文章编号:1001-2060(2025)05-0083-09

基于热电协同的工业供热用户端水汽转换技术研究

徐宝萍1,李 营1,赵玺灵2

(1. 华北电力大学 能源与动力机械工程学院,北京 102206; 2. 清华大学 建筑学院,北京 100084)

摘 要:为解决分散锅炉、热电联产集中供应工业蒸汽等传统技术手段效率低、污染严重且蒸汽长距离输送困难的问题,本文结合余热回收水汽转换技术以及热电协同技术,设计了基于热电协同的工业供热用户端水汽转换系统 流程,并提出了基于分时电价不同时段的运行策略。通过对比热电协同制汽系统与常规制汽系统的能耗及经济性,构建了系统主要部件热力模型及系统评估模型,并结合方程求解器(EES-Engineering Equation Solver)对福建省 某实际工业用热项目进行了计算分析,进一步对比热电协同制汽系统在不同余热品位、需求蒸汽压力以及分时电价下的综合效率和供热成本。结果表明:热电协同制汽系统可以显著降低供热成本,且在余热品位不足、适宜的需 求蒸汽压力、更大的峰谷差以及更低的平均电价条件下更能发挥作用。

关键 词:工业蒸汽;水汽转换;热电协同;流程设计;适用性分析

中图分类号:TU833 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.05.010

[引用本文格式]徐宝萍,李 营,赵玺灵. 基于热电协同的工业供热用户端水汽转换技术研究[J]. 热能动力工程,2025,40(5): 83-91. XU Baoping, LI Ying, ZHAO Xiling. Study on water-steam conversion technology at user end of industrial heating systems based on thermoelectric synergy[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(5): 83-91.

Study on Water-Steam Conversion Technology at User End of Industrial Heating Systems based on Thermoelectric Synergy

XU Baoping¹, LI Ying¹, ZHAO Xiling²

(1. School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code: 102206;
 2. School of Architecture, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)

Abstract: To address the problems of low efficiency, high pollution, and difficulties in long-distance steam transportation associated with conventional industrial steam supply methods, such as decentralized boilers and combined heat and power (CHP) systems, the waste heat recovery was integrated with water-steam conversion and thermoelectric synergy technologies. A water-steam conversion system for industrial heat supply at the user end based on thermoelectric synergy was designed, and the operational strategies for different time periods under time-of-use electricity pricing was proposed. To compare the energy consumption and economic performance between the thermoelectric synergy steam generation system and conventional steam generation systems, the thermodynamic models of the main system components and an e-valuation model were constructed, performing a calculation analysis for an industrial heat project in Fujian Province using engineering equation solver (EES). Additionally, the system's comprehensive efficiency and heating cost under varying waste heat levels, required steam pressures, and time-of-use electricity

收稿日期:2024-11-18; 修订日期:2025-02-07

基金项目:十四五项目:国家重点研发计划资助(2022YFC3802400);国家自然科学基金面上项目(52278106)

Fund-supported Project: National Key R&D Program of China (2022YFC3802400); National Natural Science Foundation of China (52278106) 作者简介: 徐宝萍(1979-), 女, 华北电力大学副教授.

通信作者:赵玺灵(1980-),女,清华大学教授级高级工程师.

pricing were furtherly compared. The results demonstrate that the thermoelectric synergy steam generation system significantly reduces heating costs, particularly under conditions of limited waste heat quality, suitable steam demand pressures, greater peak-to-valley price differences, and lower average electricity prices.

Key words: industrial steam, water-steam conversion, thermoelectric synergy, process design, analysis of applicability

