

应用埋式毛细管网换热器的海水源热泵系统适用性研究

田雅文, 于慧俐*, 赵雪, 王禹浩, 董文洁, 胡松涛

(青岛理工大学 环境与市政工程学院, 青岛 266525)

摘要:海水源热泵系统面临着生物附着、管道腐蚀、严寒天气换热器结冰等问题,影响其性能系数。将材质为 PP-R 的毛细管网换热器埋置于海床砂土中的海水源热泵系统能够有效避免以上问题。基于能耗模拟数据,对比了海水源热泵系统、空气源热泵系统和冷水机组+燃气锅炉系统的经济性和环保性。结果显示,应用埋式毛细管网换热器的海水源热泵系统的经济效益和环保效益均为最优。系统运行 20 年,海水源热泵系统的全寿命周期成本为 459.5 万元,最小年费用为 46.8 万元,建筑生命周期内其单位面积的碳排放量比空气源热泵系统低 10%,比冷水机组+燃气锅炉系统低 21%。本研究使消费者对该热泵系统有了更深的了解,为推广此应用提供数据支撑。

关键词:冷热源形式;海水源热泵系统;仿真模拟;经济效益;环保效益

中图分类号:TU833+.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1673-4602(2024)04-0124-07

Suitability study of seawater source heat pump system utilizing buried capillary network heat exchanger

TIAN Yawen, YU Huili*, ZHAO Xue, WANG Yuhao, DONG Wenjie, HU Songtao
(School of Environmental and Municipal Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China)

Abstract: Seawater source heat pump systems face problems such as biological attachment, pipe corrosion and heat exchanger icing in severe cold weather, which affect its coefficient of performance (COP). The seawater source heat pump system which utilizes capillary network heat exchanger made of PP-R and buried in the sandy soil of sea bed can effectively avoid the above problems. Based on energy consumption simulation data, this study compares the economy and environmental friendliness of seawater source heat pump system, air source heat pump system and the chiller + gas boiler system. The results show that the economic and environmental benefits of the seawater source heat pump system with the buried capillary network heat exchanger are optimal. With 20 years of system operation, the whole life cycle cost of the seawater source heat pump system is 4.595 million RMB, with a minimum annual cost of 468 000 RMB, and its carbon emissions per unit area over the life cycle of the building are 10% lower than that of the air source heat pump system and 21% lower than that of the chiller + gas boiler system. This study provides consumers with a better understanding of the seawater source heat pump system and provides data to support the promotion of its application.

收稿日期:2023-03-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52078257)

作者简介:田雅文(1998—),女,四川攀枝花人。硕士,研究方向为海水源热泵系统。E-mail:tyw017@126.com。

*通信作者:于慧俐(1975—),女,山东青岛人。博士,副教授,主要从事可再生能源应用等方面的研究。E-mail:yuhuili@vip.sina.com。

Key words: heat and cold source forms; seawater source heat pump system; simulation; economic benefits; environmental benefits

全球约有 18% 的二氧化碳排放来源于建筑采暖和发电^[1],降低建筑用于空间采暖、制冷的能耗对实现节能减排的目标至关重要。我国已在多项政策中提及各地应大力推动建筑领域使用清洁供暖系统^[2-4]。海水源热泵系统使用海水作为冷热源,充分利用海洋低位热能,能够降低沿海地区建筑的能源消耗和二氧化碳排放量^[5]。近年来,许多学者对海水源热泵系统进行了研究。李震^[6]对应用海水源热泵系统的区域进行能耗模拟,结果表明,应用海水源热泵制冷的区域 EER(能效)高达 5.5,且温排水对海域生态环境友好。JI 等^[7]对青岛地区应用海水源热泵的制冷站进行了系统评估,结果表明,该系统至少提供 6000 kW 的冷量,海水源热泵每年约节约 54 t 的标准煤,减少 145.59 t 的 CO₂ 排放。SU 等^[8]对中国沿海地区海水源热泵系统的应用潜力进行了评估,分析发现,天津和青岛地区应用海水源热泵系统可减少 26% 的碳排放和 PM2.5 排放;上海和宁波地区应用海水源热泵系统也可减少 7% 的空气污染物排放。高效率 and 低能耗的海水源热泵系统受到沿海建筑的青睐。

