



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104930576 A

(43) 申请公布日 2015. 09. 23

(21) 申请号 201510368759. X

(22) 申请日 2015. 06. 29

(71) 申请人 北京合利能科技有限公司

地址 100049 北京市石景山区石景山路 23
号中础大厦 A606

(72) 发明人 曾喜平 杨小军

(74) 专利代理机构 北京万科园知识产权代理有
限责任公司 11230

代理人 杜澄心 张亚军

(51) Int. Cl.

F24D 3/02(2006. 01)

F24D 3/10(2006. 01)

F24D 19/10(2006. 01)

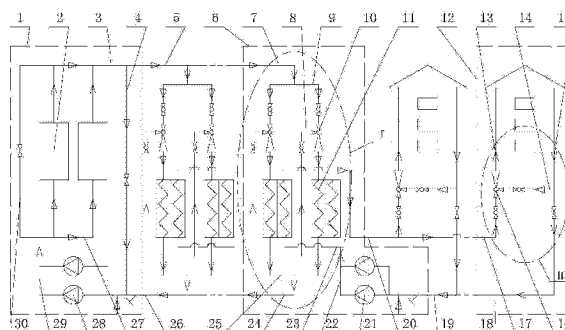
权利要求书2页 说明书11页 附图2页

(54) 发明名称

高稳防腐成套供热系统

(57) 摘要

本发明公开了一种高稳防腐成套供热系统。该系统包括间供一次系统和间供二次系统；在间供一次系统各换热站一侧供水管上，或换热站内各复合式换热机组的换热器一次侧供水管上，加装将部分一次回水吸回至一次供水管中与一次供水混合后再进入换热器的喷射泵；在锅炉出水总管与一次回水主管之间加装防腐混水管；所述间供二次系统与换热器二次端连接，主要包括每个热用户楼栋创建无电源混水换热站及在各热用户楼栋热力入口处，加装将部分二次回水吸入至二次供水管中，与二次供水混合后再进入热用户楼内的喷射泵。本发明还提供了另一种直供系统。本发明可以提高热网水力稳定性，解决水力不平衡问题；提高供热质量，降低供热系统能耗；避免锅炉低温腐蚀。



1. 高稳防腐成套供热系统,该系统包括间供一次系统和间供二次系统;其特征在于,所述间供一次系统包括锅炉房(1)和与锅炉房(1)连接的换热站;换热站由一个或一个以上并联的复合式换热机组(I)构成,在间供一次系统各换热站一侧供水管上,或换热站内各复合式换热机组(I)的换热器(11)一次侧供水管上,加装将部分一次回水吸回至一次供水管中与一次供水混合后再进入换热器(11)的喷射泵;在锅炉出水总管(3)与一次回水主管(26)之间,加装使部分锅炉出水与一次回水混合后,经一次循环泵(28)再进入锅炉(2)的防腐混水管(4);所述间供二次系统与换热器(11)二次端连接,主要包括每个热用户楼栋创建无电源混水换热站(II)及在各热用户楼栋热力入口处,加装将部分二次回水吸入至二次供水管中,与二次供水混合后再进入热用户楼内的喷射泵(16)。

2. 高稳防腐成套供热系统,该系统包括锅炉房(31)和热用户楼栋(36),其特征在于,在各热用户楼栋(36)热力入口处,加装将部分直供回水吸入至直供供水管中,与直供供水混合后再进入热用户楼内的喷射泵(40),其余直供回水回流至锅炉房(31);在锅炉出水总管(33)与直供回水主管(43)之间加装使全部锅炉出水与直供回水混合后,经直供循环泵(45)再进入锅炉房(31)的防腐混水管(34),同时将直供供水主管(35)的连接锅炉房(31)一端改接到锅炉进水总管(44)或直供循环泵出口总管(46)上,锅炉房(32)与热用户楼栋(36)由串联变为并联;全部锅炉出水与直供回水混合,经直供循环泵(45)后,一部分再进入锅炉(32)加热,另一部分则直接进入直供供水主管(35),全部锅炉出水在锅炉房内进行直供内循环。

3. 根据权利要求1或2所述的高稳防腐成套供热系统,其特征在于,间供一次系统,锅炉(2)、一次供回水主管(5、26)运行模式均为小流量大温差,各换热站内换热器(11)一次侧运行模式为大流量小温差;间供二次系统,二次供回水主管(20、19)、各换热站内换热器(11)二次侧运行模式为小流量大温差,各热用户楼内二次供回水总管(13、15)运行模式为大流量小温差;直供系统,锅炉(32)、直供供回水主管(35、43)运行模式均为小流量大温差,各热用户楼内直供供回水总管(37和39)运行模式为大流量小温差。

4. 根据权利要求1或2所述的高稳防腐成套供热系统,其特征在于,在间供二次系统或直供系统各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵时,可分别安装到热用户楼栋的每个热力入口处,也可整体安装到热用户楼栋的总热力入口处;换热站供热面积小且距离较近时,多个换热站可共用一台喷射泵,喷射泵安装在公共的一次供回水总管上;热用户楼栋供热面积小且距离较近时,多个热用户楼栋可共用一台喷射泵,喷射泵安装在公共的二次或直供供回水总管上;喷射泵可单台安装,也可多台并联安装;供热面积小于1000m²的换热站或热用户楼栋,不加装喷射泵,其流量由平衡阀或其它阀门予以调节和控制。

5. 根据权利要求1或2所述的高稳防腐成套供热系统,其特征在于,在同一供热系统中的一次系统与二次系统,可同时采用喷射泵,也可部分采用喷射泵;一次系统为其它供热方式时,则其二次系统单独采用喷射泵;同一供热系统中的所有二次系统,可同时一起安装喷射泵,也可分别单独安装喷射泵。

6. 根据权利要求1或2所述的高稳防腐成套供热系统,其特征在于,防腐混水管(4或34)的混水流量,可以通过平衡阀或其它阀门予以调节,也可由电动调节阀根据设定的锅炉给水温度来控制;喷射泵(10或16或40)的混水比,即低温水引射流量与高温水喷射流量之比,有1:1、1.4:1、0.7:1三种,运行时由与之相连接的球阀或其它阀门予以调节和控制。

7. 根据权利要求 3 所述的高稳防腐成套供热系统,其特征在于:锅炉在额定流量下运行,此时运行模式为小流量大温差,并联在锅炉锅炉两端的旁通管(30、47)为关断状态。

高稳防腐成套供热系统

技术领域

[0001] 本发明涉及成套集中供热技术,属于能源技术领域。

背景技术

[0002] 1. 供热行业现状

[0003] (1) 能源浪费严重

[0004] 现有供热系统的水力不平衡,是导致现有供热系统冷热不均的重要原因,也是至今仍然困扰供热行业的老大难问题,其造成的热能浪费一般为 20 ~ 30%,有的高达 40 ~ 50%;其造成的电能浪费一般为 20 ~ 40%,有的高达 50 ~ 70%。

