

文章编号:0253-4339(2017)06-0066-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.06.066

污水源热泵系统运行性能实测与节能潜力分析

贾欣 端木琳 舒海文

(大连理工大学土木工程学院 大连 116024)

摘要 笔者对大连某原生污水源热泵供热供冷系统进行了实测,获得了该系统供暖季和供冷季的运行数据,供暖季污水温度平均值为 $10.45\text{ }^{\circ}\text{C}$,机组和系统平均COP分别为5.02和3.93;供冷季污水温度平均值为 $18.43\text{ }^{\circ}\text{C}$,供冷季机组和系统平均COP分别为6.26和4.54。为了进一步减少污水源热泵系统的运行能耗,提高系统COP,一方面对污水换热器换热系数进行测试研究,与运行初期相比污水换热器换热系数下降了50.08%,更换换热器后,机组和系统COP分别提高了16.08%和11.36%,说明污水源热泵系统定期清洁和更换换热器的重要性;另一方面对污水源热泵机组变工况运行时蒸发器侧和冷凝器侧进水温度和流量对机组性能影响进行分析,基于DataFit软件建立了机组性能随蒸发器和冷凝器进水温度和流量变化的数学模型,并基于TRNSYS平台对系统负荷侧水泵定频和变频工况分别进行模拟,变频运行机组和系统COP均增加,系统累计能耗减少约18.52%。

关键词 污水源热泵;区域供冷供热;性能实测;节能;变频控制

中图分类号:TB61⁺1;TQ051.5

文献标识码:A

Field Measurement and Energy-saving Potential Analysis on the Performance of a Sewage-water Heat Pump System

Jia Xin Duanmu Lin Shu Haiwen

(School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, 116024, China)

Abstract A sewage-water heat-pump system (SWHP) for building heating and cooling in Dalian, Liaoning Province, northeastern China, is measured on-site, which is a renewable energy demonstration project. The measurement results show that the average heating coefficient of performance (COP) of a single heat-pump unit and the whole system are 5.02 and 3.93, respectively, when the average sewage-water temperature is $10.45\text{ }^{\circ}\text{C}$ during the entire heating season. The average cooling COPs are 6.26 and 4.54, respectively, when the average sewage-water temperature is $18.43\text{ }^{\circ}\text{C}$ during the entire cooling season. To improve the system performance, an energy-saving analysis was conducted according to survey data. The test results show that the unit and system COPs increase by 16.08% and 11.36%, respectively, as the heat-transfer coefficient of the sewage heat exchanger increases by 50.08%. Moreover, a SWHP model was established, and the system energy consumption under fixed and variable-frequency water-pump conditions was simulated using the Transient System Simulation Tool (TRNSYS) software. The simulated result shows that the energy consumption of the variable-frequency operation is less than the fixed frequency by 18.52%.

Keywords sewage water heat pump; district heating and cooling; performance test; energy saving; variable frequency system

城市污水具有水量大且稳定、在应用季节水温适宜且相对稳定等特点,能够很好地满足水源热泵的使用要求,用作水源热泵系统的冷/热源是完全可行的^[1]。污水源热泵系统较空气源热泵系统具有更高的节能性,并且 CO_2 、 SO_x 、 NO_x 、粉尘等4种污染物排放量大大减少,对减轻大气污染具有显著的效果^[2]。

80年代以来,美国、日本、澳大利亚、挪威、瑞士、瑞典等国家相继利用城市污水建立了一批大型污水热泵系统。如瑞士污水处理厂利用再生水为低品位热源提供2 893 GWh供热量^[3]。对挪威建筑面积30万 m^2 城市中心建筑(包括办公、居住和商业)的供能方案进行技术经济比较分析,确定污水源热泵系统供冷

基金项目:国家重点研发计划“政府间国际科技创新合作”重点专项(2016YFE0114500)资助项目。(The project was supported by the China National Key Research and Development Program; Intergovernmental Cooperation in Science and Technology Innovation(No. 2016YFE0114500).)