但是由于海洋环境的特殊性,直接与海水进行热交换的热泵系统通常面临着生物附着、管道腐蚀和结垢等问题^[9-10]。将以三丙聚丙烯(PP-R)为材质的前端毛细管网换热器埋于海床砂土中的海水源热泵系统,其传热流体跟海底渗流和回填砂土进行热量交换,不直接与海水接触,能够有效避免上述情况。同时,该热泵系统换热器独特的布置方式,还解决了极端天气下换热器结冰的难题,因为冬季砂土和底层海水的温度均高于表层海水。在青岛市崂山区进行了该热泵系统的测试^[11],结果表明,在极端工况下,系统性能优于空气源热泵,整体运行情况良好,证实该系统是一项可行的应用海水热能的技术。我国海岸线绵长,沿海城市众多,为了推广海水源热泵系统的应用,本文基于能耗模拟数据,从经济性和环保性 2 个方面,将海水源热泵系统与多种冷热源形式进行对比,让消费者对该热泵系统有进一步的了解。

1 案例研究

1.1 项目介绍

选取一栋位于青岛市的 3 层办公楼建筑作为研究对象,其建筑面积约为 4811 m²。空调末端采用风机盘管,夏季热泵主机供给末端的供/回水温度为 7/12 °C,冬季热泵主机供给末端的供/回水温度为 50/45 °C。依据《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2015)^[12],空调系统间歇运行,时长为 12 h (7:00—19:00),冬季系统运行 141 d,夏季系统运行 92 d,照明功率密度为 9 W/m²,设备功率密度为 15 W/m²,人均所占建筑面积为 10 m²。通过 DesT 模拟可知,建筑的峰值热负荷和峰值冷负荷分别为 367 和 539 kW;其热指标与冷指标分别为 76 和 112 W/m²,如图 1 所示。

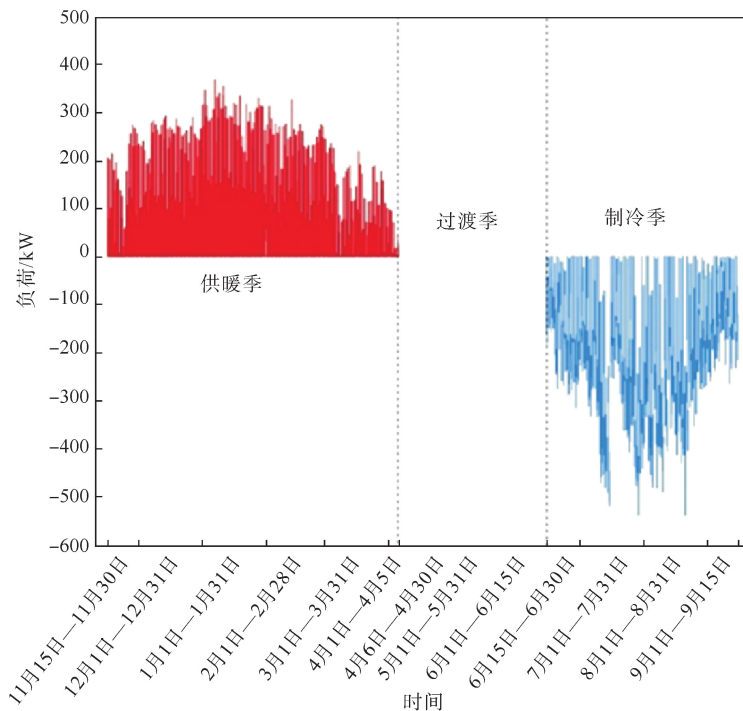


图1 建筑全年逐时空调负荷

—热负荷;—冷负荷

1.2 设备选型

综合我国空调系统冷热源设备的现状以及建筑所在地的环境参数,本文确定了几种常见的空调系统作为埋式换热器海水源热泵系统的对比方案:方案一为毛细管网换热器埋置于砂土中的海水源热泵系统(以下简称海水源热泵系统);方案二为空气源热泵系统;方案三为冷水机组+燃气锅炉系统。本研究着重分析冷热源侧,因此不考虑用户侧所需设备。我国空调系统设计通常按照负荷峰值确定设备规格。海水源热泵系统的机械设备主要为水源热泵机组和循环水泵,换热设备为毛细管网换热器,具体所需数量依据式(1)计算,设备型号见表1。

$$N_{\text{CBHEs}} = \frac{Q_b \times (1 + \frac{1}{E_{\text{ER}}})}{q_A} \quad (1)$$

