

电厂循环水与热泵耦合供暖能效分析

李建锋¹, 杨革新², 吕俊复³, 冷 杰⁴, 丁 恒², 陶 焱²

(1. 中国电力企业联合会, 北京 100761; 2. 贵州华电毕节热电有限公司, 毕节 551713;
3. 清华大学热科学与工程教育部重点实验室, 北京 100084; 4. 国网辽宁省电力有限公司电力科学研究院, 沈阳 110006)

摘 要: 为降低热电联产机组在集中供暖过程中的能耗, 提出一种电厂循环水与热泵耦合的供暖方式, 建立该采暖模式的能效计算模型, 并以某 350 MW 超临界供热机组为例, 计算该模式的能效指标。计算结果表明, 在热泵制热系数 4 以上时, 无论管网效率高低, 系统供电量均增加。热泵制热系数越高, 供热管网效率越低, 系统供电量增加越大, 相同煤耗量时最高供电功率能够达到 25 MW 以上。

关键词: 热电联产; 循环水; 供暖; 热泵系统; 供热管道

中图分类号: TU833

文献标识码: A

0 引 言

随着中国城镇化进程的不断加快, 未来在中国很多地区将出现更多不同规模的城镇。不仅地处北方城镇的居民在冬季需要供暖, 随着人们生活水平的不断提升, 南方居民, 尤其是长江流域的居民对冬季供暖的需求也日益增加, 今后南方部分地区城镇居民生活供暖也会是一个发展趋势。所以中国用于居民采暖的能源消耗还将进一步增加, 如何降低居民的采暖能耗是面临的一个重要课题。

目前, 中国城镇居民冬季采暖主要以热电联产机组为热量来源, 以大管网集中供应为主要形式。热电联产集中供暖模式尽管相比较纯凝发电机组热能利用率较高, 供电煤耗较低, 但在系统能耗方面主要存在 2 个问题: 1) 抽汽热量与居民实际采暖热量之间的品质差异较大; 2) 热管网存在一定的热损失。

大型热电机组因为供暖面积很大, 其供热出水温度较高, 一级换热站出水温度一般在 120~130 °C, 这导致汽轮机抽汽参数也较高, 一般采暖抽汽压力为 0.35~0.55 MPa。然而如果居民采用普通暖气片采暖, 大约需要 60~70 °C 热水; 如果采用地暖或风机盘管采暖, 水温 40~50 °C 即可满足采暖需求。这与电厂抽汽热能品质差异很大, 所以部分电厂或者采用吸收式热泵利用抽汽的高品位热能并通过适当

降低外供热水的温度来增加供热量或在供热量不变的情况下减少机组的抽汽量^[1~5], 或者采用低真空(或说高背压)供暖的模式来减少这部分热品质差异^[6~10]。由于供热管网内热水与外部温差较大, 尽管行业内标准对管网表面热损失限值有规定^[11], 但大规模供热管网的热损失仍很大, 测试结果表明, 部分地区城市供热管网实际热损失甚至能够接近 50%^[12, 13]。

为减少这 2 部分热损失, 以居民小区等为单位, 采用大型高效压缩式热泵可能是未来供暖的一个趋势, 相比较家用空调, 大型压缩式热泵是以水源或土壤为低温热源^[14~18], 其温度高于冬季的环境大气温度且更为稳定, 所以制热系数更高。但以水源或地源热泵作为采暖热源也会存在一些较大的问题: 1) 当地的水文或地质条件不一定能够满足大型热泵的安装需求, 尤其是北方缺水地区; 2) 热泵长期运行会对当地的地质环境产生一些负面影响, 比如地温下降导致地源热泵制热效果下降、水源热泵回灌水不足会导致地下水资源过度消耗, 或者污染地下水及建设成本较高等诸多问题^[19~21]。

因此为提高城镇居民供暖过程中的能源利用效率, 降低城镇居民供暖整体的能源消耗量, 本文提出一种全新的电厂循环水与热泵耦合的供暖方式, 便于为今后新建不同的供暖设施提供技术参考。

1 系统介绍

目前已有的集中供暖模式如图 1 所示,由汽轮机抽汽,采用表面式或混合式换热器加热供热水,并通过管网输送给不同的热用户以满足其采暖需求。图中 $t_1 \sim t_n$ 代表不同热用户的进水温度; $t'_1 \sim t'_n$ 代表不同热用户的出水温度; $m_1 \sim m_n$ 代表不同热用户的进水流量。

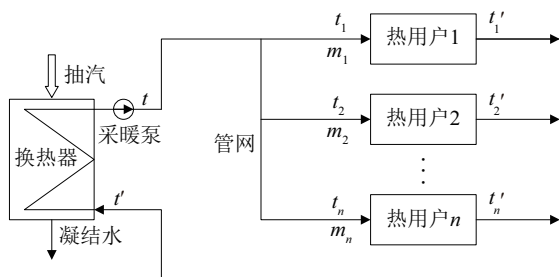


图1 集中供暖系统示意图

Fig. 1 Centralized heating system

为解决电厂抽汽热能品质与采暖热能品质的差异,同时解决管网热损失较大的问题,本文提出一种电厂循环水与热泵耦合的采暖系统,见图 2。在图 2 中,由凝汽器出来的循环水一部分进入凉水塔,另一部分则进入供热管网。供热管网将循环水输送到各个热用户后,作为热泵的低温热源,由大型高效的压缩式热泵为热用户提供采暖热水。这些热用户可以是小区民居,也可以是商业楼、学校或医院等单位。循环水在热泵内部放热后输返回