收稿日期:2016年12月11日

供热为最佳方案^[4]。该系统建成运行后对其进行测试,冬季热负荷和冷负荷分别为7 700 kW和5 200 kW,供热和供水温度为78 ℃和4 ℃,系统COP为5;夏季冷负荷为9 500 kW,冷水供水温度为2 ℃,系统COP为5.2^[5]。随着我国对环境保护意识的增强,治理大气污染措施的出台,建筑能源结构的调整,污水源热泵技术在我国得到较快的发展,对现有系统进行实测与节能分析,具有工程指导意义^[6]。大连星海湾商务区再生水源热泵供热/冷工程规范建筑面积200万m²,对单机制热容量为8.3 MW的再生水源热泵系统进行实测,系统制热和制冷COP分别为3.2和4.0^[7]。北京马坊馨城污水源热泵项目总建筑面积为12.81万m²,包括居住建筑和公共建筑,冷热源站配备8台水源热泵机组,夏季提供7 520 kW冷量,冬季提供7 357 kW热量,系统制热和制冷COP分别为3.7和2.7^[2]。安爱明等^[8]对北京、太原、大连和唐山4个污水源热泵系统进行分析比较,指出热泵系统形式、污水品质、热泵机组性能是影响热泵系统COP的关键因素,为污水源热泵系统的设计及运用提供参考依据。清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室^[9]对再生水源热泵冷热联供系统特性进行节能分析,得到再生水源热泵冷热联供系统相对于分立方式,夏季工况下节能超过30%,冬季工况能源利用率高出40%,同时可减少污染物排放,对污水厂自身资源回收利用、实现节能减排有积极意义。为进一步提高热泵系统的COP,一些学者做了进一步研究。K. J. Chua等^[10]对最新热泵的技术和应用进行了总结,指出热泵系统和传统锅炉系统相比,CO₂排放量可以减少一半,并指出新技术的出现可以使系统能耗进一步降低。J. M. Choi^[11]对某热泵系统进行实验测试,得到增加循环水流速提高供水温度比增加压缩机频率的性能系数高。庄兆意等^[12]为了减少污水源热泵系统中水泵的耗电量,节省运行费用,采用理论分析和实验测量的方法,确定北京某宾馆污水源热泵系统冷热源部分水泵的变频范围和变频前后整个夏季制冷期的耗电量,研究水泵变频调速供水的节能效果和经济效益,得到冷热源水泵采用了变频调速技术,与不变频相比,可有效地减少耗电量,明显地节省运行费用,可带来显著的经济效益。刘洋等^[13]建立了水源热泵机组COP与冷却水和冷冻水温的关系数学模型,为水源热泵机组和系统的优化设计提供了一定依据,但是没有考虑流量的影响。J. Cervera-Vázquez等^[14]用实验的方法研究热泵蒸发器和冷凝器侧水泵变频对系统COP的影响,得供热工况冷凝器侧水泵最佳频率为40 Hz,蒸发器侧水泵最佳频率

为30 Hz,供冷工况蒸发器侧水泵频率为30 Hz,冷凝器侧水泵频率为40 Hz,但是没有考虑水温对机组COP的影响。本文对大连某污水源热泵系统供冷季和供暖季分别进行实测研究,建立了热泵机组COP随蒸发器侧水温、冷凝器侧水温以及蒸发器侧流量变化的数学模型,并基于TRNSYS平台分别对系统负荷侧水泵定频和变频工况进行模拟,研究变频对系统能耗的影响。

1 项目概况和实测概况

该原生污水源热泵系统供热供冷项目是国家可再生能源示范项目。本项目主要任务是利用城市污水作为冷热源满足约1.9万m²公用及商住建筑冬季供暖和夏季空调制冷的需求。该热泵站有两台热泵机组(一用一备),为单螺杆式水源热泵机组,通过滑阀结构可实现无级调节,在50%~100%负荷内能保持较好的节能效果。主要设备型号的参数等列于表1中,主要设备布置如图1所示。系统主要包括为3个水循环:负荷侧水循环,包括负荷侧水泵、热泵机组和用户风机盘管;中介水循环,包括中介水泵和热泵机组和板式换热器;污水循环,包括污水池、一级污水泵、防阻机、二级污水泵和板式换热器。本文系统能耗统计只考虑机房内设备,没有考虑建筑室内风机盘管能耗。该系统供暖和供冷天数分别为132 d和152 d。在供暖季和供冷季中均间歇运行:冬季供暖运行时间为8:30—17:30;夏季供冷运行时间为9:30—19:00。负荷侧水泵为变频水泵。

