



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106931600 A

(43)申请公布日 2017. 07. 07

(21)申请号 201710161675.8

(22)申请日 2017.03.17

(71)申请人 深圳市云科设计咨询服务有限公司

地址 518001 广东省深圳市东晓街道布吉
路1005号丰湖大厦B栋12G

(72)发明人 吴延奎 朱树园

(74)专利代理机构 北京孚睿湾知识产权代理事
务所(普通合伙) 11474

代理人 王冬杰

(51)Int.Cl.

F24F 11/00(2006.01)

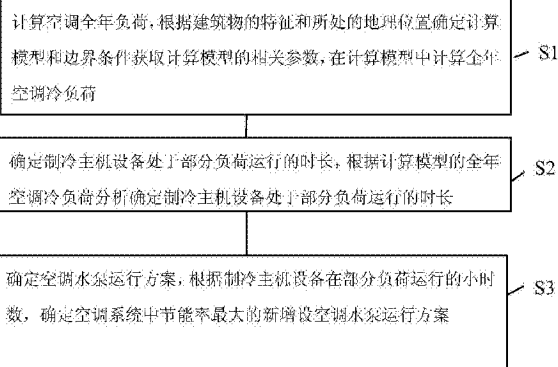
权利要求书2页 说明书8页 附图6页

(54)发明名称

一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法

(57)摘要

本发明提供了一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,包括以下步骤:计算空调全年负荷,根据建筑物的特征和所处的地理位置确定计算模型和边界条件获取计算模型的相关参数,在计算模型中计算全年空调冷负荷;确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长,根据计算模型的全年空调冷负荷分析确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长;确定空调水泵运行方案,根据制冷主机设备在部分负荷运行的小时数,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。本发明提出了一种新增设空调水泵运行方案的方法,便于为不同城市的不同建筑类型选择不同空调水泵设备以及对空调系统和运行模式进行改进,使得其节能降耗,空调系统设计更合理。



1. 一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其特征在于:其包括以下步骤:

S1、计算所述空调全年负荷,其具体包括以下步骤:

S11、根据建筑物所在经度和纬度,确定建筑物所在区域的气象参数;

S12、根据建筑物的格局和楼层信息确定房间格局参数和楼层信息参数;

S13、确定围护结构参数:所述围护结构参数包括体型系数、窗墙比、层面的传热系数、外墙的传热系数、楼板的传热系数、内墙的传热系数、外窗的传热系数、外门的传热系数、内门的传热系数和内窗的传热系数;

S14、确定建筑物的室内参数:所述室内参数包括建筑物类型、室内设计温度、相对湿度、人员密度、照明密度、设备功率密度和新风量;

S15、确定任意*i*时的空调系统的总冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$, $Q_{i\text{冷}} = f(A+B+C)$, 其中*A*代表建筑物的特征和*B*代表所处的地理位置,*C*代表边界条件;

S2、确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长,根据任意*i*时的空调系统的理论负荷量确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长;

S21、确定全年空调最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$;

S22、确定需要开启制冷主机的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长;

S23、确定需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值在0~10%、10%~20%、20%~30%、30%~40%、40%~50%、50%~60%、60%~70%、70%~80%、80%~90%、90%~100%各比例段对应的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长及各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长所占全年空调使用时长的比值,获得各时刻的全年空调冷负荷统计表。

S3、确定空调水泵运行方案,根据制冷主机设备在部分负荷运行的小时数,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

S3中确定空调系统最节能的新增设空调水泵运行控制方法步骤具体包括:

S31、根据各时刻的全年空调冷负荷统计表,确定多种新增设空调水泵运行方案;

S32、对多种新增设空调水泵运行方案进行验证,确定节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

2. 根据权利要求1所述的用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其特征在于:所述各时刻的全年空调冷负荷统计表包括各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值、各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长以及各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长所占全年空调使用时长的比值。

3. 根据权利要求1所述的用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其特征在于:新增设空调水泵运行方案具体为:

新增水泵与原水泵并联运行,并通过设置在管路上的电动阀进行切换,当检测到的系统供水流量低于某设定值时,将运行水泵由原水泵切换到新增设水泵,当检测到的系统供水流量高于某设定值时则切换回原水泵。

4. 根据权利要求3所述的用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其特征在于:S32具体包括以下步骤:

a根据管网特性曲线公式,计算多种运行方案下空调系统部分负荷情况下管网阻力,

其中,管网特性曲线公式为 $H = SQ^2$,其中*H*为管网阻力Pa,*S*为与管网组成相关的因子,*Q*

为空调系统水流量 m^3/h ,对于同一个管网, S 值是固定的, H 与 Q^2 成正比,当负荷变小时,管网阻力随之变小;

b计算空调系统水泵扬程,获取空调水泵运行方案表,所述空调水泵运行方案表包括全年空调冷负荷、空调系统水流量、空调系统水泵扬程、空调系统大水泵功率以及空调系统小水泵功率;

c根据空调水泵运行方案表计算全年非供暖季空调系统综合能耗,对各运行方案的全年非供暖季空调系统综合能耗进行比较,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

5.根据权利要求4所述的用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其特征在于:空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案中对应的需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值为80%~90%。

一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及计算机辅助计算技术领域,特别涉及一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法。

背景技术

[0002] 水系统输送能耗是空调系统综合能耗最为重要的组成部分之一,对于风机盘管系统水系统输送能耗基本占空调系统综合能耗的20%以上。减少水系统输送能耗对于空调系统节能就显得相对比较重要。

[0003] 目前对于减少水系统输送能耗常用的做法是,对于二级泵变流量系统,可对二级泵采用变频控制,而对于一级泵和一级泵变流量系统,由于水泵与制冷主机一一对应,为了保证制冷主机的水流量,往往不采用变频控制,如果一定要采用变频控制,水泵和制冷主机均需要设置变频器,这样做一方面投入成本相对比较大,另外制冷主机允许的流量变化也相对有限,且各品牌的制冷主机均不相同。