引 言

工业用热主要包括加热、蒸馏、干燥和杀菌等过 程,在大部分工业行业耗能结构中占比超过 60%^[1-2]。目前,工业用热主要来自于分散式燃煤/ 燃气锅炉以及热电联产集中蒸汽输送。其中,分散 式锅炉供热一般采用高压生产、末端节流使用的模 式,严重浪费了高品位的能源,此外还存在多处能量 损失,热效率低下^[3-4]。而热电联产集中蒸汽输送 利用做功的蒸汽对外供热,"热尽其用"符合按质利 用热能的原则,热效率得到提高^[5-6]。但热电厂远 离热用户,在长距离输送过程中,由于管道散热和沿 程阻力,蒸汽的温度和压力等参数都会发生较大的 变化[7],限制了蒸汽长输系统的发展应用。此外, 回收工厂内低温余热或通过热水长输供热的方式, 再通过闪蒸或闪蒸后压缩,供给高品位蒸汽的水汽 转换技术也被提出^[8-9]。虽然解决了品位不匹配以 及输送困难的问题,但耗电量大、成本高昂,该技术 并没有在工业供热领域得到应用推广。

本文基于传统的水汽转换技术,在工业供热用 户端引入储热装置,设计了基于热电协同的工业供 热用户端水汽转换系统流程及运行策略。该系统不 仅能够制取所需的工业蒸汽,还通过灵活调节不同 用电时段的运行策略,有效消纳用电低谷期的过剩 电力,并显著减少用电高峰期的电力消耗,从而实现 能源的优化配置与利用。此外,可再生资源发电间 歇性、波动性和随机性的特点导致风电、光电的赘 余,产生严重的"弃风""弃光"现象的同时还会对电 网系统的调节产生极大的影响^[10]。

为分析新型水汽转换系统能耗及经济性的变 化,本文建立了关键部件热力模型及系统评估模型。 以福建省某工业用热项目为案例,计算了热电协同 水汽转换系统以及常规水汽转换系统的能效及经济性,并进一步分析了余热品位、需求蒸汽压力以及分时电价对热电协同系统的影响。

1 工业余热回收制汽系统

1.1 常规制汽系统

回收工业余热制取蒸汽的常规水汽转换系统流 程如图1所示,其中1~9为系统流程中各状态点。 该系统由换热器、电热泵、闪蒸罐以及蒸汽压缩机组 成。由于生成蒸汽使循环水减少,因此设置补水环 节,常温软化水提前经换热器预热,降低冷凝器热负 荷的同时补充循环水。电热泵回收余热,加热闪蒸 回水,利用周围压力下降时液体会迅速过热和蒸发 的特性制取蒸汽^[11]。产生的蒸汽依次进入多级蒸 汽压缩机,通过多级压缩、级间喷水冷却的方式提升 蒸汽品位,一方面减少蒸汽的过热度,降低压缩难 度,另一方面通过多级数的利用,减少制汽以及换热 过程中的不匹配损失,提高系统效率^[12-13]。



图 1 吊戏制元 余纪元在图 Fig. 1 Flowchart of a conventional system for steam production

1.2 热电协同制汽系统

从上世纪80年代起,我国开始实施峰谷分时电 价制度,即将每天的时间划分为高峰、平期和低谷3 个时段,对各时段分别制定不同的电价水平,以刺激 和鼓励用户主动改变消费行为和用电方式以达到削 峰填谷的目的^[14]。因此结合削峰填谷需求,本文设 计了不同时段热电协同制汽系统流程如图2所示, 其中1~17为系统流程中各状态点。



图 2 不同时段热电协同制汽系统流程图 Fig. 2 Flowcharts of a thermoelectric synergistic system for steam production

在用电低谷期,为消纳低谷期过剩电力,通过增加制汽设备、提高运行功率的方式,系统在制备所需 蒸汽量的同时,制备额外高温蒸汽用于加热高温罐 储水并储存,换热后的冷凝水回收参与闪蒸循环。

在用电高峰期,系统利用低谷期高温储热罐储 存的高品位热量制取所需工业蒸汽,减少了电热泵 以及蒸汽压缩机的使用,进而减少了高峰期耗电量。 由于闪蒸需要一定温差作为驱动力,设计闪蒸温度 为用电低谷期所使用的多级蒸汽压缩机中最后一级 人口温度,闪蒸制备的蒸汽进入最后一级压缩机,品 位被提升至所需蒸汽,减少了闲置情况,降低了系统 的投资成本。

2 模型构建

2.1 热力模型

2.1.1 电热泵

系统中电热泵基本循环如图 3 所示,由冷凝器、 膨胀阀、蒸发器和压缩机构成。其中制冷剂依次经 过冷凝、节流膨胀、蒸发及压缩 4 个过程,其中 1~8 为循环中各状态点,1'为等熵压缩点。