式中: N_{CBHEs} 为毛细管换热器数量,片; Q_b 为建筑负荷,W; q_A 为毛细管单位面积换热量, W/m^2 ; E_{ER} 为热泵处于制冷工况下的能效(EER)。

冷水机组+燃气锅炉系统的设备(表2)主要包括螺杆式冷水机组、燃气锅炉、冷却塔及循环水泵。冷却塔选型计算公式为^[13]

$$m = \frac{Q_b}{c_p \times |t_i - t_o|} \quad (2)$$

式中: m 为质量流量, kg/s ; c_p 为工质的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_i 为冷却水供水温度, $^\circ\text{C}$; t_o 为冷却水回水温度, $^\circ\text{C}$ 。

空气源热泵系统将室外的空气作为冷热源,不需要单独的机房,安装较为简便,主机一般放置于裙房楼顶,设备型号见表3。

2 经济分析

2.1 初投资

初投资包含设备(水泵、主机、换热设备)购置费用、安装费用、输送管路费用。热泵机组的价格与容量相关;锅炉的价格依据厂家的价格进行估算;水泵的价格与功率相关,依据厂家样本拟合参数^[14];冷却塔的价格与流

量相关;设备的安装费用按设备总投资的15%取值,传统空调方案的安装调试费用按照设备总投资的25%取值^[15];毛细管网换热器的价格按照项目实际敷设面积确定;毛细管网换热器在海岸布置施工费用按照示范工程实际费用估算;DN150的管道价格为65元/m;保温材料为1000元/ m^3 (厚度为0.05m)^[14]。为了使模型更加准确,依据实际项目,预估海水源热泵系统的管道检查井距拟建机房距离为530m,管道总长度为677m;空气源热泵系统和冷水机组+燃气锅炉系统管道长度设为200m。

初投资的计算公式如下:

$$I_C = M_1 + M_2 \quad (3)$$

表1 海水源热泵方案的主要设备

设备名称	设备型号	性能参数	数量/台
水源热泵机组	TWSF-CG2	制冷量:584 kW 制冷功率:96 kW	1
循环水泵	125-80-160	转速:2900 r/min 轴功率:12 kW	2
毛细管网换热器	PP-R 材质	公称外径:4.3 mm 长×宽:2 m×1 m	依据负荷确定

表2 冷水机组+燃气锅炉方案的设备

设备名称	设备型号	性能参数	数量/台
螺杆式冷水机组	30XW0552	制冷量:550 kW 制冷功率:102 kW	1
冷却塔	CT-125	功率:2.2 kW	1
燃气锅炉	WN50.5-0.7-QY	制热量:375 kW 耗气量:43.2 kg/h	1
循环水泵	100-80-160	转速:2900 r/min 轴功率:9.58 kW	2

表3 空气源热泵方案的设备

设备名称	设备型号	性能参数	数量/台
空气源热泵	HFR-150W/E	制冷量:150 kW 制冷功率:44 kW	4

式中: I_C 为初投资费用,万元; M_1 为设备购置费用,万元; M_2 为安装调试费用,万元。

从表 4 中可以看出,建筑体形相同时,不同冷热源方案在建设初期成本由大到小为:海水源热泵系统、冷水机组+燃气锅炉系统、空气源热泵系统。海水源热泵系统初始建设成本高的主要原因是该系统需增加毛细管网换热器的购置费用及敷设费用。此外,空气源热泵系统的工质与空气进行热量交换,省去冷却水系统,无需购置水泵等设备,冷热侧只需购买热泵即可,所以该方案的初投资最低。

表 4 不同冷热源方案的初投资 万元

项目	海水源 热泵系统	空气源 热泵系统	冷水机组+ 燃气锅炉系统
主机	55.30	60.00	55.30
水泵	5.15	—	3.24
锅炉	—	—	5.00
冷却塔	—	—	1.70
毛细管网换热器	46.63	—	—
设备安装	16.00	9.00	16.31
输送管路	7.73	2.30	2.30
换热器海岸布置施工	10.23	—	—
总计	141.04	71.30	83.85