[0004] 按目前的方法无法保证空调水泵在全年运行中最节能,特别是一级泵和一级泵变流量系统。

发明内容

[0005] 本发明针对上述现有技术中的缺陷,提出了如下技术方案。

[0006] 本发明提供一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法,其包括以下步骤:

[0007] S1、计算空调全年负荷,其具体包括以下步骤:

[0008] S11、根据建筑物所在经度和纬度,确定建筑物所在区域的气象参数;

[0009] S12、根据建筑物的格局和楼层信息确定房间格局参数和楼层信息参数;

[0010] S13、确定围护结构参数:所述围护结构参数包括体型系数、窗墙比、层面的传热系数、外墙的传热系数、楼板的传热系数、内墙的传热系数、外窗的传热系数、外门的传热系数、内门的传热系数和内窗的传热系数;

[0011] S14、确定建筑物的室内参数:所述室内参数包括建筑物类型、室内设计温度、相对湿度、人员密度、照明密度、设备功率密度和新风量;

[0012] S15、确定任意*i*时的空调系统的总冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$, $Q_{i\text{冷}} = f(A+B+C)$, 其中A代表建筑物的特征和B代表所处的地理位置,C代表边界条件;

[0013] S2、确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长,根据任意*i*时的空调系统的总冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长;

[0014] S21、确定全年空调最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$;

[0015] S22、确定需要开启制冷主机的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长;

[0016] S23、确定需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值在0~10%、10%~20%、20%~30%、30%~40%、40%~50%、50%~60%、

60%~70%、70%~80%、80%~90%、90%~100%各比例段对应的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长及各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长所占全年空调使用时长的比值,获得各时刻的全年空调冷负荷统计表。

[0017] S3、确定空调水泵运行方案,根据制冷主机设备在部分负荷运行的小时数,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案,

[0018] S3中确定空调系统最节能的新增设空调水泵运行控制方法步骤具体包括:

[0019] S31、根据各时刻的全年空调冷负荷统计表,确定多种新增设空调水泵运行方案;

[0020] S32、对多种新增设空调水泵运行方案进行验证,确定节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

[0021] 优选地,所述各时刻的全年空调冷负荷统计表包括各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值、各比例段全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长以及各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长所占全年空调使用时长的比值。

[0022] 优选地,新增设空调水泵运行方案具体为:

[0023] 新增水泵与原水泵并联运行,并通过设置在管路上的电动阀进行切换,当检测到的系统供水流量低于某设定值时,将运行水泵由原水泵切换到新增设水泵,当检测到的系统供水流量高于某设定值时则切换回原水泵。

[0024] 优选地,S32具体包括以下步骤:

[0025] a根据管网特性曲线公式,计算多种运行方案下空调系统部分负荷情况下管网阻力,

[0026] 其中,管网特性曲线公式为 $H = SQ^2$,其中H为管网阻力Pa,S为与管网组成相关的因子,Q为空调系统水流量 m^3/h ,对于同一个管网,S值是固定的,H与 Q^2 成正比,当负荷变小时,管网阻力随之变小;

[0027] b计算空调系统水泵扬程,获取空调水泵运行方案表,所述空调水泵运行方案表包括全年空调冷负荷、空调系统水流量、空调系统水泵扬程、空调系统大水泵功率以及空调系统小水泵功率;

[0028] c根据空调水泵运行方案表计算全年非供暖季空调系统综合能耗,对各运行方案的全年非供暖季空调系统综合能耗进行比较,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

[0029] 优选地,空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案中对应的需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值为80%~90%。

[0030] 本发明的技术效果为:提出了一种新增设空调水泵运行控制方法,使得空调水系统设计选用的水泵在全年运行中,特别是在部分负荷运行时,水泵运行效率高,水系统输送能耗较低,便于为不同城市的不同建筑类型选择不同空调水泵以及对空调系统和运行模式进行改进,使得其节能降耗。

附图说明

[0031] 图1是本发明的一种新增设空调水泵运行控制方法的流程图;

[0032] 图2是本发明的一个计算模型的示意图之一;

[0033] 图3是本发明的一个计算模型的示意图之二;

- [0034] 图4是本发明的一个计算模型的示意图之三；
[0035] 图5是本发明的一个计算模型的示意图之四；以及
[0036] 图6是本发明的一个水泵接管示意图。