[0005] (2) 运行模式单一

[0006] 现有供热系统,无论是间供一次系统、间供二次系统,还是直供系统,均是采用“大流量小温差”运行模式。现有间供一次系统,单位面积水流量一般约为 0.8 ~ 1.5kgH₂O,一次供/回水温度一般约为 61 ~ 85℃/43 ~ 55℃;一次供回水温差一般约为 18 ~ 30℃;现有间供二次系统或直供系统,单位面积水流量一般约为 2.4 ~ 4.5kgH₂O,二次或直供供/回水温度一般约为 46 ~ 60℃/40 ~ 50℃;二次或直供供回水温差一般约为 6 ~ 10℃。

[0007] (3) 锅炉低温腐蚀难以避免

[0008] 由于煤、石油、天然气等燃料中均含有硫,燃烧时通常会产生硫氧化物,硫氧化物与水蒸气结合后即形成硫酸蒸汽。当锅炉尾部受热面的金属壁面温度低于硫酸蒸汽的凝结点(称为酸露点),就会在其表面形成液态硫酸(称为结露)。在应用锅炉的行业中,锅炉尾部受热面由于结露而引起的腐蚀一般一至两年即会发生,这是一个世界性难题。在供热行业中,现有间供一次回水温度一般约为 43 ~ 55℃,其锅炉尾部受热面金属壁面温度一般约为 53 ~ 65℃;现有直供回水温度一般约为 40 ~ 50℃,其锅炉尾部受热面金属壁面温度一般约为 50 ~ 60℃。锅炉烟气酸露点温度在 62℃以上,故现有供热系统锅炉尾部受热面结露及腐蚀难以避免。

[0009] 2. 现有供热系统

[0010] (1) 水力稳定性差、静态水力平衡难以实现

[0011] 静态是指供热工况(如温差、温度、压力、流量等)不变的状态。系统试运行(未供热)时,系统可能在“静态”下运行。

[0012] 热水热网的水力稳定性是指热网中各热用户在其他热用户流量改变时,保持本身流量不变的能力。通常用热用户的水力稳定性系数 y 来衡量热网的水力稳定性, $y = [\Delta P_y / (\Delta P_w + \Delta P_y)]^{1/2}$, 其中 ΔP_y 为热用户在正常工况的压力损失; ΔP_w 为热网正常工况下的热网干管的压力损失,水力稳定性系数 y 的极限值是 1 和 0,数值越大稳定性越好,数值越小稳定性越差。

[0013] 现有间供一次热网,换热站水力稳定性系数 y 一般约为 0.30 ~ 0.85(远端小近端大);现有间供二次或直供热网,热用户楼栋水力稳定性系数 y 一般约为 0.35 ~ 0.90(远端小近端大)。

[0014] 由此可知:现有供热系统热网水力稳定性差,远近差别明显;热用户之间相互耦合、相互干扰,调试难度大,故静态水力平衡难以实现。

[0015] (2) 系统阻力不恒定、动态水力平衡无法实现

[0016] 动态是指供热工况(如温差、温度、压力、流量等)发生改变的状态。正常供热时,系统基本上都是在“动态”下运行。

[0017] 在热水供热系统中,由于水在循环过程中散热冷却,故供水和回水存在温度差,从而产生了密度差,这种由密度差产生的循环动力称为自然循环动力,由水泵提供的强制循环动力称为机械循环动力。在机械循环系统中,循环动力主要是由水泵提供,同时也存在自然循环动力。

[0018] 由于供热系统的供回水温差是经常变化的,故热用户楼内自然循环动力也是经常变化的,热用户楼内自然循环动力的变化一般约为 $0.03 \sim 0.3\text{mH}_2\text{O}$,楼栋越高,楼内自然循环动力的变化越大。

[0019] 由此可知:热用户楼内系统阻力不恒定。由于热用户楼栋高度不一致,故楼与楼之间、户与户之间的阻力比例关系、系统供回水压线、循环泵工作点均在不断改变,而现有供热系统无法适应这种多层次、累计叠加的影响,故动态水力平衡无法实现。

[0020] (3) 供水温度相同、无法满足多样化热用户的不同需求

[0021] 一方面,采暖方式已呈现多样化,如暖气片采暖、地板采暖、空调暖风采暖等;另一方面,围护结构也呈现多样化,有未节能建筑、一步节能建筑、二步节能建筑、三步节能建筑、四步节能建筑等。在同一供热系统中,多样化的热用户同时存在,不同的热用户要求提供不同的供水温度,而现有供热系统只能为所有热用户提供同一的供水温度,故现有供热系统无法满足多样化热用户的不同需求。

[0022] 3. 现有水力平衡调节技术

[0023] (1) 节流式:阀门调节

[0024] 节流式水力平衡调节技术,是现有供热系统普遍采用的水力平衡调节技术,然各种阀门调节都有自身的缺陷,具体情况如下:

[0025] ①静态平衡阀

[0026] 静态平衡阀其流量调节靠人工手动完成,“系统阻力不变”是其前提条件,对于间供二次系统或直供系统而言,静态平衡阀一般安装在过热支路上,由于热用户楼内的供回水温差是经常变化的,从而导致热用户楼内自然循环动力发生改变,故事实上,系统阻力是经常变化的,静态平衡阀以“不变”对系统的“万变”,故静态平衡阀只能对管网进行粗调节。

[0027] 热用户楼内各干管及进户支管往往因施工、操作、调试、经济等方面的原因而无法安装静态平衡阀,所以热用户楼内的垂直失调和水平失调往往难以从根本上得以解决。

[0028] 现有供热系统,无论是间供一次系统、间供二次系统,还是直供系统,其水力稳定性均很差,故调试难度大,供热系统规模较大时,静态平衡阀一般难以解决其水力不平衡问题。

[0029] ②动态平衡阀(压差控制阀或流量控制阀)

[0030] 压差控制阀和流量控制阀的工作原理都是“由弹簧力来平衡压差力”,不同之处是压差的取点不同而已,压差控制阀为热用户供回水的压差,流量控制阀为阀门本身的进出口压差。

[0031] 由于供热环境潮湿,弹簧易受潮生锈,同时如弹簧的材质差或热处理工艺有问题,弹簧往往易产生蠕变,使其应力发生松弛,故时间稍长,弹簧力就会发生改变,原设定的压差就会变化,其流量也会随之发生变化;停供期间,压差力变成零,在弹簧力的作用下阀门开度减少,而我国的供热系统几乎全部均未采用湿法保养,阀杆与阀杆孔之间易生锈卡死,待到下次供热时,阀杆已无法动作,其原有的自动调节功能已不复存在,而阀门开度减少后,热用户就会出现不热的现象。故动态平衡阀一个采暖期内有一定效果,一个采暖期后就可能产生负面效果。