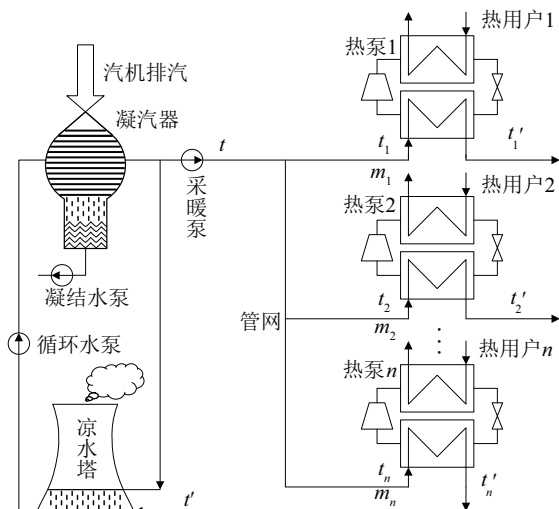


图2 电厂循环水与热泵耦合供热系统

Fig. 2 Coupling heating system comprise by circulating water and heat pump

电厂,直接进入凝汽器或与凉水塔底部的冷水混合后进入凝汽器。由于汽轮机的一部分热量用来采暖,所以凉水塔的散热负荷大大降低,利于减少发电过程的水资源消耗。

在夏季,如果从凉水塔底部抽取冷水送入管网,同时热泵反向运行作为冷水机组向用户提供冷水,相当于管网中的循环水作为冷水机组的冷却水使用,可提高系统的利用率。

2 系统性能计算模型

本部分计算模型仅针对系统供热模式下的能效指标,对于如图 1 所示的大型集中供暖系统,因为供热面积大,管网系统复杂,整个供热管路很长,所以存在供热管网效率问题。假设以居民小区、商业大楼、学校或医院等作为热用户,那么可定义供暖系统的供热效率 η_h 为:

$$\eta_h = \frac{\sum_{i=1}^n m_i (h_i - h'_i)}{m(h - h')} \quad (1)$$

式中, m_i ——每个热用户进出水流量, kg/s; m ——供热站进出水总流量, kg/s; h_i ——每个热用户进水比焓, kJ/kg; h'_i ——每个热用户出水比焓, kJ/kg; h ——供热站出水比焓, kJ/kg; h' ——供热站回水比焓, kJ/kg。

当不考虑供热管网系统水泄露时,则有:

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad (2)$$

输送给每个热用户的热量中的大部分被用来采暖,另一小部分为内部热损失^[22,23],因此用热泵来取代供热水,热泵提供给各个热用户的热量必须与供暖热水提供的热量相同。

那么热泵需要的电功率总和为:

$$W_{th} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i (h_i - h'_i)}{\varepsilon_i} \quad (3)$$

式中, ε_i ——各个热泵的制热系数。

为便于计算,以系统内热泵的平均制热系数 ε 代替各个热泵的制热系数,式(3)可整理为:

$$W_{th} = \frac{\eta_h m (h - h')}{\varepsilon} \quad (4)$$

在额定状态下,供热机组供热时的煤耗一般要大于纯凝状态下的煤耗。因此在供热量被热泵替代时相当于供热机组变成纯凝机组,如果此时机组

消耗的燃煤仍与供热状态的煤耗相同,可折算出汽轮机能发出的电功率为:

$$W_{zs} = W_{cn} \frac{Q_{gr}}{Q_{cn}} \quad (5)$$

式中, W_{cn} ——机组纯凝状态下的汽轮机发电功率, kW; Q_{gr} ——机组供热状态下锅炉的输出热量, kW; Q_{cn} ——机组纯凝状态下锅炉的输出热量, kW。

由于目前大部分机组为一次再热机组,在忽略掉锅炉排污时,式(5)中的锅炉输出热量可采用式(6)计算:

$$Q_x = D_{zq} \times h_{zq} - D_{gs} \times h_{gs} + D_{zr} \times h_{zr} - D_{lrr} \times h_{lrr} - D_{gj} \times h_{gj} - D_{zj} \times h_{zj} \quad (6)$$

式中, D_{zq} ——汽轮机主蒸汽流量, kg/s; h_{zq} ——汽轮机主蒸汽焓, kJ/kg; D_{gs} ——给水流量, kg/s; h_{gs} ——给水焓, kJ/kg; D_{zr} ——汽轮机再热蒸汽流量, kg/s; h_{zr} ——汽轮机再热蒸汽焓, kJ/kg; D_{lrr} ——汽轮机冷再热蒸汽流量, kg/s; h_{lrr} ——汽轮机冷再热蒸汽焓, kJ/kg; D_{gj} ——过热器减温水流量, kg/s; h_{gj} ——过热器减温水焓, kJ/kg; D_{zj} ——再热器减温水流量, kg/s; h_{zj} ——再热器减温水焓, kJ/kg; 下角标 x 代表不同的工作状态, 如为纯凝状态(cn)或供热状态(gr)。