2 冬夏季测试结果与分析

供暖季测试时间为2012年1月15日至2月14日,运行时间为8:30—17:30。平均供热量为1107 kW,污水温度平均值为10.45 ℃,室内平均温度和湿度分别26 ℃和25%,室内温度高于热舒适度I级要求(温度要求为22~24 ℃,湿度要求为30%^[15]),湿度有些偏低。机组和系统逐时COP如图2所示,较为稳定,机组和系统平均COP分别为5.02和3.93;其中1月机组和系统平均COP分别为5.10和4.00;2月机组和系统平均COP分别为4.91和3.82;因为1月污水温度为10.48 ℃,污水温差为2.86 ℃,换热器换热量为660.31 kW,传热温差为3.87 ℃,传热系数为687 W/(m²·K)。2月污水温度为9.79 ℃,污水温差为2.79 ℃。换热器换热量为558.34 kW,传热温差为5.18 ℃,传热系数为433 W/(m²·K)。2月与1月相比,污水温度降低,且污水换热器换热污垢增

多,传热系数降低。图 3 为 2#污水换热器运行时的传热系数变化值,可以看出随着污水换热器的使用,污垢逐渐增多,传热系数呈线性下降,末期与初期相比降低了 50.80%。2 月 11 日(2#污水换热器运行)到 2 月 12 日(1#污水换热器运行)更换了一次换热器,从图 4 和图 5 可以看出,更换换热器后,换热器的换热效率提高了近一倍,机组和系统 COP 分别提高了 16.08% 和 11.36%。

表 1 污水源热泵系统主要设备
Tab.1 Parameters of devices in the sewage water heat pump system

设备名称	型号/规格	性能参数	数量/台
冷媒:R22;			
冬季蒸发器 7/35 ℃;冷凝器 45/50 ℃;			
热泵机组	WPS-390.2A/E3012/C2612	制热量 1 224 kW;N=340 kW;制冷系数不低于 5.57;	2(一用一备)
夏季蒸发器 12/7 ℃;冷凝器 28/33.8 ℃;			
制冷量 1 232 kW;N=313 kW;制热系数不低于 3.88;			
负荷侧水循环泵	NBG-150-125-315/317	$Q=236\text{ m}^3/\text{h};H=31.4\text{ mH}_2\text{O};N=30\text{ kW}$	3(两用一备,变频)
中介水循环泵	NBG-150-125-250/262	$Q=241\text{ m}^3/\text{h};H=21\text{ mH}_2\text{O};N=22\text{ kW}$	3(两用一备,定频)
一级污水泵	NT3153.181	$Q=215\text{ m}^3/\text{h};H=9\text{ mH}_2\text{O};N=15\text{ kW}$	3(两用一备,定频)
二级污水泵	NT3153.181	$Q=215\text{ m}^3/\text{h};H=14\text{ mH}_2\text{O};N=15\text{ kW}$	3(两用一备,定频)
换热面积 250 m ² ;冬季污水侧水温 7.8/5.6 ℃;中介水侧			
污水换热器	XYWH-250-1000	水温 7/3.5 ℃;换热量 365 kW;夏季污水侧水温	2(一用一备)
24.6/29 ℃;中介水侧水温 28/33.8 ℃;换热量 775 kW;			
污水热泵防阻机	XYWJ-I-R-200	$Q=200\text{ m}^3/\text{h};N=15\text{ kW}$	3(两用一备)