[0032] ③电动调节阀

[0033] 电动调节阀通常安装在换热站的一次侧,用于一次网的水力平衡调节,一般由二次供水温度控制一次电动调节阀的开度(即流量),由于现有供热系统水力稳定性差,各换热站一次相互耦合、相互干扰,其参数的设定和整定难度很大,包括源参数(如二次网温度)的设定、PID(比例、积分、微分的简称)控制器的参数整定,如设计不合理,整个一次网就会产生剧烈的振荡。据调查:60~70%的电动调节阀均人为设定开度(相当于静态平衡阀),而无自动调节功能,有的干脆将其废弃不用。

[0034] 总之,用上述阀门进行水力平衡调节时,在某种程度上能起一定作用,但在调节时,均是不同程度地关小阀门,形成阻力元件,增加了被调管路的阻力,造成现有管道资源的浪费,增加了循环泵的无效电耗。

[0035] (2) 有源式:水泵变频

[0036] ①间供一次网:两级泵混水分布式水泵变频技术

[0037] 原理:与阀门节流水力平衡调节技术相比,其特点是:以泵代阀,实行“自助餐”。一级泵(主循环泵),负责锅炉房总站内部的水循环,其流量为锅炉的额定流量,其扬程为锅炉本体及与之对应的管道及阀门阻力之和,一般安装在锅炉房总站内。二级泵(分循环泵),负责一次外网及换热站内一次侧的水循环,其流量为各换热站所需一次水流量,其扬程为换热站内一次侧阻力和本站与锅炉房(或热源)之间一次外网阻力之和,一般安装在各换热站内。混水就是一级泵、二级泵供回水由混水管(或混水缸)进行连接,混水管是该系统一次网的定压点,一般可设在锅炉房总站内。分布式变频,即一级泵、二级泵的运行均是由变频器进行控制。

[0038] 优点:节电率一般为40%左右;能解决各换热站之间的热量分配问题;一级泵(主循环泵)与二级泵(分循环泵)之间的流量匹配问题,可通过加装混水管(或混水缸)予以解决,确保锅炉(热源)在额定流量下运行,提高了系统的安全系数,降低了整个系统的调试难度;二级泵(分循环泵)之间的相互耦合问题,即相互干扰问题,如采用压差控制法,则可有效地得到解决,能避免系统产生剧烈振荡及“抢水”现象,调试简单。

[0039] 缺点:水泵效率低,因为一级泵和二级泵的型号都很小,而水泵型号越小,其效率越低,一般而言,小型号水泵的效率要比大型号水泵的效率降低10%左右;水泵的无用功平均约占50%,由于一级泵、二级泵的扬程均很低,而一级泵、二级泵的进出口变径管、阀门、三通、弯头及管道要损失水泵扬程至少5mH₂O,故水泵的效率实际约为40%;二级泵必须是耐高温的水泵,因为普通循环泵电机运行温度不宜超过80℃;投资大、回收期长;施工难度大;后续的管理费用、维修费用会大幅增加。

[0040] ②间供二次网或直供网:在热用户楼栋热力入口处加装变频混水泵

[0041] 由于热用户楼内系统存在水平失调和垂直失调问题,而目前又无有效的技术手段予以解决,故在热用户楼栋热力入口处加装变频混水泵,将热用户楼栋部分回水抽至其供水管中,使热用户楼内系统“大流量小温差”运行,而间供二次或直供主管“小流量大温差”运行。

[0042] 该项技术有待解决的问题:电源、扩建、振动、噪音、防水、控制及运行策略等问题;还存在投资大、运行管理难、运行成本高、混水泵效率低、实施难度大、节能效果不明显等问题。

[0043] (3) 人为式:热计量收费

[0044] ①分户热计量收费

[0045] 近几年,政府大力推广热计量收费,希望利用热价调动热用户的行为节能,同时解决供热系统的水力不平衡问题,减少热量浪费,降低供热系统的能耗,然该技术在推广过程中却遇到了层层阻力,究其原因:热用户围护结构隔热性能差,按热收费不公平;热计量不准确,供热单位(卖方)与热用户(买方)均难以接受;热计量需修正,其可靠性、合理性存在问题;散热器温控阀安装条件苛刻,投资大、实施难度大,且易阻塞,故障率高;系统监控技术不完善;运行管理难度大;配套政策法规不齐全;还涉及到国家法律、社会稳定、历史遗留等各方面、多层次问题。

[0046] ②分摊热计量收费

[0047] 通断时间面积法是在每座建筑物热力入口处安装热量总表,计量整座建筑物的采暖耗热量。以每户的供热系统通水时间为依据,同时记录和统计各户通断阀的接通时间,按照各户的累积接通时间结合供热面积分摊整栋建筑的总热量。通断时间面积法由手持式操作器(简称手操器)、室温遥控器(简称遥控器)、室温通断控制器(简称控制器)三部分组成,它们之间全部采用无线射频通讯,当室温遥控器和室温通断控制器之间因安装距离较远、通讯信号强度不足时可加装无线转发器(简称转发器),室温遥控器由锂离子电池/干电池供电,手操器由锂离子电池供电,通断控制器和无线转发器由市电供电。该技术存在的主要问题:室温通断控制器要求安装条件比较苛刻,初投资大、实施难度大;室温通断控制器的通断时间受室温遥控器控制,而室温遥控器又受安装位置、通风状况等因素的影响;室温遥控器只是安装在各户的代表房间里,非代表房间如果人为增加散热设备,则其获取的热量会增加,故其“公平性”很难体现;防盗热性差,可人为降低室温遥控器周围的环境温度;须完善供热系统监控技术,因热负荷的波动幅度及变化频率加大,故供热系统须具备完善的监控技术(包括锅炉监控、循环泵监控等)。

[0048] 总之,热计量收费用任重而道远,不是一蹴而就的,基于目前的国情及供热系统的现状,热计量收费要普遍推广难度很大。

发明内容

[0049] 针对上述问题,本发明的目的是提供了一种高稳防腐成套供热系统,以解决成套供热系统的提高热网水力稳定性,降低调试难度及水力不平衡等技术问题;有效提高供热质量,使热用户室温趋于均匀,降低供热系统能耗,避免锅炉低温腐蚀。

[0050] 为了实现上述发明目的,本发明采取以下技术方案:

[0051] 高稳防腐成套供热系统,该系统包括间供一次系统和间供二次系统;所述间供一

次系统包括锅炉房 (1) 和与锅炉房 (1) 连接的换热站 ; 换热站由一个或一个以上并联的复合式换热机组 (I) 构成, 在间供一次系统各换热站一侧供水管上, 或换热站内各复合式换热机组 (I) 的换热器 (11) 一次侧供水管上, 加装将部分一次回水吸回至一次供水管中与一次供水混合后再进入换热器 (11) 的喷射泵 ; 在锅炉出水总管 (3) 与一次回水主管 (26) 之间, 加装使部分锅炉出水与一次回水混合后, 经一次循环泵 (28) 再进入锅炉 (2) 的防腐混水管 (4) ; 所述间供二次系统与换热器 (11) 二次端连接, 主要包括每个热用户楼栋创建无电源混水换热站 (II) 及在各热用户楼栋热力入口处, 加装将部分二次回水吸入至二次供水管中, 与二次供水混合后再进入热用户楼内的喷射泵 (16)。

