,e,i} - t_{w,e,o}) = m_{r,e} (h_{r,e,o} - h_{r,e,i}) \quad (13)$$

式中: $m_{w,e}$ 为污水质量流量, kg/s ; $t_{w,e,i}$ 、 $t_{w,e,o}$ 为污水进出口温度, $^{\circ}C$; $m_{r,e}$ 为制冷剂的质量流量, kg/s ; $h_{r,e,i}$ 、 $h_{r,e,o}$ 为制冷剂进出口焓, J/kg 。

制冷剂侧两相区的换热系数公式[17]为

$$h_{r,e,t} = 57.8a \frac{q_i^{0.6} m_{rm}^{0.2}}{d_i^{0.2}} \quad (14)$$

式中: q_i 为内表面的热流密度, W/m^2 ; a 为系数; m_{rm} 为单位面积制冷剂的平均流量, $kg/(m^2 \cdot s)$; Z 为蒸

发器内每流程管数。

水侧的传热系数 $h_{w,e}$ 见文献[15]。

将式(14)代入总传热系数式, 可得

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{w,e}} + R_{of} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_o}{d_m} + \frac{1}{57.8a} \frac{q_i^{0.6} m_{rm}^{0.2}}{d_i^{0.2}} \frac{d_o}{d_i}} \quad (15)$$

以内表面及以外表面为基准的热流密度关系为

$$q_i = \frac{A_o}{A_i} q_o = \frac{d_o}{d_i} K \Delta t \quad (16)$$

将式(15)代入式(16)之后, 式(16)只有热流密度 q_i 为未知的, 经试算可得出 q_i , 进而求出其他值。从而求出各区换热管面积及管长。

1.6 模型求解

采用 MATLAB 软件编程, 按照以上模型建立的先后顺序编写程序。图 1 为程序的总流程图, 其中, 蒸发器和冷凝器模型求解均为假定出口焓, 将计算出的总管长与原设定管长对比, 不相等则调节出口焓, 直至相等为止。

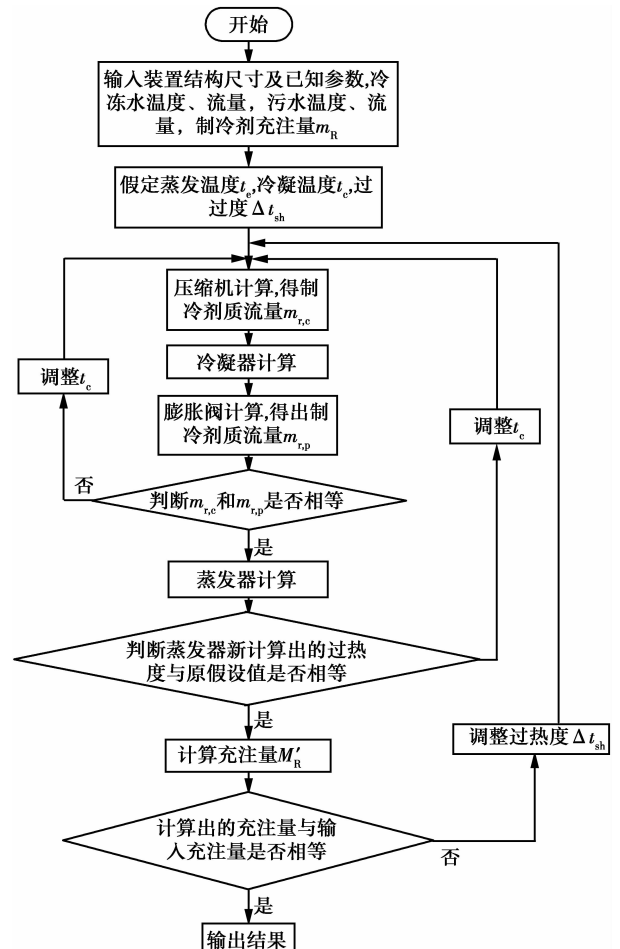


图 1 总流程图

Fig. 1 The program flow chart

膨胀阀模型计算后将 $m_{r,p}$ 与 $m_{r,c}$ 进行对比, 不等则调整冷凝温度, 直至相等。紧接蒸发器模型计算, 将新算出的过热度与原设定过热度对比, 不等则调整蒸发温度, 直至相等。之后计算系统充注量, 并判断计算充注量与原设计充注量是否相等, 不等则