2.2 运行费用

年总运行费用主要由设备的年运行费、维修费以及管理费构成。空调系统设备的运行费用主要由设备的运行能耗决定,包含水泵、主机、空调末端等。主机和源侧水泵的能耗计算公式如下:

$$W_{total, hp} = \frac{Q_{bh}}{C_{OP}} \times T_1 + \frac{Q_{bc}}{E_{ER}} \times T_2 \quad (4)$$

$$W_{total, wp} = W_{wp, h} \times T_1 + W_{wp, c} \times T_2 \quad (5)$$

式中: $W_{total, hp}$ 、 $W_{total, wp}$ 分别为主机、水泵的总功耗, $kW \cdot h$; Q_{bh} 为建筑累计热负荷, $kW \cdot h$; Q_{bc} 为建筑累计冷负荷, $kW \cdot h$; C_{OP} 、 E_{ER} 分别为热泵处于制热工况和制冷工况下的能效(COP、EER); $W_{wp, h}$ 、 $W_{wp, c}$ 分别为采暖季和制冷季水泵的功耗, $kW \cdot h$; T_1 、 T_2 分别为采暖季和制冷季的运行时间, h。

通过数值模拟,各方案的能耗见表 5。

表 5 不同冷热源方案的能耗

方案	电耗/ (万 $kW \cdot h \cdot a^{-1}$)	气耗/ (万 $m^3 \cdot a^{-1}$)
海水源热泵系统	17.2	—
空气源热泵系统	30.9	—
冷水机组+燃气锅炉系统	14.8	1.75

年运行费用计算公式为

$$O_C = c \times (W_{total, wp} + W_{total, hp}) / 10000 + M_3 + M_4 \quad (6)$$

式中: O_C 为年运行费用,万元; c 为当地的电价,元/($kW \cdot h$); M_3 为人工费,万元; M_4 为设备维护费,按初投资的 5%取值^[16],万元。

现以能耗模拟数据为基础,对空调系统的运行成本进行计算。计算前,需对模型参数进行取值,确定建筑所在区域的电价政策、当地人工成本及燃气费用。本研究选用的建筑属于办公建筑,其电价参照山东省青岛市的工商业电价^[17],燃气费为 3.31 元/ m^3 ,各方案管理人员均为 5 人。

根据能耗数据,结合青岛市的电价政策、人工成本(120 元/d),将不同冷热源方案的年运行费用结果汇总于表 6。

表 6 不同冷热源方案的运行费用 万元/a

项目	海水源 热泵系统	空气源 热泵系统	冷水机组+ 燃气锅炉系统
供暖季	5.94	8.10	10.00
制冷季	5.78	15.10	13.60
维护及其他	20.70	17.40	18.06
总计	32.42	40.60	41.66

由表 6 可知,海水源热泵系统的年运行费用是三种方案中最低的。因为该热泵系统使用海水作为冷热源,海水相比空气,温度更稳定,是理想的“源体”^[18]。以冬季为例,海水温度高于空气温度,热源侧的供水温度越高,机组出力越小,其运行成本越低。

空气源热泵系统和冷水机组+燃气锅炉系统的年运行费用均大于 40 万元,其中空气源热泵系统夏季的运行费用远高于冬季,主要是因为夏季室外温度较高,且波动较大。制冷季“源”温度的上升会引起热效率的下降,为满足室内冷量需求,需要消耗更多的电能。冷水机组+燃气锅炉在冬季的运行费用相较于其他方案较高,原因是该系统提供的热量来源于燃气锅炉。燃气锅炉将天然气作为燃料,通过燃烧所释放的