[0052] 该系统包括锅炉房 (31) 和热用户楼栋 (36), 在各热用户楼栋 (36) 热力入口处, 加装将部分直供回水吸入至直供供水管中, 与直供供水混合后再进入热用户楼内的喷射泵 (40), 其余直供回水回流至锅炉房 (31) ; 在锅炉出水总管 (33) 与直供回水主管 (43) 之间加装使全部锅炉出水与直供回水混合后, 经直供循环泵 (45) 再进入锅炉房 (31) 的防腐混水管 (34), 同时将直供供水主管 (35) 的连接锅炉房 (31) 一端改接到锅炉进水总管 (44) 或直供循环泵出口总管 (46) 上, 锅炉房 (32) 与热用户楼栋 (36) 由串联变为并联 ; 全部锅炉出水与直供回水混合, 经直供循环泵 (45) 后, 一部分再进入锅炉 (32) 加热, 另一部分则直接进入直供供水主管 (35), 全部锅炉出水在锅炉房内进行直供内循环。

[0053] 间供一次系统, 锅炉 (2)、一次供回水主管 (5、26) 运行模式均为小流量大温差, 各换热站内换热器 (11) 一次侧运行模式为大流量小温差 ; 间供二次系统, 二次供回水主管 (20、19)、各换热站内换热器 (11) 二次侧运行模式为小流量大温差, 各热用户楼内二次供回水总管 (13、15) 运行模式为大流量小温差 ; 直供系统, 锅炉 (32)、直供供回水主管 (35、43) 运行模式均为小流量大温差, 各热用户楼内直供供回水总管 (37 和 39) 运行模式为大流量小温差。

[0054] 在间供二次系统或直供系统各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵时, 可分别安装到热用户楼栋的每个热力入口处, 也可整体安装到热用户楼栋的总热力入口处 ; 换热站供热面积小且距离较近时, 多个换热站可共用一台喷射泵, 喷射泵安装在公共的一次供回水总管上 ; 热用户楼栋供热面积小且距离较近时, 多个热用户楼栋可共用一台喷射泵, 喷射泵安装在公共的二次或直供供回水总管上 ; 喷射泵可单台安装, 也可多台并联安装 ; 供热面积小于 1000m² 的换热站或热用户楼栋, 不加装喷射泵, 其流量由平衡阀或其它阀门予以调节和控制。

[0055] 在同一供热系统中的一次系统与二次系统, 可同时采用喷射泵, 也可部分采用喷射泵 ; 一次系统为其它供热方式时, 则其二次系统单独采用喷射泵 ; 同一供热系统中的所有二次系统, 可同时一起安装喷射泵, 也可分别单独安装喷射泵。

[0056] 防腐混水管 (4 或 34) 的混水流量, 可以通过平衡阀或其它阀门予以调节, 也可由电动调节阀根据设定的锅炉给水温度来控制 ; 喷射泵 (10 或 16 或 40) 的混水比, 即低温水引射流量与高温水喷射流量之比, 有 1:1、1.4:1、0.7:1 三种, 运行时由与之相连接的球阀或其它阀门予以调节和控制。

[0057] 锅炉在额定流量下运行, 此时运行模式为小流量大温差, 并联在锅炉锅炉两端的旁通管 (30、47) 为关断状态。

[0058] 本发明具有如下优点 :

[0059] 1. 增加热网循环级数

[0060] (1) 间供一次系统 : 由一级循环变为三级循环。即换热器一次侧的“一次分循环”; 一次供回水主管的“一次主循环”; 锅炉房内的“一次内循环”。

[0061] (2) 间供二次系统 : 由一级循环变为两级循环。即热用户楼内的“二次分循环”; 换热站二次侧、二次供回水主管的“二次主循环”。

[0062] (3) 直供系统 : 由一级循环变为三级循环。即热用户楼内的“直供分循环”; 直供供回水主管的“直供主循环”; 锅炉房内的“直供内循环”。

[0063] 2. 改变供热系统的运行模式

[0064] (1) 间供一次系统 : 由一种运行模式变为三种运行模式。即一次供回水主管的运行模式为“小流量大温差”; 锅炉的运行模式为“小流量大温差”; 各换热站内换热器一次侧的运行模式为“大流量小温差”。

[0065] (2) 间供二次系统 : 由一种运行模式变为两种运行模式。即二次供回水主管、各换热站内换热器二次侧的运行模式为“小流量大温差”; 各热用户楼内的运行模式为“大流量小温差”。

[0066] (3) 直供系统 : 由一种运行模式变为三种运行模式。即直供供回水主管的运行模式为“小流量大温差”; 锅炉的运行模式为“小流量大温差”; 各热用户楼内的运行模式为“大流量小温差”。

[0067] 3. 提高了热网的水力稳定性, 能彻底解决站与站、楼与楼之间的水力不平衡问题。

[0068] 4. 楼内“大流量小温差”运行, 能大幅缓解楼内的水力不平衡问题。

[0069] 5. 提高锅炉进水温度, 避免锅炉产生低温腐蚀, 锅炉寿命一般可延长 5 ~ 10 年。

[0070] 6. 形成了复式换热机组, 改变了换热模式。

[0071] 7. 创建了无电源混水换热站, 可满足多样化热用户的不同需求。

[0072] 8. 能有效适应系统的动态变化。

[0073] 9. 能自动调节供热量。

[0074] 10. 具有线性等比质调节功能。

[0075] 11. 具有线性等比量调节功能。

[0076] 12. 节电率一般可达 30 ~ 50 %

[0077] 13. 节热率一般可达 10 ~ 30 %。

附图说明

[0078] 图 1 是本发明间供系统示意图。

[0079] 图 2 是本发明直供系统示意图。

[0080] 图 3 是本发明复合式换热机组示意图 (图 1 中的 I 局部图)。

[0081] 图 4 是本发明间供二次热用户楼栋无电源混水换热站示意图 (图 1 中的 II 局部图)。

[0082] 图 5 是本发明直供热用户楼栋无电源混水换热站示意图 (图 2 中的 III 局部图)。

[0083] 图中编号 : 1. 锅炉房, 2. 锅炉, 3. 锅炉出水总管, 4. 防腐混水管, 5. 一次供水主管, 6. 换热站, 7. 换热站内一次供水总管, 8. 喷射泵引射管, 9. 换热器一次供水管, 10. 喷射泵, 11. 换热器, 12. 热用户楼栋, 13. 楼内二次供水总管, 14. 喷射泵引射管, 15. 楼内二次

