

两级地源热泵用于天然气调压发电工艺的性能分析

徐 啸, 邵恩泽, 王子涵, 姜宇轩

(江苏方天电力技术有限公司, 江苏 南京 210000)

摘 要: 本文提出了一种涡轮与两级地源热泵相耦合的新型天然气调压工艺, 通过 Matlab 构建了系统热力学模型并借助 Aspen/plus 和实验数据予以验证, 分析了降压和预热过程的碳排放核算方法, 探究了涡轮膨胀比和热泵压缩比的最优分配策略, 并结合实际案例评估了系统的经济性与环保性。结果表明: R123 为热泵最优工质; 热泵循环由单级升为双级后, 新工艺年均焓效率为 0.43, 提升 10.88%, 加热效率为 2.89, 提升 15.91%, 全年净发电量 3.67 GW·h, 提升 11.6%; 相比于节流阀调压工艺, 新工艺全年减少 CO₂ 排放 0.24 万 t, 减少预热成本 4.7 万元, 同时产生经济效益 146.94 万元。

关 键 词: 天然气; 压力能; 双级地源热泵; 发电; 碳排放

中图分类号: TE09; TK121

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.11.009

[引用本文格式] 徐 啸, 邵恩泽, 王子涵, 等. 两级地源热泵用于天然气调压发电工艺的性能分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(11): 75-83. XU Xiao, SHAO En-ze, WANG Zi-han, et al. Performance analysis of two-stage ground source heat pump used in natural gas pressure regulation power generation process[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 75-83.

Performance Analysis of Two-stage Ground Source Heat Pump used in Natural Gas Pressure Regulation Power Generation Process

XU Xiao, SHAO En-ze, WANG Zi-han, JIANG Yu-xuan

(Jiangsu Frontier Electric Technology Co., Ltd., Nanjing, China, Post Code: 210000)

Abstract: In this paper, a new natural gas pressure regulation process coupled with a turbine and a two-stage ground source heat pump was proposed. The thermodynamics model was built by Matlab, and then verified by Aspen/plus and experiment data. The carbon emission accounting method of the depressurization and preheating process was analyzed, and the optimal allocation strategy of turbine expansion ratio and heat pump compression ratio was explored. The economy and environmental protection of the system were evaluated by an actual case. The results show that R123 is the optimal working medium of heat pump; when heat pump cycle upgrades from single stage to two-stage, annual average exergy efficiency of new process is 0.43, increased by 10.88%; heating efficiency is 2.89, increased by 15.91%; annual net power generation is 3.67 GWh, increased by 11.6%; compared with the pressure regulation process of throttle valve, the new process can reduce CO₂ emission of 2.4 thousand tons, reducing the preheating cost of 47 000 yuan, meanwhile generating economic benefits of 1.469 4 million yuan.

Key words: natural gas, pressure energy, two-stage ground source heat pump, power generation, carbon emission

引言

自“双碳”目标提出以来,能源的清洁生产和高效利用得到了广泛研究,而输配环节中的能量浪费却往往被忽略。以天然气为例,城市外围的高压天然气经调压站逐级降压后才能进入市区,而上述降压过程普遍采用节流阀实现,这不仅白白浪费了压力能,而且为了防止下游管道“冰堵”还需额外采用燃气锅炉制备热水进行预热,在消耗天然气的同时也增加了传输过程的碳排放^[1]。常规天然气压力能利用方式是膨胀发电^[2],且膨胀前需先进行预热以防止降压带来的温降生成水合物^[3],因此大量的加热技术也得到了广泛研究。Borelli 等人^[4]利用燃气锅炉产生热水来提供预热负荷,节能率达 4%。Arabkoohsar 等人^[5]采用太阳能集热器减少锅炉燃料消耗,系统经济回收期约为 3.5 a。Xiong 等人^[6]对空气源热泵加热天然气方案进行了实验研究,结果表明,系统焓效率可达 37.02%。Ghezelbash 等人^[7]对地源热泵预热天然气技术进行了热经济学研究,系统预计可节省燃料 45.80%,回收期为 6 a。熊亚选等人^[8]分析了空气源热泵对膨胀后天然气的加热性能,结果表明,调压发电系统的日均电能回收率达 25.1%,日净发电量足以满足调压设施用电需求。张新华等人^[9]结合实际案例比较了防爆电加热器、燃气锅炉、空气源热泵 3 种加热器方案的经济性、环保性,最终得出热泵的运行费用最低,环保效益最佳。

尽管热泵在加热天然气领域已经得到了初步应用,但以往的研究都是通过高压比的单级循环来加热天然气,且忽略了热泵功耗与天然气入口状态参数之间的潜在联系。针对上述问题,本文试图从提高压力能利用率和减少预热能耗两方面来降低天然气调压过程中的碳排放,在涡轮膨胀发电和两级地源热泵热力模型的基础上,首次提出了天然气调压工艺的碳排放核算方法,探究了涡轮膨胀比和热泵压缩比的最优分配策略,筛选了热泵最佳工质,最后结合实际工程案例,对比了双级热泵涡轮、单级热泵

以及传统节流阀调压工艺的性能差异。

1 工艺介绍

本文提出的双级热泵 + 涡轮调压工艺,工艺原理如图 1 所示。天然气(0)经冷凝器预热至状态 1,然后经多级涡轮膨胀至状态 2,最终被地下水加热至状态 3 后送至下游管道。对于双级热泵循环:液体制冷剂(h)在冷凝器出口被分成两部分,一部分(i)在中冷器中被过冷至状态 c,而后节流至蒸发器;另一部分(j)节流至中冷器后,与低级压缩机的过热蒸汽(b)混合,产生的饱和蒸汽(f)进入高级压缩机。中冷器的作用是将过热制冷剂蒸汽冷却至饱和状态,以节省高级压缩机功耗,其压力可由电子膨胀阀调节。考虑到土壤的全年热平衡,还需利用太阳能集热器对土壤进行补热,以防止地下水温随系统运行而逐年降低^[10]。

