

工业余热跨季节储热系统优化及经济性分析

张俊月¹, 郭 放², 黄海龙³, 田 原⁴, 杨旭东²

(1. 赤峰和然节能科技股份有限公司, 赤峰 024000; 2. 清华大学建筑技术科学系, 北京 100084;
3. 大连理工大学盘锦校区商学院, 盘锦 124221; 4. 中国电建集团国际工程有限公司, 北京 100048)

摘 要:以工业余热跨季节储热用于区域供热系统为研究对象,在一个已有的1 MW工业余热系统的基础上,搭建工业余热跨季节储热系统设计方案,通过系统模拟对系统储热、取热过程进行分析。分析结果表明:工业余热跨季节储热适合长周期、大规模蓄热;储热体体积和循环流量应根据系统热源和取热装置特性进行合理匹配,在合理匹配范围内可参考系统经济性确定系统最优配置。最后,通过费用年值法分析优化后的系统经济性,分析表明工业余热跨季节储热用于区域供热成本仅略高于燃煤供热,相比燃气供热具有非常可观的经济性。

关键词:工业余热;跨季节储热;区域供热;经济性分析

中图分类号: TU83

文献标志码: A

0 引 言

近年来低品位工业余热利用受到广泛重视。一些项目通过直接换热、吸收式热泵^[1]、电动热泵^[2]等方式回收工业余热用于供热,取得了良好的应用效果^[3-4]。在采暖季,回收低品位工业余热能够在缓解城市供热热源紧张的同时提高一次能源利用效率;而在非采暖季,这部分热量因为品位较低而被直接排放至大气中,造成了巨大的能源浪费。这类能源供给与需求之间的季节性不平衡问题同样存在于太阳能供热等可再生能源供热系统中。近年来,国外有较多项目通过将太阳能光热技术与跨季节储热技术相结合以解决太阳能采暖系统的季节性用热不平衡问题^[5],获得了良好的应用效果。而对于工业余热跨季节储热,国内外均很少有项目涉及。事实上,相较于太阳能,工业余热具有更稳定的供给特性和更低的价格,如果能够与跨季节储热相结合,进一步提高系统利用率和供热保证率,将带来可观的节能和经济效益。

在工业余热跨季节储热方面,刁乃仁等^[6]研究将埋管换热器多级连接以蓄存工业余热的技术方案,研究结果表明多级连接能够实现埋管循环介质的较大温降。方豪等^[7]提出对工业余热跨季节储热体的分区控制模式,并对分区控制模式下的系统长周期运行进行模拟,结果表明储热体分区控制能有效控制储热体出水温

度以保证其适应生产工艺要求。以上研究主要从连管方式、系统控制等方面对工业余热跨季节储热进行研究。

在工业余热跨季节储热系统设计方面,一个很重要的问题是储热体积以及系统循环流量的确定,这2个参数对系统的热性能、整体经济性有重要影响,又必须与系统冷热源的供给特性及温度品位相匹配。本文基于赤峰地区一个实际工业余热供热工程案例,设计工业余热跨季节储热系统。并通过对该系统进行数值模拟研究,分析储热体积与循环流量之间的匹配关系。结合经济性分析方法,给出系统最合理配置。并在此基础上对工业余热跨季节储热用于区域供热与燃煤供热、天然气供热的经济性进行对比。

1 工作原理

赤峰市位于内蒙古自治区东南部,城区计算采暖期室外温度为-4.5℃,属于典型北方城镇供暖地区。该工程于2012年开始将赤峰市一个铜冶炼厂的工业余热回收用于城市供暖,项目运行至今平均每个采暖季回收余热超过30万GJ。热源主要为铜冶炼过程中制酸工艺及冶炼炉冲渣过程中产生的废热。温度较高的冲渣水余热和吸收酸余热通过直接换热的方式加热热网回水,温度较低的干燥酸余热则通过吸收式热泵提取(干燥酸冷却水与吸收式热泵热源水换热),

收稿日期:2017-07-06

基金项目:国家国际科技合作专项项目(2015DFG62410);国家科技支撑计划(2014BAA01B03)