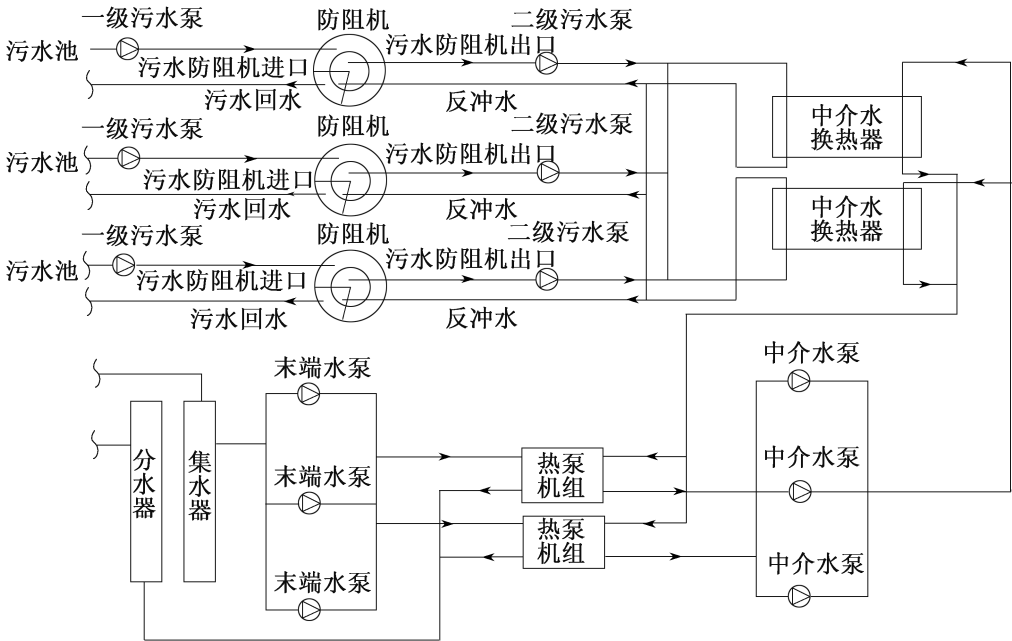


图 1 机房设备平面布置
Fig.1 The layout of devices in sewage water heat pump system

供冷季测试时间为 2013 年 6 月 4 日至 7 月 30 日,运行时间为 9:30—19:00。最大供冷量为 1 632 kW,污水平均温度为 18.43 ℃。室内平均温度和湿度分别 26 ℃ 和 60%,室内温、湿度满足热舒适度 I 级要求(温度要求为 24 ~ 26 ℃,湿度要求为 40% ~ 60%^[15])。6 月和 7 月平均污水温度分别为 17.40 ℃ 和 19.45 ℃。图 6 为 7 月机组和系统逐时 COP,运行较为稳定。6 月机组和系统平均 COP 分别为 6.95 和 4.66;7 月机组和系统平均 COP 分别为 5.57 和 4.42;6 月换热器换热量为 1 213.29 kW,传热温差

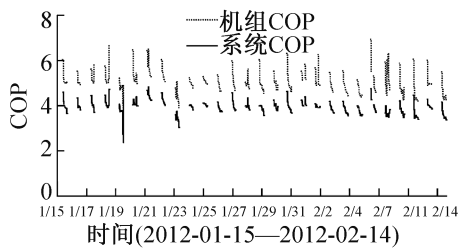


图 2 冬季机组和系统 COP

Fig. 2 Unit and system COP in heating season

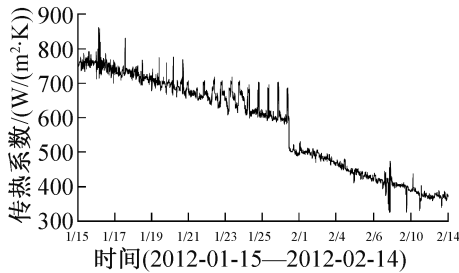


图 3 污水换热器传热系数 I

Fig. 3 Heat transfer coefficient of sewage heat exchanger I

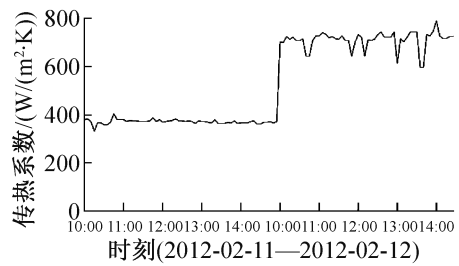


图 4 污水换热器传热系数 II

Fig. 4 Heat transfer coefficient of sewage heat exchanger II

为 4.45℃,传系数为 1 091 W/(m²·K)。7 月换热器换热量为 1 366.17 kW,传热温差为 9.16℃,传热系数为 597 W/(m²·K)。类似于供暖季,7 月与 6 月相比,污

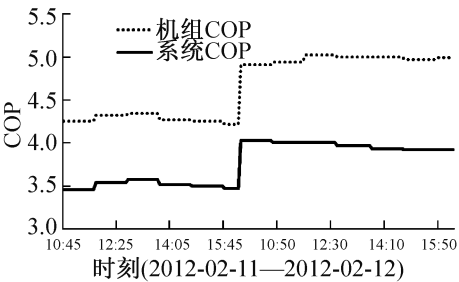


图 5 2 月 11 日和 2 月 12 日机组和系统 COP

Fig. 5 Unit and system COP on Feb 11 and Feb 12

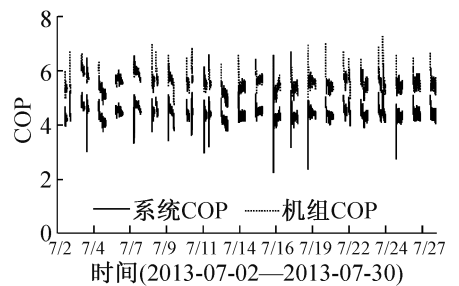


图 6 夏季机组和系统 COP(7 月)