汽轮机由供热状态的发电功率折算成纯凝状态的发电功率后,由于抽汽可以继续汽轮机中做功发电,同时供热状态比纯凝状态的多余煤耗也应折算成纯凝发电功率,所以机组的发电功率增加值为:

$$W = W_{zs} - W_{gr} \quad (7)$$

式中, W_{gr} ——供热状态下汽轮机的发电功率, kW。

由于利用循环水将电厂与热泵连为一体,可将其看作一个系统,该系统中发电机的功率将被热泵消耗掉一部分,如果不考虑采暖泵功率的变化,而认为厂用电率保持不变,因此整个系统输出电功率变为:

$$\Delta W = \left(1 - \frac{L}{100}\right)(W_{zs} - W_{gr}) - W_{th} \quad (8)$$

式中, L ——供热机组厂用电率, %。

对于常规的集中采暖系统,机组既输出电力,又输出热量,其净效率可采用式(9)计算:

$$\eta_c = \frac{\eta_{gl}}{100} \times \frac{W_{gr} \left(1 - \frac{L}{100}\right) + \eta_h Q_{grl}}{Q_{gr}} \quad (9)$$

式中, η_{gl} ——锅炉效率, %; Q_{grl} ——机组抽汽热量, kW。

对于新系统则需要扣除热泵的耗电量:

$$\eta_x = \frac{\eta_{gl}}{100} \times \frac{W_{zs} \left(1 - \frac{L}{100}\right) - W_{th} + \eta_h Q_{grl}}{Q_{gr}} \quad (10)$$

3 计算结果与分析

3.1 计算条件

根据某 350 MW 超临界供热机组的热平衡图,其在纯凝 THA(turbine heat acceptance)工况及抽汽 250 t/h 工况下部分性能参数见表 1。

表 1 机组部分性能参数

Table 1 Part of performance parameters of unit

参数	数值	
	纯凝工况	抽汽工况
主蒸汽压力/MPa	24.2	24.2
主蒸汽温度/℃	566	566
主蒸汽流量/kg·s ⁻¹	276.18	294.44
过热器减温水流量/kg·s ⁻¹	6.94	6.94
过热器减温水温度/℃	176.8	173.3
再热汽压力/MPa	3.79	3.95
再热蒸汽温度/℃	566	566
再热蒸汽流量/kg·s ⁻¹	233.54	245.24
再热器减温水流量/kg·s ⁻¹	2.78	2.78
再热器减温水温度/℃	176.8	173.3
冷再热汽温度/℃	313.8	317.9
机组发电功率/MW	350.00	321.42
给水温度/℃	276.6	280.0
供热抽汽压力/MPa	—	0.4
供热抽汽温度/℃	—	255.8
供热抽汽焓/kJ·kg ⁻¹	—	2976.5
供热抽汽流量/kg·s ⁻¹	—	69.44
供热抽汽凝结水温度/℃	—	80
供热抽汽凝结水焓/kJ·kg ⁻¹	—	334.95
汽轮机排汽压力/kPa	4.9	4.9

3.2 系统节能量计算

假设有一新城镇需要供暖,根据表 1 中的机组参数,既可建设常规的热水供热管网,也可建设本文中提出的循环水耦合热泵的供热系统。相比较常规的热水供热管网,新的供暖系统增加的电功率与热泵电耗计算结果见图 3,系统效率的变化见图 4。在计算中取锅炉效率为 93%,厂用电率为 5%。图 3 中曲线的标示数字代表热泵的制热系数,“增”代表系统增加电量,“耗”代表热泵耗电量。

在图 3 中,保持机组的输出热量为定值,即 $69.44 \times (2976.5 - 334.95) = 183429.2 \text{ kW}$,供热管网的效率越高,热用户所得到的热量就越多,因此热泵所需要提供的替代热量也就更多,热泵消耗的电量也就更大,系统电功率的增加值也就越少;此外,在给热用户提供相同的替代热量时,热泵的制热系数越大,其所消耗的电功率也就越少,所以系统增加的电功率也就越大。反之,如果热泵的制热系数较低,那么在供热管网效率较高时,热泵所消耗的电功率将大大增加,将使得系统的电功率增加值为负,比如热泵制热系数为 3 时,在管网效率超过 75% 时,汽轮机电功率的增加值小于热泵的电耗,此时系统不仅没有收益,反而运行投入增加。但当热泵制热系数超过 4 时,不论管网效率高,供电功率的增加值均为正。

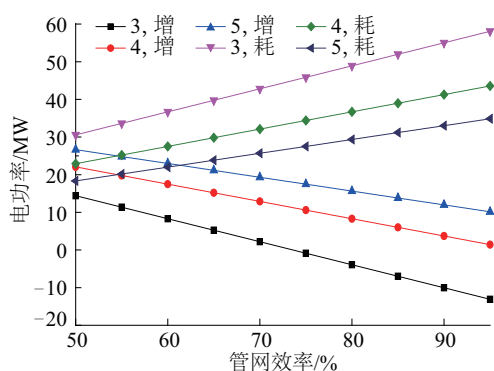


图3 系统供电功率增加值与热泵电耗

Fig. 3 Power supply value of the system and heat pump power consumption

从图 4 中也可看出这一点,在热泵的制热系数为 3 时,当管网效率超过 75% 时,新系统的净效率低于原系统净效率,但当热泵的制热系数超过 4

时,新系统净效率大于原系统,而且管网效率越低,净效率增加值越多。

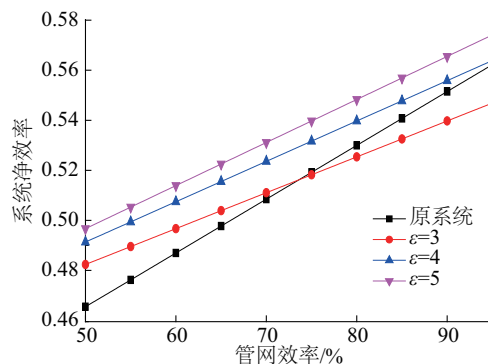


图4 系统效率变化

Fig. 4 System efficiency changes

据目前热泵技术的发展态势,大型压缩式水源热泵的制热系数一般均较高。表 2 给出了某厂生产的压缩式水源热泵的部分性能参数,从中可看出现在大型热泵的制热系数较高已接近 5,且随着制热功率的增加,热泵制热系数也相应增加。