2 模型与方法

建模过程涉及到的主要假设如下:(1) 热泵循环的热量损失和压力损失均可忽略不计;(2) 天然气的温度、压力和流量连续变化,无突变;(3) 节流过程可以看作是等焓过程。

2.1 天然气水合物生成模型

天然气水合物生成温度可采用 Tower 公式计算^[11]:

$$t_{\text{hyd}} = 13.47 \ln(p) + 34.27 \ln(d) - 1.675 \ln(p) \ln(d) - 20.35 - 17.22 \quad (1)$$

式中: t_{hyd} —水合物形成温度,℃; p —天然气压力,为 6.89 kPa; d —天然气相对密度。

膨胀后的低温天然气需借助地下水进行复热,在水合物形成临界温度的基础上增加 5℃温差,以防止下游管道发生冰堵,换热过程如下:

$$Q_{\text{reh}} = q_{m,\text{NG}}(h_2 - h_3) = q_{m,\text{gw},2} c_{p-\text{gw}} \Delta T_{\text{gw},2} \quad (2)$$

式中: Q_{reh} —复热负荷,kW; $q_{m,\text{NG}}$ —天然气质量流量,kg/s; h_2, h_3 —图 1 中对应测点 2 和 3 的焓值,kJ/kg; $q_{m,\text{gw},2}$ —地下水 2 质量流量,kg/s; $c_{p-\text{gw}}$ —地下水比定压热容,J/(kg·K); $\Delta T_{\text{gw},2}$ —地下水 2 供回水温差,℃。

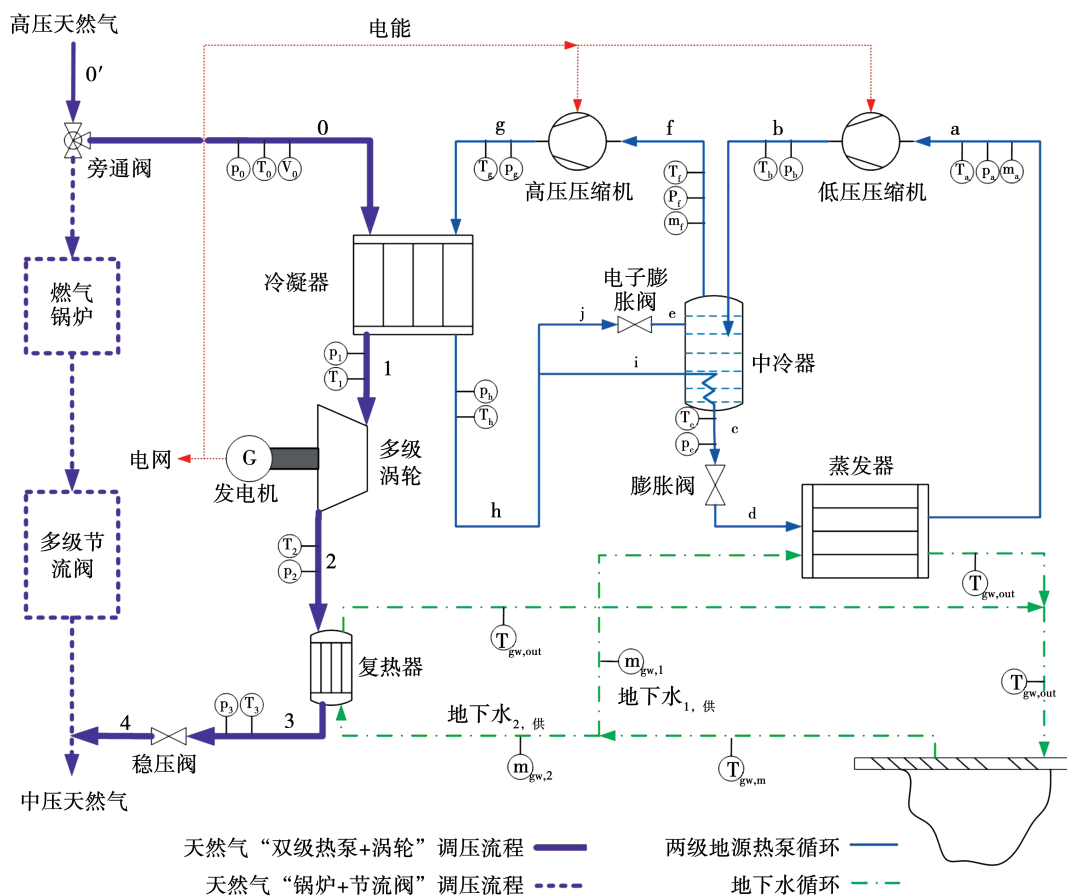


图1 “双级热泵+涡轮”调压工艺原理图

Fig. 1 Schematic diagram of "two-stage heat pump and turbine" pressure regulation process

2.2 双级热泵+涡轮调压工艺热力学分析

2.2.1 两级热泵模型

$$\left\{ \begin{aligned} W_{l-\text{com}} &= q_{m,r,l-\text{com}} \left(\frac{K_r}{\eta_{\text{com}} \cdot (K_r - 1)} R_r T_{r-a} \left(\varepsilon_{l-\text{com}}^{\frac{K_r-1}{K_r}} - 1 \right) \right) \\ W_{h-\text{com}} &= q_{m,r,h-\text{com}} \left(\frac{K_r}{\eta_{\text{com}} (K_r - 1)} R_r T_{r-f} \left(\varepsilon_{h-\text{com}}^{\frac{K_r-1}{K_r}} - 1 \right) \right) \end{aligned} \right. \quad (3)$$