通信作者:杨旭东(1966—),男,博士、教授,主要从事农村能源、可再生能源建筑应用方面的研究。xyang@tsinghua.edu.cn

项目后期还增加了对制酸工艺过程中三氧化硫烟气冷却余热的回收。

本文构建了一个以三氧化硫烟气冷却余热为热源的工业余热跨季节储热系统设计方案,系统示意图如图 1 所示。

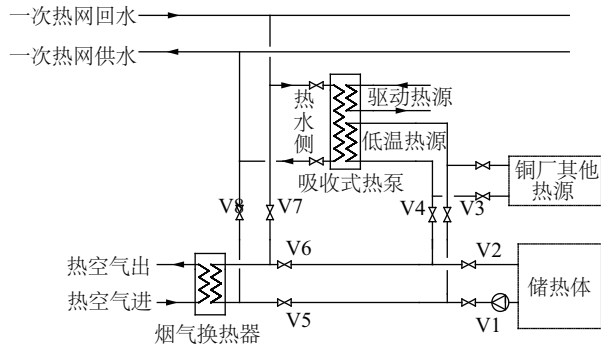


图 1 工业余热跨季节储热系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of IWH seasonal storage system

系统运行分为储热工况和取热工况 2 种运行模式,分别与系统所在地的非采暖季和采暖季重合。在储热工况下,该方案以现有工业余热系统中的烟气换热器作为热源,对储热体进行加热。在取热工况下,该方案利用铜厂现有的一台吸收式热泵(11.9 MW)的热源水侧低温回水提取蓄存在储热体内的储热量。

在储热工况下,阀门 V1、V2、V5、V6 开启,其余阀门关闭,烟气换热器内的循环工质与热空气侧换热后温度升高,随后进入储热体内释放热量,再通过循环泵的输送回到烟气换热器吸收热量;在取热工况下,阀门 V1、V2、V3、V4、V7、V8 开启,其余阀门关闭。吸收式热泵通过高温蒸汽驱动(0.5 MPa, 132 °C),热泵热水侧与供热一次热网相连接,直接加热水网回水。热泵热源水侧与地埋管储热系统相连接。热源水侧的低温回水进入储热体提取储热体内的热量,温度升高后在循环泵的输送下进入吸收式热泵的低温热源侧释放热量。烟气换热器在取热期直接与热网相连接,独立运行,直接加热水网回水。

铜厂现有的吸收式热泵为提取铜厂干燥酸余热设置,该热源相较于三氧化硫烟气冷却热源体量较大。因此,仅需要将吸收式热泵热源水侧的一小部分流量(约 1/10)分给储热体,即能够满足热量提取需求。系统热源及取热装置参数如表 1 所示。

2 系统模型

2.1 换热器模型

换热器模型换热效能 ε 的计算如式(1)所示:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{C_{\max}}{C_{\min}} \right) \left(\frac{UA}{C_{\min}} \right)^{0.22} \left\{ \exp \left[- \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \left(\frac{UA}{C_{\min}} \right)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (1)$$

式中, C_{\max} ——冷热侧流体中的最大比热容量, J/K; C_{\min} ——冷热侧流体中的最小比热容量, J/K; UA ——换热器综合传热系数, W/K, 以系统原有换热器为准, 参见表 1。

表 1 系统设备参数

Table 1 System device parameters

设备	参数	数值
烟气 换热器	热侧流体进口温度	180
	热侧流体流量/kg·h ⁻¹	27445.3
	热侧流体比热/J·m ⁻³ ·K ⁻¹	1.009×10 ³
	综合换热系数/W·K ⁻¹	8.6×10 ⁴
吸收式 热泵	额定制热量/MW	11.9
	出水温度/°C	20

2.2 地埋管蓄热模型

本文采用系统模拟软件 TRNSYS 中的 Type 557 模型对储热体土壤温度和出水温度进行计算,该模型基于由 Hellstrom^[8]提出的 DST(duct storage systems)模型。模型假设土壤均质,储热体内埋管按照相同间距均匀布置。储热体内的传热过程被分全局换热过程、局部换热过程、稳态换热过程 3 个部分。

全局换热过程表示储热体内部及其与周边土壤之间在宏观尺度上的换热过程,其导热微分方程如式(2)所示:

$$C_s \frac{\partial T_g}{\partial \tau} = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_g) + q_{sf} + q_l \quad (2)$$