调节过热度 Δt_{sh} , 直至相等, 输出结果。

程序编写完成之后, 以表 1 中参数为基准参数, 改变污垢热阻、污水入口温度、污水流量, 观察其对热泵性能的影响。

表 1 输入参数表
Table 1 Input parameters

项目	参数	数值/类别	项目	参数	数值/类别	项目	参数	数值/类别
蒸发器	有效管长, m	749.3	蒸发器	流程数	4	蒸发器	折流板间距, m	0.137
	总管数, 根	328		壳内径, m	0.53		壳管上缺口高, m	0.1
	壳程数	16		折流板数, 块	15		上缺口含管数, 根	27
	壳管下缺口高, m	0.1		端盖与折流板间距, m	0.18		下缺口含管数, 根	27
冷凝器	有效管长	908.85	冷凝器	流程数	4	冷凝器	折流板间距, m	0.121
	总管数, 根	396		壳内径, m	0.53		壳管上缺口高, m	0.095
	壳程数	18		折流板数, 块	17		上缺口含管数, 根	29
	壳管下缺口高, m	0.095		端盖与折流板间距, m	0.18		下缺口含管数, 根	29
压缩机	理论排气量, m ³ /h	359	压缩机	额定功率, kW	75.8	压缩机	压缩机类型	螺杆式
膨胀阀	通道面积, m ²	0.000 058 3	膨胀阀			膨胀阀		
其他	铜管内径 d_i , m	0.013	其他	铜管外径 d_o , m	0.015	其他	污水流量 (kg/s)	17.5
	污水入口温度, °C	12		制冷剂充注量 (kg)	60		热水流量 (kg/s)	14.32
	热水入口温度, °C	40		污垢热阻 R_{of} , ((m ² · K)/kW)	0		制冷剂类型	R22

2 计算结果分析

2.1 模型验证

为了验证模型的有效性, 控制污水入口温度由 10~20 °C 变化, 采用文献[18]中的装置结构数据及初始参数值, 模拟计算得出结果, 其与文献[18]中的数据对比如图 2 所示, 两者数据偏差在 10% 以内。

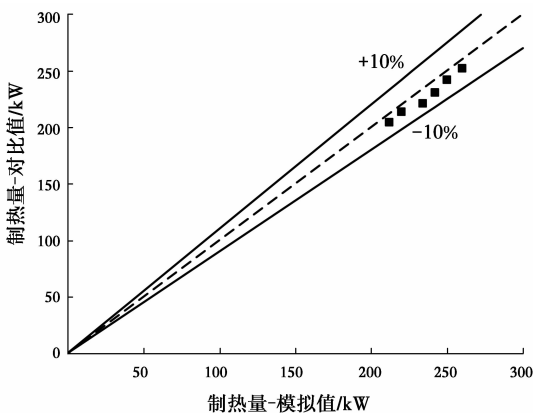


图 2 数据对比图
Fig. 2 Data contrast

2.2 污垢热阻对热泵性能的影响

图 3 是污垢热阻从 0~1(m² · K)/kW 变化所得出的热泵性能变化图。图 3(a) 中, 污垢热阻增大, 蒸发器的传热系数明显降低; 冷凝器过冷度升高, 由 1.3 °C 升高到 1.9 °C, 这是由于压缩机入口比容增加, 制冷剂质量流量减小所致; 蒸发器过热度降低, 由 4.78 °C 降低到 4.44 °C, 这是由于制冷剂汽化潜热增加所致。图 3(b) 中, 蒸发器、冷凝器的换热量降低, 蒸发器换热量 Q_e 由 283 kW 降低到 235 kW, 相比降低了 16.9%, 原因是污垢热阻增加影响了换热器换热效果, 导致换热量降低; 冷凝器换热量 Q_c 由 353 kW 降低到 301 kW, 相比降低了 14.9%; 压缩机功率降低, 由 69.5 kW 降低到 65.4 kW。图 3(c) 中, 蒸发温度 t_e 不断减小, 由 2.70 °C 减小到 -3.10 °C, 相比蒸发温度, 冷凝温度 t_c 降低趋势较小, 从 48.0 °C 降低到 46.6 °C; 制热 COP 降低, 由 4.07 降低到 3.60, 相比下降了 11.7%, 原因是冷凝器换热量下降, 而压缩机耗功率增加, 导致制热 COP 降低。