式中: η_{com} —压缩机等熵效率, %; K_{r} —热泵工质的绝热指数; R_{r} —热泵工质的气体常数, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ε_{com} —压缩机的压缩比, 为出、进口压力之比; $T_{\text{r-a}}$, $T_{\text{r-f}}$ —低级、高级压缩机进口温度, K ; $W_{\text{l-com}}$, $W_{\text{h-com}}$ —低级、高级压缩机功率, kW ; $q_{\text{m,r,l-com}}$, $q_{\text{m,r,h-com}}$ —低级、高级压缩机热泵工质质量流量, kg/s 。

$$Q_{\text{preh}} = q_{m,r,h-\text{com}}(h_g - h_h) = q_{m,\text{NG}} c_{p,\text{NG}}(T_1 - T_0) = \frac{\text{COP}(W_{l-\text{com}} + W_{h-\text{com}})}{\text{COP}(W_{l-\text{com}} + W_{h-\text{com}})} \quad (4)$$

式中: Q_{preh} —预热负荷, kW; $c_{p-\text{NG}}$ —天然气比定压热容, J/(kg·K); $h_{\text{g}}, h_{\text{h}}$ —图 1 对应测点的焓值, kJ/kg; T_1, T_0 —图 1 对应测点的温度, K; COP—热泵加热效率(Coefficient of Performance)。

2.2.2 多级涡轮模型:

$$W_{\text{tur}} = q_{m,\text{NG}} \Delta h_{\text{tur}} = q_{m,\text{NG}} \sum_{i=1}^n \frac{K_{\text{NG}}}{K_{\text{NG}} - 1} R_{\text{NG}} T_{\text{NG}-i} (1 - \pi_{\text{tur}-i}^{\frac{1-K_{\text{NG}}}{K_{\text{NG}}}}) \eta_{\text{tur}} \quad (5)$$

式中: W_{tur} —多级涡轮总膨胀功, kW; Δh_{tur} —多级涡轮总焓降, kJ/kg; η_{tur} —涡轮的等熵效率; $K_{\text{NG}}, R_{\text{NG}}$ —天然气的绝热指数和气体常数, J/(kg·K); $T_{\text{NG}-i}$ — i 级涡轮的进口温度, K; $\pi_{\text{tur}-i}$ — i 级涡轮的膨胀比, 等于进、出口压力之比。

2.2.3 功率分配与平衡

$$W_{\text{tot-ele}} = W_{\text{tur}} \eta_{\text{m}} \eta_{\text{ele}} = W_{\text{net-ele}} + W_{\text{l-com}} + W_{\text{h-com}} \quad (6)$$

式中: $W_{\text{tot-ele}}$, $W_{\text{net-ele}}$ —调压系统逐时总发电功率、

净发电功率, kW; η_{ele} —发电机效率; η_{m} —机械效率。

$x_{\text{net-ele}}$, $x_{\text{l-com}}$, $x_{\text{h-com}}$ 分别定义为净输出电功、低级和高级压缩功与总发电功的比值:

$$\begin{cases} x_{\text{net-ele}} = W_{\text{net-ele}}/W_{\text{tot-ele}} \\ x_{\text{l-com}} = W_{\text{l-com}}/W_{\text{tot-ele}} \\ x_{\text{h-com}} = W_{\text{h-com}}/W_{\text{tot-ele}} \end{cases} \quad (7)$$

2.2.4 系统焓分析

焓流的计算方法如下^[12]:

$$E = q_m [(h - h_{\text{ref}}) - T_{\text{ref}}(S - S_{\text{ref}})] \quad (8)$$

式中: E —焓, kJ; h —比焓, kJ/kg; S —熵, J/(kg·K); T_{ref} —参考环境 (295.15 K, 1.01×10^5 Pa) 下的温度, K; h_{ref} —参考环境下的焓, kJ/kg; S_{ref} —参考环境下的熵, J/(mol·K)。

系统的焓效率为:

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{W_{\text{net-ele}}}{E_0 - E_3 + (Q_{\text{reh}} + Q_{\text{eva}}) \cdot (1 - \frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{gw}}})} \quad (9)$$

式中: E_0 , E_3 —图 1 对应测点的焓, kJ; $\bar{T}_{\text{gw}}$ —地下水的热力学平均温度, K; Q_{reh} —复热负荷, kW; Q_{eva} —蒸发器负荷, kW。

2.3 膨胀比与压缩比的分配策略优化

高低压天然气管道之间的压差较大, 会造成等熵效率降低以及气体泄露, 宜采用多级膨胀降压。为了使总膨胀功最大化, 总膨胀比的分配方式如下:

$$\frac{\partial W_{\text{tur},1}}{\partial p_{\text{tur},1o}} = \frac{\partial W_{\text{tur},2}}{\partial p_{\text{tur},2o}} = \dots = \frac{\partial W_{\text{tur},n-1}}{\partial p_{\text{tur},(n-1)o}} = 0 \quad (10)$$

$$\pi_{\text{tur},1} = \pi_{\text{tur},2} = \pi_{\text{tur},3} = \dots = \pi_{\text{tur},n-1} \quad (11)$$

式中: $p_{\text{tur},1o}$, $p_{\text{tur},2o}$, $p_{\text{tur},3o}$, $p_{\text{tur},(n-1)o}$ —各级涡轮的出口压力, kPa; $W_{\text{tur},1}$, $W_{\text{tur},2}$, $W_{\text{tur},3}$, $W_{\text{tur},(n-1)}$ —各级涡轮的膨胀功, kW。