式中, C_s ——土壤的体积比热容, J/(K·m³); T_g ——土壤的全局温度, K; q_{sf} 、 q_l ——稳态换热过程和局部换热过程引入的热源项, W/m³; λ_s ——土壤的导热系数, W/(m·K)。

对于局部温度的求解,采用有限差分法求解。DST 模型将整个储热区域沿流体的流动路径划分为若干子分区,在各子分区划分局部网格,局部换热的控制方程如式(3)所示:

$$C_s \frac{\partial T_l}{\partial \tau} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T_l}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial T_l}{\partial r'} \right) - q_l \quad (3)$$

式中, T_l ——计算区域中土壤的局部温度, K; r' ——局部单元的径向坐标。

式(3)中热源项 q_l 通过求解地埋管内换热流体与土壤之间的换热量获得,对于计算子区域 k , 其热源项 q_l 可通过式(4)求解:

$$q_i^k = \frac{C_f v_f^k}{V_s} (1 - \beta^k) (T_{in}^k - T_b^k) \quad (4)$$

式中 C_f ——流体体积热容, $J/(m^3 \cdot K)$; V_s ——储热体积, m^3 ; v_f ——流体流速, m^3/s ; β ——衰减系数; T_{in} ——流体入水的温度, K ; T_b ——钻孔壁外侧土壤温度, K ; 与各变量上标 k 代表计算子分区编号。

衰减系数 β 可通过式(5)求解:

$$\beta = e^{\frac{-L_p \alpha_b}{C_f V_f}} \quad (5)$$

式中, α_b ——管内流体与钻孔壁外侧土壤之间的换热系数, $W/(m \cdot K)$; L_p ——子区域内的钻孔长度, m 。

对于某一全局控制单元 (i, j) 所对应的稳态温度, 可采用基于线热源模型的解析解计算:

$$T_{sf} = (T_g^k - T_{g,i,j}^k) \frac{r_1^2}{2\ell^2} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{r_1'}{r_1} \right)^2 - \ln \left(\frac{r_1'}{r_1} \right) - \frac{3}{4} \right] \quad (6)$$

式中, ℓ ——管内流体与周围土壤传热的特征距离, 可采用式(7)计算:

$$\ell = r_1 \sqrt{\frac{1}{2} \left(\ln \frac{r_1}{r_b} - \frac{3}{4} + 2\pi \lambda_s R_b \right)} \quad (7)$$

储热区域各全局单元的温度, 可以按照叠加原理, 对上述 3 个热过程的温度进行叠加来求解:

$$T_{ij}^k(\tau) = T_{g,i,j}^k(\tau) + T_{l,j}^k(\tau) + T_{sf,j}^k(\tau) \quad (8)$$

目前, 已经有较多的研究对 DST 模型的准确性进行了验证。

取热工况下, 地理侧流量仅占热泵热源水流量的 1/10, 其余热源为铜厂干燥酸余热。由于干燥酸工艺过程相对稳定, 热源水进出口水温也比较稳定。因此, 为简化模型, 设定取热季地理管进水温度为 22 $^{\circ}C$ (实际运行参数)。

2.4 模型验证

基于赤峰某跨季节储热项目实测数据对模型进行验证, 该项目位于内蒙古赤峰市, 土壤储热体体积为 518709 m^3 , 地理井数为 468 口, 土壤热物性参数同表 2。作为对比模拟模型与实测工程采用完全相同物性参数及运行参数。图 2 为 2016 年 8 月 28 日~2017 年 4 月 18 日 (正常运行时间约为 5331 h) 地理管进、出水温度实测数据与模拟数据对比, 由图可知随着储热进行两者呈相同变化趋势, 其中差异与土壤热物性参数测量及数据测量误差有关, 总体来说模拟结果与实测结果吻合较好。图 3 为同一时间段内土壤温度变化图, 选用 15 口测温井所测温度 (深度 40 m) 平均值作为实测土壤平均温度。由图 3 可知, 模型能较为准确计算土壤温度, 截至 2017 年 4 月 18 日模拟土壤温度为 29.22 $^{\circ}C$, 实测值为 27.37 $^{\circ}C$, 误差小于 5%。