回水总管,16. 喷射泵,17. 楼栋热力入口二次供水总管,18. 楼栋热力入口二次回水总管,19. 二次回水主管,20. 二次供水主管,21. 二次循环泵,22. 二次循环泵出口总管,23. 换热器二次进口总管,24. 换热站内一次回水总管,25. 换热器一次回水管,26. 一次回水主管,27. 锅炉进水总管,28. 一次循环泵,29. 一次循环泵出口总管,30. 锅炉旁通管,31. 锅炉房,32. 锅炉,33. 锅炉出水总管,34. 防腐混水管,35. 直供供水主管,36. 热用户楼栋,37. 楼内直供供水总管,38. 喷射泵引射管,39. 楼内直供回水总管,40. 喷射泵,41. 楼栋热力入口直供供水总管,42. 楼栋热力入口直供回水总管,43. 直供回水主管,44. 锅炉给水总管,45. 直供循环泵,46. 直供循环泵出口总管,47. 锅炉旁通管。

具体实施方式

[0084] 本发明的具体结构参见附图。附图的提供仅是为了更好的理解本发明,它们而不应该理解成对本发明的限制。

[0085] 参见图 1、3、4 所示的高稳防腐成套供热系统的结构,其中左侧是一次系统示意图,右侧是二次系统。间供一次系统,在各换热站一次侧加装喷射泵 (10),与换热器 (11) 形成复合式换热机组 (I),利用喷射泵 (10) 的自吸功能,将其部分一次回水吸入至一次供水管中,与一次供水混合后再进入换热器 (11),该部分一次回水在换热站内进行“一次分循环”,其余一次回水回流至锅炉房 (1) 汇集形成“一次主循环”,在锅炉出水总管 (3) 与一次回水主管 (26) 之间加装防腐混水管 (4),使部分锅炉出水与一次回水混合后,经一次循环泵 (28) 再进入锅炉 (2),该部分锅炉出水在锅炉房内进行“一次内循环”;间供二次系统,在各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵 (16),为每个热用户楼栋创建无电源混水换热站 (II),利用喷射泵 (16) 的自吸功能,将其部分二次回水吸入至二次供水管中,与二次供水混合后再进入热用户楼内,该部分二次回水在热用户楼内进行“二次分循环”,其余二次回水回流至换热站 (6) 汇集形成“二次主循环”。

[0086] 参见图 2、5 所述的直供系统,该系统包括锅炉房 (31) 和热用户楼栋 (36)。在各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵 (40),为每个热用户楼栋创建无电源混水换热站 (III),利用喷射泵 (40) 的自吸功能,将其部分直供回水吸入至直供供水管中,与直供供水混合后再进入热用户楼内,该部分直供回水在热用户楼内进行“直供分循环”,其余直供回水回流至锅炉房 (31) 汇集形成“直供主循环”,在锅炉出水总管 (33) 与直供回水主管 (43) 之间加装防腐混水管 (34),同时将直供供水主管 (35) 改接到锅炉进水总管 (44) 或直供循环泵出口总管 (46) 上,锅炉 (32) 与热用户楼栋 (36) 由串联变为并联,全部锅炉出水与直供回水混合,经直供循环泵 (45) 后,一部分再进入锅炉 (32) 加热,另一部分则 (不经过锅炉加热) 直接进入直供供水主管 (35),全部锅炉出水在锅炉房内进行“直供内循环”。

[0087] 间供一次系统,一次供水主管 (5 和 26) 的水循环就是“一次主循环”,锅炉 (2) 的水循环包括“一次内循环”与“一次主循环”,各换热站内换热器 (11) 一次侧的水循环包括自身“一次分循环”与部分“一次主循环”;间供二次系统,二次供水主管 (20 和 19)、各换热站内换热器 (11) 二次侧的水循环就是“二次主循环”,各热用户楼内二次供水主管 (13 和 15) 的水循环包括自身“二次分循环”与部分“二次主循环”;直供系统,直供水主管 (35 和 43) 的水循环就是“直供主循环”,锅炉 (32) 的水循环就是“直供内循环”,各热用户楼内直供水主管 (37 和 39) 的水循环包括自身“直供分循环”与部分“直供主循环”。

[0088] 间供一次系统,锅炉(2)、一次供回水主管(5和26)运行模式均为“小流量大温差”,各换热站内换热器(11)一次侧运行模式为“大流量小温差”;间供二次系统,二次供回水主管(20和19)、各换热站内换热器(11)二次侧运行模式为“小流量大温差”,各热用户楼内二次供回水总管(13和15)运行模式为“大流量小温差”;直供系统,锅炉(32)、直供供回水主管(35和43)运行模式均为“小流量大温差”,各热用户楼内直供供回水总管(37和39)运行模式为“大流量小温差”。

[0089] 在间供一次系统各换热站加装喷射泵时,可分别安装到换热站内每台换热器上,也可整体安装到换热站内一次供回水总管(7和24)上;在间供二次系统或直供系统各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵时,可分别安装到热用户楼栋的每个热力入口处,也可整体安装到热用户楼栋的总热力入口处;换热站供热面积小且距离较近时,多个换热站可共用一台喷射泵,喷射泵安装在公共的一次供回水总管上;热用户楼栋供热面积小且距离较近时,多个热用户楼栋可共用一台喷射泵,喷射泵安装在公共的二次(或直供)供回水总管上;喷射泵可单台安装,也可多台并联安装;个别供热面积特小(一般小于 1000m^2)的换热站或热用户楼栋,也可不加装喷射泵,其流量由平衡阀(或其它阀门)予以调节和控制。

[0090] 同一供热系统中的一次系统与二次系统,可同时实施,也可分别实施,一次系统为其它供热方式(如热电厂余热蒸汽)时,则其二次系统仍可实施;同一供热系统中的所有二次系统,可同时一起实施,也可分别单独实施;直供系统可单独实施。

[0091] 防腐混水管(4或34)的混水流量,可以通过平衡阀(或其它阀门)予以调节,也可由电动调节阀根据设定的锅炉给水温度来控制;喷射泵(10或16或40)的混水比(低温水引射流量与高温水喷射流量之比)现有A型(1:1)、B型(1.4:1)、C型(0.7:1)三种,设计时应根据实际情况预先选型,如二步节能建筑选A型、三步节能建筑选B型,暖气片采暖选A型、地板采暖选B型等,实际运行时可由与之相连接的球阀(或其它阀门)予以调节和控制。

[0092] 锅炉运行模式为“小流量大温差”,锅炉基本上是在额定流量下运行,故旁通管(30和47)可以关断。

[0093] 下面结合附图对本发明工作原理进行详细描述。

[0094] 1. 增加热网循环级数

[0095] (1) 间供一次系统(见图1):一级循环变为三级循环

[0096] 间供一次系统,在各换热站一次侧加装喷射泵(10),与换热器(11)形成复合式换热机组(I),利用喷射泵(10)的自吸功能,将其部分一次回水吸入至一次供水管中,与一次供水混合后再进入换热器(11),该部分一次回水在换热站内进行“一次分循环”;其余一次回水回流至锅炉房(1)汇集形成“一次主循环”;在锅炉出水总管(3)与一次回水主管(26)之间加装防腐混水管(4),使部分锅炉出水与一次回水混合后,经一次循环泵(28)再进入锅炉(2),该部分锅炉出水在锅炉房内进行“一次内循环”。