具体实施方式

- [0037] 下面结合附图1-6以及具体实施例对本发明进行具体说明。
- [0038] 图1示出了本发明的一种用于确定建筑物空调水泵节能运行方案的方法，该方法包括以下步骤：
- [0039] S1、计算空调全年负荷，根据建筑物的特征和所处的地理位置确定计算模型和边界条件获取计算模型的相关参数，在计算模型中计算全年空调冷负荷；
- [0040] S2、确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长，根据计算模型的全年空调冷负荷分析确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长；
- [0041] S3、确定空调水泵运行方案，根据制冷主机设备在部分负荷运行的小时数，确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。
- [0042] 更进一步地，S1中计算模型的相关参数包括室外气象参数、房间格局和楼层信息参数、围护结构参数以及室内参数。
- [0043] 更进一步地，S1中所述空调全年负荷计算具体包括以下步骤：
- [0044] S11、根据建筑物所在城市，确定室外气象参数；本实施例选用中国典型气象年(CNTMY)气象数据作为空调系统综合能耗分析计算的室外气象参数。即气象参数设置步骤的具体操作为：基于空调系统所处的位置从中国典型气象年气象数据选择相应的室外气象参数。目前，全年的室外气象参数都是以一个小时作为计算时长。
- [0045] S12、根据建筑物的格局和楼层信息确定计算模型的房间格局和楼层信息参数；
- [0046] S13、确定计算模型的围护结构参数：所述围护结构参数包括体型系数、窗墙比、层面的传热系数、外墙的传热系数、楼板的传热系数、内墙的传热系数、外窗的传热系数、外门的传热系数、内门的传热系数和内窗的传热系数；
- [0047] S14、确定计算模型的室内参数：所述室内参数包括建筑物类型、室内设计温度、相对湿度、人员密度、照明密度、设备功率密度和新风量；
- [0048] S15、在计算模型中输入相关参数，确定建筑物的全年空调总冷负荷；并得到任意i时的空调系统i时的总冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 。
- [0049] 更进一步地，S2中确定制冷主机设备处于部分负荷运行的时长具体包括以下步骤：
- [0050] S21、确定全年空调最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ ；全年空调总冷负荷 $Q_{\text{冷}}$ 由选取的全年负荷计算软件直接计算得到，同时得到任意i时的 $Q_{i\text{冷}}$ ， $Q_{i\text{冷}}$ 即为空调系统i时的总冷负荷。全年负荷计算软件直接采用市场现有的空调负荷计算软件，我们在此选取较为简单实用的鸿业全年负荷计算及能耗分析软件HY-EP4.0。
- [0051] S22、确定需要开启制冷主机的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长；
- [0052] S23、确定需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值在0~10%、10%~20%、20%~30%、30%~40%、40%~50%、50%~60%、60%~70%、70%~80%、80%~90%、90%~100%各比例段对应的全年空调部分冷负荷

$Q_{i\text{冷}}$ 的时长及各比例段的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 的时长所占全年空调使用时长的比值,获得各时刻的全年空调冷负荷统计表。

[0053] 更进一步地,S3中确定空调系统最节能的新增设空调水泵运行控制方法步骤具体包括:

[0054] S31、根据各时刻的全年空调冷负荷统计表,确定多种新增设空调水泵运行方案;

[0055] S32、对多种新增设空调水泵运行方案进行验证,确定节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

[0056] 更进一步地,新增设空调水泵运行方案具体为:

[0057] 新增水泵与原水泵并联运行,并通过设置在管路上的电动阀进行切换,当检测到的系统供水流量低于某设定值时,将运行水泵由原水泵切换到新增设水泵,当检测到的系统供水流量高于某设定值时则切换回原水泵。

[0058] 更进一步地,S32具体包括以下步骤:

[0059] a根据管网特性曲线公式,计算多种运行方案下空调系统部分负荷情况下管网阻力,

[0060] 其中,管网特性曲线公式为 $H = SQ^2$,其中H为管网阻力Pa,S为与管网组成相关的因子,Q为空调系统水流量 m^3/h ,对于同一个管网,S值是固定的,H与 Q^2 成正比,当负荷变小时,管网阻力随之变小;

[0061] b计算空调系统水泵扬程,获取空调水泵运行方案表,所述空调水泵运行方案表包括全年空调冷负荷、空调系统水流量、空调系统水泵扬程、空调系统大水泵功率以及空调系统小水泵功率;

[0062] c根据空调水泵运行方案表计算全年非供暖季空调系统综合能耗,对各运行方案的全年非供暖季空调系统综合能耗进行比较,确定空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案。

[0063] 更进一步地,空调系统中节能率最大的新增设空调水泵运行方案中对应的需要开启制冷主机的各时刻的全年空调部分冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 与最大冷负荷值 $Q_{i\text{冷max}}$ 的比值为80%~90%。

[0064] 具体实施例一

[0065] 图2~图5示出了实际工程项目中一栋办公楼(分为A、B座)作为计算模型,该计算模型1~17层为标准层共分为8个敞开办公室和2个走道,18层共分为22个办公室和4个走道,其中核心筒内的卫生间、设备房、楼梯等不计入空调面积。该建筑位于广州(夏热冬暖)地区,空调末端系统采用风机盘管+新风系统。

[0066] 图2中a区为第一办公室,面积为 $311.5m^2$,b区为第二办公室,面积为 $311.5m^2$,c区为核心筒楼梯、电梯,d区为核心筒楼梯,e区为走道,面积为 $488.41m^2$,f区为第一办公室,面积为 $311.5m^2$,g区为第二办公室,面积为 $311.5m^2$ 。

[0067] 图3中a区为第一办公室,面积为 $311.5m^2$,b区为第二办公室,面积为 $311.5m^2$,c区为核心筒楼梯、电梯,d区为核心筒楼梯,e区为走道,面积为 $488.41m^2$,f区为第一办公室,面积为 $311.5m^2$,g区为第二办公室,面积为 $311.5m^2$ 。

[0068] 图4中a区为第一办公室,面积为 $76m^2$,b区为第二办公室,面积为 $63.01m^2$,c区为第三办公室,面积为 $129.09m^2$,d区为第四办公室,面积为 $55.5m^2$,e区为第五办公室,面积为

180m²,f区为第六办公室,面积为116.15m²,g区为第七办公室,面积为124.02m²,h区为第八办公室,面积为45m²,i区为第九办公室,面积为142.58m²,j区为第十办公室,面积为111.1m²,k区为第十一办公室,面积为77.77m²,l区为第一过道,面积为171.44m²,m区为第一过道,面积为190.78m²,n区为核心筒楼梯、电梯,o区为核心筒楼梯。

[0069] 图5中a区为第一办公室,面积为55.5m²,b区为第二办公室,面积为116.15m²,c区为第三办公室,面积为77.77m²,d区为第四办公室,面积为111.1m²,e区为第五办公室,面积为129.09m²,f区为第六办公室,面积为63.01m²,g区为第七办公室,面积为124.02m²,h区为第八办公室,面积为45m²,i区为第九办公室,面积为142.58m²,j区为第十办公室,面积为76m²,k区为第十一办公室,面积为180m²,l区为第一过道,面积为171.44m²,m区为第一过道,面积为190.78m²,n区为核心筒楼梯、电梯,o区为核心筒楼梯。