对于两级热泵循环, 需要通过电子膨胀阀实时调节各工况下的最佳中间压力, 使得热泵效率实时最大化。首先用公式 (12) 计算最佳中冷器压力的初值^[13]并求出其对应的饱和温度 $t_{\text{m-con},0}$, 然后根据中冷器能量守恒在该温度值上下 10 °C 范围内利用遗传算法寻找最大 COP 所对应的 $t_{\text{m-con,best}}$, 再求出其对应的饱和压力 $p_{\text{m-con,best}}$ 即为当前工况下的最佳中冷器压力^[14]:

$$p_{\text{m-con},0} = \sqrt{p_{\text{con}} p_{\text{era}}} \quad (12)$$

中冷器能量守恒:

$$q_{m,r,h-com} h_h + m_{r,l-com} h_b = q_{m,r,h-com} h_f + q_{m,r,l-com} h_c \quad (13)$$

式中: $p_{\text{m-con},0}$, p_{con} , p_{era} —最佳中冷器压力的初值、冷凝器及蒸发器压力 kPa; h_h , h_b , h_c —图 1 对应测点的焓值, kJ/kg。

2.4 两种调压工艺碳排放计算

当前的文献综述中, 尚未提及关于天然气调压过程碳排放的核算方法。本文试图将天然气膨胀过程等效为压缩过程来核算压降碳排放, 压缩起始状态等同于涡轮膨胀最终状态, 计算方式可参考公式 (3)。预热阶段的碳排放则可分为热泵电耗和锅炉气耗两类来计算。其中, 电碳排放因子为 0.581 kg/(kW·h)^[15], 天然气碳排放折算因子为 2.165 kg/m³^[16]。

2.4.1 “热泵 + 涡轮”调压工艺

热泵预热过程逐日碳排放:

$$Q_{\text{preh}} = (W_{\text{l-com}} + W_{\text{h-com}}) \text{COP} \quad (14)$$

$$C_{2s-hp} = 0.581 (W_{\text{l-com}} + W_{\text{h-com}}) \times 24 \times 10^{-3} \quad (15)$$

涡轮降压过程逐日碳排放:

$$h_1(p_1, T_1) = h_2(p_2, T_2) + \Delta h_{\text{tur}} \quad (16)$$

$$C_{\text{tur}} = 0.581 W_{\text{eq-com}} \times 24 \times 10^{-3} \quad (17)$$

逐日总碳排放:

$$C_{2s-hp+tur} = 0.581 (W_{\text{eq-com}} - W_{\text{net-ele}}) \quad (18)$$

式中: C_{tur} , C_{2s-hp} , $C_{2s-hp+tur}$ —涡轮、热泵、“热泵 + 涡轮”调压工艺的逐日碳排放, t; $W_{\text{eq-com}}$ —涡轮等效压缩功, kW。

2.4.2 “锅炉 + 节流阀”调压工艺

锅炉预热过程逐日碳排放:

$$Q'_{\text{preh}} = q_{m,NG} \gamma_{NG} \eta_{\text{boi}} \quad (19)$$

$$C_{\text{boi}} = 2.165 q_{v,NG} \times 24 \times 10^{-3} \quad (20)$$

节流阀降压过程逐日碳排放:

$$h'_1(p_1, T'_1) = h'_2(p_2, T'_2) \quad (21)$$

$$C_{\text{val}} = 0.581 W'_{\text{eq-com}} \times 24 \times 10^{-3} \quad (22)$$

逐日总碳排放:

$$C_{\text{boi+val}} = C_{\text{boi}} + C_{\text{val}} \quad (23)$$

式中: h'_1, h'_2 —调压阀降压始末状态的焓值, kJ/kg ; T'_1, T'_2 —调压阀降压始末状态的温度, K ; $C_{\text{val}}, C_{\text{boi}}, C_{\text{boi} + \text{val}}$ —节流阀、锅炉、“锅炉 + 节流阀”调压工艺的逐日碳排放, t ; $W'_{\text{eq-com}}$ —节流阀等效压缩功, kW ; $q_{v,\text{NG}}$ —天然气体积流量, m^3/h ; γ_{NG} —天然气热值, 为 $38\,931\text{ kJ/m}^3$ 。

表 1 天然气组分表(%)
Tab. 1 Natural gas composition(%)

组分	CH ₄	N ₂	CO ₂	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	i - C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	i - C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄
摩尔质量比	88.8	0.145	6.543	3.211	0.611	0.135	0.054	0.059	0.046	0.396

考虑到门站下游管网的容量足够大,末级涡轮的出口压力设定为 $0.5\text{ MPa}^{[17]}$,出口温度 T_2 应不低于水合物形成的临界温度^[18]。地下水温度可认为保持在 $15\text{ }^\circ\text{C}^{[19]}$ 。在 Matlab 上构建了计算程序模拟系统在各工况下的性能,仿真条件详见表 2。

表 2 “双级热泵 + 涡轮”调压工艺设计参数
Tab. 2 Design parameters of "two-stage heat pump and turbine" pressure regulation process

参 数	数值
天然气进气温度/ $^\circ\text{C}$	5 ~ 20
天然气进气压力/ MPa	1 ~ 3
天然气出口压力/ MPa	0.5
天然气流量/ $\text{Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	1
蒸发器夹点温差/ $^\circ\text{C}$	8
冷凝器夹点温差/ $^\circ\text{C}$	5
地下水入水温度/ $^\circ\text{C}$	15
地下水出水温度/ $^\circ\text{C}$	10
涡轮等熵效率/%	75
压缩机等熵效率/%	80
发电效率/%	95
机械效率/%	95
锅炉效率/%	95