热量把低温水加热至所需水温,经输配系统供给用户,而天然气通常来源于燃气公司,购气费用较高。

2.3 全寿命周期与赢得法

全寿命周期成本指的是产品在寿命内所用的全部成本。进行建筑的全寿命周期成本(LCC)计算时主要考虑不同方案的初投资与年运行费用,LCC计算公式为式(7)。为了把将来值转为现值,引入贴现系数(PWF)^[19],PWF计算公式为式(8)。

$$L_{CC} = I_C + O_C [1 - (1 + I)^{-n}] / I \quad (7)$$

$$P_{WF} = \frac{1 - (1 + I)^{-n}}{I} \quad (8)$$

式中: L_{CC} 为建筑的全寿命周期成本(LCC),万元; I_C 为初投资,万元; O_C 为年运行费用,万元; n 为使用时间, a ; P_{WF} 为贴现系数(PWF); I 为贴现率,取8%。

赢得法又称最小年费用法。与LCC方法不同的是,最小年费用法是将初投资按贴现率折算到系统停止使用前的最后一年,进而把它均摊到系统使用年限的每一年中,最后与运行费用相加,计算公式为

$$Z = O_C + I_C \left[\frac{I}{1 - (1 + I)^{-n}} \right] \quad (9)$$

式中: Z 为最小年费用,万元。

不同冷热源方案中机械设备的使用年限不同,若要计算不同方案的 L_{CC} 和 Z ,应按照使用设备的寿命对初投资及运行成本进行计算,但是当主要机械设备的使用年限非常相近时,可以使用统一的寿命时长,本文假设三种系统的寿命时长一致,均为20年。由图2可以看出,系统运行20年,无论是全寿命周期成本还是最小年费用,方案一(海水源热泵系统)的经济效益最好,全寿命周期成本为459.5万元,最小年费用为46.8万元,其次是方案二(空气源热泵系统),最后是方案三(冷水机组+燃气锅炉系统)。从长远角度来看,系统的年运行费用越低, L_{CC} 和 Z 数值越小,其越经济。所以在进行冷热源方案选择时,应结合初投资和年运行费用两方面分析。依据青岛地区的气象参数、水文条件,选择毛细管埋于砂土中的海水源热泵系统作为冷热源方案较为合适。

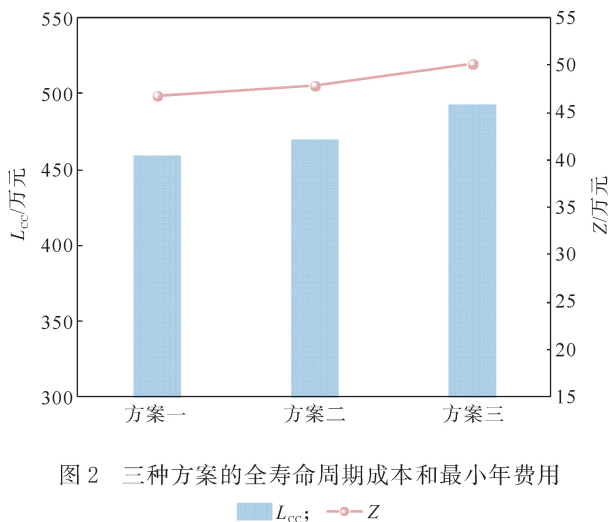


图2 三种方案的全寿命周期成本和最小年费用

3 环保分析

3.1 建筑碳排放模型

依据《建筑碳排放计算标准》(GB/T 51366—2019)^[20],建筑使用阶段的碳排放计算公式如下:

$$C_M = \frac{\left[\sum_{i=1}^n (E_i E_{F,i}) - C_p \right] y}{A} \quad (10)$$

$$E_i = \sum_{j=1}^n (E_{i,j} - E_{R,i,j}) \quad (11)$$

式中: C_M 为建筑运行阶段单位建筑面积碳排放量, kg/m^2 ; E_i 为建筑第 i 类能源年消耗量; $E_{F,i}$ 为第 i 类能源的碳排放因子; $E_{i,j}$ 为 j 类系统的第 i 类能源年消耗量; $E_{R,i,j}$ 为 j 类系统消耗由可再生能源系统提供的第 i 类能源量,单位/ a ; i 为建筑消耗终端能源类型; j 为建筑用能系统类型; y 为建筑设计寿命, a ; C_p 为建筑绿地碳汇系统减碳量, kg/a ,本文不考虑绿地减碳量; A 为建筑面积, m^2 。

