



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104359195 B

(45)授权公告日 2017.03.08

(21)申请号 201410849901.8

(22)申请日 2014.12.31

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 104359195 A

(43)申请公布日 2015.02.18

(73)专利权人 江苏联宏自动化系统工程有限公司

地址 210046 江苏省南京市栖霞区甘家边东108号01幢6楼

(72)发明人 吴宝财 何升强 周泽宇

(74)专利代理机构 南京天华专利代理有限责任公司 32218

代理人 夏平

(51)Int. Cl.

F24F 11/00(2006.01)

(56)对比文件

CN 203857618 U, 2014.10.01,

CN 201964577 U, 2011.09.07,

CN 1415915 A, 2003.05.07,

CN 103322646 A, 2013.09.25,

JP 2004053127 A, 2004.02.19,

US 4238071 A, 1980.12.09,

US 4345714 A, 1982.08.24,

审查员 牛伟杰

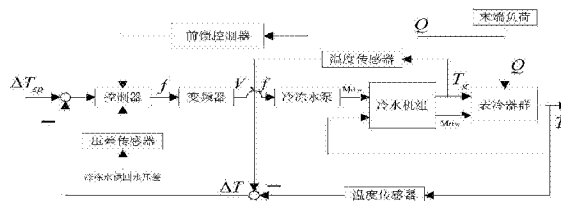
权利要求书3页 说明书9页 附图5页

(54)发明名称

基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法

(57)摘要

本发明公开了一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法。通过实时统计各末端设备的负荷,得出系统末端总负荷Q,同时也采集冷冻水的供水温度 T_g 、冷冻水回水温度 T_h 和集分水器压差 ΔP 。系统再根据Q、 T_g 、 T_h 和 ΔP 采用反馈控制和前馈控制相结合的控制方式实现冷冻站供冷量与末端负荷相匹配的智能控制。前馈控制保证系统的快速性,反馈控制保证系统的精确性,两种控制结合实现冷冻站对末端负荷的及时及精确响应需求,保证末端设备的制冷性能。



1. 一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法,其特征在于控制方法为:

a1: 第一温度传感器采集冷冻水供水的温度 T_g ,第二温度传感器采集冷冻水回水的温度 T_h ,计算冷冻水供回水温度差 $\Delta T=T_g-T_h$;设定冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} ;计算冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温度差 ΔT 的差值,该差值送入控制器;

a2: 压差传感器采集冷冻水的供回水压差 ΔP ;设定冷冻水供回水最小压差为 ΔP_{sp} ;计算冷冻水供回水最小压差设定值 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 的差值,该差值送入控制器;

a3: 末端总负荷 Q 送入前馈控制器,前馈控制器的传递函数记为 G_{ff} ,前馈控制器的输出送入控制器;所述前馈控制器的传递函数为 G_{ff} :

$$G_{ff} = \frac{2k_d M_N e^{-Ts}}{(T_m s + 1)(T_d s + 1)}$$

式中字母所代表的物理意义:

在变频器与冷冻水泵系统中,

$$M = \frac{k_d}{T_d s + 1} f$$

k_d 为开环增益, T_d 为惯性时间常数, f 为变频器频率;

在空调系统中,

$$\Delta T = \frac{Q}{C_w M} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right)$$

M_N 为冷冻水设计质量流量, T_m 为系统惯性时间常数, T 为系统纯时滞时间常数, M 为冷冻水质量流量, Q 为末端总负荷, C_w 为水的比热容;

b: 控制器对a1、a2、a3的输入数据进行数据处理,控制器的输出数据控制变频器以频率 f 控制冷冻水泵的冷冻水质量流量为 M ;

c: 冷水机组将冷冻水回水处理为冷冻水供水,冷冻水泵将冷冻水供水送入各楼宇中的表冷器群;

d: 冷冻水供水在表冷器群中与各楼宇中的空气或新风进行换热后变为冷冻水回水并回流至冷水机组中完成整个循环;

所述前馈控制器的传递函数 G_{ff} 采用不变性原理通过计算获得,具体是根据末端总负荷 Q 对冷冻水供回水温度差 ΔT 的影响恒为0的条件下进行求解。

2. 根据权利要求1所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法,其特征在于所述控制器包括温差控制器、压差控制器、加法器、高值选择器、限幅处理器、换算器,控制策略为:

1) 温差处理器对冷冻水供回水设定温差 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温差 ΔT 之差进行处理,得出输出 v_2 ;

2) 加法器将输出 v_2 与前馈控制器的输出 v_1 相加得到输出 v_3 ;

3) 压差传感器对冷冻水供回水设置最低压差 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 之差进行计算,得出输出 v_4 ;

4) 高值选择器选择输出 v_3 和输出 v_4 中的较大者为输出 v_5 ;

5) 限幅处理器根据系统设定的冷冻水最大质量流量 M_{\max} 和最小质量流量 M_{\min} 对输出V5进行限幅操作并输出V6:若输出V5小于等于 M_{\min} 则以 M_{\min} 输出;若输出V5大于等于 M_{\min} 且小于等于 M_{\max} 则以输出V5的值输出;如输出V5大于 M_{\max} 则以 M_{\max} 输出;