表2 某厂生产的热泵性能参数

Table 2 Performance parameters of a heat pump

性能参数	XX-1	XX-2	XX-3	XX-4
制热功率/kW	963	1407	1592	2000
输入电功率/kW	205.1	298.5	336.5	422.3
热水进/出水温度/℃	40/45			
冷水进/出水温度/℃	15/7			
制热系数	4.70	4.71	4.73	4.74

中国燃煤机组汽轮机的排汽背压设计值一般为 4.9 kPa,对应的饱和水温度为 32.52 ℃,这样汽轮机凝汽器冷却水的出水温度应该在 25 ℃ 以上。对照表 2,电厂循环水作为压缩式热泵的热源是完全满足要求的。而 45 ℃ 的热水用于家庭采暖,如果采用地暖或风机盘管也是完全能够满足要求。

如果进一步利用锅炉烟气余热加热循环水,那么电厂输出的循环水温度会更高,相应的热泵制热系数也会提高,系统增加的电功率也会更大。或者在满足热泵冷水温度需求的情况下,电厂循环水的供应半径可以相应增加,供热面积就会大幅度增加,这样就能够替代更多的小锅炉或散烧煤采暖,有利于改善当地大气环境,减少雾霾频次及减轻严重程度。

3.3 管网阻力分析

在前面计算系统的电功率增加值时,并没有考虑采暖泵功率的变化,采暖泵功率与流量和压头均有关系。由于循环水的温度较低,可利用温差较小,在供热量相同时,循环水的流量要大大增加,所以需要管网的阻力进行分析,以计算采暖泵功率的变化。

采暖泵克服管路阻力所消耗的功率为:

$$W_{\text{enb}} = \frac{\Delta p V}{\eta_{\text{enb}}} \quad (11)$$

式中, Δp ——水泵进出口压差, Pa; V ——水泵体积流量, m^3/s ; η_{enb} ——采暖泵效率。

水泵体积流量为:

$$V = \frac{\pi d^2 u}{4} \quad (12)$$

式中, d ——管路直径, m; u ——管路中水流速度, m/s 。

水泵进出口压差为:

$$\Delta p = \rho g H \quad (13)$$

式中, ρ ——水密度, kg/m^3 ; g ——地球重力加速度, 一般取 9.81 m/s^2 ; H ——管网的水力损失, m。

对于图 1、图 2 所示的供暖管网,其水力损失为^[24,25]:

$$H = \left(\sum f \frac{l}{d} + \sum s \right) \frac{u^2}{2g} \quad (14)$$

式中, f ——管路沿程阻力系数; l ——管路长度, m; s ——管路局部阻力系数。

将式(12)~式(14)代入式(11)中可得:

$$W_{\text{enb}} = \left(\sum f \frac{l}{d^5} + \sum s \frac{1}{d^4} \right) \frac{8\rho V^3}{\eta_{\text{enb}} \pi^2} \quad (15)$$

从式(15)可看出,如果管网的沿程阻力系数与局部阻力系数不变,采暖泵功率正比于水流量的 3 次方,沿程阻力功耗与管网直径的 5 次方成反比,局部阻力功耗与管网直径的 4 次方成反比,对于新建的循环水供热网,随着水流量增加,只需要增加管网直径,便可保持采暖泵功耗不变,甚至可能有所降低。

在本算例中,如果供热管网出水温度为 130°C ,回水温度为 70°C ,那么水流量为 725.93 kg/s ,取进出水管径为 1 m (水流速度约 1 m/s)。假定输送热水管线长度为 3 km ,沿程阻力系数取 0.02 ,弯头局部阻力系数取 0.5 ,温度补偿器弯头假定共有

30 个,采暖泵效率取 0.85 ,可以利用式(13)计算出采暖泵克服管线阻力的功耗为 31.43 kW ,回水管路的阻力认为与之相当,因此采暖泵总的功耗为 62.46 kW 。

采用循环水提供热量时,热泵的制热系数取保守值为 4.5 (见表 2),循环水需要输送的热量为 $183429.2 \times (1 - 1/4.5) = 142667.16 \text{ kW}$ 。假设循环水出水温度为 25°C ,回水温度为 5°C ,可计算出循环水流量为 1709 kg/s 。如果沿程阻力系数及弯头局部阻力系数不变,管长及弯头数不变,当输水管径达到 1.67 m 时,克服管路阻力的功耗将与热水管道相同。

3.4 系统经济性简析

与图 1 所示的常规采暖系统相比,由于热用户处安装了热泵,所以投资成本肯定会增加。但与目前电厂用的吸收式热泵相比,按照目前热泵的市场价格,吸收式热泵机组的单位投资成本为 $250 \sim 300 \text{ ¥/kW}$,压缩式热泵要便宜一些,为 $200 \sim 250 \text{ ¥/kW}$,因此相比较安装吸收式热泵,增加压缩式热泵改造费用还要低一些。