3.2 制冷剂碳排放模型

空调系统所用机组中的制冷剂产生的温室气体排放不可忽略。

$$C_r = \frac{m_r}{y_e} G_{WP,r} / 1000 \quad (12)$$

式中: C_r 为空调系统使用制冷剂产生的碳排放量, t/a ; r 为制冷剂类型; m_r 为设备的制冷剂 r 充注量, $kg/台$; y_e 为设备使用寿命, a ; $G_{WP,r}$ 为制冷剂 r 的全球变暖潜值(GWP)。

3.3 碳排放量分析

对空调系统进行碳排放分析时,需对模型的各项参数进行确认。通过阅读文献,查阅相关规范,各参数取值见表7。

由图3可知,在同一负荷下,方案一(海水源热泵系统)的碳排放量最小。在建筑运行阶段,方案一的单位面积碳排放量比方案二低10%,比方案三低21%。青岛处于我国寒冷地区,冬季用户热量需求较大,在冬季使用可再生能源作为热源,系统一次能源的消耗量降低,能够减少空调运行阶段的碳排放量。此外,三种方案在夏季均通过消耗电力来满足冷量需求。但空气源热泵系统在夏季由于室外空气温度较高,系统性能系数较低,相比海水源热泵系统消耗更多的电能,二氧化碳排放量较大。综上所述,海水源热泵系统的环保效益较好,适用于我国北方的沿海城市。后续可以选取部分南方典型的沿海城市进行此海水源热泵系统适用性的研究,以得到更加全面的数据。

表7 碳排放计算模型的参数

名称	碳排放因子	GWP	使用寿命/a	备注
电力	0.8843	—	—	—
天然气	55.5400	—	—	$Q=35.59 MJ/m^3$
R22	—	1760 ^[21]	—	—
R134a	—	1300 ^[21]	—	—
R410a	—	2100 ^[21]	—	—
建筑	—	—	$y=50$	$A=4811 m^2$
主机	—	—	$n=20$	—

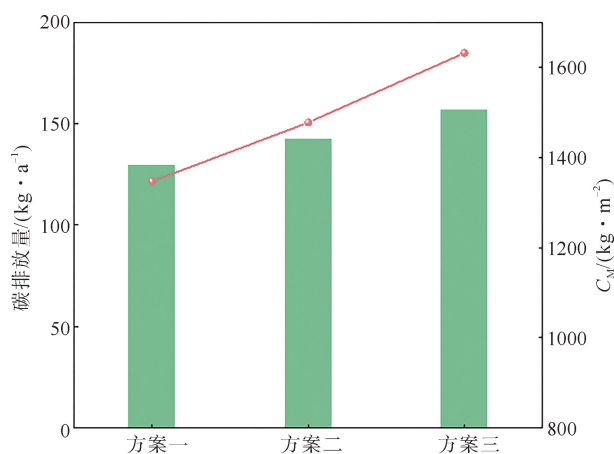


图3 三种方案的碳排放量

■ 碳排放量; —●— C_M

4 结论

1) 应用埋式毛细管网换热器的海水源热泵系统虽然初期建设成本是三种冷热源方案中最高的,但由于该热泵系统良好的性能,其运行成本明显低于空气源热泵系统和冷水机组+燃气锅炉系统。

2) 通过全寿命周期成本 L_{CC} 和最小年费用 Z 的分析,发现在空调系统使用时间内,海水源热泵系统的 L_{CC} 值和 Z 值为三种方案中的最小值。从长远角度来看,我国北方沿海地区使用海水源热泵系统较为经济。

3) 海水源热泵系统的环保效益优于空气源热泵系统和冷水机组+燃气锅炉系统,适用于有供暖需求的北方沿海地区。

参考文献(References):

- [1] International Energy Agency (IEA). Tracking buildings 2021[R]. Paris: IEA, 2021.
- [2] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 发改能源[2017]2100号, 关于印发北方地区冬季清洁取暖规划(2017—2021年)的通知[EB/OL]. (2017-12-20)[2023-03-07]. http://www.gov.cn/xinwen/2017-12/20/content_5248855.htm. National Development and Reform Commission. Development and reform of energy[2017]No. 2100, Notice on the issuance of the plan for clean winter heating in northern areas(2017—2021)[EB/OL]. (2017-12-20)[2023-03-07]. <http://www.gov.cn/xinwen/2017-12/>

