



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109441577 A

(43)申请公布日 2019.03.08

(21)申请号 201811153935.8

F01K 13/00(2006.01)

(22)申请日 2018.09.30

F01K 9/00(2006.01)

(71)申请人 国网天津市电力公司电力科学研究院

地址 300384 天津市西青区海泰华科四路8号

申请人 国网天津市电力公司
国家电网有限公司

(72)发明人 王坤 鄂志君 张宇 周连升
张利 屈斌 王梓越 李国豪

(74)专利代理机构 天津盛理知识产权代理有限公司 12209

代理人 王来佳

(51)Int.Cl.

F01K 17/02(2006.01)

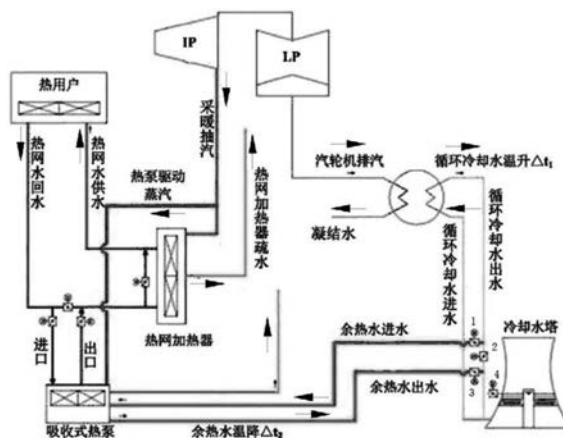
权利要求书1页 说明书5页 附图1页

(54)发明名称

吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法

(57)摘要

本发明涉及一种吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,包括供热抽汽流程、循环冷却水循环流程和热网循环水循环流程;所述循环冷却水不经过冷却水塔时应满足多个运行条件,该运行条件包括:(1)控制循环冷却水流量:循环冷却水流量小于等于吸收式热泵系统中吸收式热泵的额定流量值;(2)循环冷却水在凝汽器中的温升和余热水在吸收热泵系统中的温降相差在1~3℃之内;(3)凝汽器真空满足机组安全运行的标准,取值范围为5~12kPa。本发明大大提高了热电联产机组在供热期的能源利用效率,每日回收循环水余热近10000GJ,汽轮机系统发电煤耗预计可降低30g/kW.h以上。



1. 一种吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,其特征在于:包括供热抽汽流程、循环冷却水循环流程和热网循环水循环流程;

所述循环冷却水循环流程包括:

循环冷却水在凝汽器进行换热,温度升高,然后全部循环冷却水去吸收式热泵系统进行余热回收,运行期间阀门1、3打开而2、4关闭,循环冷却水在进行完余热回收后不经过冷却水塔直接返回凝汽器,完成循环;

所述循环冷却水不经过冷却水塔时应满足多个运行条件,该运行条件包括:

(1)控制循环冷却水流量,循环冷却水流量小于等于吸收式热泵系统中吸收式热泵的额定流量值;

(2)循环冷却水在凝汽器中的温升和余热水在吸收式热泵中的温降相差在 $1\sim 3^{\circ}\text{C}$ 之内;

(3)凝汽器真空满足机组安全运行的标准,取值范围为 $5\sim 12\text{kPa}$ 。

2. 根据权利要求1所述的吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,其特征在于:

所述供热抽汽流程包括:

一部分去吸收式热泵系统并作为驱动热源,通过吸收式热泵使热网循环水吸收余热,达到加热热网循环水的目的;

另一部分去热网加热器系统,继续加热热网循环水,并与吸收式热泵系统形成串联加热;

两股抽汽换热凝结后,形成疏水返回凝汽器;

所述热网循环水循环流程包括:

热网循环水从热用户返回后,温度较低,先经过吸收式热泵系统换热升温,如果没有达到供热需求温度,再经过热网加热器系统换热升温,最后再通往热用户处进行供热。

3. 根据权利要求1所述的吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,其特征在于:所述运行条件还包括:机组低压缸排汽流量下限数值为机组设计低压缸最小通汽流量,上限数值为真空度满足安全运行需求时保持循环冷却水不超温的前提下的最大低压缸排汽流量。

吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法

技术领域

[0001] 本发明属于热电联产机组发电和供热技术领域,尤其是一种基于吸收式热泵热电联产机组供热期循环冷却水零上塔运行方法。

技术背景

[0002] 热电联产是指发电厂既生产电能,又利用汽轮发电机做过功的蒸汽对用户供热的生产方式,即同时生产电、热能的工艺过程,较之分别生产电、热能方式节约燃料,以热电联产方式运行的火电厂称为热电厂,热电联产的蒸汽没有冷源损失,所以能将热效率提高到85%,比大型凝汽式机组(热效率达40%)还要高得多。

[0003] 热电联产机组在冬季供热期间通常采用抽凝模式运行,从汽轮机抽取采暖蒸汽直接进入热网加热器加热热网循环水,这样运行方式下,循环冷却水从凝汽器带走热量后进入冷却水塔冷却,这部分热量无法利用,造成浪费,能源利用效率较低。为了利用循环冷却水余热,一些发电厂进行吸收式热泵改造,利用了部分循环水余热,效率得到提高,然而如何使吸收式热泵的效果发挥到最大,目前,还没有相关的研究。

发明内容

[0004] 本发明克服了现有技术的不足,提供了通过参数调整、阀门切换以实现循环冷却水不经过冷却塔,而全部浸入吸收式热泵回收余热的一种吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法。

[0005] 本发明解决上述技术问题所采用的技术方案是:

[0006] 一种吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,其特征在于:包括供热抽汽流程、循环冷却水循环流程和热网循环水循环流程;

[0007] 所述循环冷却水循环流程包括:

[0008] 循环冷却水在凝汽器进行换热,温度升高,然后全部循环冷却水去吸收式热泵系统进行余热回收,运行期间阀门1、3打开而2、4关闭,循环冷却水在进行完余热回收后不经过冷却水塔直接返回凝汽器,完成循环;

[0009] 所述循环冷却水不经过冷却水塔时应满足多个运行条件,该运行条件包括:

[0010] (1)控制循环冷却水流量:循环冷却水流量小于等于吸收式热泵系统中吸收式热泵的额定流量值;

[0011] (2)循环冷却水在凝汽器中的温升和余热水在吸收式热泵系统中的温降相差在1~3℃之内;

[0012] (3)凝汽器真空满足机组安全运行的标准,取值范围为5~12kPa。

[0013] 再有,

[0014] 所述供热抽汽流程包括:

[0015] 一部分去吸收式热泵系统并作为驱动热源,通过吸收式热泵使热网循环水吸收余热,达到加热热网循环水的目的;

[0016] 另一部分去热网加热器系统,继续加热热网循环水,并与吸收式热泵系统形成串联加热;

[0017] 两股抽汽换热凝结后,形成疏水返回凝汽器;

[0018] 所述热网循环水循环流程包括:

[0019] 热网循环水从热用户返回后,温度较低,先经过吸收式热泵系统换热升温,如果没有达到供热需求温度,再经过热网加热器系统换热升温,最后再通往热用户处进行供热。

[0020] 再有,所述运行条件还包括:机组低压缸排汽流量下限数值为机组设计低压缸最小通汽流量,上限数值为真空度满足安全运行需求时保持循环冷却水不超温的前提下的最大低压缸排汽流量。

[0021] 本发明获得的技术效果是:

[0022] 本发明针对进行吸收式热泵改造后的供热期热电联产机组,该方法通过在供热期内调整机组发电负荷、供热负荷、循环水流量、采暖抽汽至热泵流量等参数,使热电联产机组循环冷却水无需进入冷却塔冷却,达到循环冷却水零上塔运行模式。该方法基本消除了热电联产机组的冷源损失,并且避免了大量循环水蒸发带来的水源消耗,具有巨大的经济效益,大大提高了热电联产机组在供热期的能源利用效率,每日回收循环水余热近10000GJ,汽轮机系统发电煤耗预计可降低30g/kW.h以上。

附图说明

[0023] 图1为本发明中循环冷却水零上塔的典型工况图。

具体实施方式

[0024] 下面通过实施案例及对比例对本发明作进一步阐述,但不限于本实施例。

[0025] 一种吸收式热泵热电联产机组循环冷却水零上塔运行方法,如图所示,本发明的创新在于:包括供热抽汽流程、循环冷却水循环流程和热网循环水循环流程;

[0026] 循环冷却水循环流程包括:

[0027] 循环冷却水流动方向如图中箭头所示,循环冷却水在凝汽器(图1右上角处)进行换热,温度升高,然后全部循环冷却水去吸收式热泵系统(图1左下角处)进行余热回收,运行期间阀门1、3打开而2、4关闭,循环冷却水在进行完余热回收后不经过冷却水塔(图1右下角处)直接返回凝汽器,完成循环;