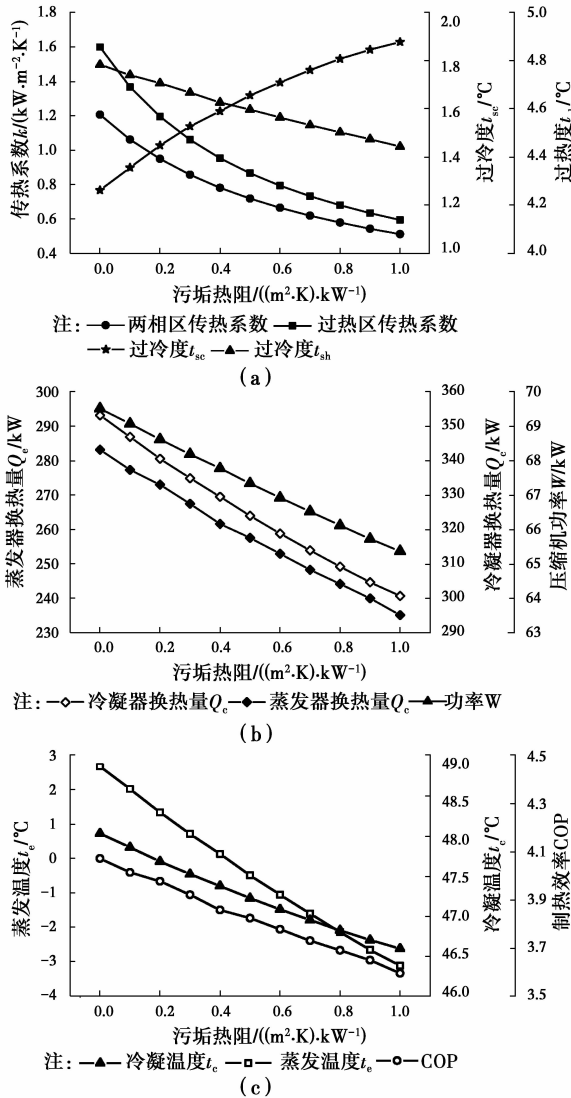


图 3 污垢热阻对装置性能的影响

Fig. 3 Effect of fouling resistance on device performance

2.3 污水入口温度对热泵性能的影响

图 4 为污水入口温度从 8~20 $^{\circ}C$ 变化所得出的热泵性能变化图。图 4(a)中,蒸发器的传热系数逐渐升高,原因是污水入口温度越大,水的雷诺数将会增大,导致水侧对流换热系数越大,总换热系数增大;冷凝器出口过冷度不断降低,由 1.69 降低到 0 $^{\circ}C$;蒸发器出口过热度不断升高,由 4.56 升高到 5.41 $^{\circ}C$ 。图 4(b)中,蒸发器换热量 Q_e 由 253 kW 升高到 349 kW,升高了 37.9%,原因是污水入口温度的升高,加大了管内外的温差及换热系数;因此冷凝器的换热量 Q_c 升高,由 320 kW 升高到 423 kW,升高了 32.1%;压缩机耗电升高,由 67.0 kW 升高到 73.5 kW。图 4(c)中,蒸发温度、冷凝温度均随污水入口温度的升高而升高。热泵制热 COP 升高,由