2.3 埋管选型及参数设置

模型计算条件及物理参数如表 2 所示。

表 2 储热体参数设置

Table 2 Input parameters of thermal storage model

项目	参数	值
储热体	钻孔半径/mm	150
	深度/m	80
	钻孔间距/m	3.5
	土壤导热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	0.852
	土壤热容/ $J \cdot (m^3 \cdot K)^{-1}$	1.665×10^6
	埋管类型	单 U
管材	材质	PE-RT
	管内/外径/mm	21.32/25
	导热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	0.55
气象参数	全年环境平均温度/ $^{\circ}C$	7.185
	全年地表平均温度/ $^{\circ}C$	8.57
	全年水平面太阳能总辐照量/ $MJ \cdot m^{-2}$	5.116×10^3

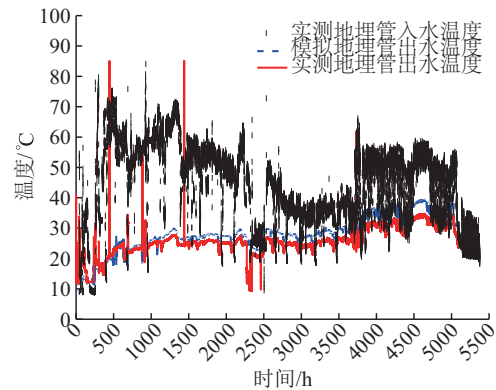


图 2 项目实测与模拟进出水温度对比

Fig. 2 Comparison of simulated value and measured value

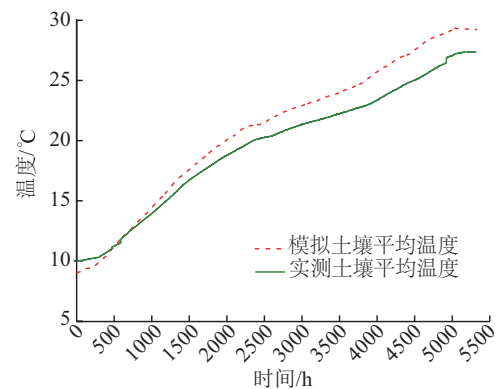


图 3 项目实测与模拟土壤平均温度

Fig. 3 Simulated and measured value of average storage temperature

3 模拟结果分析

利用所搭建的系统模型,按照给定的系统设备参数及设计参数,以每年储热 7 个月(4 月 1 日~10 月 31 日),取热 5 个月(11 月 1 日~3 月 31 日)交替运行的方式,吸收式热泵对不同储热体积和循环流量参数组合下系统的长周期运行特性进行模拟。数值模拟的时间步长为 1 h。以储热体体积 61.1 万 m^3 ,流量 $56 \text{ m}^3/\text{h}$ 的算例为例对储热体温度变化情况进行说明,该算例土壤温度计埋管出水温度变化情况如图 4 所示。从图 4 中可看出,储热体在经历了约 4a 的热量积累后,逐渐进入了年储热量和年取热量相对平衡的周期性运行状态,土壤平均温度在储热期和取热期的交替运行下在 $40\sim 55\text{ }^\circ\text{C}$ 的范围内稳定波动。在储热期,埋管出水温度在 $45\sim 60\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内变化,在取热期,埋管出水温度在 $35\sim 46\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内变化。以系统第 15 年的运行数据作为一个热平衡周期,对储热体的热性能和经济性进行分析。

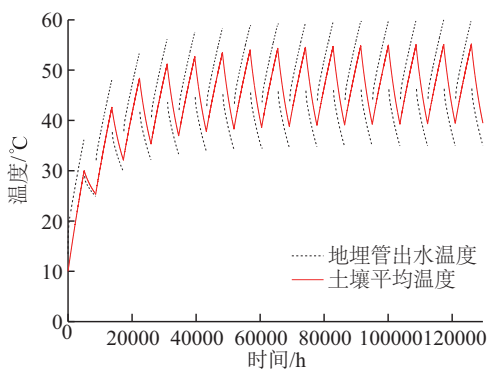


图4 出水温度及土壤平均温度变化

Fig. 4 Variation of soil temperature and outlet water temperature

通过计算发现,相同的系统热性能和经济性能够在不同的储热体积和循环流量组合下获得,因此,通过在体积-循环流量坐标下将代表相同热性能指标和经济性指标的点相连接,能够获得不同的等值线图,以方便对系统进行优化研究。