[0070] 办公的计算时间以一般办公人员的上班时间为准,具体为8:00~18:00,周末节假日不计算。围护结构参数取建筑节能计算值,具体详见表1。室内气象参数、人员密度、设备功率、照明密度及使用率的取值均以设计值为准,具体见表2。简单起见,这里假定室内参数全年不变化。

[0071] 表1:维护结构参数表

区域		体型系数	传热系数 K[W/(m ² ·k)]							
			屋面	外墙	楼板	内墙	外窗	外门	内门	内窗
			D≥2.5	D≥2.5						
夏热冬暖地区	广州	0.155	0.78	1.35	0.52	2.78	2.27	3.02	4.21	3.06

[0073] 表2 室内参数表

[0074]

建筑	夏季		人员密度	照明密度	设备功率密度	新风量
类型	室内设计温度℃	相对湿度	人/m ²	W/m ²	W/m ²	m ³ (人·h)
办公	26	65	0.17	11	13	30
走道	26	65	0.1	11	0	10

[0075] 然后,选用鸿业全年负荷计算及能耗分析软件HY-EP4.0对计算模型进行全年负荷计算,其最大冷负荷值 $Q_{i冷max}$ 为6609kw。原计算模型的空调设计逐时逐项冷负荷值为

9789.7kw。

[0076] 将计算得出的全年冷负荷扣除不需要开制冷主机的小时数(时长),即扣除自然室温小于22℃和仅开启新风机即可消除室内余热的时间,并将需要开启制冷主机的各时刻的全年各时刻空调冷负荷 $Q_{i\text{冷}}$ 对应于最大冷负荷 $Q_{i\text{冷max}}$ 值的比值在0~10%、10%~20%、20%~30%、30%~40%、40%~50%、50%~60%、60%~70%、70%~80%、80%~90%、90%~100%各比例段的时长及对应的该时长占总时长的比例做相应统计,得到各时刻的全年空调冷负荷统计表,具体详见表3。

[0077] 表3 全年动态冷负荷值统计表

[0078]

$Q_{i\text{冷}}/Q_{i\text{冷max}}$ 的比例	不同比例对应的冷负荷	小时数	小时数所占比例
0~10%	0~660.96	4.00	0.22%
10%~20%	660.96~1321.92	85.00	4.68%
20%~30%	1321.92~1982.88	232.00	12.77%
30%~40%	1982.88~2643.84	278.00	15.30%
40~50%	2643.84~3304.80	273.00	15.02%
50%~60%	3304.80~3965.76	290.00	15.96%
60%~70%	3965.76~4626.72	315.00	17.34%
70%~80%	4626.72~5287.69	237.00	13.04%
80%~90%	5287.69~5948.65	92.00	5.06%
90%~100%	5948.65~6609.61	10.00	0.55%

[0079] 原运行方案选用的空调水泵方案(方案1)为1台242m³/h的小泵和2台727m³/h的大泵。而根据表3的动态冷负荷分布规律,为了全年空调水泵高效运行,尽量减少水系统输送能耗的原则,新增空调水泵的3台,2大一小,与主机一一对应,新增空调水泵与原空调水泵并联连接,支管上设置电动阀门,连接示意图详见图6,图中,两组制冷机组(大)1和一组制冷机组(小)2分别通过空调水泵3与回水管4连接,多个空调水泵并联连接。为了得到最节能的空调水泵运行方法,这里列出了11种运行方法做比较。方案1,为原设计选用的空调水泵方案。方案2~方案11,为空调负荷对应表3在不同比例时,通过公式 $H=SQ^2$ 计算出对应的水泵扬程。具体数据详见表4、表5。

[0080] 表4 计算模型的管网阻力构成表

[0081]

主机压降(m)	机房管路阻力(m)	末端压降(m)	固定阻力(m)	可变管网阻力(m)	系统总阻力(水泵扬程)(m)
7.2	2	4	13.2	27.8	41

[0082] 表5 空调水泵运行方法表

[0083]

方案	负荷(kw)	流量(m ³ /h)	扬程(m)	大水泵功率(KW)	小水泵功率(KW)
方案1(原方案)	9846	1696	41	132	55
方案2(100%)	6609.61	1136.65	25.69	90	30
方案3(90%)	5948.65	1022.98	23.31	75	22
方案4(80%)	5287.69	909.32	21.19	55	22
方案5(70%)	4626.72	795.65	19.32	55	22

方案6 (60%)	3965.76	681.99	17.70	55	18.5
方案7 (50%)	3304.80	568.32	16.32	45	18.5
方案8 (40%)	2643.84	454.66	15.20	45	18.5
方案9 (30%)	1982.88	340.99	14.32	45	18.5
方案10 (20%)	1321.92	227.33	13.70	37	15
方案11 (10%)	660.96	113.66	13.32	37	15

[0084] 将上述11种方案按申请人申请的专利名称为:一种非供暖季空调系统综合能耗的分析方法、申请号为2016109743028的发明专利进行全年非供暖季空调系统综合能耗计算,具体计算方法如下:

[0085] 根据公式 $W_{\text{总}}=W_{\text{冷}}+W_{\text{气}}+W_{\text{水}}$ 计算空调系统的综合能耗,其中, $W_{\text{总}}$ 为空调系统综合能耗, $W_{\text{冷}}$ 为制冷能耗, $W_{\text{气}}$ 为空气系统输送能耗, $W_{\text{水}}$ 为水系统输送能耗。

[0086] $W_{\text{冷}} = \sum_{i=1}^{i=t_{\text{冷}}} \frac{Q_{i\text{冷}}}{\text{COP}}$, 其中,COP为制冷性能系数, $Q_{i\text{冷}}$ 为空调系统i时的总冷负荷, $t_{\text{冷}}$ 为冷源开机时间;