Fig. 6 Unit and system COP in cooling season (July)

水温度升高,并且换热器污垢增多,换热性能降低。

表 2 为 2013 年 1 月 20 日测试的详细数据,平均供热量为 1 399 kW,机组和系统的 COP 分别为 5.47 和 4.42。实测一级污水泵功率为 10.20 kW,二级污水泵功率为 15.4 kW,中介水泵功率为 18.62 kW,负荷侧水泵为 18.24 kW。污水供水温度为 10.22℃,污水供回水温差为 2.95℃。表 3 为 2013 年 7 月 25 日测试的详细数据,平均供冷量为 1 296 kW,机组和系统的 COP 分别为 5.08 和 4.11。实测一级污水泵功率为 12.1 kW,二级污水泵功率为 4.9 kW,中介水泵功率为 6.4 kW,负荷侧水泵为 18.3 kW。污水供水温度为 19.0℃,污水供回水温差为 4.5℃。

表 2 2013 年 1 月 20 日测试数据

Tab. 2 The test data of the sewage water heat pump system on Jan 20, 2013

时间	污水流量/ (m ³ /h)	反冲水 流量/ (m ³ /h)	污水 供水温 度/℃	污水 回水温 度/℃	中介 水流量/ (m ³ /h)	负荷 侧流量/ (m ³ /h)	蒸发器 进口温 度/℃	蒸发器 出口温 度/℃	冷凝器 进口温 度/℃	冷凝器 出口温 度/℃	供热量/ kW	机组 COP	系统 COP
10:40	309.96	218.34	10.09	6.81	223.00	237.60	6.17	3.39	41.27	45.26	1 528.00	5.23	4.33
13:50	319.26	213.78	10.35	6.96	223.50	236.76	6.25	2.94	36.91	41.38	1 573.00	6.12	4.97
14:25	322.14	216.84	10.35	6.96	221.76	243.00	6.29	3.02	40.71	45.22	1 540.00	5.42	4.46
14:55	322.08	213.90	10.05	7.79	225.60	237.72	7.38	5.38	42.21	45.03	1 163.00	5.30	4.16
15:15	316.98	217.26	10.27	7.83	217.50	236.40	7.30	4.93	42.02	45.56	1 189.00	5.28	4.16
平均值	318.08	216.02	10.22	7.27	222.27	238.30	6.68	3.93	40.62	44.49	1398.60	5.47	4.42

表 3 2013 年 7 月 25 日测试数据

Tab.3 The test data of the sewage water heat pump system on Jul 25, 2013

时间	污水 流量/ (m ³ /h)	反冲水 流量/ (m ³ /h)	污水 供水温 度/℃	污水回 水温 度/℃	中介水 流量/ (m ³ /h)	负荷侧 流量/ (m ³ /h)	蒸发器 进口温 度/℃	蒸发器 出口温 度/℃	冷凝器 进口温 度/℃	冷凝器 出口温 度/℃	供冷 量/kW	机组 COP	系统 COP
10:00	301	183	19.4	23.9	247	229	17.2	12.3	32.6	37.6	1 310	4.96	3.90
11:00	300	185	19.1	23.6	240	227	16.2	11.4	32.2	37.2	1 271	5.04	4.07
13:30	304	180	18.9	23.4	242	232	15.7	11.0	32.2	37.2	1 270	5.04	4.07
14:30	304	180	18.9	23.4	247	227	15.7	10.8	32.3	37.3	1 296	5.14	4.15
15:30	307	174	18.9	23.3	242	226	15.6	10.7	32.3	37.2	1 291	5.12	4.14
16:30	294	174	18.9	23.3	252	231	15.6	10.7	32.4	37.3	1 319	5.00	4.23
平均值	305	183	19.0	23.5	244	229	16.0	12	32.3	37.3	1 314	5.24	4.22