2.6 模型验证

通过实验数据对热泵模型进行验证,同时搭建 Aspen/plus 仿真平台对整个调压系统模型进行验证。双级热泵 + 涡轮调压工艺仿真模型验证结果如表 3 所示。从比较结果可以看出,Matlab 计算结果与参考文献的实验数据^[20]表现出较好的一致性,整

2.5 仿真算法

为了筛选出热泵的最佳工质,以 R123, R152a, R245fa 3 种常用的工质为例探究系统的性能。天然气的成分如表 1 所示,其与热泵工质的热力学性质可由 REFPROP 数据库获取。

体偏差在 $\pm 5\%$ 以内。误差原因主要由于压缩机等熵效率在大压比下会降低,所以大部分误差集中在高负载工况。

表 3 双级热泵 + 涡轮调压工艺仿真模型验证结果
Tab. 3 Verification results of simulation model of "two-stage heat pump and turbine" pressure regulation process

热泵 COP 结果比较 (实验数据验证)			焓效率结果比较 (Aspen/plus 验证)		
Matlab	实验 ^[18]	偏差绝对 值/%	Matlab	Aspen/plus	偏差绝对 值/%
1.026 4	1.025 9	0.05	0.458 4	0.456 6	0.41
1.052 3	1.046 3	0.57	0.438 8	0.447 1	1.85
1.088 2	1.094 2	0.55	0.421 8	0.423 7	0.45
1.106 1	1.114 6	0.77	0.405 9	0.413 4	1.83
1.134 5	1.169 3	2.97	0.390 9	0.389 2	0.43
1.013 9	1.060 0	4.35	0.376 6	0.375 2	0.38
1.082 5	1.107 8	2.29	0.362 9	0.361 2	0.48
1.171 9	1.162 4	0.81	0.336 8	0.335 1	0.51
1.257 1	1.210 2	3.87	0.374 0	0.367 7	1.72
1.304 9	1.264 9	3.16	0.501 8	0.509 1	1.43

Aspen/plus 仿真模型如图 2 所示。功率分配由分流器等效实现,中冷器由闪蒸罐替代,其仿真结果与 Matlab 计算结果相比误差在 $\pm 2\%$ 以内。误差产生的原因除了压力与热量损失外,主要是个别工况下,Aspen/plus 模型中冷器的液体工质会出现不完全闪蒸,导致高、低级压缩循环的流量比与 Matlab 计算结果不同。

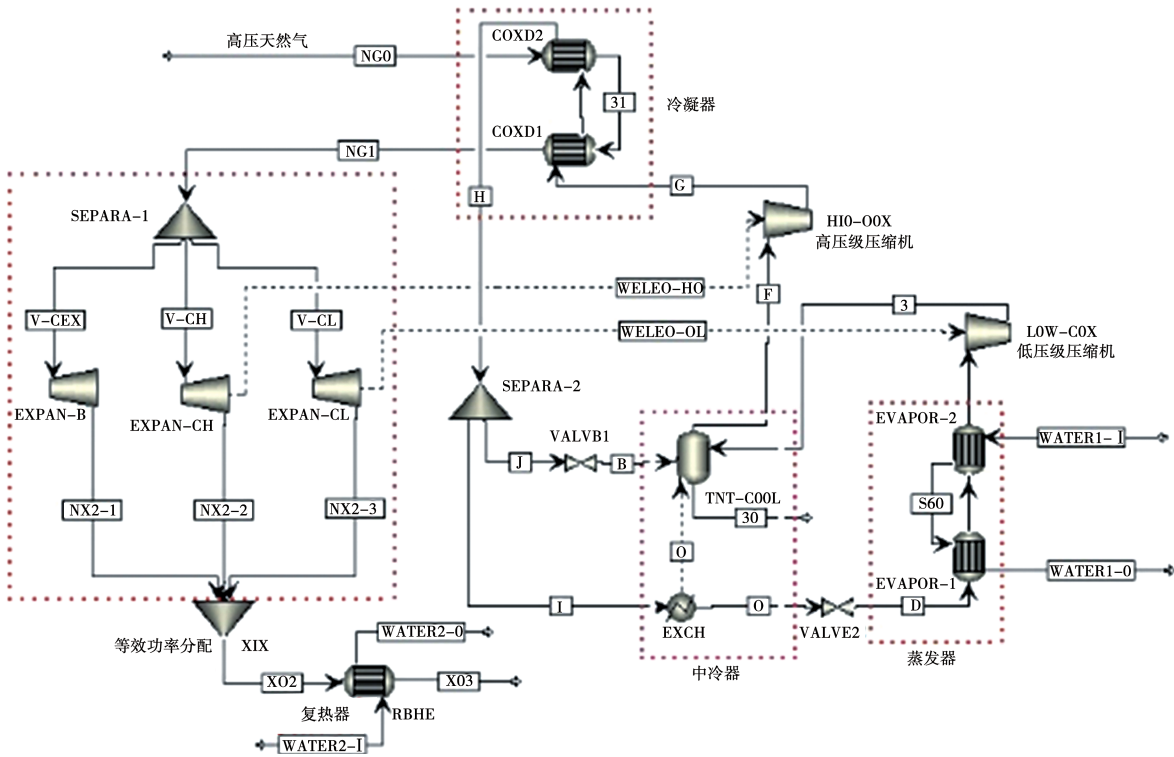


图2 “双级热泵 + 涡轮”调压系统 Aspen/plus 仿真模型

Fig. 2 Simulation model of "two-stage heat pump and turbine" pressure regulation system based on Aspen/plus

2.7 热泵工质寻优

表4给出了不同天然气入口参数条件下,双级热泵 + 涡轮调压系统选取3种不同工质时的焓效率。可以看出,对于3种备选工质, η_{sys} 随入口压力 $p_{\text{NG,in}}$ 增加而急剧下降,而随入口温度 $t_{\text{NG,in}}$ 增加而缓