电热泵整体能量平衡方程为:

$$\begin{cases} Q_e = G_1(h_4 - h_3) = G_3(h_8 - h_7) \\ Q_e = G_1(h_2 - h_1) = G_2(h_5 - h_6) \end{cases}$$
(1)

压缩机输入功率以及热泵制冷性能系数为:

$$\begin{cases} Q_{\rm in} = Q_e - Q_c \\ COP_c = Q_e / W_{\rm in} \end{cases}$$
(2)

电热泵压缩过程中的耗电量计算[15]为:

$$\begin{cases} S_{1'} = S_4, p_1 = p_{1'} = k_p p_4 \\ \eta_i = (h_{1'} - h_4) / (h_1 - h_4) \\ \eta_i = T_e / T_e + 0.002 \ 5(T_e - 273.15) \\ W_{in} = (h_1 - h_4) / (\eta_{mo} \eta_m) \end{cases}$$
(3)

式中: Q_e —蒸发器换热功率, $kW;Q_e$ —冷凝器换热功 率, $kW;Q_im$ —压缩机输入功率, $kW;COP_e$ —热泵制冷 性能系数; $G_1 \ \ C_2 \ \ C_3$ —制冷剂、冷凝侧和蒸发侧流量, kg/s;h—各状态点焓值, kJ/kg;S—各状态点熵值, J/K;p—各状态点压力, $Pa;T_e \ \ T_e$ —冷凝温度和蒸发 温度, $\mathbb{C}; k_p$ —压缩机压比; η_i —指示效率; η_m —电 动机效率, $\eta_m = 0.85; \eta_m$ —机械效率, $\eta_m = 0.8$ 。



pump cycle

2.1.2 蒸汽压缩机

当压缩蒸汽量较小时,可以选用罗茨式或螺杆 式压缩机,压缩蒸汽量大时则适用离心式压缩 机^[16]。本文选择离心式压缩机设计多级压缩模型, 结合蒸汽需求压力设计适宜的逐级压比,每一级压 缩结束后都向出口注水,吸收过热蒸汽热量,保证下 一级压缩蒸汽状态点为饱和状态。离心式压缩机输 入功率计算式如下^[17]:

$$\begin{cases} \eta_{\rm pol} = \frac{Q_{\rm pol}}{Q_{\rm th}} = \frac{a/(a-1)}{b/(b-1)} \\ Q_{\rm tol} = (1+\beta_1+\beta_{\rm df})Q_{\rm th}/\eta_{\rm m} \\ Q_{\rm pol} = 1.67 \times 10^{-5} \frac{p_{\rm in} Va}{a-1} (k_p^{\frac{a-1}{a}} - 1) \end{cases}$$
(4)

式中: Q_{tol} —压缩机总功率,kW; Q_{th} —压缩机实际利 用功率,kW; Q_{pol} —压缩机多变压缩功率,kW; η_{pol} — 多变效率, $\eta_{pol} = 0.77$; β_1 , β_{df} —漏气损失系数和轮组 损失系数,两者之和为 0.02 ~ 0.04; p_{in} —压缩机进 气压力,Pa;V—进气体积流量, m^3 /min;a—多变指 数;b—绝热指数,b = 1.3。

2.1.3 闪蒸罐及储热罐

系统流程中闪蒸罐和高温储热罐的运行满足质 量平衡和能量平衡,以闪蒸过程为例,如式(5) 所示:

$$\begin{cases} m_1 = m_2 + m_3 \\ m_1 h_{s1} \eta_s = m_2 h_{s2} + m_3 h_{s3} \end{cases}$$
(5)

式中: m_1 、 m_2 、 m_3 —闪蒸入口状态点质量、闪蒸液态 出口状态点质量和闪蒸汽态出口状态点质量,kg; h_{s1} 、 h_{s2} 、 h_{s3} —闪蒸入口状态点焓值、闪蒸液态出口状 态点焓值和闪蒸汽态出口状态点焓值,kJ/kg; η_e — 热效率, η_e =0.98(在储热罐计算中,在散热损失以 外还需考虑一定的冷热掺混损失,该值取0.95)。