对于管道投资(按前文计算结果),在热水管网管径取 1 m 时,循环水管径取 1.67 m ,壁厚同取 0.01 m ,参考目前钢管价格 4000 ¥/t ,每千米管道的钢材投资造价将会增加 $3.14 \times (1.67 - 1) \times 0.01 \times 1000 \times 2 \times 7.8 \times 4000 = 131.28 \text{ 万¥}$ 。

对于管道外保温层,一方面,假定环境平均温度为 0°C ,那么热水出水与环境温差为 130°C ,回水温差为 70°C ,分别是循环水温差的 5.2 倍和 14 倍,尽管循环水管的保温面积是热水管保温面积的 1.67 倍,但在同样的单位表面散热量或总散热量情况下,循环水管的外保温材料使用量还是会极大降低。另一方面,为降低循环水流量,还可利用锅炉烟气余热加热凝汽器出水,以提高供暖回水温差,提高热泵制热系数,降低管径,减少建设成本。或者通过增加供暖面积,提高系统供热收益来抵消增加的管道建设成本。当然,最终取循环水管径为多大,还需要在具体的工程实施中做详细的技术经济分析,以平衡投资与采暖泵功耗。

在文献[13]中,实测吉林市供热管网最大热损失接近 50% ;在文献[12]中,实测济南市供热管网热损失接近 10% 。因此,在估算热泵的投资回收期

时以供热管网的热效率 90% 为基准。供热管网效率为 90% 时,热用户处需要提供的热量为 $0.9 \times 183429.2 = 165086.28 \text{ kW}$,那么热泵的设备投资成本为 3301.73 万 ¥~4127.16 万 ¥。同样取热泵的制热系数值为 4.5,此时系统供电功率增加值为 8.31 MW,按照北方每年的 11 月份中旬到次年的 3 月份中旬的供暖期和上网电价 0.4 ¥/kWh 计算,系统年收益为 $8.31 \times 1000 \times 0.4 \times 4 \times 30 \times 24 = 957.15 \text{ 万 ¥}$,因此热泵的投资回收期为 3.45~4.31 a,如果加上输送距离 3 km 增加的管道费用,投资回收期为 3.86~4.72 a。如果热泵制热系数提高到 5,则 3 km 管道及热泵总的投资回收期仅有 2.67~3.27 a。

当然,上文的投资回收期计算显然假定了电厂是循环水与热泵耦合供暖系统的投资主体。如果是其他投资方投资,那么需要从电网购电,购电价格可能较高,因此系统的收益会有所降低。这需要国家有关部门对热泵的用电价格制定一定的优惠措施,否则过高的电价可能会影响资本的投资积极性。不过随着售电改革的进一步推进,热泵的用电价格可以通过直接与发电企业协商价格而得到明显的降低。

如果夏季将热泵的压缩机进出口互换,那么热泵将变成冷水机组,此时系统可以向外提供 5~8 °C 的空调用制冷水,供家用风机盘管使用,可进一步提高系统的利用时间与设备利用率。相对于普通的家用空调,由于热泵/冷水机组的冷却水温度要低于环境空气温度,同时冷水换热系数远远高于空气的换热系数,所以其制冷系数也要明显高于普通家用空调,因此其电力消耗将小于所替代的家用空调用电之和,进一步提高了系统的经济性。

4 可再生能源电力消纳

因中国面临能源供应与环保压力,国家大力发展风电太阳能等新能源与可再生能源发电产业,图 5 给出了近年来中国风电与太阳能发电装机容量及发电量的发展变化,从图 5 中可知中国风电与太阳能光伏发电发展十分迅速。

图 6 给出了中国近几年新能源与可再生能源装机容量与发电量占全国总装机容量及总发电量的比例。从图 6 中可知近几年中国新能源与可再生能源的发电量及在总发电量中的占比在不断增加

加,2016 年已经接近中国发电总量的 30%,即如果采用循环水与热泵耦合供暖方式,那么热泵的耗电量中,接近 30% 是由新能源与可再生能源所发出的电量。不过,尽管新能源与可再生能源的发电量在不断增加,中国风电光伏的弃风率与弃光率也不断增加。

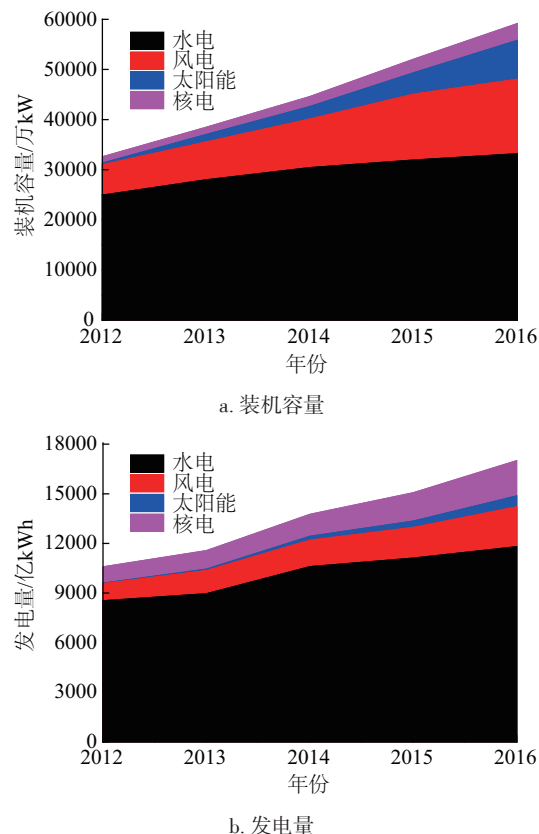
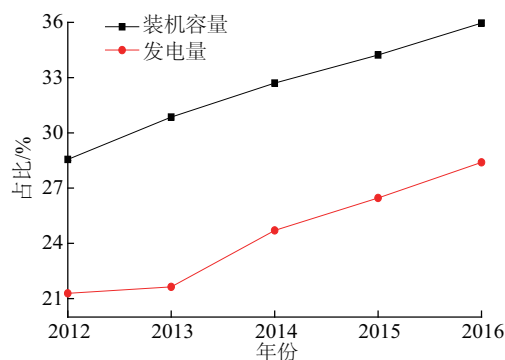