3.77 升高到 4.75,原因是污水入口温度升高大大增强了换热器的换热。

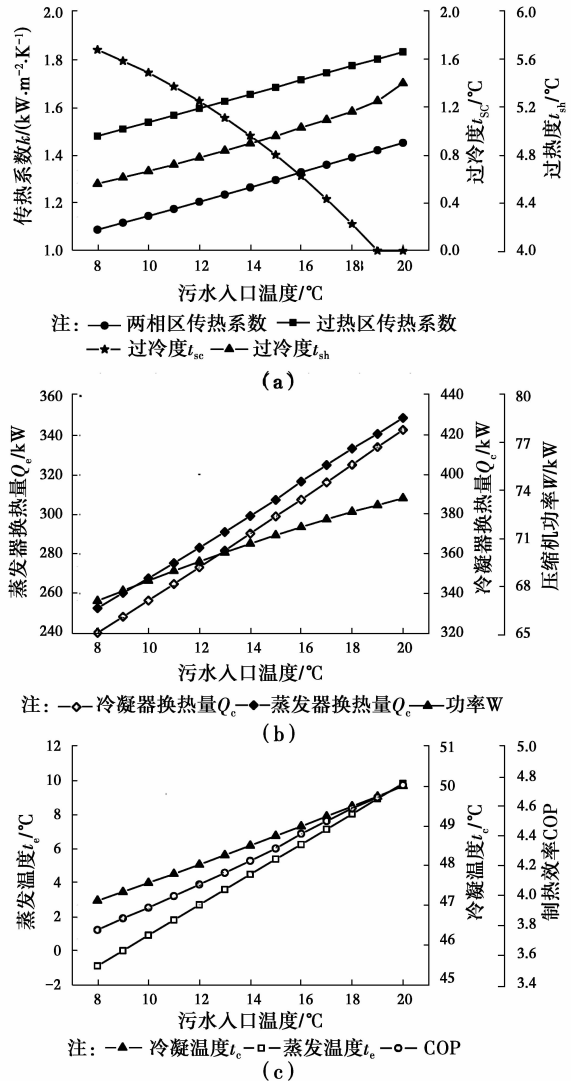


图 4 污水入口温度对装置性能的影响

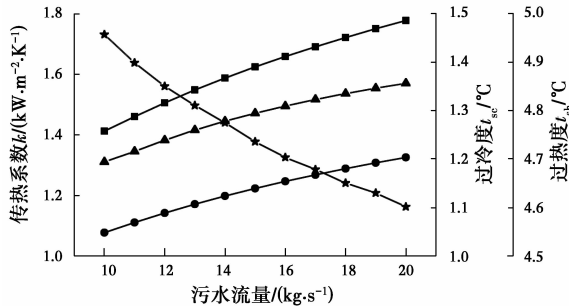
Fig. 4 Effect of sewage inlet temperature on device performance

2.4 污水流量对热泵性能的影响

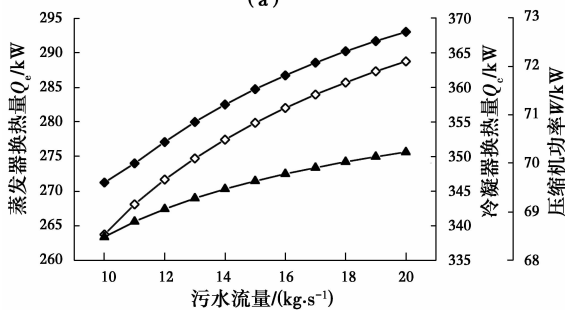
图 5 为污水质量流量从 10~20 kg/s 变化所得出的热泵性能变化图。图 5(a)中,蒸发器的传热系数均增加,原因是污水质量流量越大,污水的雷诺数将会越大,因此污水侧的换热系数越大,总换热系数就会越大;冷凝器过冷度降低,由 1.46 降低到 1.10 $^{\circ}C$,蒸发器过热度升高,由 4.69 $^{\circ}C$ 升高到 4.86 $^{\circ}C$ 。图 5(b)中,蒸发器、冷凝器的换热量逐渐升高,蒸发器换热量由 271 kW 增加到 293 kW,原因是污水流量的增加,增加了系统的换热效率;冷凝器制热量由 339 kW 增加到 364 kW;压缩机的耗电升高,由 68.5 kW 升高到 70.2 kW。图 5(c)中,蒸发

温度、冷凝温度均随污水流量的增加而增加。热泵的制热 COP 升高,由 3.96 升高到 4.17,升高了 0.21,原因是污水流量的增加增大了蒸发器的换热量,导致冷凝器的制热量增大,制热 COP 升高。

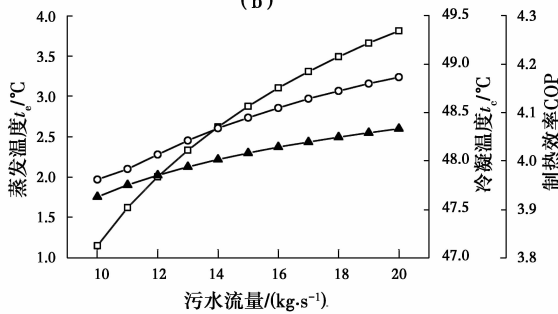
3)污水流量对装置性能的影响小于污垢热阻及污水入口温度,污水流量从 10~20 kg/s 变化,系统制热量增加了 7.4%,制热 COP 增加了 5.3%。



注:●—两相区传热系数 ■—过热区传热系数
▲—过冷度 t_{sc} ▲—过冷度 t_{sh}



注:◇—冷凝器换热量 Q_c ●—蒸发器换热量 Q_e ▲—功率W



注:▲—冷凝温度 t_c □—蒸发温度 t_e ○—COP

图 5 污水流量对装置性能的影响

Fig. 5 Effect of sewage flow on device performance

参考文献:

[1] MEGGERS F, LEIBUNDGUT H. The potential of wastewater heat and exergy: decentralized high-temperature recovery with a heat pump [J]. Energy Build, 2011,43(4):879-86.

[2] GU Y X, FANG J. Research on the energy-saving and heat transfer performance of wastewater source heat pump [C]//APEC Conference on Low-Carbon Towns and Physical Energy Storage, Changsha, China, 2013: 376-81.