闪蒸罐和高温储热罐的尺寸规格设计遵循相关 压力容器设计规范^[18]:以闪蒸罐为例,计算适宜的 浮动液滴流速,从而设计罐体直径及液相空间高度, 最后计算得到容器总高度。此外在计算压力容器经 济性时,分析尺寸规格的同时往往还需考虑压力容 器的壁厚,从而计算耗材量,进而计算相关成本。不 同压力容器壁厚计算如式(6)所示^[19]:

$$\begin{cases} \delta_{1} = \frac{p_{c}D_{i}}{2\left[\sigma\right]^{t}\phi - p_{c}} + C_{1} + C_{2} \\ \delta_{2} = 1.06D_{i}\left(\frac{p_{c}}{E}\frac{L}{D_{i}}\right)^{0.4} + C_{1} + C_{2} \end{cases}$$
(6)

式中: δ_1 、 δ_2 —正压、负压圆筒设计壁厚,mm; p_e —设计 压差,Pa; D_i —内径,mm; $[\sigma]$ '—许用应力, $[\sigma]$ ' = 114×10⁶ Pa; ϕ —焊接系数, ϕ =0.85;*E*—弹性模量, MPa,*E*=2×10¹¹ Pa;*L*—圆筒长度,mm;*C*₁—壁厚负 偏差,mm,*C*₁=0.25 mm;*C*₂—壁厚腐蚀余量,*C*₂= 0.1 mm_o

2.2 模型评估

2.2.1 综合效率

总结系统耗电设备(压缩机、电热泵)的功率以 及耗电量,并结合系统供热量计算系统综合效率:

COPX = $W/(3\ 600(Q_{in}t_1 + Q_{tol}t_2))$ (7) 式中:COPX—系统综合效率; W—系统全天供热量, kJ; t_1 —电热泵全天运行时长, h; t_2 —压缩机全天运 行时长, h。

2.2.2 成本水平

基于系统设备模型可以计算各流程参数,进 而确定设备容量,结合工程实际,计算系统投资折旧 成本;同时也根据设备运行功率以及时长确定能耗, 结合实际能源价格计算运行成本,系统总供热成 本为:

$$\begin{cases} LCC = C_{I} + C_{Y} \\ C_{I} = M_{T} / (N_{e} G_{T}) \end{cases}$$
(8)

式中:LCC—供热成本,元/吨蒸汽; C_1 —投资折旧成本,元/吨蒸汽; C_y —运行成本,元/吨蒸汽; M_T —系统总投资,元; N_z —折旧年限, $a, N_z = 15 a; G_m$ —年蒸汽量,吨蒸汽/年。

3 案例分析

3.1 计算条件

结合福建省某工业用热项目实例,当余热温度 80 ℃、蒸汽流量 10 t/h、蒸汽压力 0.8 MPa 时,设计 常规制汽系统以及热电协同制汽系统,对比分析二 者能效和经济性。其中,多级电热泵的蒸发温度为 27 ℃,冷凝温度为 90 ℃,设计闪蒸罐进出口温差为 5 ℃,制取的蒸汽温度即多级压缩机入口温度 82 ℃。 最后,通过热平衡计算运行参数、设备投资以及耗电 功率,计算系统各自的综合效率以及供热成本。分 时电价选取自《国网福建省电力有限公司关于 2024 年 2 月代理购电工商业用户电价表》,不同时段电 价以及时长如图 4 所示,其中,低、中、高电价时段各 为 8 h。设备单价参考相关实际工程项目。