图 5 中国新能源与可再生能源装机容量及发电量
Fig. 5 Installed capacity and power generation of new energy and renewable energy in China



根据国家能源局发布的数据,2016 年全年弃风电量高达 497 亿 kWh,其中最严重的地区有甘肃(弃风率 43%、弃风电量 104 亿 kWh)、新疆(弃风率 38%、弃风电量 137 亿 kWh)、吉林(弃风率 30%、弃风电量 29 亿 kWh)、内蒙古(弃风率 21%、弃风电量 124 亿 kWh)。另外,同样在 2016 年,西部地区平均弃光率达到 20%。风电、光伏企业的弃风与弃光原因是多种多样的,如电源建设速度过快、当地电力负荷较低、电网建设滞后、风能与光能不稳定以及冬季受热电联产机组发电量的挤压等。

热电联产机组在运行中一般遵循以热定电的方式,其发电负荷调峰性能较差,尤其是在冬季供暖季节夜间热负荷较大而电负荷较小,矛盾更为突出,运行的灵活性较差。如果采用循环水与热泵耦合的供热方式的优势为:1)热电机组可实现热电解耦,将其转变为纯凝机组,其本身调峰能力得到充分释放。如根据本文中所列举的机组性能,在 250 t/h 抽汽流量时,考虑到汽轮机长期运行的安全性与使用寿命,机组最低发电负荷不能低于 220 MW,即机组的调峰能力仅有 $321.42-220=101.42$ MW。而在纯凝状态时,机组的调峰能力主要取决于锅炉的最低稳燃负荷,燃用合适的煤质时,锅炉最低稳燃负荷可以降低至额定负荷的 40%,因此其调峰能力为 $350 \times 0.6=210$ MW,调峰能力为供热状态的 2 倍以上;2)因热泵的运行能够带来较大的电力负荷,可极大增加当地的电力消耗,减少弃风与弃光;3)为进一步配合可再生能源的消纳,可配套建设蓄热装置,如图 7 所示。如采用高能量密度的相变蓄热装置^[26-28],可有效调节热泵的运行功率及运行时段,能够较好的缓解风电与光伏发电功率不稳定的问题。如果风电太阳能等发电设备出力较大,可以让热泵大负荷运行以消纳更多的风电和太阳能发电,并将多余的热量存储起来,在风力减弱或夜里无

光的时候,降低热泵负荷,存储的热量用来补充供热。

因此,采用循环水与热泵耦合供暖方式,将非常有利于电网消纳风能、太阳能等可再生能源所发电力。

5 结 论

采用电厂循环水与热泵耦合供暖方式,可有效降低电厂抽汽热能品质与居民采暖热品质的巨大差异,降低供热管网的热损失,提高机组的供电能力最高可达 25 MW 以上;同时可极大增加电厂的经济性,在管网效率为 90%、热泵的制热系数为 4.5 时的系统年收益可为 957 万 ¥,热泵及管道的投资回收期不足 5 a;在热泵制热系数提高至 5 时,投资回收期不足 3.5 a。同时,由于该模式增加了机组的调负荷能力达 1 倍以上,有利于电网消纳风能太阳能等可再生能源发电量,值得进一步作工程应用研究。

[参考文献]

- [1] 薛 岑,由世俊,张 欢,等. 利用蒸汽双效溴化锂吸收式热泵回收热电厂余热的研究[J]. 暖通空调, 2014, 44(1): 101—104, 87.
- [1] Xue Cen, You Shijun, Zhang Huan, et al. Study on the waste heat recovery in heat and power plants by utilization of steam operated double-effect lithium bromide-water absorption type heat pump[J]. HV & AC, 2014, 44(1): 101—104, 87.
- [2] 常 浩,周崇波. 溴化锂吸收式热泵回收火电厂循环水余热供热研究[J]. 现代电力, 2012, 29(3): 70—73.
- [2] Chang Hao, Zhou Chongbo. Optimal simulation of absorption heat pump with lithium bromide recycling circulating water waste heat[J]. Modern Electric Power, 2012, 29(3): 70—73.
- [3] 李建锋,马庆中,黄海涛,等. 吸收式热泵在供热机组中的应用分析[J]. 中国电力, 2013, 46(4): 25—27, 31.
- [3] Li Jianfeng, Ma Qingzhong, Huang Haitao, et al. Analysis on absorption heat pump in heating units[J]. Electric Power, 2013, 46(4): 25—27, 31.
- [4] 刘明军,葛茂清,卢尚有,等. 吸收式热泵在热电厂乏汽余热回收领域的应用[J]. 流体机械, 2013, 41