[0087] 空气系统输送能耗 $W_{\text{气}}$ 的计算方法为:

[0088] $W_{\text{气}} = \sum_{i=1}^{i=t_{\text{末}}} N_{i\text{末}}$, 其中, $N_{i\text{末}}$ 为末端设备功率, $t_{\text{末}}$ 为末端设备的开机时间。

[0089] 水系统输送能耗 $W_{\text{水}}$ 的计算方法为:

[0090] $W_{\text{水}} = \sum_{i=1}^{i=t_{\text{冷}}} (N_{i\text{冷}} + N_{i\text{水}} + N_{i\text{塔}})$;

[0091] 其中,COP为制冷性能系数, $Q_{i\text{冷}}$ 为空调系统i时的总冷负荷, $t_{\text{冷}}$ 为冷源开机时间, $N_{i\text{冷}}$ 为运行冷水机组的设备功率, $N_{i\text{水}}$ 为运行水泵的设备功率, $N_{i\text{塔}}$ 为运行冷却塔的设备功率。其中制冷主机、末端设备、管路系统均按照原空调系统的设计进行计算。其结果详见表6。

[0092] 表6 11种方案的空调系统综合能耗比较表

[0093]

方案	冷水泵 能耗 (KWh)	冷却水泵能 耗 (KWh)	冷却塔能耗 (KWh)	主机能耗 (KWh)	末端能耗 (KWh)	输送能耗 (KWh)	总能耗 (KWh)	相对节 能率 %	整体节 能率 %
方案1 (原方案)	265265.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	550446.00	2491780.68	0.00	0.00
方案2(100%)	176364.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	461545.00	2402879.68	33.51	3.57
方案3(90%)	146321.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	431502.00	2372836.68	44.84	4.77
方案4(80%)	123233.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	408414.00	2349748.68	53.54	5.70
方案5(70%)	149303.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	434484.00	2375818.68	43.72	4.65
方案6(60%)	180084.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	465265.00	2406599.68	32.11	3.42
方案7(50%)	194754.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	479935.00	2421269.68	26.58	2.83
方案8(40%)	218505.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	503686.00	2445020.68	17.63	1.88
方案9(30%)	242691.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	527872.00	2469206.68	8.51	0.91

[0094]

方案10(20%)	261705.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	546886.00	2488220.68	1.34	0.14
方案11(10%)	265105.00	220545.00	64636.00	1370876.00	570458.68	550286.00	2491620.68	0.06	0.01

[0095] 通过表6可以看出,选方案4,即 $Q_{i冷}/Q_{i冷max}$ 的比例为80%时,空调系统最节能,相对于水系统输送能耗,可节约53.54%的能耗,相对于空调系统综合能耗,可节约5.7%的能耗。如果按目前广州的电价0.88元/KWh计算,每年最小可节约124988元。

[0096] 本发明可以为不同地区不同建筑物设计合适的空调水泵方案,以及针对能耗较多的系统提出改进措施,以节能减排,从而节省大量的能源。

[0097] 本发明所述的方法,可以通过计算机程序实现,也可以将计算机程序存储在存储介质上,处理器从存储介质上读取计算机程序,并执行相应的方法,完成串联补偿装置的工作状态的监测,确保其工作安全。

[0098] 最后所应说明的是:以上实施例仅以说明而非限制本发明的技术方案,尽管参照上述实施例对本发明进行了详细说明,本领域的普通技术人员应当理解:依然可以对本发明进行修改或者等同替换,而不脱离本发明的精神和范围的任何修改或局部替换,其均应涵盖在本发明的权利要求范围当中。