3 TRNSYS 模拟分析

3.1 制冷机组模型的建立

在文献[12,16-17]中,机组供热量或供冷量 Q , 机组功耗 N 与蒸发器侧冷冻水进口温度 T_o 和冷凝器侧冷却水进口温度 T_k 的关系用指数形式来表示,并且都有很好的回归性。但没有考虑流量 G 对机组供热量或供冷量 Q 和机组功耗 N 的影响。基于 DataFit 数学软件,对供冷季机组实测数据进行方程的数据拟合,拟合误差小于 10%,分别得到机组供冷量 Q 和机组功耗 N 与蒸发器侧冷冻水进口温度 T_o 和冷凝器侧冷却水进口温度 T_k 及蒸发器侧冷冻水流量 G_o 的关系式。

$$Q = \exp(a_1 T_k + b_1 T_o + c_1 G_o + d_1) \quad (1)$$

式中: Q 为机组的供热量,kW; T_k 为蒸发器侧进水温度,℃; T_o 为冷凝器侧进水温度,℃; G_o 为冷凝器侧水流速度,kg/s; $a_1 \sim d_1$ 均为拟合系数, $a_1 = 1.19\text{E}-03$; $b_1 = 1.88\text{E}-02$; $c_1 = 1.19\text{E}-02$; $d_1 = 5.97$ 。

$$N = \exp(a_2 T_k + b_2 T_o + c_2 G_o + d_2) \quad (2)$$

式中: N 为机组的耗电量,kW; $a_2 \sim d_2$ 均为拟合系数, $a_2 = -1.39\text{E}-02$; $b_2 = 1.01\text{E}-02$; $c_2 = 5.95\text{E}-03$; $d_2 = 4.38$ 。

$$\text{COP} = \exp(a_3 T_k + b_3 T_o + c_3 G_o + d_3) \quad (3)$$

式中: $a_3 \sim d_3$ 均为拟合系数, $a_3 = -1.19\text{E}-02$; $b_3 = 6.18\text{E}-03$; $c_3 = 6.23\text{E}-03$; $d_3 = 1.59$ 。

3.2 模拟结果与分析

TRNSYS 是具有模块化特点的能源系统瞬态模拟平台,基于 TRNSYS 平台对 2013-06-04 ~ 2013-07-30 供冷期间系统负荷侧水泵定频工况和变频工况分

别进行模拟,水泵额定流量为 265 m³/h。模拟结果列于表 4 和图 7,负荷侧水泵变频前后系统逐时供冷量不变,累计供冷量为 395 997 kW·h。应用式(4)和式(5)计算机组平均 COP 和系统平均 COP。负荷侧水泵变频调节后,机组平均 COP 和系统平均 COP 均增加,机组和系统累计功耗均减少。系统 COP 增加了 1.04,增加约 22.81%;系统累计功耗减少 16 072 kW·h,减少约 18.52%。分析其原因是在相同的供冷量下,减少水泵流量,运行期间的平均流量由 265 m³/h 减少为 213 m³/h,尽管流量减少影响蒸发器换热效果,即在相同的制冷剂与冷冻水的温差下将降低机组 COP,但是由于冷水流量的减少增加了回水温度,平均回水温度从 15.44 ℃ 升高到 16.6 ℃,即制冷剂与冷冻水的温差增加,这又提高了蒸发器的换热效果,使机组 COP 增加更多,大于流量影响的降低值。两者的综合影响使机组 COP 增加到 20.97%,负荷侧水泵能耗的减少使系统 COP 进一步增加到 22.81%。定频水泵的流量按最大负荷时所需流量来设计,但是实际运行过程中,当实际负荷小于最大负荷时,末端水泵流量偏大,供回水温差偏小,供水温度一定时,回水温度偏小(夏季工况)或者偏大(冬季工况),都将减少制冷剂与负荷侧回水的温差,从而降低机组蒸发器或冷凝器的换热效果,影响机组和系统 COP。

$$\text{COP}_{\text{hp}} = \frac{\int_0^n Q(t) dt}{\int_0^n W_{\text{hp}}(t) dt} \quad (4)$$