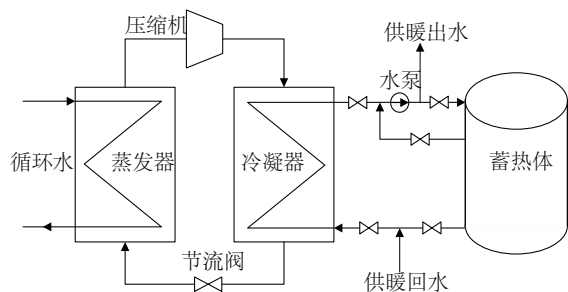


图7 带有蓄热装置的热泵供暖系统

Fig. 7 Heat pump heating system with heat storage device

- (2): 83—87.
- [4] Liu Mingjun, Ge Maoqing, Lu Shangyou, et al. Application of absorption heat pump in the field of thermal power plant exhaust steam heat recycle[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(2): 83—87.
- [5] 赵云凯, 刘汉涛, 张培华, 等. 高背压供热与吸收式热泵供热能耗分析对比[J]. 煤炭技术, 2015, 34(2): 321—323.
- [5] Zhao Yunkai, Liu Hantao, Zhang Peihua, et al. Energy consumption analysis and contrast on high back pressure and absorption heat pump heating[J]. Coal Technology, 2015, 34(2): 321—323.
- [6] 余 耀. 空冷机组高背压供热与抽汽供热的热经济性比较[J]. 中国电力, 2016, 49(9): 104—108.
- [6] Yu Yao. Thermal economics comparison between high back pressure heating and extraction heating for a direct air-cooled power unit[J]. Electric Power, 2016, 49(9): 104—108.
- [7] 郭 强, 孙苗青, 张龙英, 等. 回收乏汽余热的高背压供热方式性能分析[J]. 电力科学与工程, 2016, 32(4): 54—59.
- [7] Guo Qiang, Sun Miaoqing, Zhang Longying, et al. Performance analysis of high back pressure supply with exhaust steam heat recovery[J]. Electric Power Science and Engineering, 2016, 32(4): 54—59.
- [8] 万 燕, 孙诗梦, 戈志华, 等. 大型热电联产机组高背压供热改造全工况热经济分析[J]. 电力建设, 2016, 37(4): 131—137.
- [8] Wan Yan, Sun Mengshi, Ge Zhihua, et al. Thermo-economic analysis of high back pressure heating retrofit for large-scale cogeneration unit under full condition[J]. Electric Power Construction, 2016, 37(4): 131—137.
- [9] 成谔畏, 王学栋, 郝玉振. 140 MW 凝汽机组“双背压双转子互换”供热改造技术分析[J]. 发电与空调, 2013, 34(5): 5—8, 12.
- [9] Cheng Xiewei, Wang Xuedong, Hao Yuzhen. Heating transformation technical analysis of double backpressure dual rotor swap for 140 MW condensing unit[J]. Power Generation & Air Condition, 2013, 34(5): 5—8, 12.
- [10] 赵 岩, 冯 云. 300 MW 空冷机组高背压供热改造[J]. 河北电力技术, 2015, 34(2): 47—48, 57.
- [10] Zhao Yan, Feng Yun. High pressure heating reformation of 300 MW air cooled heat supply unit[J]. Hebei Electric Power, 2015, 34(2): 47—48, 57.
- [11] DL/T 5072—2007, 火力发电厂保温油漆设计规程[S].
- [11] DL/T 5072—2007, Thermal power plant paint design procedures[S].
- [12] 张宇晨, 田贯三, 孙永海, 等. 集中供热蒸汽热网与热水热网热损失率对比[J]. 煤气与热力, 2008, 28(5): 13—16.
- [12] Zhang Yuchen, Tian Guansan, Sun Yonghai, et al. Comparison of network heat loss rate between steam centralized heat-supply and hot water centralized heat-supply[J]. Gas & Heat, 2008, 28(5): 13—16.
- [13] 王春青, 王舒展, 徐 凯, 等. 集中供热管网热损失实测分析[J]. 吉林建筑大学学报, 2015, 32(3): 39—42.
- [13] Wang Chunqing, Wang Shuzhan, Xu Kai, et al. Heat loss measurement analysis of central heating pipe network[J]. Journal of Jilin Jianzhu University, 2015, 32(3): 39—42.
- [14] 孙天宇, 王庆阳, 张 健, 等. 压缩式与吸收式热泵系统的分析与比较[J]. 上海电力学院学报, 2014, 30(2): 115—118.
- [14] Sun Tianyu, Wang Qingyang, Zhang Jian, et al. Analysis and comparison of compression and absorption type heat pump system[J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2014, 30(2): 115—118.
- [15] 郭江龙, 常澍平, 冯爱华, 等. 压缩式和吸收式热泵回收电厂循环水冷凝热经济性分析[J]. 汽轮机技术, 2012, 54(5): 379—380, 388.
- [15] Guo Jianglong, Chang Shuping, Feng Aihua, et al. Economic analysis for compression-type and absorption-type heat pump recycling the waste heat of circulating water in power plant[J]. Turbine Technology, 2012, 54(5): 379—380, 388.
- [16] 赵海波, 吴 坤. 以风力驱动的热泵空调系统[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(1): 32—35, 31.
- [16] Zhao Haibo, Wu Kun. Heat pump and air-conditioning systems driven by wind energy[J]. Building Energy & Environment, 2010, 29(1): 32—35, 31.
- [17] 张 赞, 朱斌帅. 电厂集中供热领域中吸收式热泵与压缩式热泵的经济性比较[J]. 节能技术, 2016, 34(5): 440—443.
- [17] Zhang Yun, Zhu Binshuai. An economic comparison of absorption heat pump and compression heat pump in