[0097] (2) 间供二次系统(见图1):一级循环变为两级循环

[0098] 在各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵(16),为每个热用户楼栋创建无电源混水换热站(II),利用喷射泵(16)的自吸功能,将其部分二次回水吸入至二次供水管中,与二次供水混合后再进入热用户楼内,该部分二次回水在热用户楼内进行“二次分循环”;其余二次回水回流至换热站(6)汇集形成“二次主循环”。

[0099] (3) 直供系统 (见图 2):一级循环变为三级循环

[0100] 在各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵 (40),为每个热用户楼栋创建无电源混水换热站 (III),利用喷射泵 (40) 的自吸功能,将其部分直供回水吸入至直供供水管中,与直供供水混合后再进入热用户楼内,该部分直供回水在热用户楼内进行“直供分循环”;其余直供回水回流至锅炉房 (31) 汇集形成“直供主循环”;在锅炉出水总管 (33) 与直供回水主管 (43) 之间加装防腐混水管 (34),同时将直供供水主管 (35) 改接锅炉进水总管 (44) 或直供循环泵出口总管 (46) 上,锅炉 (32) 与热用户楼栋 (36) 由串联变为并联,全部锅炉出水与直供回水混合,经直供循环泵 (45) 后,一部分再进入锅炉 (32) 加热,另一部分则 (不经过锅炉加热) 直接进入直供供水主管 (35),全部锅炉出水在锅炉房内进行“直供内循环”。

[0101] 2. 改变供热系统的运行模式

[0102] (1) 间供一次系统 (见图 1):一种运行模式变为三种运行模式

[0103] ①一次供回水主管 (5 和 26) 的水循环就是“一次主循环”,其运行模式为“小流量大温差”。单位面积水流量一般为 $0.4 \sim 0.75 \text{ kgH}_2\text{O}$;一次主管供/回水温度一般为 $79 \sim 115^\circ\text{C} / 43 \sim 55^\circ\text{C}$;一次供回水温差一般为 $36 \sim 60^\circ\text{C}$ 。

[0104] ②锅炉 (2) 的水循环包括“一次内循环”与“一次主循环”,其运行模式为“小流量大温差”。单位面积水流量一般为 $0.55 \sim 1.00 \text{ kgH}_2\text{O}$,保证锅炉在额定流量下运行;锅炉出/进水温度一般为 $79 \sim 115^\circ\text{C} / 53 \sim 65^\circ\text{C}$;锅炉出给水温差一般为 $26 \sim 50^\circ\text{C}$ 。

[0105] ③各换热站内换热器 (11) 一次侧的水循环包括自身“一次分循环”与部分“一次主循环”,其运行模式为“大流量小温差”。单位面积水流量一般为 $0.8 \sim 1.5 \text{ kgH}_2\text{O}$;换热器一次侧供/回水温度一般为 $61 \sim 85^\circ\text{C} / 43 \sim 55^\circ\text{C}$;换热器一次侧供回水温差一般为 $18 \sim 30^\circ\text{C}$ 。

[0106] (2) 间供二次系统 (见图 1):一种运行模式变为两种运行模式

[0107] ①二次供回水主管 (20 和 19)、各换热站内换热器 (11) 二次侧的水循环就是“二次主循环”,其运行模式为“小流量大温差”。单位面积水流量一般约为 $1.2 \sim 2.25 \text{ kgH}_2\text{O}$;二次主管供/回水温度一般为 $52 \sim 70^\circ\text{C} / 40 \sim 50^\circ\text{C}$;二次主管供回水温差一般约为 $12 \sim 20^\circ\text{C}$ 。

[0108] ②各热用户楼内二次供回水总管 (13 和 15) 的水循环包括自身“二次分循环”与部分“二次主循环”,其运行模式为“大流量小温差”。单位面积水流量一般为 $2.4 \sim 4.5 \text{ kgH}_2\text{O}$;楼内二次总管供/回水温度一般为 $46 \sim 60^\circ\text{C} / 40 \sim 50^\circ\text{C}$;楼内二次总管供回水温差一般约为 $6 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

[0109] (3) 直供系统:一种运行模式变为三种运行模式

[0110] ①直供供回水主管 (35 和 43) 的水循环就是“直供主循环”,其运行模式为“小流量大温差”。单位面积水流量一般约为 $1.2 \sim 2.25 \text{ kgH}_2\text{O}$;直供主管供/回水温度一般为 $52 \sim 70^\circ\text{C} / 40 \sim 50^\circ\text{C}$;直供主管供回水温差一般约为 $12 \sim 20^\circ\text{C}$ 。

[0111] ②锅炉 (32) 的水循环就是“直供内循环”,其运行模式为“小流量大温差”。单位面积水流量一般为 $0.92 \sim 1.72 \text{ kgH}_2\text{O}$,保证锅炉在额定流量下运行;锅炉出/给水温度一般为 $70 \sim 88^\circ\text{C} / 53 \sim 63^\circ\text{C}$;锅炉出给水温差一般为 $17 \sim 25^\circ\text{C}$ 。

[0112] ③各热用户楼内直供供回水总管 (37 和 39) 的水循环包括自身“直供分循环”与部分“直供主循环”,其运行模式为“大流量小温差”。单位面积水流量一般约为 $2.4 \sim$

4. $5\text{kgH}_2\text{O}$;楼内直供二次总管供 / 回水温度一般约为 $46 \sim 60^\circ\text{C}$ / $40 \sim 50^\circ\text{C}$;楼内直供总管供回水温差一般约为 $6 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

[0113] 3. 提高了热网的水力稳定性,能彻底解决站与站、楼与楼之间的水力不平衡问题。

[0114] 间供一次热网,换热站水力稳定性系数 y 一般可由 $0.30 \sim 0.85$ 提高至 $0.80 \sim 0.99$ (远端小近端大);间供二次或直供热网,热用户楼栋水力稳定性系数 y 一般可由 $0.35 \sim 0.90$ 提高至 $0.85 \sim 0.99$ (远端小近端大)。热用户(换热站或楼栋)之间相互耦合、相互干扰的问题已基本解决,调试简单,能彻底解决站与站、楼与楼之间的水力不平衡问题。

[0115] 4. 楼内“大流量小温差”运行,能大幅缓解楼内的水力不平衡问题。

[0116] 由于热用户楼内系统存在水平失调和垂直失调问题,而目前还无有效的技术手段予以解决。根据 3Q 平衡理论可知:系统供热量 Q_g 、热用户散热设备散热量 Q_s 、热用户围护结构耗热量 Q_h 应相等,即 $Q_g = Q_s = Q_h$ 。热用户散热设备散热量 Q_s 与散热设备的平均温度有密切的关系,热用户楼内采用“大流量小温差”运行模式,可使楼内各热用户散热设备的平均温度趋于均匀,故楼内热用户室内温度也会趋于均匀,故能大幅缓解楼内的水力不平衡问题。