慢升高,且三者之间的差距逐渐变大。显然,在相同的天然气入口状态下,R123的系统焓效率最高,R245fa紧随其后,R152a最低。因此,新调压工艺的性能受天然气入口压力的影响大于温度的影响,R123为最佳热泵工质。

表4 不同工质下的“双级热泵 + 涡轮”调压系统焓效率(%)

Tab.4 Exergy efficiency of "two-stage heat pump and turbine" pressure regulation system under different working conditions (%)

工质	$p_{\text{NG,in}}/\text{MPa}$					$t_{\text{NG,in}}/^{\circ}\text{C}$				
	0.1	1.5	2	2.5	3	5	10	15	17.5	20
R245fa	50.42	45.46	41.46	37.97	34.70	36.21	37.97	39.71	40.57	41.43
R123	50.54	45.84	42.17	39.09	36.29	37.40	39.09	40.76	41.58	42.40
R152a	50.18	44.96	40.65	36.79	33.03	34.96	36.79	38.61	39.50	40.40

3 案例分析

3.1 案例介绍

以常州市某调压站为例,比较双级热泵 + 涡轮调压系统与单级热泵、以及传统节流阀调压工艺的性能差异。该调压站采用撬装式结构,配备超高/低压自动切断装置及安全放散装置,保证随着用气量

的变化和进口压力的波动,自动将出口压力保持在一定范围内,出口设计压力为0.5 MPa。2019年进气参数如图3所示。选取冬季最大预热负荷工况(最大入口体积流量 $q_{v,\text{NG,in-max}}$ 、最大入口压力 $p_{\text{NG,in-max}}$ 和最低入口温度 $t_{\text{NG,in-min}}$)作为系统的设计条件。根据压缩比和膨胀比的分配策略,将天然气膨胀过程均分为两段。发电上网电价取0.4元/kW·h,

天然气成本价格为 2.5 元/m³。

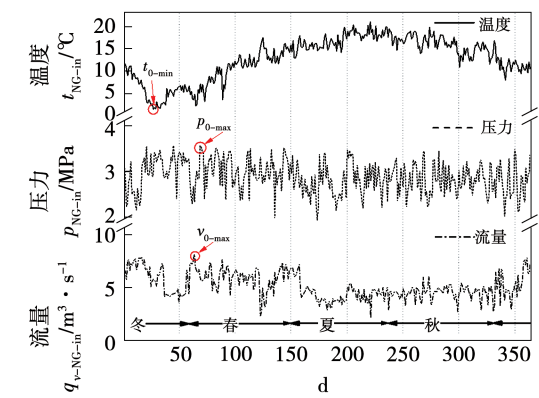


图 3 某天然气调压站全年逐日进气参数

Fig.3 Daily intake parameters of a natural gas regulator station throughout the year

3.2 实验结果比较

图 4 比较了双级与单级热泵条件下调压系统的发电性能。可以看出,涡轮输出电功都在冬季较大,夏季较小。由于两级循环需要更少的压缩机功耗,其全年净发电量 $W_{\text{net-ele}}$ 为 3.67 GW·h,比单级循环提高 11.6%。相应的年均净发电功比 $x_{\text{net-ele}}$ 为 0.56,比单级循环高出 25.92%,且两种循环的性能差异在冬季尤为突出。这是因为冬季的低温环境和高膨胀比往往需要更大的预热能耗,从而凸显了双级热泵的高效率优势。

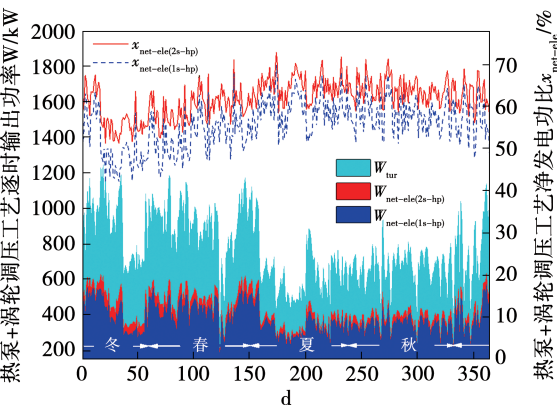


图 4 单级与双级热泵对涡轮调压系统发电性能的影响

Fig.4 Influence of single-stage and two-stage heat pumps on power generation performance of turbine pressure regulation system

由于需要根据天然气入口变化的参数来实时优化功率分配,通过多元线性回归拟合,得出系统在不

同工况下的最优功率分配策略,如公式(24)所示,拟合相关系数分别为 99.38% 和 99.95%。通过比较 $q_{v,NG-in}$, p_{NG-in} , t_{NG-in} 的系数可以发现,无论是 x_{l-com} 还是 x_{h-com} ,受影响程度最大的因素都是 p_{NG-in} ,其次是 t_{NG-in} 和 $q_{v,NG-in}$,这与第 2.7 节得出的结论一致。

$$\begin{cases} x_{l-com} = 0.098\,399 + 0.000\,082q_{v,NG-in} + \\ \quad 0.0226\,91p_{NG-in} - 0.001\,675t_{NG-in} \\ x_{h-com} = 0.060\,612 - 0.000\,076q_{v,NG-in} + \\ \quad 0.074\,623p_{NG-in} - 0.002\,881t_{NG-in} \end{cases} \quad (24)$$