- 20/content_5248855.htm.
- [3] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 发改能源〔2021〕1445号,关于印发“十四五”可再生能源发展规划的通知[EB/OL]. (2022-06-01)[2023-03-07]. https://www.ndrc.gov.cn/xwdt/tzgg/202206/t20220601_1326720.html?code=&state=123.
National Development and Reform Commission. Development and reform energy〔2021〕No. 1445, Notice on the issuance of the "14th Five-Year Plan" for the development of renewable energy[EB/OL]. (2022-06-01)[2023-03-07]. https://www.n-drc.gov.cn/xwdt/tzgg/202206/t20220601_1326720.html?code=&state=123.
- [4] 李俊峰. 中国能源“十三五”回顾与“十四五”展望[J]. 中国电力企业管理, 2020(31): 71-75.
LI Junfeng. Review of China's 13th Five Year Plan (2016—2020) and 14th Five Year Plan (2021—2025) outlook[J]. China Power Enterprise Management, 2020(31): 71-75.
- [5] 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.
- [6] 李震. 海水源热泵区域供热供冷系统3E评价[D]. 大连:大连理工大学, 2009.
LI Zhen. Economy-energy-environment (3E) assessment for district heating and cooling system with seawater source heat pump[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009.
- [7] JI Y, LI J, WANG X. Suitability evaluation of seawater source heat pump in a seashore refrigeration station[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, 702(1): 012024.
- [8] SU C, MADANI H, LIU H, et al. Seawater heat pumps in China, a spatial analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 203: 112240.
- [9] MITCHELL M S, SPITLER J D. Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems: A review[J]. HVAC & R Research, 2013, 19(1/2/3/4): 125-140.
- [10] SRIYUTHA M P, VENKATESAN R, NAIR K V K, et al. Evaluation of sodium hypochlorite for fouling control in plate heat exchangers for seawater application[J]. International Biodeterioration & Biodegradation, 2005, 55(3): 161-170.
- [11] YU H, WANG J, LIU J, et al. Performance of capillary box heat exchangers buried in seabed for seawater-source heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 213: 118688.
- [12] GB 50189—2015,公共建筑节能设计标准[S].
GB 50189—2015, Design standard for energy efficiency of public buildings[S].
- [13] 赵荣义. 简明空调设计手册[K]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
ZHAO Rongyi. Concise air conditioning design manual[K]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2008.
- [14] 蒋新波. 夏热冬冷地区地表水体热承载特性及其水源热泵系统应用研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
JIANG Xinbo. Research on the thermal load capacity characteristics of surface water and application of surface water source heat pump system in hot summer and cold winter area[D]. Changsha: Hunan University, 2018.
- [15] 胡璋. 土壤源热泵空调系统在武汉地区的适用性与经济性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
HU Zhang. The applicability and economy research of ground source heat pump air conditioning system in Wuhan[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009.
- [16] 白亚娟. 地下水热泵系统的性能分析及经济性评价[D]. 西安: 西安科技大学, 2009.
BAI Yajuan. Performance analysis and economic evaluation of the groundwater source heat pump system[D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2009.
- [17] 刘明辉. 海水-土壤双源热泵系统的气候适用性研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2022.
LIU Minghui. Study on climate applicability of seawater ground dual source heat pump system[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2022.
- [18] MELIKOGLU M. Current status and future of ocean energy sources: A global review[J]. Ocean Engineering, 2018, 148: 563-573.
- [19] 王飞, 苏向辉. 建筑围护结构保温层厚度的经济性优化[J]. 建筑节能, 2008(1): 40-43.
WANG Fei, SU Xianghui. Economical optimum of insulation thickness of building envelope [J]. Building Energy Efficiency, 2008(1): 40-43.
- [20] GB/T 51366—2019, 建筑碳排放计算标准[S].
GB/T 51366—2019, Building carbon calculation standards[S].
- [21] 马伊利. 基于绿色建筑碳排放分析的绿色建筑评价体系研究[D]. 邯郸: 河北工程大学, 2021.
MA Yili. Research on green building evaluation system based on green building carbon emission analysis[D]. Handan: Hebei University of Engineering, 2021.

(责任编辑 赵金环; 英文校审 程文华)