6) 换算器根据冷冻水质量流量与变频器频率的关系将V6换算成频率 f 输出。

3. 根据权利要求2所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法,其特征在于所述温差控制器可采用PID控制器、模糊控制器或自适应控制器。

4. 根据权利要求1-3任一项所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法,其特征在于:所述末端总负荷 Q 的计算方法是针对不同类型的末端设备的负荷采取不同的计算方法,最后进行汇总统计;其中,不同类型的末端设备的负荷的计算方法分别为:

风机盘管负荷的计算:

计算方法1:按风的得冷量计算,基于回风温度传感器、送风温度传感器;

根据热力学传热定律可得:

$$Q_{FCU} = C_a M_{a1} (T_{ain1} - T_{aout1}) \quad (1)$$

式中: Q_{FCU} --风机盘管的负荷;

C_a --空气比热容;

M_{a1} --风机盘管的风量,根据风机当前工作档位查询风机盘管的技术参数得到;

T_{ain1} --风机盘管回风温度;

T_{aout1} --风机盘管送风温度;

计算方法2:按水的失冷量计算,基于风机盘管的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器;

根据热力学传热定律可得:

$$Q_{FCU} = C_w M_{w1} (T_{win1} - T_{wout1}) \quad (2)$$

式中: Q_{FCU} --风机盘管的负荷;

C_w --水的比热容;

M_{w1} --风机盘中水的质量流量,流量传感器获得;

T_{win1} --风机盘管的进水温度;

T_{wout1} --风机盘管的出水温度;

新风机负荷的计算:

计算方法1:按风的得冷量计算,基于室外温度传感器、送风温度传感器和风量传感器;

根据热力学传热定律可得:

$$Q_{FAU} = C_a M_{a2} (T_{outdoor} - T_{aout2}) \quad (3)$$

式中: Q_{FAU} --新风机的负荷;

C_a --空气的比热容;

M_{a2} --新风量,由风量传感器得到;

$T_{outdoor}$ --室外温度;

T_{aout2} --新风机送风温度;

计算方法2:按水的失冷量计算,基于新风机的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器;

根据热力学传热定律可得：

$$Q_{FAU} = C_w M_{w2} (T_{wout2} - T_{win2}) \quad (4)$$

式中： Q_{FAU} —新风机的负荷；

C_w —水的比热容；

M_{w2} —新风机盘管冷冻水流量，流量传感器测得；

T_{wout2} —新风机盘管出水温度；

T_{win2} —新风机盘管进水温度；

组合空调负荷的计算：

计算方法1：按风的得冷量计算，基于混风温度传感器、送风温度传感器和风量传感器；

根据热力学传热定律可得：

$$Q_{HAU} = C_a M_{a3} (T_{ain3} - T_{aout3}) \quad (5)$$

式中： Q_{HAU} —组合空调的负荷；

C_a —空气的比热容；

M_{a3} —组合空调送风量；

T_{ain3} —混风温度；

T_{aout3} —组合空调送风温度；

计算方法2：按水的失冷量计算，基于组合空调的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器；

根据热力学传热定律可得：

$$Q_{HAU} = C_w M_{w3} (T_{wout3} - T_{win3}) \quad (6)$$

式中： Q_{HAU} —组合空调的负荷；

C_w —水的比热容；

M_{w3} —组合空调冷冻水流量，由流量传感器测得；

T_{wout3} —组合空调出水温度；

T_{win3} —组合空调进水温度。

5. 根据权利要求4所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法，其特征在于：在风机盘管负荷的计算方法1中，借用风机盘管房间温度传感器取代回风温度传感器，测量风机盘管回风温度 T_{ain1} 。

6. 根据权利要求4所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法，其特征在于：在新风机负荷的计算方法1中，不设置风量传感器，采用新风机相关参数计算新风量 M_{a2} 。

7. 根据权利要求4所述的一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法，其特征在于：系统将所有末端设备分为 m 个组，每个组有 n 个末端设备；末端设备的负荷计算出来后分组汇总，再进行 m 个组的汇总以得到末端总负荷 Q 。

基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及能源与节能技术领域,具体是一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法。

背景技术

[0002] 随着现代科学技术的发展和人民生活水平的提高,中央空调的应用非常广泛,为人民生活和工作环境质量的提高做出了巨大贡献,同时也带来了很大的电能消耗,一般占整个建筑用电负荷的40%~60%。冷冻水系统是中央空调系统的中央组成部分,是冷量的搬运工,冷冻水系统的能耗占整个中央空调系统能耗10%~15%。冷冻水系统的运行不仅直接消耗大量电能而且直接影响末端制冷效果以及冷冻机的运行效率,是保证中央空调系统稳定运行及性能质量的重要环节。所以对冷冻水系统的节能优化控制研究非常重要,大量科技和实践证明冷冻水变流量控制的先进性,目前最常用的冷冻水变流量控制主要有恒压差控制和恒温差控制。恒温差控制节能性高但是由于温度变化缓慢加上变流量导致的冷冻水循环周期的不确定性大大影响系统对负荷变化的响应速度及系统的稳定性;由于压差响应的时滞性较小,能够较快的反应流量的变化,所以恒压差控制具有很好的快速性能,但是由于冷冻水压差与负荷之间没有直接的关系,空调的负荷的变化不能准确通过压差的变化来描述,这样使恒压差控制准确性差甚至出现控制失效的现象。本发明根据上述恒温差及恒压差控制的特点与不足,提出基于动态响应末端负荷变化的中央空调冷冻水优化控制技术,使系统具有恒温控制的节能性又有恒压差控制的快速性。