[0028] 所述循环冷却水不经过冷却水塔时应满足多个运行条件,该运行条件包括:

[0029] (1)控制循环冷却水流量,使余热水(循环冷却水)流量不大于热泵系统额定余热水流量,即余热水(图1中下方中部处)流量小于等于吸收式热泵系统中吸收式热泵的额定流量值;

[0030] (2)循环冷却水在凝汽器中的温升应该等于余热水在吸收式热泵中的温降,然而由于水在管道流动过程中有散热损失,还可能有温度测量的误差,一般认为循环冷却水在凝汽器中的温升和余热水在吸收式热泵中的温降相差在1~3℃之内即满足要求,当然温降相差1℃即可;

[0031] (3)循环冷却水零上塔模式下,循环水出水温度较高,应保证凝汽器真空满足机组安全运行的标准。一般情况下,300MW级汽轮机组的设计真空度在5kPa左右,而保持在12kPa

以内即可满足机组安全运行的需要,优选保持在10kPa以内。

[0032] 在满足上述(1)~(3)的条件下,机组即可长期在循环冷却水零上塔运行模式下安全稳定运行。但为了更加优化机组的运行,还可以使机组满足条件(4)和(5):

[0033] (4)机组低压缸排汽流量不宜过大,否则现有的循环冷却水流量无法足够带走汽轮机排汽余热。机组低压缸排汽流量下限数值为机组设计低压缸最小通汽流量,上限数值为保持循环冷却水不超温(真空度满足安全运行需求)前提下的最大低压缸排汽流量,这个值不是固定值,与环境温度和热泵系统规模等因素相关;

[0034] (5)根据所需的发电负荷和供热负荷,合理控制机组主汽流量、采暖抽汽至热泵流量、采暖抽汽至热网加热器流量和低压缸进汽流量相匹配,匹配原则为:

[0035] 采暖抽汽至热泵流量满足热泵系统的驱动需求(与循环冷却水流量相关);

[0036] 低压缸进汽流量满足条件(4)的要求;

[0037] 在热泵加热效果不足的情况下,需要采用热网加热器串联加热,需要采暖抽汽至热网加热器流量满足热网水供暖需求;

[0038] 在采暖抽汽至热泵流量、采暖抽汽至热网加热器流量和低压缸进汽流量满足要求的前提下,主汽流量即可确定。

[0039] 供热抽汽流程包括:

[0040] 采暖抽汽一部分去吸收式热泵系统并作为驱动热源(图1中“热泵驱动蒸汽”),通过吸收式热泵使热网循环水吸收余热,达到加热热网循环水的目的;

[0041] 采暖抽汽另一部分直接进入热网加热器系统,继续加热热网循环水,并与吸收式热泵系统形成串联加热;

[0042] 两股抽汽换热凝结后,形成疏水(图1中“热网加热器疏水”)返回凝汽器。

[0043] 热网循环水循环流程包括:

[0044] 热网循环水从热用户(图1左上角处)返回后,温度较低,先经过吸收式热泵系统换热升温,如果没有达到供热需求温度,再经过热网加热器系统换热升温,最后再通往热用户处进行供热。

[0045] 实施例

[0046] 以某300MW级电厂热泵系统为例,该系统安装了8台蒸汽型溴化锂吸收式热泵,热泵机组的技术参数如表1所示。可以看到,单机制热量38.96MW;设计制热工况下,蒸汽型溴化锂吸收式热泵机组热水进口温度为50℃,出口温度为76.8℃;余热水进口温度为41℃,出口温度为33℃。主要设备包括:8台溴化锂吸收式热泵机组、4台循环水泵、4台凝结水泵、1台蒸汽减温装置等。