图 5 比较了双级与单级热泵条件下调压系统的 COP 和 η_{sys} ,可以看出,COP 受季节变化影响相对较小,且二者的 COP 均随 $p_{v,0}$ 增大而减小。两级热泵 COP 全年保持在 2.54~3.68 之间,均值为 2.89,比单级热泵高出 15.91%。在系统焓效率方面,二者均在冬季较小,夏季较大。这是因为冬季的天然气进气流量和压力较大,所需预热负荷增大,热泵 COP 降低,进而导致输出电功降低。双级热泵系统由于具有更高的热效率和净发电功比,其全年 η_{sys} 保持在 36%~49% 之间,年均 43%,比单级热泵提高 10.88%。

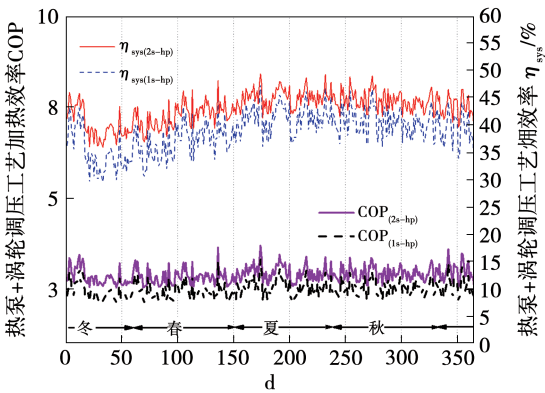


图 5 单级与双级热泵对涡轮调压系统热效率和焓效率的影响

Fig.5 Influence of single-stage and two-stage heat pumps on thermal efficiency and exergy efficiency of turbine pressure regulation system

图 6 比较了双级热泵 + 涡轮新型调压工艺与传统锅炉 + 节流阀调压工艺的碳排放和经济收益。可以看出,双级热泵 + 涡轮调压系统的碳排放远小于后者,全年合计碳排放量为 0.54 万 t,仅为传统调压

工艺的 69.54%, 环保效益优势突出。在经济收益方面, 双级热泵 + 涡轮调压工艺全年发电上网收益为 146.94 万元, 而锅炉 + 节流阀调压工艺全年需额外付出加热成本 4.7 万元。通过比较可以发现, 新调压工艺因其高效的加热性能和发电效益而具有更好的环保性和经济性。

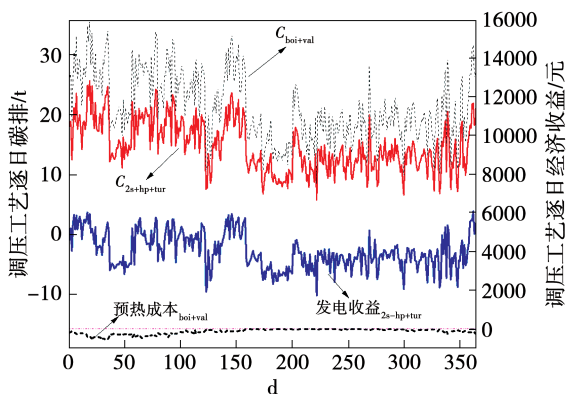


图6 “双级热泵 + 涡轮”与“锅炉 + 节流阀”
调压工艺的对比

Fig.6 Comparison of pressure regulation process of
"two-stage heat pump and turbine" and
"boiler and throttle valve"

4 结 论

回收压力能与降低预热能耗是当前天然气调压工艺减碳的主要手段, 本文提出一种涡轮与两级地源热泵相耦合的新型调压系统, 并结合实际案例与传统调压工艺进行了比较, 主要结论如下:

(1) 相比 R245fa 和 R152a 而言, R123 因其高效特性被认为是热泵的最佳工质。

(2) 为获得最高焓效率, 膨胀比应平均分配, 最佳压缩功分配比受天然气进气压力影响最大, 温度次之, 流量最小。

(3) 相比于单级热泵, 配备双级热泵的涡轮调压系统年均净发电功比为 0.56, 提升 25.92%; 年均 COP 为 2.89, 提升 15.91%; 年均焓效率为 43%, 提升 10.88%。

(4) 相比锅炉 + 节流阀调压工艺, 新工艺全年碳排放量为 0.54 万 t, 下降 30.46%; 全年发电上网收益为 146.94 万元, 累计节省燃气加热费用 4.7 万元。

综上所述, 热泵循环由单级变为双级循环可显

著提高涡轮调压系统的性能, 且相比于传统节流调压工艺, 新工艺具有显著的环保与经济优势。下一阶段的优化工作可以考虑采用多级膨胀、级间预热进行调压, 以降低热泵冷凝温度, 进一步提升系统能效。

参考文献:

- [1] 黄维和, 宫敬, 王军. 碳中和愿景下油气储运学科的任务[J]. 油气储运, 2022, 41(6): 607-613.
HUANG Wei-he, GONG Jing, WANG Jun. Tasks of oil & gas storage and transportation discipline under the vision of carbon neutrality[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2022, 41(6): 607-613.
- [2] ZABIHI A, TAGHIZADEH M. Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using turboexpander[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 35: 152-159.
- [3] 熊颖, 王宁升, 许深皓, 等. 天然气水合物的结构特征及防治措施[J]. 油气储运, 2008, 6(5): 48-52.
XIONG Ying, WANG Ning-sheng, XU Sheng-hao, et al. Structural characteristics of natural gas hydrates and prevention and control measures[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2008, 6(5): 48-52.
- [4] BORELLI D, DEVIA F, CASCIO E L, et al. Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: integration with low temperature heat sources[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 159: 274-283.
- [5] ARABKOOHSAR A, FARZANEH-GORD M, DEYMI-DASHTEBAYAZ M, et al. A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set[J]. Renewable Energy, 2015, 81: 239-250.
- [6] XIONG Y, AN S, XU P, et al. A novel expander-depending natural gas pressure regulation configuration: performance analysis[J]. Applied Energy, 2018, 220: 21-35.
- [7] GHEZELBASH R, FARZANEH-GORD M, BEHI H, et al. Performance assessment of a natural gas expansion plant integrated with a vertical ground-coupled heat pump[J]. Energy, 2015, 93: 2503-2517.
- [8] 熊亚选, 王楠, 徐鹏, 等. 膨胀机燃气调压的发电性能研究[J]. 煤气与热力, 2021, 41(4): 58-63.
XIONG Ya-xuan, WANG Nan, XU Peng, et al. Research on power generation performance of expander gas pressure regulation[J]. Gas & Heat, 2021, 41(4): 58-63.
- [9] 张新华, 范迪, 刘誉阳, 等. 空气源热泵用于天然气加热的经济环保性[J]. 煤气与热力, 2021, 41(9): 1-3.
ZHANG Xin-hua, FAN Di, LIU Yu-yang, et al. Economy and environmental protection of air-source heat pump for natural gas heating