系统储热量等值线如图 5 所示。从图 5 中可看出,储热量随流量和体积的增加而增加。增大循环流量不会无限制增大储热量,在固定储热体体积下增大循环流量,储热量的增加随循环流量的增加而逐渐放缓并趋于稳定。而在固定流量下增大储热体积,储热量的增加也会随储热体积的增加而逐渐放缓(相同差值的等值线之间的距离随储热体积的增大而增大)。

在系统运行时还需要考虑 PE-RT 管材的运行温度限制,埋管内的循环工质温度不能超过 $85\text{ }^\circ\text{C}$,若水温

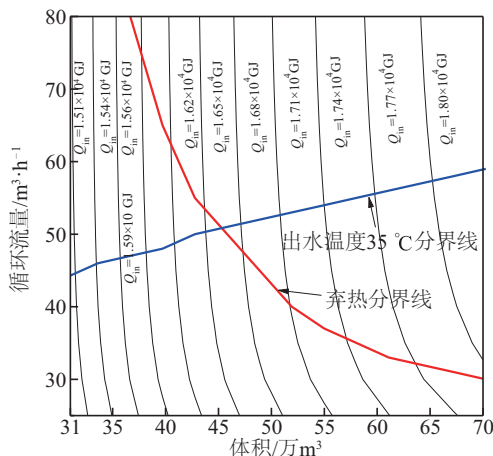


图5 储热量等值线图

Fig. 5 Contour map of heat storage

达到此限值则应停止储热,这意味着一部分热量被弃掉。图 5 中的红线表示弃热分界线,弃热分界线下区域代表会出现弃热情况的系统配置。出现弃热的原因因为体积与流量不匹配,循环介质经余热热源加热后所携带的热量在储热体中不能被充分释放。因此,应合理匹配储热体积和循环流量,使系统处于弃热分界线的上方。

系统运行过程中,还需要考虑用热方式。本系统以吸收式热泵为取热装置。考虑吸收式热泵的运行效率及稳定性,需要设定埋管出水温度 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 为下限,即整个取热期埋管最低出水温度不能低于 $35\text{ }^\circ\text{C}$,图 5 中蓝线代表出水温度 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 分界线,若要满足取热温度要求,储热体参数应选择在分界线下。因此,实际可以选择的系统设计参数存在于弃热分界线和出水温度 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 分界线中间的区域。

图 6 为系统取热量等值线图,可看出相对于储热量,取热量受循环流量的影响更为明显。并且,储热体积越大,取热量受循环流量变化的影响越明显。

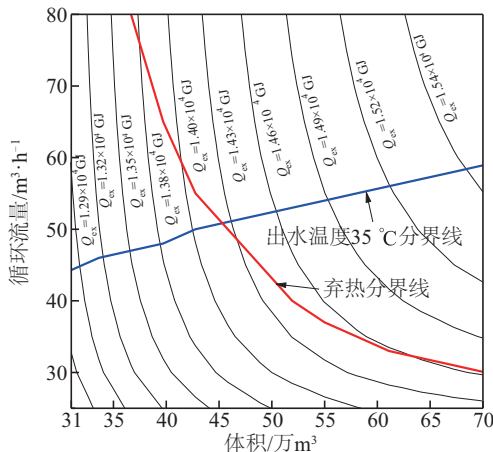


图6 取热量等值曲线

Fig. 6 Contour map of heat extraction

4 系统经济性优化

为了在符合条件的区域内确定最优的储热体积和流量组合,以费用年值法对储热体全生命周期进行分析。费用年值(TAC)计算方法为:

$$TAC = (nC_s + C_{\text{control}})CRF_s + \sum_{i=1}^n \{ (C_p P_p) CRF_p + (C_v G_s) CRF_v \} + C_{\text{OM}} \quad (9)$$