3.2 运行参数

3.2.1 常规制汽系统

在不同用电时段,常规制汽系统保持相同运行 模式,结合热力模型计算图1中各状态点的流量和 温度如表1所示。系统中多级电热泵及多级压缩机 运行参数如表2、表3所示。

表1 常规制汽系统运行参数

Tab. 1 Operating parameters of the conventional system

状态点	温度/℃	流量/t·h ⁻¹
1	25	10
2	75	10
3	80	69
4	30	69
5	87	893
6	82	893
7	82	8.0
8	82	2.0
9	170	10

for steam production

表 2 多级电热泵运行参数

Tab. 2 Operating parameters of multi-stage

electric	heat	pumps
----------	------	-------

参数	第1级	第2级	第3级	第4级	第5级
蒸发温度/℃	27	37	47	57	67
冷凝温度/℃	90	90	90	90	90
单级性能系数	1.92	2.67	3.82	5.73	9.41
综合性能系数	3.54	3.54	3.54	3.54	3.54

表 3 多级压缩机运行参数

参 数	第1级	第2级	第3级	第4级
入口温度/℃	82	100	121	144
入口压力/MPa	0.051	0.102	0.203	0.403
出口温度/℃	163	184	208	235
出口压力/MPa	0.102	0.203	0.403	0.80
补水后温度/℃	100	121	144	170
补水后压力/MPa	0.102	0.203	0.403	0.80
压比	1.987	1.987	1.987	1.987

3.2.2 热电协同制汽系统

热电协同制汽系统在不同用电时段存在不同的 运行模式,本案例设计在图4低电价时段(共8h) 按照用电低谷期系统流程运行,在平电价、高电价时 段(共16h)按照用电高峰期系统流程运行。对应 图2中各状态点的流量和温度如表4所示,多级电 热泵以及多级蒸汽压缩机运行工况同表2、表3。

表4 热电协同制汽系统运行参数

Tab. 4 Operating parameters of the thermoelectric

 synergistic system for steam production

 状态点 温度/℃ 流量/t·h⁻¹
 状态点 温度/℃ 流量/t·h⁻¹

0.000.000		7加重711			ULL TI
1	25	10	10	170	21.2
2	75	10	11	143	21.2
3	80	194	12	167	391
4	30	194	13	140	391
5	87	2 495	14	167	196
6	82	1 495	15	140	196
7	82	25.0	16	144	9.4
8	82	6.2	17	144	0.6
9	170	10			

3.3 系统评价

系统效率及运行成本如表 5 所示。可以看到, 常规制汽方案功率各时段保持 2 804 kW 不变,而热 电协同方案在高电价以及平电价时段降低至 470 kW,用电高峰期耗电量降低了 83%。但热电协同 方案的系统综合效率较常规方案有一定的下降,这 是因为储热过程的汽水换热环节存在不可逆损失, 换热量越大,系统综合效率下降越多。与常规制汽 系统相比,热电协同制汽系统因同时减少了高电价 和平电价时段耗电量,运行成本降低至 143.5 元/t。

表5 系统效率及运行成本

Tab. 5 Efficiency and operating costs

参 数	常规制汽系统	热电协同制汽系统
高电价时段功率/kW	2 804	470
平电价时段功率/kW	2 804	470
低电价时段功率/kW	2 804	8 366
系统综合效率 COP _x	2.64	2.39
运行成本/元·吨蒸汽 ⁻¹	192.1	143.5

系统投资及折旧成本如表 6 所示, 热电协同系 统增加了高温储热罐以及制汽设备容量, 初投资以 及占地面积升高。其中, 主要增加的高温储热罐容 积约为 3 500 m³, 按照高径比 2 进行设计, 增加占地 面积约 127 m²。但综合折旧成本以及运行成本, 热 电协同制汽系统的总供热成本为 163. 2 元/t, 与常 规制 汽 系 统 供 热 成本 197. 3 元/t 相比, 降 低 约 17%。

表6 系统投资及折旧成本

Tab. 6 Investments and depreciation costs

参数	常规制汽系统	热电协同制汽系统
蒸汽压缩机/万元	429	1 336
电热泵/万元	242	676
高温储热罐/万元	0	515
闪蒸罐及换热器/万元	9.5	59.9
┃ 折旧成本元・吨蒸汽 ⁻¹	5.2	19.7