[J]. Gas & Heat,2021,41(9):1-3.

[10] 刘 逸,李炳熙,付忠斌,等.严寒地区太阳能-土壤源热泵运行经济性分析[J].热能动力工程,2011,26(4):471-474.
LIU Yi,LI Bing-xi,FU Zhong-bin,et al. Analysis of the operation cost-effectiveness of a solar energy-soil source heat pump in frigid regions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Powe, 2011,26(4):471-474.

[11] TOWLER B F,MOKHATAB S. Quickly estimate hydrate formation conditions in natural gases[J]. Hydrocarbon Processing, 2005,84(4):61-62.

[12] 方 箴,杨 昭,陈轶光.冷热电三联供燃气机热泵系统的烟损功率分析[J].热能动力工程,2009,24(1):53-59.
FANG Zheng,YANG Zhao,CHEN Yi-guang. An analysis of exergy loss power for a cooling-heating-power cogeneration system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Powe,2009, 24(1):53-59.

[13] TORRELLA E,LLOPIS R,CABELLO R. Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor[J]. International Journal of Refrigeration,2009,32(2):307-315.

[14] TORRELLA E,LARUMBE J A,CABELLO R,et al. A general methodology for energy comparison of intermediate configurations in two-stage vapour compression refrigeration systems[J]. Energy,2011,36(7):4119-4124.

[15] <企业温室气体排放核算方法与报告指南 发电设施> (环

办气候[2021]9号).

Accounting methods and reporting guidelines for greenhouse gas emissions of enterprises:power generation facilities (General Office of the Ministry of Ecology and Enviroment[2021]No.9).

[16] GB/T 51366-2019,建筑碳排计算标准.
GB/T 51366-2019,Standard for building carbon emission calculation.

[17] BADAMI M,MODICA S,PORTORARO A. A biofuel-based cogeneration plant in a natural gas expansion system:an energetic and economic assessment [J]. Applied Thermal Engineering, 2017,118:52-61.

[18] SANAYE S,NASAB A M. Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant [J]. Energy, 2012, 40(1):358-369.

[19] FARZANEH-GORD M,GHEZELBASH R,SADI M,et al. Integration of vertical ground-coupled heat pump into a conventional natural gas pressure drop station:energy,economic and CO₂ emission assessment[J]. Energy,2016,112(1):998-1014.

[20] CABELLO R,TORRELLA E,LLOPIS R,et al. Comparative evaluation of the intermediate systems employed in two-stage refrigeration cycles driven by compound compressors [J]. Energy,2010, 35(3):1274-1280.

(刘 颖 编辑)

(上接第 74 页)

[11] RINNE S,SYRI S. The possibilities of combined heat and power production balancing large amounts of wind power in Finland[J]. Energy,2015,82:1034-1046.

[12] ROMANOS P,ALKINDI A A,PANTALEO A M,et al. Flexible nuclear plants with thermal energy storage and secondary power cycles:virtual power plant integration in a UK energy system case study[J]. e-Prime-Advances in Electrical Engineering,Electronics and Energy,2022,2:100027.

[13] ZHANG P,MA F,XIAO X. Thermal energy storage and retrieval characteristics of a molten-salt latent heat thermal energy storage system[J]. Applied Energy,2016,173:255-271.

[14] WANG K,LI M,ZHANG Z,et al. Evaluation of alternative eutectic salt as heat transfer fluid for solar power tower coupling a supercritical CO₂ Brayton cycle from the viewpoint of system-level analysis[J]. Journal of Cleaner Production,2021,279:123472.

[15] 庞力平,张世刚,段立强.高温熔盐储能提高二次再热机组灵活性研究[J].中国电机工程学报,2021,41(8):2682-2691.

PANG Li-ping,ZHANG Shi-gang,DUAN Li-qiang. Flexibility improvement study on the double reheat power generation unit with a high temperature molten salt thermal energy storage [J]. Proceedings of the CSEE,2021,41(8):2682-2691.

[16] 谢 天,杨荣祖,程东涛,等.低压缸零出力供热工况中低压缸连通管内部流动数值模拟[J].热力发电,2021,50(11):99-106.
XIE Tian,YANG Rong-zu,CHENG Dong-tao,et al. Numerical simulation of internal flow in connecting pipe of IP and LP cylinder under zero-output heating conditions of LP cylinder [J]. Thermal Power Generation,2021,50(11):99-106.

[17] LI X,XU E,SONG S,et al. Dynamic simulation of two-tank indirect thermal energy storage system with molten salt[J]. Renewable Energy,2017,113:1311-1319.

[18] BORETTI A,CASTELLETTO S. High-temperature molten-salt thermal energy storage and advanced-ultra-supercritical power cycles[J]. Journal of Energy Storage,2021,42:103143.

(刘 颖 编辑)