式中, n ——钻孔数量; C_s ——单口钻孔施工价格,元/孔; C_{control} ——控制系统价格,¥; CRF_s ——储热体资本回收系数; C_p ——单位功率水泵初投资,¥/kW; P_p ——水泵额定功率,kW; CRF_p ——对应年限水泵资本回收系数; C_v ——管道及附件的价格系数(按循环流量折算),¥/($\text{m}^3 \cdot \text{h}$); G_s ——循环流量, m^3/h ; CRF_v ——管道及附件对应年限资本回收系数; C_{OM} ——系统每年人工及维护费用,¥/a。

资本回收系数按式(10)计算:

$$CRF = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \quad (10)$$

式中 r ——折现率; n ——寿命年限,a。

以上各参数的取值如表3所示,电价、煤价和燃气价格采用赤峰市2016年价格。水泵和阀门及其他装置分别按单位耗功和单位流量折算,循环泵电机效率以70%进行计算,折现率按8%计算,设备残值为0。

通过计算不同配置下的系统费用年值,能够获得系统费用年值等值线。图7将费用年值等值线与系统取热量在同一坐标系下进行表示。图中虚线代表费用年值等值线,其与取热量等值线的切点即表示能够获得该取热量的费用年值最低的配置。因此,将所有切点相连接即可获得系统的经济性最优配置线(如图7中的橙线所示)。然而,由于该线大部分位于实际可选择区域(即弃热分界线和出水温度35℃分界线中间区域)的上方。因此,考虑到储热和取热过程对循环工质温度的2个限制条件的影响,某一取热量下系统实际可以选择的最优配置为出水温度35℃分界线与该取热量线的交点。因此,在系统优化分析时,以出水温度35℃分界线为实际可以选择的最优经济性配置。

不同储热体体积在其相应最佳流量下的费用年值如表4所示。由表4可知,由于储热体体积的增大初投资随之增加,所以费用年值呈线性增加的趋势。

表3 系统经济性计算参数

Table 3 Input parameters for system economy analysis

系统	部件名称	价格	生命周期/a; 能源热值
储热系统	钻孔施工费*	92.275 元/延米	—
	垂直管材费	22 元/延米	50
	水平管施工费	11 元/延米	—
	水平管材费	2.4 元/延米	50
	阀门及附件	400 ¥/m ³ ·h ⁻¹	10
	水泵	500 ¥/kW	10
	自控装置	300000 ¥	50
	运行人工费	100000 ¥/a	—
	运行电费	0.51 ¥/kWh	—
参考系统	燃煤锅炉 (效率:75%)	150000 ¥	15
	燃气锅炉 (效率:90%)	400000 ¥	20
	煤	380 ¥/t	16743 kJ/kg
	天然气	4.9 ¥/m ³	37673 kJ/m ³

注:*钻孔施工费已包括除材料费以外其他施工费用,如现场管理费、临时设备费、措施费、施工税金等。本文重点评估跨季节储热的经济性,现有工业余热系统设备(如换热器、吸收式热泵等)不在此费用计算范围内。

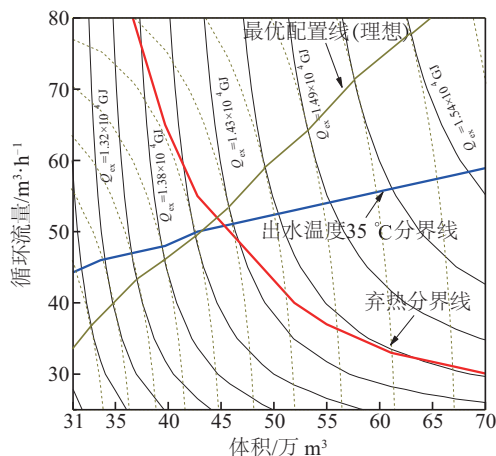


图7 系统最优配置的确定

Fig. 7 Determination of optimal system configuration

为确定系统最优配置点,本文以燃煤采暖和天然气采暖作为参考系统,结合不同配置下跨季节储热所带来的经济效益对系统经济性就行综合分析。结合表3中当地能源价格计算,燃煤采暖价格为30.25¥/GJ,燃气采暖价格为144.4¥/GJ。

表 4 不同储热体积在其对应最优流量下的费用年值

Table 4 System annualized cost for different storage volume with its optimized circulating flow rate