4 适用性分析

热电协同系统的经济性因其与热、电的密切关 联,受诸多因素影响,本文主要分析余热品位、蒸汽 需求以及分时电价对系统的影响。

4.1 余热品位

参考3.1 典型案例计算条件,在同一回水温度、 不同余热供水温度下系统综合效率及供热成本如图 5 所示。可以看到,随着余热供水温度的下降,多级 电热泵能效降低,系统综合效率下降。热电协同制 汽系统较常规制汽系统效率由9.6%降至8.2%,这 是因为汽水换热导致的不可逆损失与余热品位无 关,在余热品位更低的情况下耗电量增加,因此对系 统综合效率的影响更小。此外,随着余热供水温度 的下降,热电协同系统较常规制汽系统供热成本由 17.3% 增至 21.4%,供热成本改善程度增加,这是 因为热电协同系统中多级电热泵对余热的回收利用 处在用电低谷期,从而效率降低、耗电量增加对供热 成本的影响更小。



Fig. 5 Comparison diagram of systems at different waste heat grades

4.2 需求蒸汽压力

针对需求蒸汽压力不同,系统往往通过增减压 缩机级数或在适宜的范围内调整压缩机压比进行调 节。因此参考 3.1 典型案例计算条件,根据调整方 式的不同,对比不同需求蒸汽压力下系统的综合效 率及供热成本。

4.2.1 压缩机级数

在蒸汽压力较低时,往往在制汽环节通过调整 压缩机级数满足不同压力需求。此时在压缩机级数 的情况下,常规制汽系统、热电协同制汽系统的系统 综合效率以及供热成本如图6所示。随着蒸汽压力 的升高,热电协同制汽系统相较常规制汽系统效率 由 10.3%降至 9.6%,效率降低情况有所好转。此 外,随着蒸汽压力的升高,热电协同制汽系统供热成 本由 16.8%增至 17.6%。这是因为通过增加压缩 机级数满足需求蒸汽压力升高的方式,虽然受到水 蒸气物性的影响(压力越高,相同压比下温升越 大),使得不可逆损失有所增加,但结合耗电量增 加,系统综合效率降低程度减小,同时增加的耗电量 也处于用电低谷期,对供热成本影响较小。





4.2.2 压缩机压比

当蒸汽压力较高时,往往通过在制汽环节增减 压缩机压比满足不同压力需求。此时在压缩机压比 调整情况下,常规制汽系统、热电协同制汽系统的系 统综合效率以及供热成本如图7所示。与调整压缩 机级数造成的影响不同,随着蒸汽压力的升高,压缩 机压比增加导致储热换热温差增大,不可逆损失增 大,相较常规制汽系统,系统综合效率由9.3%增至 10.2%。此外,随着蒸汽压力的升高,热电协同制汽 系统供热成本由18.2%降至16.5%。这是因为压 比的增大使得换热温差也增大,即不可逆损失增加; 同时在用电高峰期压缩机功率增大,用电量上升。 因此在调整压缩机压比制取不同压力蒸汽的情况 下,蒸汽压力越低,压比越小,使得热电协同制汽系 统更能发挥优势。





当热电协同制汽系统制备不同压力蒸汽时,在 压缩机适宜压比范围内进行调节,压缩机级数越多、 压缩机压比越小的蒸汽压力更能发挥优势,可以在 更有效地降低供热成本的同时,降低不可逆损失对 系统综合效率的影响。但多级压缩机串联易发生喘 振现象,需要综合考虑安全性以及可行性,设计多级 压缩机运行模式。

4.3 分时电价

分时电价在方案经济性对比中起到至关重要的 作用,因此查找同一时段各省市代理购电工商业用 户电价表,选取两个常用平期电价 0.75 和 0.5 元/(kW·h),并在此基础上逐步改变峰谷差,对比 不同运行模式的经济性如图 8 所示。可以看到,在 同一分时电价下,随着峰谷差的增大,热电协同制汽 系统的供热成本逐步降低,在高于某个峰谷差后,供 热成本相较常规制汽系统更具经济性,且优势会随 着峰谷差增大进一步扩大,在低电价、高峰谷差情况 下甚至可以降低 50% 以上。此外,对比不同分时电 价,当平均电价更低时,热电协同制汽系统将会更早 进入"优势区",这是因为相同峰谷差条件下,用电 低谷期的电价更低,消耗用电低谷期电量为主的热 电协同制汽系统更具经济性。