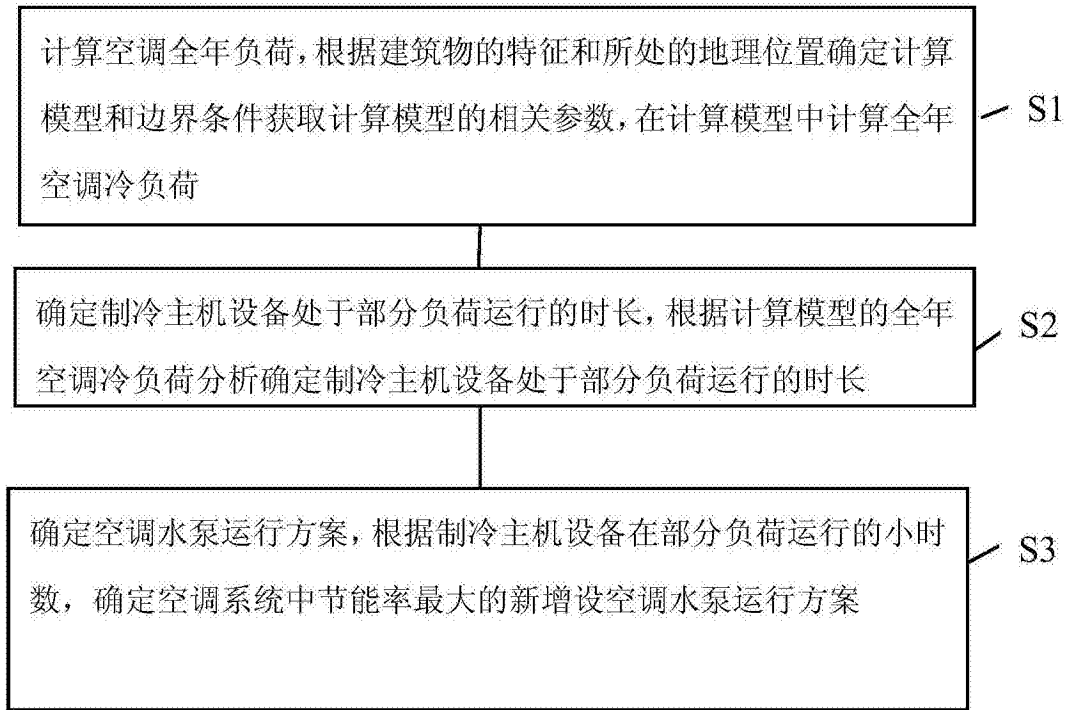


图1

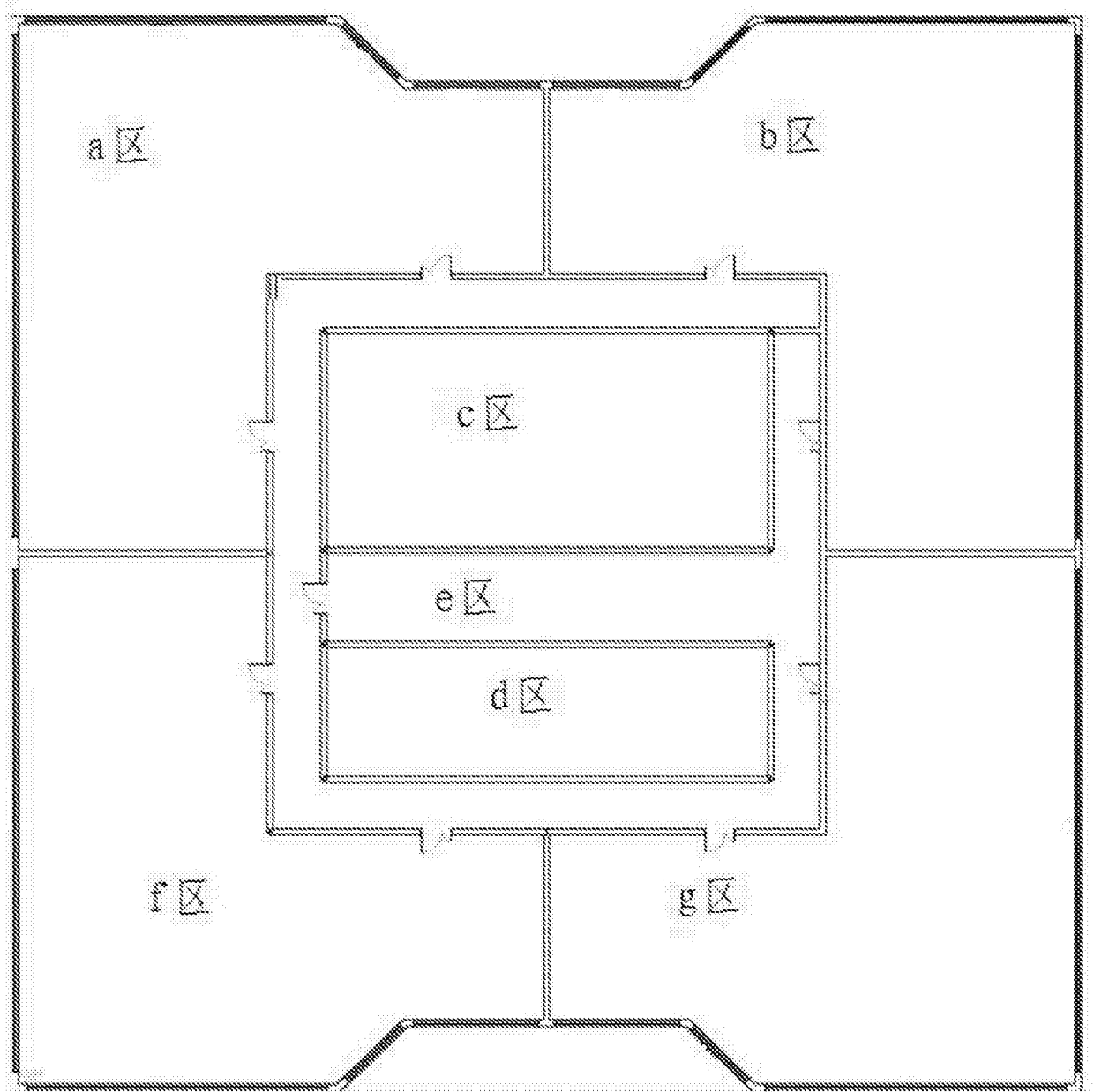


图2