[0047] 表1蒸汽型溴化锂吸收式热泵机组技术参数(设计工况)

| 型 号 | | RHP388 | |
|---------------|----------------|------------------------|-----------|
| 制 热 量 | | MW | 38.96 |
| | | 10 ⁴ kcal/h | 3350 |
| 热 水 | 进 出 口 温 度 | °C | 50 → 76.8 |
| | 流 量 | t/h | 1250 |
| | 压 力 降 | MPa | 18.2 |
| | 接管直径 (DN) | mm | 450 |
| 余 热 水 | 进 出 口 温 度 | °C | 1766 |
| | 流 量 | t/h | 41 → 33 |
| | 压 力 降 | MPa | 6.4 |
| | 接管直径 (DN) | mm | 500 |
| [0048] 蒸 汽 | 入口压力 (表压) | MPa (G) | 0.2 |
| | 耗 量 | t/h | 34550 |
| | 凝 水 温 度 | °C | 80 |
| | 凝 水 背 压 | MPa. g | <0.02 |
| | 电动调节阀连接管径 (DN) | mm | 350×2 |
| | 凝水管直径 (DN) | mm | 80×2 |
| 电 气 | 电 源 | 3Φ - 380V - 50Hz | |
| | 总 电 流 | A | 145.1 |
| | 功 率 容 量 | kW | 48.3 |
| 外 形 | 长 度 | mm | 11000 |
| | 宽 度 | | 5000 |
| | 高 度 | | 5300 |
| 运 行 重 量 | | t | 143 |
| 运 输 重 量 | | | 61 |

[0049] 说明:

[0050] a) 技术参数表中各外部条件---蒸汽、热水、余热水均为名义工况值,实际运行时可适当调整。

[0051] b) 蒸汽压力0.2MPa (G) 指进机组压力,不含阀门的压力损失。热水允许出口温度最高95°C。

[0052] c) 表中蒸汽耗量是指饱和蒸汽的耗量,若蒸汽为过热蒸汽,最高过热度不得超过10°C。

[0053] d) 标准情况下的热量调节范围为20~100%。

[0054] e) 热水、余热水侧污垢系数0.086m²K/kW (0.0001m²·h·°C/kcal)。

[0055] f) 热水、余热水水室设计承压0.8MPa (G)。

[0056] g) 正常运行使用环境:室内非防爆,温度5~50°C,湿度30%~85%,无腐蚀性气体

[0057] 如图1所示的循环冷却水零上塔的运行状态是:

[0058] 表2显示了循环水零上塔模式下主要运行数据,可以看到:

[0059] 1. 循环水冷却水流量为11330.4t/h,小于吸收式热泵额定流量14128t/h。

[0060] 2. 循环冷却水在凝汽器中的温升为9.4°C,循环冷却水(余热水)在热泵中的温降

为9.2℃,温差在1℃以内,相匹配,可以长期稳定运行;

[0061] 3. 机组真空保持在6.2kPa,满足机组安全运行的设计标准;

[0062] 4. 汽轮机排汽流量为234.1t/h,因为机组真空满足安全运行的设计标准,说明现有循环冷却水流量足够带走汽轮机排汽余热;

[0063] 5. 汽轮机负荷为192.2MW,供热负荷为1090.5GJ/h,主汽流量为771.9t/h,采暖抽汽流量总和为268.1t/h,低压缸进汽流量234.1t/h,所有参数在循环水零上塔运行过程中保持稳定,实现了循环水零上塔运行模式稳定运行。

[0064] 此外,汽轮机热耗完成5501.5kJ/(kW.h),回收循环水余热量达到391.7GJ/h,发电煤耗完成204.8g/(kW.h),供热煤耗完成相比机组额定供热工况下的发电煤耗降低32g/kW.h,使机组的热效率大大的提高,充分显示了本运行模式的优越性。

[0065] 表2循环水零上塔模式下主要运行数据

[0066]

| | | |
|--------------|-----------|---------|
| 负荷 | MW | 192.2 |
| 主汽流量 | t/h | 771.9 |
| 低压缸进汽流量 | t/h | 234.1 |
| 凝汽器真空 | kPa | 6.2 |
| 循环冷却水流量 | t/h | 11330.4 |
| 循环冷却水在凝汽器温升 | ℃ | 9.4 |
| 余热水在热泵温降 | ℃ | 9.2 |
| 5段抽汽流量 | t/h | 268.1 |
| #2总供热量 | GJ/h | 1090.5 |
| 5段抽汽至热泵流量 | t/h | 221.1 |
| 热泵供热量 | GJ/h | 962.5 |
| 5段抽汽至热网加热器流量 | t/h | 47 |
| 热网加热器供热量 | GJ/h | 127.9 |
| 回收余热水热量 | GJ/h | 391.7 |
| 汽轮机热耗 | kJ/(kW.h) | 5501.5 |
| 发电煤耗 | g/(kW.h) | 204.8 |