式中: COP_{hp} 为热泵机组 COP; $Q(t)$ 为 t 时刻的供冷量,kW; $W_{\text{hp}}(t)$ 为 t 时刻热泵机组耗电量,kW。

$$\text{COP}_{\text{sys}} = \frac{\int_0^n Q(t) dt}{\int_0^n (W_{\text{hp}}(t) + W_{\text{po}}(t) + W_{\text{pk}}(t) + W_{\text{ps1}}(t) + W_{\text{ps2}}(t) + W_{\text{f}}(t)) dt}$$

(5)

式中： COP_{sys} 为系统 COP； $W_{\text{po}}(t)$ 为 t 时刻负荷侧水泵功耗，kW； $W_{\text{pk}}(t)$ 为 t 时刻中介水循环水泵功耗，kW； $W_{\text{ps1}}(t)$ 为 t 时刻污水一级泵功耗，kW； $W_{\text{ps2}}(t)$ 为 t 时刻污水二级泵功耗，kW； $W_{\text{f}}(t)$ 为 t 时刻防阻机功耗，kW。

表 4 定频工况和变频工况系统的特征值
Tab. 4 The eigenvalues of the system under fixed and variable frequency water pump conditions

项目	机组 COP	系统 COP	机组累计功耗/(kW·h)	系统累计功耗/(kW·h)
定频	5.34	4.56	74 179	86 762
变频	6.46	5.60	61 347	70 690
优化率/%	20.97	22.81	17.30	18.52

项目	负荷侧水泵平均流量/(m ³ /h)	平均供水温度/℃	平均回水温度/℃	平均供回水温差/℃
定频	265.25	11.30	15.50	4.19
变频	213.01	11.30	16.60	5.32
变化值	52.24	0	1.10	1.13

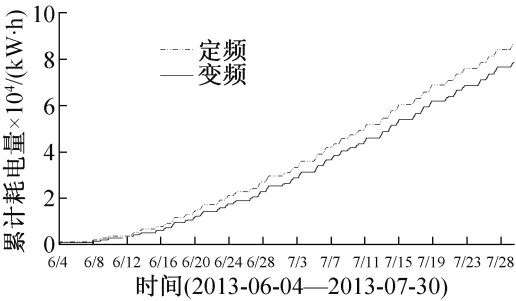


图 7 系统累计耗电量
Fig. 7 Total power consumption under fixed and variable frequency water pump conditions

4 结论

1) 供暖季污水温度平均值为 10.45℃，机组和系统平均 COP 分别为 5.02 和 3.93；供冷季污水温度平均值为 18.43℃，机组和系统平均 COP 分别为 6.26 和 4.54。供暖季和供冷季系统运行稳定，能够满足用户室内温湿度要求，污水温度稳定且水量充足的情况下是理想的冷热源。文中详尽的测试数据可为城市原生污水源热泵系统的应用提供参考。

2) 对于原生污水源热泵项目，供暖/冷季后期污水换热器的污垢增多，换热性能明显下降，末期与初期相比换热系数降低了 50.80%，更换清洁的换热器后，机组和系统 COP 分别提高了 16.08% 和 11.36%，故建议根据清洗费用和系统运行费用，合理

缩短换热器清洗周期，或改善污水换热器自清洁功能或防阻机的过滤功能，有助于污水源热泵系统的运行性能提升。

3) 负荷侧水泵定频运行时按最大负荷时所需流量来运行，但是实际运行过程中，当实际负荷小于最大负荷时，末端水泵流量偏大，供回水温差偏小，供水温度一定时，回水温度偏小（夏季工况）或者偏大（冬季工况），都将减少制冷剂与负荷侧回水的温差，从而降低机组蒸发器或冷凝器的换热效果，影响机组和系统 COP。变频运行机组和系统 COP 均增加，系统累计能耗减少约 18.52%，减少 16 072 kW·h，每天可以节约 392 kW·h 电量。因此建议采用负荷侧水泵变频工况运行。

参考文献

[1] 徐伟. 地源热泵技术手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011. (XU Wei. Handbook of ground-source heat pump engineering [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2011.)

[2] 周志平, 李念平. 污水源热泵系统应用的节能减排分析[J]. 建筑节能, 2012, 40(6): 46-49. (ZHOU Zhiping, LI Nianping. Energy conservation and emissions reduction of sewage source heat pump system[J]. Building Energy Efficiency, 2012, 40(6): 46-49.)

[3] WESTIN L. Heat pump based on sewage for district heating[J]. New Energy Conference Technology, 1981, 8: 45-49.