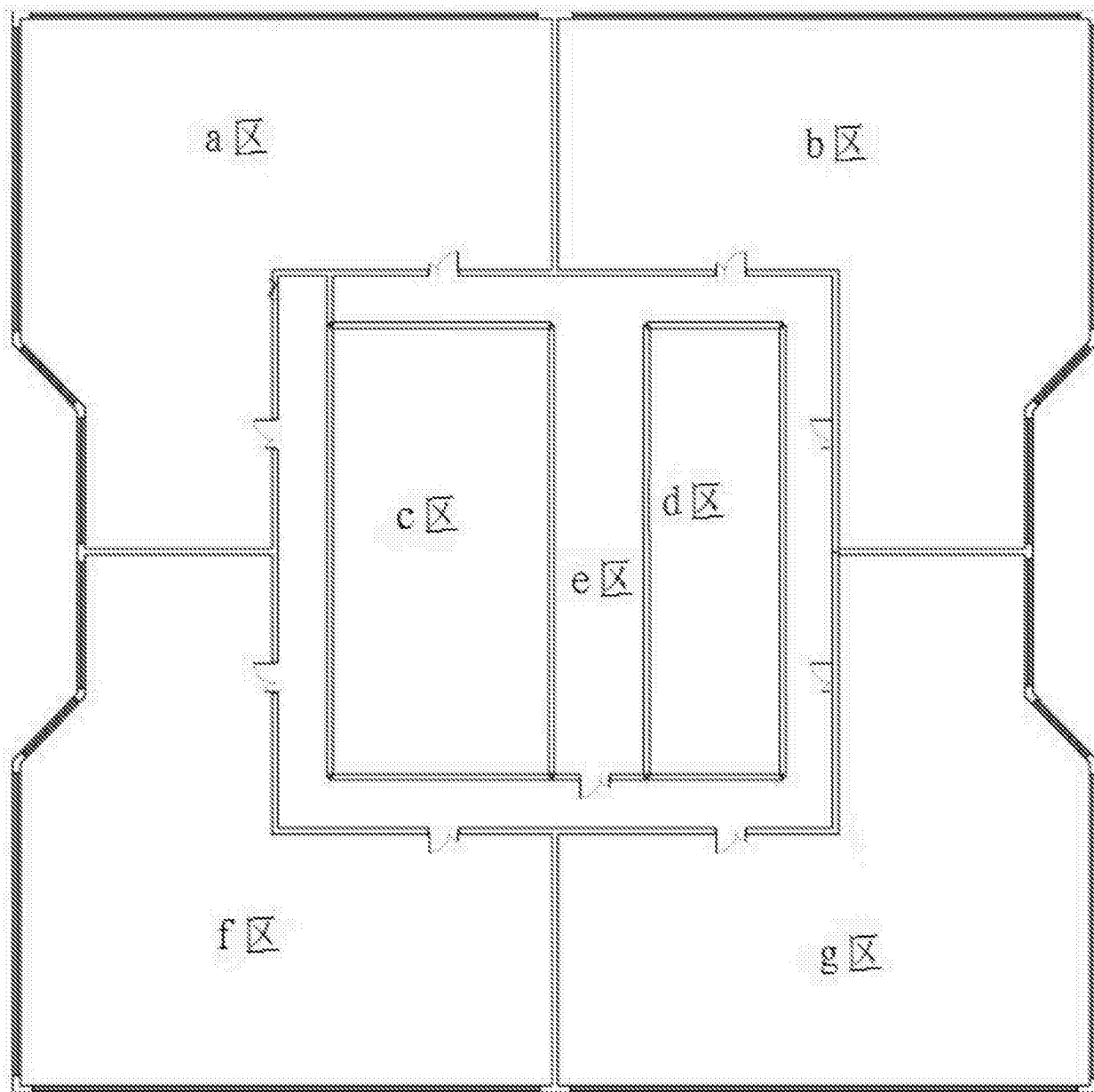


图3

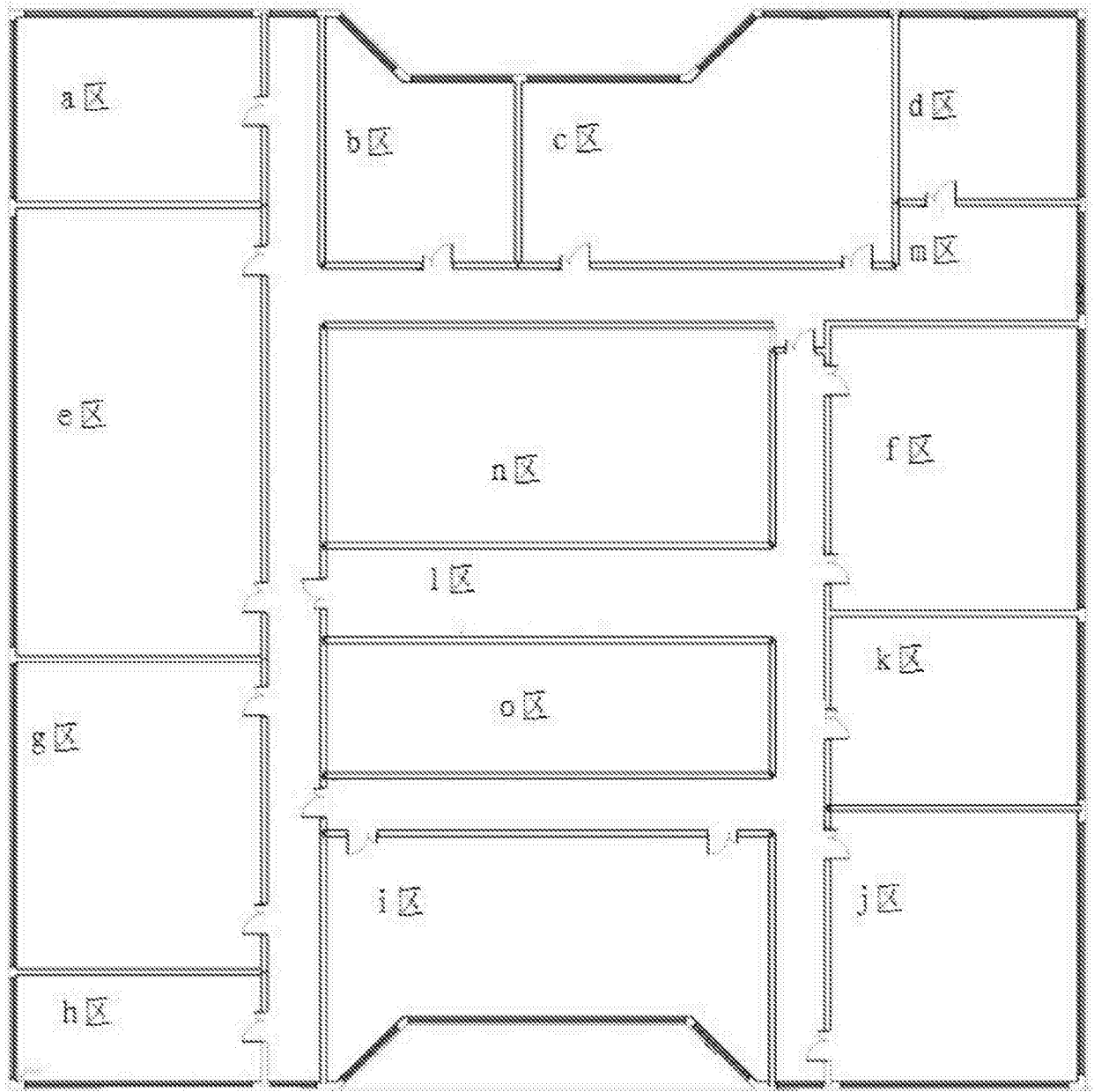


图4