体积/ 万 m ³	45.8	48.9	51.9	55	58	61.1	64.2	67.2
年值/ ¥·GJ ⁻¹	40.0	41.2	42.5	43.8	45.2	46.6	47.9	49.3

以内部收益率(IRR)对最优配置下储热系统进行评价,其计算公式如下:

$$\sum_{j=0}^N B_j(P/F, i^*, j) = \sum_{j=0}^N C_j(P/F, i^*, j) \quad (11)$$

式中, P ——现值, F ——未来第 N 期的本利和, N ——期数, B_j ——第 j 期的收益, C_j ——第 j 期的成本, i^* ——即为内部收益率。

不同体积下内部收益率如图 8 所示,从图中可看出,工业余热跨季节储热相比燃气采暖具有非常可观的内部收益率(25%以上)。相比燃煤采暖的内部收益率则相对较低。在本文的计算范围内,内部收益率值随储热体体积增大呈近似线性下降趋势。主要原因为增加储热体体积所带来的热量收益不能够抵消初投资增加对系统经济性的影响。

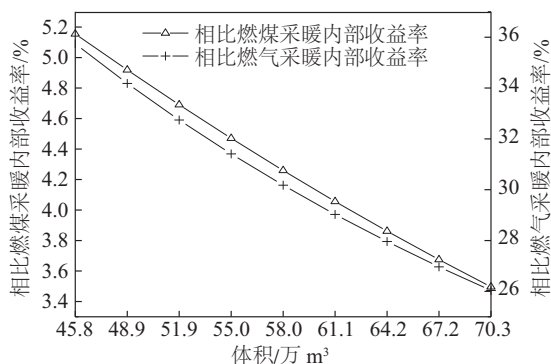


图 8 系统生命周期内相比燃煤及燃气内部收益率

Fig. 8 Internal rate of return for different storage volume

以上使用内部收益率分析方法对系统在其生命周期内的经济性进行分析,然而内部收益率和净年值两种分析方法,内部收益率表示收益百分比,但并不能够说明其表示收益多,用 2 种方法计算时会出现矛盾,内部收益率一般用于在期望收益率条件下互斥方案中选择最优方案,净年值法和净现值方法相似,其值越高表示其收益越多。为进一步分析系统经济性,下面用净年值的分析方法对最优配置下储热体进行进一步分析。

以 8% 折现率计算储热系统生命周期内净年值(NAV),其计算公式为:

$$NAV = P_t Q_{ex} - TAC \quad (11)$$

式中, P_t ——常规能源热价,¥/GJ; Q_{ex} ——储热体年取热量,GJ。

不同储热体积下的净年值(NAV)如图 9 所示。由图 9 可知,在燃煤采暖作为参考热价的条件下,储热系统生命周期内净年值为负值,且随体积增加呈递减趋势。在燃气采暖作为热价条件下,储热系统具有非常可观的经济性,最优储热体积为 51.9 万 m³。

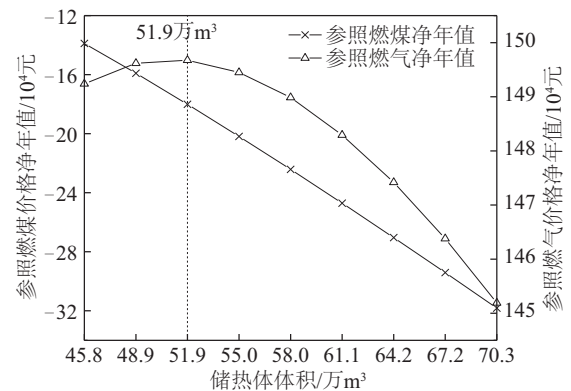


图 9 系统生命周期内相比燃煤及燃气净年值

Fig. 9 Net annual value for different storage volume

5 结 论

本文在结合已有工业余热集中供热工程案例的基础上设计了以通过地理管储热系统跨季节蓄存工业余热用于城市集中供热的系统方案。通过搭建系统模型,对不同配置下储热体的热性能进行计算,并结合经济性分析方法,对工业余热跨季节储热系统进行设计优化研究,研究结果表明:

1) 工业余热跨季节储热系统的储热体积与循环流量的匹配对于储热体的性能和经济性有较大影响,需要根据系统热源条件及经济性参数合理确定储热体积与循环流量的匹配关系。

2) 在系统设计过程中,需要考虑储热系统的管材材质,以及取热方式对于储热体供水温度的要求,综合确定储热体设计参数。

3) 大规模工业余热跨季节储热具有可观的经济性,以 1 WM 烟气温余热作为储热系统热源,按 8% 折现率进行了费用年值分析,结果表明:相比燃气供热,最优储热体体积为 51.9 万 m³,工业余热储热系统的费用年值为 42.5 ¥/GJ,低于燃气采暖的价格。

[参考文献]

[1] 方豪,夏建军,江亿. 北方采暖新模式: 低品位工业

- 余热应用于城镇集中供热[J]. 建筑科学, 2012, 28(S2): 11-14, 17.
- FANG H, XIA J J, JIANG Y. A new mode for district heating in Northern China: Application of Low-grade industrial waste heat in district heating[J]. Building science, 2012, 28(S2): 11-14, 17.
- [2] 贡鹏楼, 刘继亮, 李彦辉. 工业余热热泵供暖实例及分析[J]. 河北工业科技, 2014, 31(1): 91-94.
- GONG P L, LIU J L, LI Y H. Example and analysis of heat supply by using industrial exhaust heat pump[J]. Hebei journal of industrial science and technology, 2014, 31(1): 91-94.
- [3] LI Y M, XIA J J, FANG H, et al. Case study on industrial surplus heat of steel plants for district heating in Northern China[J]. Energy, 2016, 102: 397-405.
- [4] 方豪, 夏建军, 李叶茂, 等. 低品位工业余热应用于城镇集中供暖系统若干关键问题及解决方法[J]. 暖通空调, 2016, 46(12): 15-22.
- FANG H, XIA J J, LI Y M, et al. Key issues and solution of low-grade industrial waste heat applied to urban centralized heating systems [J]. HV&AC, 2016, 46(12): 15-22.
- [5] RAD F M, FUNG A S, ROSEN M A. An integrated model for designing a solar community heating system with borehole thermal storage [J]. Energy for sustainable development, 2017, 36: 6-15.
- [6] 刁乃仁, 崔萍, 高承苗, 等. 竖直串联地埋管蓄热的传热分析[J]. 山东建筑大学学报, 2013, 28(6): 503-508+513.
- DIAO N R, CUI P, GAO C M, et al. Thermal investigation of in-series vertical ground heat exchangers for seasonal heat storage[J]. Journal of Shandong Jianzhu University, 2013, 28(6): 503-508, 513.
- [7] FANG H, XIA J J, LU A, et al. An operation strategy for using a ground heat exchanger system for industrial waste heat storage and extraction[J]. Building simulation, 2014, 7(2): 197-204.
- [8] HELLSTROM G. Ground heat storage thermal analysis of duct storage systems[D]. Lund, Sweden: University of Lund, 1991.

OPTIMIZATION AND ECONOMIC ANALYSIS OF AN INDUSTRIAL WASTE HEAT HEATING SYSTEM WITH SEASONAL STORAGE

Zhang Junyue¹, Guo Fang², Huang Hailong³, Tian Yuan⁴, Yang Xudong²

(1. Chifeng Heran Energy-Saving Management Co., Ltd., Chifeng 024000, China;

2. Department of Building Science and Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

3. School of Business, Panjin Campus, Dalian University of Technology, Panjin 124221, China;

4. Sinohydro Co., Ltd., Beijing 100048, China)

Abstract: A design scheme of an industrial waste heating system with large scale borehole thermal energy storage is established based on a 1 MW realistic industrial waste heat recovery system. Both heat injection and extraction processes were studied based on system simulation. The study results showed that the integration of industrial waste heat and seasonal thermal storage is a good way to maximize the utilization of industrial waste heat in urban district heating; The correlation of storage volume and circulating flow rate has significant effect on system thermal performance and economy. Therefore, the correlation should be identified according to the characteristics of the heat source and heat extraction device of the system. Annualized system cost analysis showed that, the industrial waste heat heating system with seasonal thermal storage has a significant system economy. The annualized cost of the designed system is slightly lower than coal-fire heating system, and far better than natural gas heating system.

Keywords: industrial waste heat; seasonal thermal energy storage; district heating; economic analysis