[0067] 本发明针对进行吸收式热泵改造后的供热期热电联产机组,该方法通过在供热期内调整机组发电负荷、供热负荷、循环水流量、采暖抽汽至热泵流量等参数,使热电联产机组循环冷却水无需进入冷却塔冷却,达到循环冷却水零上塔运行模式。该方法基本消除了热电联产机组的冷源损失,并且避免了大量循环水蒸发带来的水源消耗,具有巨大的经济效益,大大提高了热电联产机组在供热期的能源利用效率,每日回收循环水余热量近10000GJ,汽轮机系统发电煤耗预计可降低30g/kW.h以上。

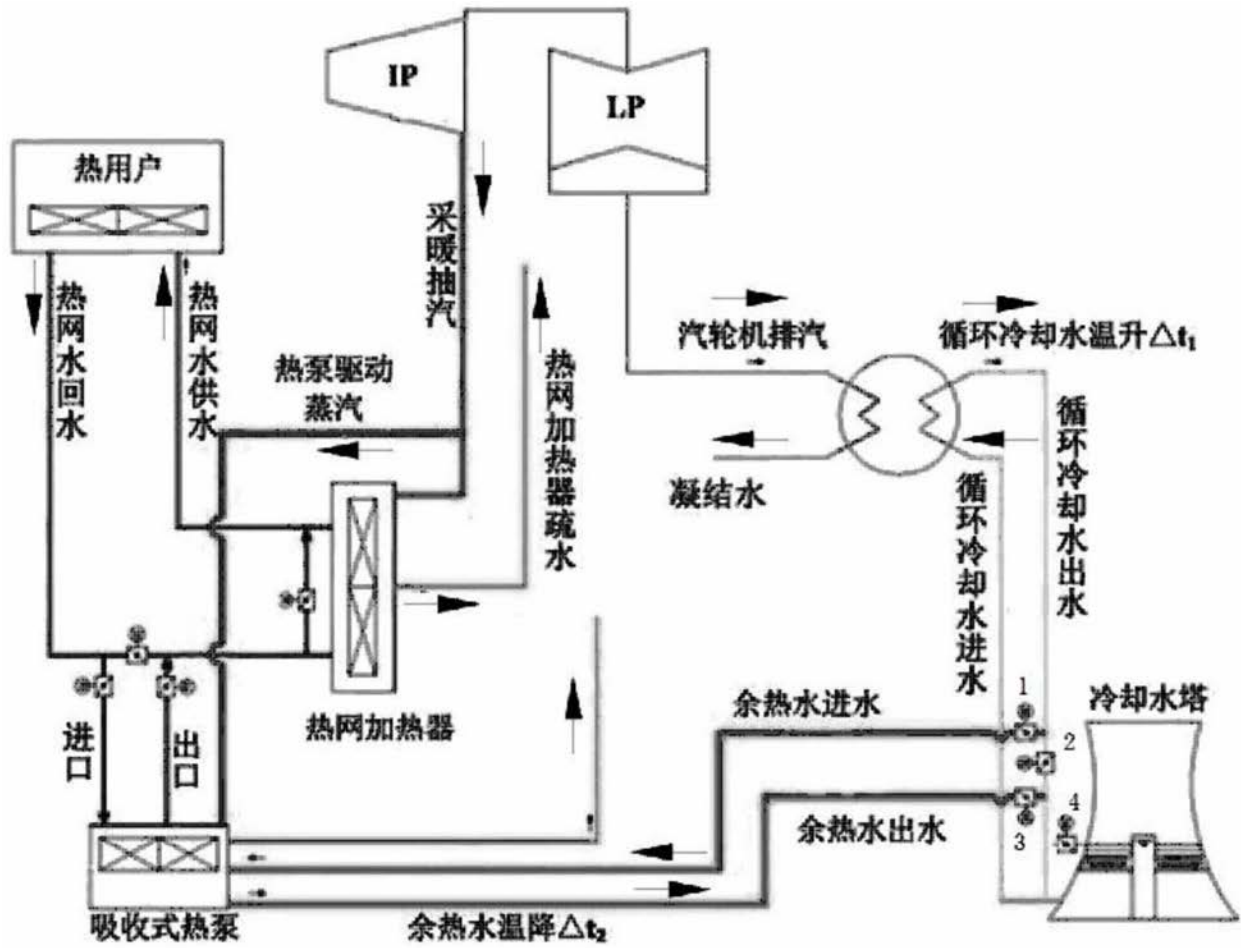


图1