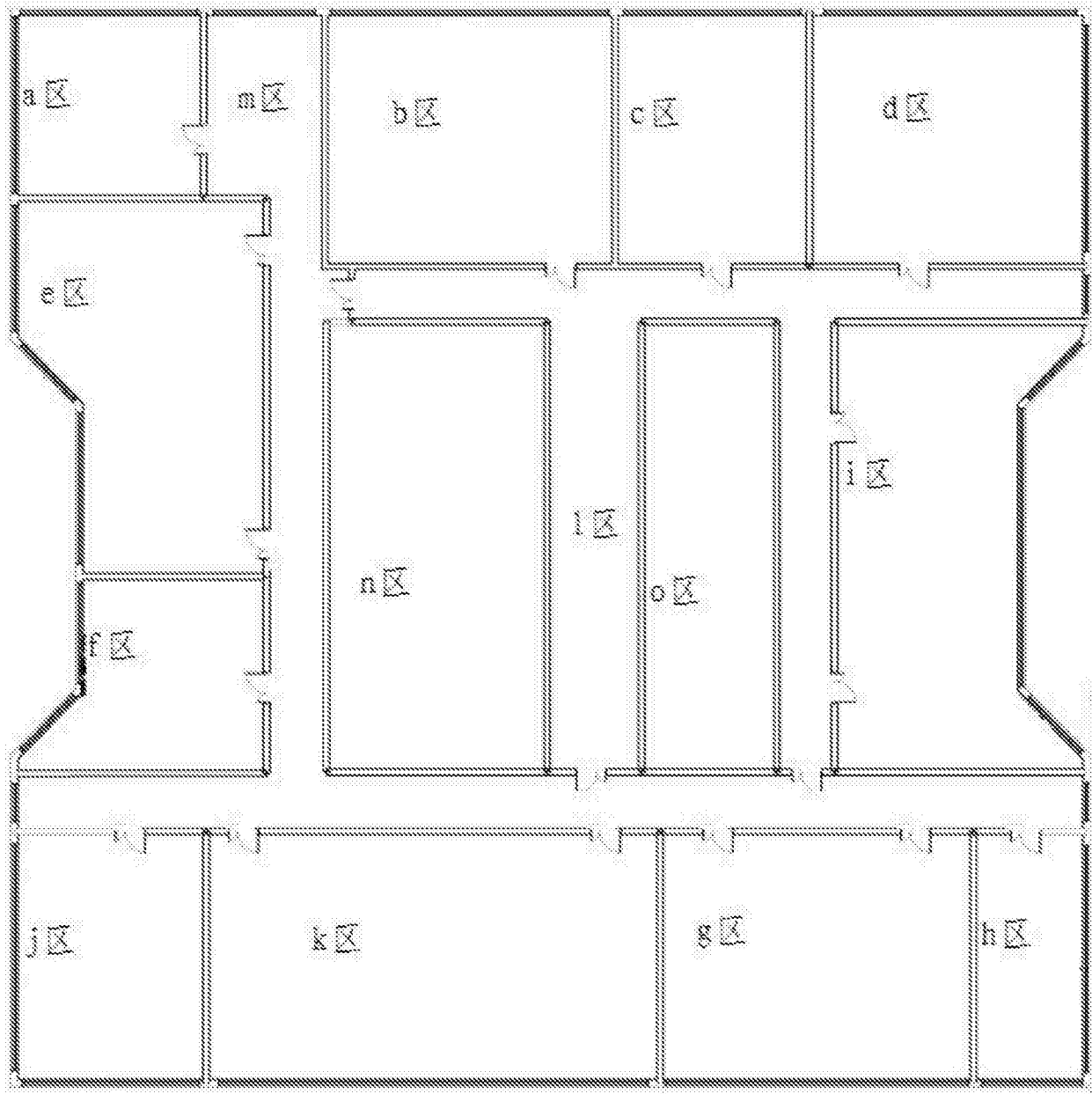


图5

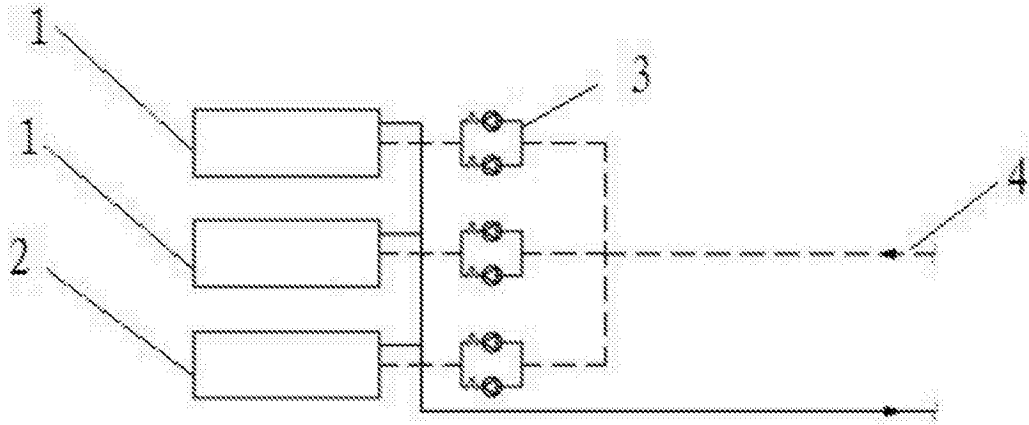


图6