[0117] 5. 提高锅炉进水温度,避免锅炉产生低温腐蚀,锅炉寿命一般可延长 $5 \sim 10$ 年。

[0118] (1) 间供一次系统(见图 1):在锅炉出水总管(3)与一次回水主管(26)之间加装防腐混水管(4),使部分锅炉出水(高温水)与一次回水(低温水)混合后,经一次循环泵(28)再进入锅炉(2),该部分锅炉出水(高温水)在锅炉房内进行“一次内循环”,锅炉进水温度一般为 $53 \sim 65^\circ\text{C}$,其锅炉尾部受热面金属壁面温度一般约为 $63 \sim 75^\circ\text{C}$,故可避免锅炉产生低温腐蚀。

[0119] (2) 直供系统(见图 2):在锅炉出水总管(33)与直供回水主管(43)之间加装防腐混水管(34),同时将直供供水主管(35)改接到锅炉进水总管(44)或直供循环泵出口总管(46)上,锅炉(32)与热用户楼栋(36)由串联变为并联,全部锅炉出水(高温水)与直供回水(低温水)混合,经直供循环泵(45)后,一部分再进入锅炉(32)加热,另一部分则(不经过锅炉加热)直接进入直供供水主管(35),全部锅炉出水(高温水)在锅炉房内进行“直供内循环”,锅炉进水温度一般为 $53 \sim 63^\circ\text{C}$,其锅炉尾部受热面金属壁面温度一般约为 $63 \sim 73^\circ\text{C}$,故可避免锅炉产生低温腐蚀。

[0120] 6. 形成了复式换热机组(见图 3),改变了换热模式。

[0121] 间供一次系统,在各换热站一次侧加装喷射泵(10),与换热器(11)形成复合式换热机组(I),利用喷射泵(10)的自吸功能,将其部分一次回水吸入至一次供水管中,与一次供水混合后再进入换热器(11)。由此可知:换热站由一种换热模式(板式换热或管壳式换热)变为两种换热模式(喷射泵混水换热、板式换热或管壳式换热)。

[0122] 7. 创建了无电源混水换热站(见图 4、图 5),可满足多样化热用户的不同需求。

[0123] 间供二次系统或直供系统,在各热用户楼栋热力入口处加装喷射泵(16 或 40),为每个热用户楼栋创建无电源混水换热站(II 或 III),利用喷射泵(16 或 40)的自吸功能,将其部分二次(或直供)回水吸入至二次((或直供))供水管中,与二次供水混合后再进入热用户楼内。由此可知:不同的热用户(楼栋)可选用不同混水比的喷射泵,且还可以通过与喷射泵连接的球阀(或其它阀门)来适当调整喷射泵的混水比,故可为不同的热用户

(楼栋)提供其所需的供水温度,可满足多样化热用户的不同需求。

[0124] 8. 能有效适应系统的动态变化

[0125] 由于供热系统的供回水温差变化,引起热用户楼内自然循环动力的变化一般约为 $0.03 \sim 0.3\text{mH}_2\text{O}$,而现有供热系统热用户楼内正常阻力一般约为 $2 \sim 5\text{mH}_2\text{O}$;加装喷射泵后,热用户楼内正常阻力一般约为 $8 \sim 20\text{mH}_2\text{O}$,故自然循环动力对其影响只有现有供热系统的 $1/4$,故能有效适应系统的动态变化。

[0126] 9. 能自动调节供热量

[0127] 在正常工作范围内,喷射流量(供热量)的平方与加在喷射泵上的压差(外网压差-热用户阻力)成正比,故如热用户楼内住户关小(关闭)阀门,热用户楼内阻力增大,则喷射流量会自动减少;反之,喷射流量会自动增加,喷射泵本身这种自动调节功能可兼容散热器温控阀,实现按需供热。

[0128] 10. 具有线性等比质调节功能

[0129] 因喷射泵的喷射流量的平方与加在喷射泵上的压差(外网压差-热用户阻力)成正比,若外网压差设定不变,则循环泵的流量不变,各喷射泵的喷射流量也不变,即“量”不变,其供热量的调节可通过改变热源供回水温差来实现,即所谓的“质”调节,显然“质”调节是线性等比变化的。喷射泵这种功能可使供热系统实现恒流量运行,进行线性等比“质”调节。

[0130] 11. 具有线性等比量调节功能

[0131] 因主管输配为“小流量”,主管阻力小,水压曲线非常平缓,故通过循环泵变频可使所有喷射泵基本实现线性等比量调节。如增加(或减少)外网压差,循环泵流量增大(或减少),热源供回水温差不变,即“质”不变,供热量增加(或减少)时,所有喷射泵的喷射流量(供热量)基本上是线性等比增加(或减少),喷射泵这种功能可使供热系统实现恒温差运行,进行线性等比“量”调节。

[0132] 12. 节电率一般可达 $30 \sim 50\%$

[0133] 现有供热系统,无论是间供一次系统、间供二次系统,还是直供系统,均是采用“大流量小温差”运行模式;本发明供热系统的锅炉、系统主管、换热器二次侧均采用“小流量大温差”运行模式,其流量基本上是现有供热系统的 $1/2$,故其阻力是现有供热系统的 $1/4$,循环泵在其上消耗的扬程也是现有供热系统的 $1/4$,但喷射泵本身要消耗一定的扬程,所以循环泵的运行扬程基本不变,循环泵的运行流量是现有供热系统的 $1/2$,由于加装喷射泵后,系统阻力系数 S 发生了变化,原循环泵可能不在高效区运行,故节电率一般可达 $30 \sim 50\%$ 。

[0134] 13. 节热率一般可达 $10 \sim 30\%$

[0135] 现有供热系统的水力不平衡,是导致现有供热系统冷热不均的重要原因,也是至今仍然困扰供热行业的老大难问题,其造成的热能浪费一般为 $20 \sim 30\%$ 。本发明供热系统能彻底解决站与站、楼与楼之间的水力不平衡问题;能大幅缓解楼内的水力不平衡问题。故节热率一般可达 $10 \sim 30\%$ 。