[3] HEPBASLI A, BIYIK E, EKREN O. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 88: 700-722.

[4] LEIF W. Heat pump based on sewage for district heating [J]. New Energy Conference Technology, 1981, 3:45-49.

[5] 孙德兴,吴荣华. 设置有旋转反冲洗格栅滤网德城市污水冷热源的应用装置:CN 2668729Y [P]. 2005-1-15. SUN D X, WU R H. A urban sewage heat and cold source device with rotating backwash grid mesh: CN 2668729Y [P]. 2005-1-15. (in Chinese)

[6] 吴荣华,张成虎,孙德兴. 城市原生污水源热泵系统运行工况与参数特性[J]. 流体机械, 2005, 33(11): 73-76. WU R H, ZHANG C H, SUN D X. Operating condition and parameter characteristic of urban wastewater source heat pump system [J]. Fluid Machinery, 2005, 33(11):73-76. (in Chinese)

[7] 庄兆意,齐杰,张承虎,等. 直接式污水源热泵系统的关键技术分析[J]. 暖通空调, 2011,41(10):96-101. ZHUANG Z Y, QI J, ZHANG C H, et al. Key techniques of direct sewage source heat pump systems [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2011,41(10):96-101. (in Chinese)

[8] 王智伟,李扬,孙海洋,等. 直接式污水源热泵蒸发器、冷凝器污垢生长测试研究[J]. 西安建筑科技大学学报, 2014,46(4),567-571. WANG Z W, LI Y, SUN H Y, et al. Test and research on the fouling in condenser and evaporator of direct sewage source heat pump system [J]. Journal of Xi'an University of Architecture & Technology, 2014, 46(4):567-571. (in Chinese)

3 结论

1)蒸发器内污水侧的污垢热阻越大,热泵制热量将会降低,污垢热阻由 0~1(m²·K)/kW 变化,系统的制热量下降了 14.9%,热泵制热 COP 下降了 11.7%。

2)污水入口温度对污水源热泵性能影响较大,入口温度越高,制热量越大,温度由 8~20 °C 变化,系统的制热量升高了 32.1%,热泵制热 COP 升高了 25.9%。

- [9] 吴学慧, 钟益, 孙德兴, 等. 污水冷热源系统污垢类型及其增长特性[J]. 暖通空调, 2012, 42(1): 73-76.
WU X H, ZHONG Y, SUN D X, et al. Type and growing characteristics of fouling in sewage cold and heat source systems [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2012, 42(1): 73-76. (in Chinese)
- [10] LIU Z, MA L, ZHANG J. Application of a heat pump system using untreated urban sewage as a heat source [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62: 747-57.
- [11] CHAO S, YANG L, WANG X, 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: 501-509.
- [12] 陈芝久. 制冷系统热动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
CHEN Z J. Thermo-dynamic of refrigeration system [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1988. (in Chinese)
- [13] 堂超斌, 杨春信. 蒸汽压缩制冷系统制冷剂充灌量计算模型[C]//热力学分析与节能论文集. 北京: 科学出版社, 2003.
TANG C B, YANG C X. The calculation model of refrigerant charge in vapor compression refrigeration system [C]//Proceedings of the Thermodynamic Analysis and Energy Saving. Beijing: Science Press, 2003. (in Chinese)
- [14] CLELAND A C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigeration thermodynamic properties [J]. International Journal of Refrigeration, 1986, 9 (8): 346-351.
- [15] 茹卡乌卡斯 A A. 换热器内的对流换热[M]. 马昌文, 居滋泉, 肖宏才. 译. 北京: 科学出版社, 1986: 337-370.
JUCA W K. Convective heat transfer in the heat exchanger [M]. Translated by MA C W, JU Z Q, XIAO H C. Beijing: Science Press, 1986; 337-370. (in Chinese)
- [16] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 89-129.
YAN Q S, SHI W X, TIAN C Q. Air conditioning refrigeration technology [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2010; 89-129. (in Chinese)
- [17] 张小松, 王铁军, 金苏敏, 等. 制冷技术与装置设计 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2008: 222-223.
ZHANG X S, WANG T J, JIN S M, et al. Refrigeration technology and device design [M]. Chongqing: Chongqing University Press, 2008: 222-223. (in Chinese)
- [18] 朱明清. 污水源热泵系统设计及性能分析[D]. 南京: 南京理工大学, 2010.
ZHU M Q. Design and analysis of sewage-source heat pump system [D]. Nanjing: Nanjing University of Science & Technology, 2010. (in Chinese)

(编辑 王秀玲)