- central heating area of power plant[J]. *Energy Conservation Technology*, 2016, 34(5): 440—443.
- [18] 崔可. 热泵回收电厂循环水余热的方案研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
- [18] Cui Ke. Research on the waste heat recovery of circulating water in power plant by heat pump technology [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013.
- [19] 杨卫波, 张苏苏. 冷热负荷非平衡地区土壤源热泵土壤热平衡研究现状及其关键问题[J]. *流体机械*, 2014, 42(1): 80—87.
- [19] Yang Weibo, Zhang Susu. Research status and key problem of underground thermal unbalance of ground coupled heat pump operated in districts with unbalanced cooling and heating load[J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42(1): 80—87.
- [20] 舒海文, 端木琳, 华蓉蓉, 等. 寒冷地区土壤源热泵冷热源系统设计方案研究[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(11): 1375—1379.
- [20] Shu Haiwen, Duanmu Lin, Hua Rongrong, et al. The design scheme study of the ground source heat pump thermal source system in cold area [J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2008, 29(11): 1375—1379.
- [21] 吴登海, 倪美琴, 冯杨杰, 等. 夏热冬冷地区土壤源热泵运行特性的研究[J]. *流体机械*, 2015, 43(2): 60—65.
- [21] Wu Denghai, Ni Meiqin, Feng Yangjie, et al. Investigation on the summer operating characteristics of the GHP in the hot-summer and cold-winter zone [J]. *Fluid Machinery*, 2015, 43(2): 60—65.
- [22] 董磊, 王萌, 夏建军, 等. 严寒地区集中供热小区现状测试研究[J]. *暖通空调*, 2014, 44(2): 77—83, 122.
- [22] Dong Lei, Wang Meng, Xia Jianjun, et al. Testing study of a central heating housing estate in severe cold area[J]. *HV & AC*, 2014, 44(2): 77—83, 122.
- [23] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2011 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011, 65—66.
- [23] Building Energy Conservation Research Center, Tsinghua University. 2011 annual report on China building energy efficiency [M], Beijing: China Architecture & Building Press, 2011, 65—66.
- [24] 熊万斌. 通风除尘与气力输送 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008, 14—15.
- [24] Xiong Wanbin. Ventilation dust removal and pneumatic transportation [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2008, 14—15.
- [25] 齐鄂荣. 流体力学基础与实践 [M]. 武汉: 武汉大学出版社, 2011, 128—129.
- [25] Qi Erong. Fundamental and practice of fluid mechanics [M]. Wuhan: Wuhan University Press, 2011, 128—129.
- [26] 汪玺, 袁艳平, 邓志辉, 等. 相变蓄热水箱的设计与运行特性研究[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(4): 670—676.
- [26] Wang Xi, Yuan Yanping, Deng Zhihui, et al. Operating characteristic of latent heat storage water tank [J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2014, 35(4): 670—676.
- [27] 徐治国, 赵长颖, 纪育楠, 等. 中低温相变蓄热的研究进展[J]. *储能科学与技术*, 2014, 3(3): 179—190.
- [27] Xu Zhiguo, Zhao Changying, Ji Yunan, et al. State-of-the-art of phase-change thermal storage at middle-low temperature [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2014, 3(3): 179—190.
- [28] 李建锋, 吕俊复. 对两级放热热泵以及带蓄热供暖系统的运行分析[J]. *流体机械*, 2006, 34(9): 61—64.
- [28] Li Jianfeng, Lyu Junfu. Analysis on a kind of two stages heat releasing heat pump and a heating system with heat accumulator [J]. *Fluid Machinery*, 2006, 34(9): 61—64.

ENERGY EFFICIENCY ANALYSIS OF CIRCULATING WATER OF POWER PLANT AND HEAT PUMP COUPLING HEATING

Li Jianfeng¹, Yang Gexin², Lyu Junfu³, Leng Jie⁴, Ding Heng², Tao Yan²

(1. China Electricity Council, Beijing 100761, China; 2. Guizhou Huadian Bijie Thermal Power Co., Ltd., Bijie 551713, China;

3. Key laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

4. Electric Power Research Institute of State Grid Liaoning Electric Power Co., Ltd., Shenyang 110006, China)

Abstract: In order to reduce the energy consumption of cogeneration unit in the process of central heating, a heating method of comprised by circulating water and heat pump was proposed, and the energy efficiency calculation model of the heating system was established. A 350 MW supercritical heating unit is taken as an example and the energy efficiency of the model was calculated. The calculation results show that when the heating coefficient of the heat pump is 4 or above, the system power supply increases regardless of the efficiency of the pipe network. The higher heat pump heating coefficient is higher, the lower the efficiency of heating pipe network and the greater the power supply increase of the system, in which maximum power supply can reach more than 25 MW at the same coal consumption.

Keywords: cogeneration plant; circulating water; heating; heat pump system; heating pipeline