- [4] RINDISBACHER A. Energy from sewage water-district heating and district cooling in Sandvika, with 2 unitop 28C heat pump units[EB/OL]. (2014-04-15). <http://www.friotherm.com>.
- [5] WOJTAN L, BURKHALTER F. Challenges and recent developments in applications with largescale heat pumps [C]//11th IEA Heat Pump Conference. Montréal (Québec) Canada, 2014:1-14.
- [6] 贾欣,端木琳,舒海文,等. 黄海北部海水源热泵供热和免费供冷系统实测[J]. 制冷学报, 2014, 35(6):42-46. (JIA Xin, DUANMU Lin, SHU Haiwen, et al. Field measurement on a seawater source heat pump system for heating of buildings and a free cooling system in coastal area of the northern yellow sea[J]. *Journal of Refrigeration*, 2014, 35(6):42-46.)
- [7] 付国栋,陈爱露,姜益强,等. 国内规模最大再生(海)水源热泵系统运行状况分析[J]. 建筑科学, 2009, 25(10):93-97. (FU Guodong, CHEN Ailu, JIANG Yiqiang, et al. Analysis on operational conditions of a reclaimed (sea) water source heat pump system in dalian[J]. *Building Science*, 2009, 25(10):93-97.)
- [8] 安爱明,秦继恒,曹建伟. 影响污水源热泵系统能效比(COP)的因素分析[J]. 制冷与空调(北京), 2014, 1(1):6-8. (AN Aiming, QIN Jiheng, CAO Jianwei. Analysis of system efficiency influencing factors on sewage-source heat pump[J]. *Refrigeration & Air-conditioning*, 2014, 1(1):6-8.)
- [9] 田磊,史琳,吴静,等. 基于再生水源热泵的城市污水处理厂冷热联供系统[J]. 制冷学报, 2010, 31(6):1-5. (TIAN Lei, SHI Lin, WU Jing, et al. Combined heating and cooling system with reclaimed water source heat pump[J]. *Journal of Refrigeration*, 2010, 31(6):1-5.)
- [10] CHUA K J, CHOU S K, YANG W M. Advances in heat pump systems: A review[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(12):3611-3624.
- [11] CHOI J M. Study on the LWT control schemes of a heat pump for hot water supply[J]. *Renewable Energy*, 2013, 54:20-25.
- [12] 庄兆意, 贾晔, 孙德兴. 变频技术在污水源热泵系统中的应用研究[J]. 可再生能源, 2008, 26(5):63-67. (ZHUANG Zhaoyi, BEN Xianye, SUN Dexing. Research on the application of the frequency conversion technology on the sewage source heat pump system[J]. *Renewable Energy Resources*, 2008, 26(5):63-67.)
- [13] 刘洋, 刘金祥, 丁高. 水源热泵机组变工况运行的数学模型研究[J]. 暖通空调, 2007, 37(3):21-24. (LIU Yang, LIU Jinxiang, DING Gao. Mathematical model of water-source heat pump units under variant working conditions[J]. *Journal of HV & AC*, 2007, 37(3):21-24.)
- [14] CERVERA-VÁZQUEZ J, MONTAGUD C, CORBERÁN J M. In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems: analysis for multistage heat pump units[J]. *Energy and Buildings*, 2015, 88:42-53.
- [15] 中国建筑科学研究院. GB50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012. (China Academy of Building Research. GB50736—2012 Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings[S]. Beijing: China Building Industry Press, 2012.)
- [16] 郑祖义. 热泵空调系统的设计与创新[M]. 武汉:华中理工大学出版社, 1994. (ZHENG Zuyi. Heat pump air conditioning system design and innovation[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 1994.)
- [17] 李鹏翔, 戎卫国. 水源热泵机组的变工况特性研究[J]. 流体机械, 2004, 32(8):50-53. (LI Pengxiang, RONG Weiguo. Study on characteristics of water source heat pump set under variant working condition[J]. *Fluid Machinery*, 2004, 32(8):50-53.)

通信作者简介

端木琳,女,教授,大连理工大学, (0411) 84709612, E-mail: duanmu@dlut.edu.cn。研究方向:热泵及可再生能源在建筑中的利用。

About the corresponding author

Duanmu Lin, female, professor, Dalian University of Technology, +86 411-84709612, E-mail: duanmu@dlut.edu.cn. Research fields: heat pump and the application of renewable energy in buildings.