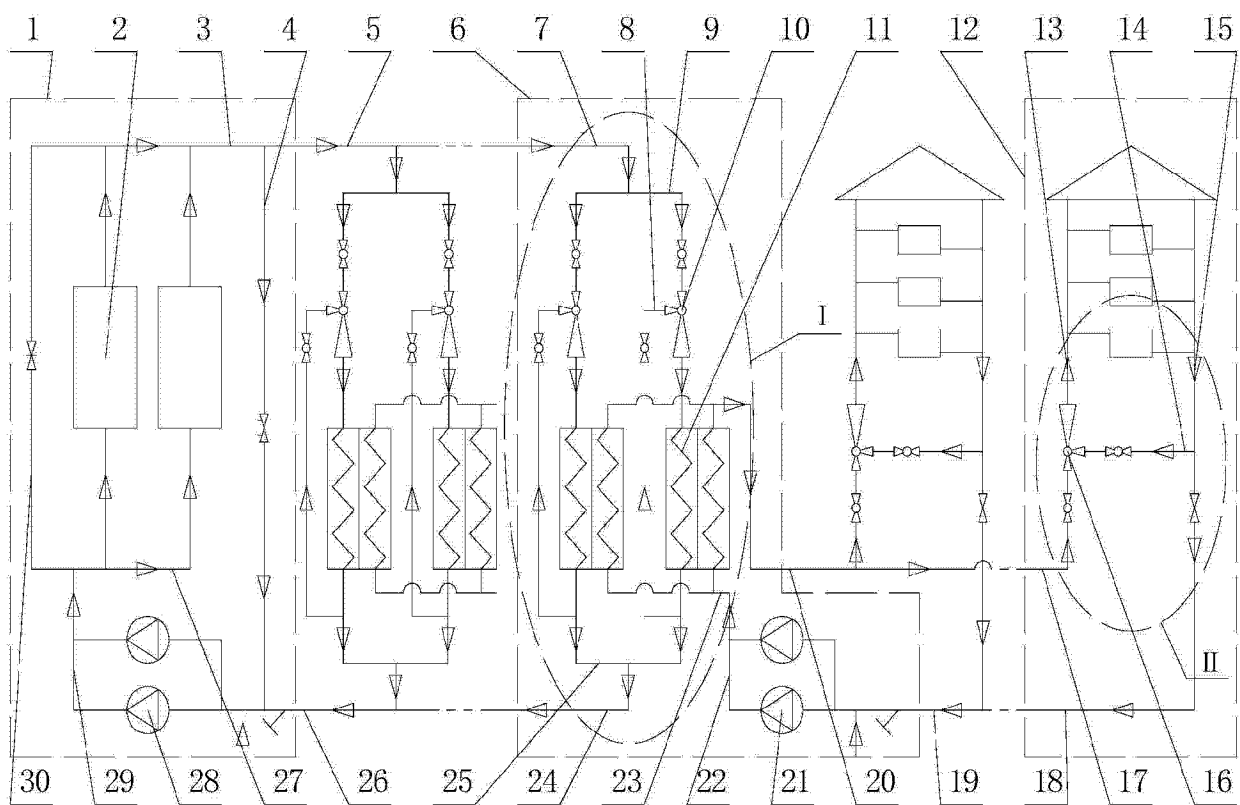


图 1

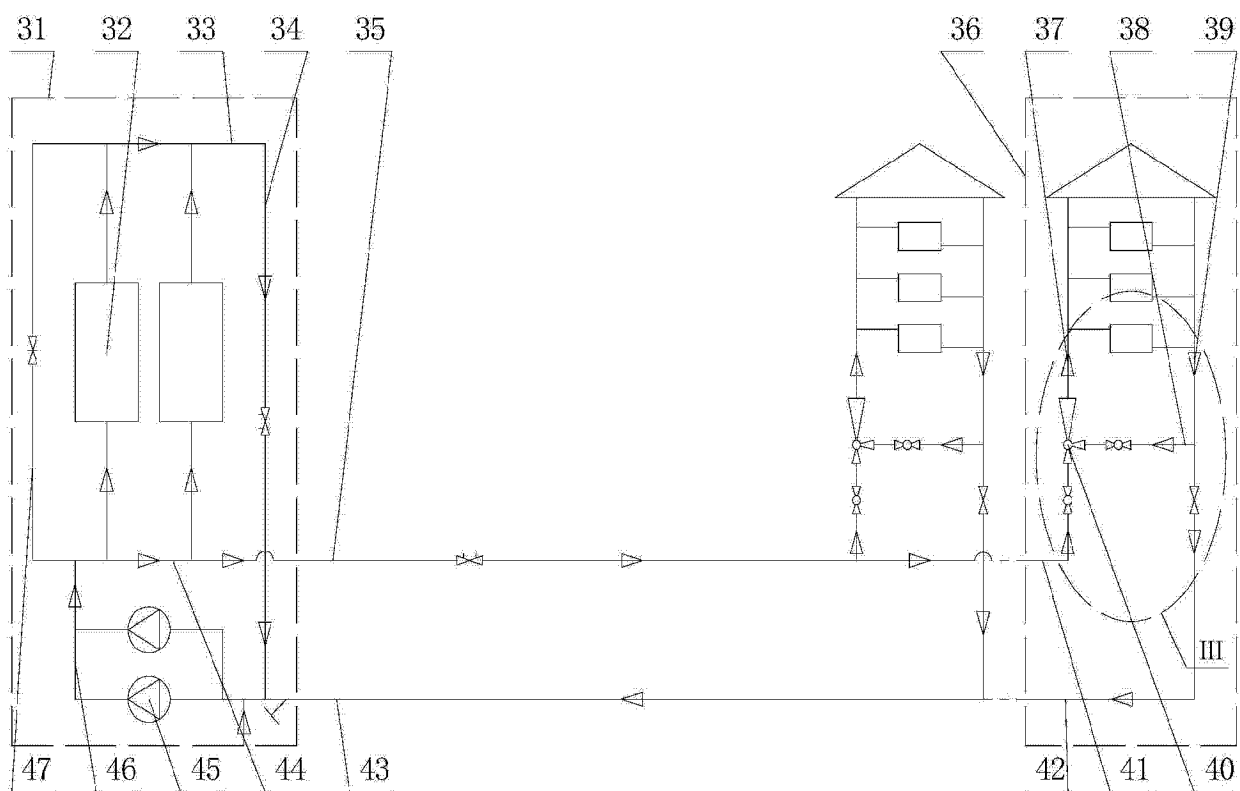


图 2

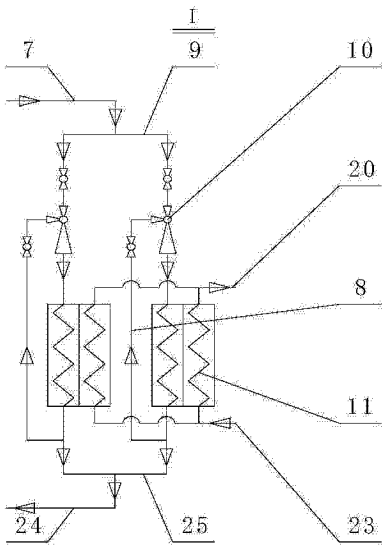


图 3

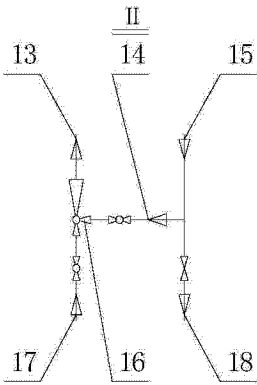


图 4

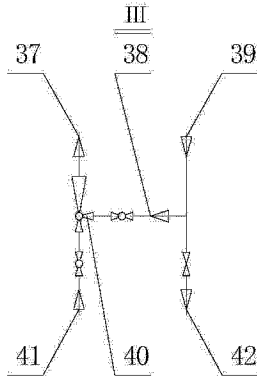


图 5