图 8 不同分时电价情况下的供热成本对比 Fig. 8 Diagram of heating costs under different time-sharing tariffs

5 结 论

(1) 热电协同制汽系统通过不同时段运行策略 的切换实现了在用电低谷期消纳过剩电力,在用电 高峰期减少高电价电量的使用。虽然该系统储热环 节存在不可逆损失,系统综合效率降低9.6%,但其 供热成本163.2 元/t 与常规制汽系统供热成本 197.3 元/t 相比,仍可以显著降低约17%。

(2)热电协同制汽系统在余热品位较低以及需求蒸汽压力使得压缩机级数多、压缩机压比小的情况下更加适用,不仅可以降低不可逆损失对系统综合效率的影响,也可以更有效地降低供热成本。

(3)相较常规制汽系统,随着峰谷电价差的增大,热电协同制汽系统在平均电价较低时更早进入 其供热成本的"优势区";且随着峰谷电价差的增大,供热成本的降低程度进一步增强;在低电价、高 峰谷差条件下甚至能达到 50% 以上。

参考文献:

- KOSMADAKIS G. Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries
 [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156:287 - 298.
- [2] KIM H, TOR-MARTIN T, STEFANO V, et al. Economic and environmental considerations for the deployment of industrial very high temperature heat pumps in European markets [J]. Energy, 2024, 309:133147.
- [3] SAIDUR R, AHAMED J U, MASJUKI H H. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers [J]. Energy Policy, 2010, 38(5):2188-2197.
- [4] 牛鵬坤,洪 辉,王炜哲.基于改进遗传算法的电站锅炉效率 优化[J].热能动力工程,2020,35(3):111-115.
 NIU Pengkun, HONG Hui, WANG Weizhe. Optimization of boiler combustion efficiency based on improved genetic algorithm [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3):111-115.
- [5] WANG Xiaoyin, WU Yanting, FU Lin. Evaluation of combined heat and power plants with electricity regulation [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 227:120364.
- [6] 陆树银,刘浩晨,顾煜炯,等.大型热电联产机组供热改造分析
 [J].工程热物理学报,2022,43(5):1182-1189.
 LU Shuying, LIU Haochen, GU Yujiong, et al. Thermodynamic analysis of heating reformation of large-scale CHP[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2022,43(5):1182-1189.
- WANG Hai, WANG Haiying, ZHU Tong, et al. A novel model for steam transportation considering drainage loss in pipeline networks
 [J]. Applied Energy, 2017, 188:178 - 189.
- [8] KOSMADAKIS G, MERAMVELIOTAKIS G, BAKALIS P, et al. Waste heat upgrading with high-temperature heat pumps for assisting steam generation in ships: Performance, cost and emissions benefits[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 236:121890.
- [9] 蒋 信,陆启亮,李 政,等. 基于余热回收的高温蒸汽热泵系 统能效分析[J].发电设备,2023,37(3):147-152.
 JIANG Xin,LU Qiliang,LI Zheng, et al. Analysis on energy efficiency of a high temperature steam heat pump system with waste heat recovery[J]. Power Equipment. 2023,37(3):147-152.
- [10] 吴彦廷,尹顺永,付 林,等."热电协同"提升热电联产灵活性[J].区域供热,2018(1):32-38.
 WU Yanting, YIN Shunjiu, FU Lin, et al. Cogeneration flexibility

enhamcement through cogeneration synergy [J]. District Heating, 2018(1):32 – 38.

- [11] FATHINIA F, ML-ABDELI Y M, KHIADANI M. Evaporation rates and temperature distributions in fine droplet flash evaporation sprays[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 145:106037.
- [12] 李自勇,付 林,赵玺灵,等.一种蒸汽生产系统[P].中国: 202310666128,2024-10-27.

LI Ziyong, FU Ling, ZHAO Xiling, et al. A system for steam production:202310666128[P].2024 - 10 - 27.

- [13] SHEN Jiubing, FENG Guozeng, XING Ziwen, et al. Theoretical study of two-stage water vapor compression systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 147:972-982.
- [14] 范 帅,危怡涵,何光宇,等.面向新型电力系统的需求响应机制探讨[J].电力系统自动化,2022,46(7):1-12.
 FAN Shuai, WEI Yihan, HE Guangyu, et al. Discussion on demand response mechanism for new power systems[J]. Automation of Electric Power Systems,2022,46(7):1-12.
- [15] 彭 斌,王永强.回收余热的空气源热泵热水器的性能模拟及试验研究[J].北京工业大学学报,2021,47(12):1303-1310,1394.

(上接第82页)

- [11] PARK J S, DONG J H, PARK J, et al. Edge flame instability in low-strain-ratecounterflow diffusion flames [J]. Combustion and Flame, 2006, 146(4):612-619.
- [12] LI X, ZHANG J, YANG H, et al. Combustion characteristics of non-premixed methane micro-jet flame in co-flow air and thermal interaction between flame and microtube [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 112:296 – 303.
- [13] 侯 彬,范爰武. 甲烷掺氢微管射流火焰燃烧极限的数值模拟[J]. 中南大学学报(自然科学版),2022,53(12):
 4589-4601.

HOU Bin, FAN Aiwu. Numerical simulation of combustion limits of micro methane jet flames with hydrogen addition [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2022, 53(12):4589-4601.

- [14] SMITH G P, GOLDEN D M, FRENKLACH M, et al. http:// www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [15] ZHANG P Y, KANG Y H, HUANG X M, et al. Study on effect of hydrogen addition on extinction dynamics of dimethyl ether spherical diffusionflame [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2020, 45:11350 - 11367.
- [16] KANG Y H, WANG Q, ZHANG P Y, et al. Study on flame structure and extinction mechanism of dimethyl ether spherical diffusionflames[J]. Energy, 2022, 193:116786.

PENG Bin, WANG Yongqiang. Performance simulation and experimental investigation of heat pump water heater with waste heat air energy[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2021, 47(12):1303-1310,1394.

- [16] YIN H Y, WU H, LI Y L, et al. Performance analysis of the waterinjected centrifugal vapor compressor [J]. Energy, 2020, 200:117538.
- [17] 郁永章. 压缩机工程手册[M]. 北京,中国石化出版社,2012.
 YU Yongzhang. Compressor engineering handbook[M]. Beijing: China Petrochemical Press,2012.
- [18] 寿比南. GB 150 2011《压力容器》标准释义[M]. 北京:新华 出版社,2012.
 SHOU Binan. GB 150 - 2011 pressure vessel'standard interpretation [M]. Beijing:Xinhua Publishing House,2012.
- [19] 陈盛秒.外压容器设计的公式法及其应用[J].压力容器, 2008,25(11):30-33.
 CHEN Shenmiao. Theoretical-calculation method for design on external pressure vessel and application[J]. Pressure Vessel Technology,2008,25(11):30-33.

(王治红 编辑)

- [17] ZHANG Y, KANG Y H, LU X F, et al. Numerical study on oscillatory propagation dynamics and physics near the limits of planar freely propagating premixed flames [J]. Physics of Fluids, 2021, 33:083602.
- [18] DOAN N A K, BANSUDE S, OSAWA K, et al. Identification of combustion mode under MILD conditions using chemical explosive mode analysis [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2021,38:5415 - 5422.
- XU C, PARK J W, YOO C S, et al. Identification of premixed flame propagation modes using chemical explosive mode analysis
 J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37: 2407 - 2415.
- [20] ZHANG Y, KANG Y H, LU X F, et al. Numerical study of combustion mode and diffusive transport underlying fuel ignitions in lean stratified dimethyl ether-air premixture at various turbulence intensities[J]. Energy, 2023, 280:128208.
- [21] CHEN J W, GOU X L. Experimental and kinetic study on the extinction characteristics of ammonia-dimethyl ether diffusionflame [J]. Fuel, 2023, 334:126743.
- [22] LIU Z C, HE X, ZHAO C Y, et al. Experimental and kinetic of hydrogen blending effects on leanflammability limit of gasoline fuels[J]. Fuel, 2025, 384;133936.

(王治红 编辑)