发明内容

[0003] 本发明的目的在于提供一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法,以克服现有技术中中央空调冷冻水系统方式中的两个问题,一是为恒温差控制方式中由于冷冻水系统的大惰性、大时滞特性影响系统快速性及稳定性问题,二是为恒压差控制中压差不能准确反映末端负荷变化而导致的准确性差及控制失效的问题。

[0004] 本发明的目的通过以下技术方案实现:

[0005] 一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法:

[0006] a1:第一温度传感器采集冷冻水供水的温度 T_g ,第二温度传感器采集冷冻水回水的温度 T_h ,计算冷冻水供回水温度差 $\Delta T = T_g - T_h$;设定冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} ;计算冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温度差 ΔT 的差值,该差值送入控制器;

[0007] a2:压差传感器采集冷冻水的供回水压差 ΔP ;设定冷冻水供回水最小压差为 ΔP_{sp} ;计算冷冻水供回水最小压差设定值 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 的差值,该差值送入控制器;

[0008] a3:末端总负荷 Q 送入前馈控制器,前馈控制器的传递函数记为 G_{ff} ,前馈控制器的输出送入控制器;

[0009] b:控制器对a1、a2、a3的输入数据进行数据处理,控制器的输出数据控制变频器以

频率 f 控制冷冻水泵的冷冻水质量流量为 M ;

[0010] c:冷水机组将冷冻水回水处理为冷冻水供水,冷冻水泵将冷冻水供水送入各楼宇中的表冷器群;

[0011] d:冷冻水供水在表冷器群中与各楼宇中的空气或新风进行换热后变为冷冻水回水并回流至冷水机组中完成整个循环;

[0012] 所述前馈控制器的传递函数 G_{ff} 采用不变性原理通过计算获得,具体是根据末端总负荷 Q 对冷冻水供回水温度差 ΔT 的影响恒为0的条件下进行求解。

[0013] 所述控制器包括温差控制器、压差控制器、加法器、高值选择器、限幅处理器、换算器,控制策略为:

[0014] 1) 温差处理器对冷冻水供回水设定温差 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温差 ΔT 之差进行处理,得出输出 v_2 ;

[0015] 2) 加法器将输出 v_2 与前馈控制器的输出 v_1 相加得到输出 v_3 ;

[0016] 3) 压差传感器对冷冻水供回水设置最低压差 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 之差进行计算,得出输出 v_4 ;

[0017] 4) 高值选择器选择输出 v_3 和输出 v_4 中的较大者为输出 v_5 ;

[0018] 5) 限幅处理器根据系统设定的冷冻水最大质量流量 M_{max} 和最小质量流量 M_{min} 对输出 V_5 进行限幅操作并输出 V_6 :若输出 V_5 小于等于 M_{min} 则以 M_{min} 输出;若输出 V_5 大于等于 M_{min} 且小于等于 M_{max} 则以输出 V_5 的值输出;如输出 V_5 大于 M_{max} 则以 M_{max} 输出;

[0019] 6) 换算器根据冷冻水质量流量与变频器频率的关系将 V_6 换算成频率 f 输出。

[0020] 所述温差控制器可采用PID控制器、模糊控制器或自适应控制器。

[0021] 所述前馈控制器的传递函数为 G_{ff} :

$$[0022] \quad G_{ff} = \frac{2k_d M_N e^{-Ts}}{(T_m s + 1)(T_d s + 1)}$$

[0023] 式中字母所代表的物理意义:

[0024] 在变频器与冷泵水泵系统中,

$$[0025] \quad M = \frac{k_d}{T_d s + 1} f$$

[0026] k_d 为开环增益, T_d 为惯性时间常数, f 为变频器频率;

[0027] 在空调系统中,

$$[0028] \quad \Delta T = \frac{Q}{C_w M} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right)$$

[0029] M_N 为冷冻水设计质量流量, T_m 为系统惯性时间常数, T 为系统纯时滞时间常数, M 为冷冻水质量流量, Q 为末端总负荷, C_w 为水的比热容。

[0030] 所述末端总负荷 Q 的计算方法是针对不同类型的末端设备的负荷采取不同的计算方法,最后进行汇总统计;其中,不同类型的末端设备的负荷的计算方法分别为:

[0031] 风机盘管负荷的计算:

[0032] 计算方法1:按风的得冷量计算,基于回风温度传感器、送风温度传感器;

[0033] 根据热力学传热定律可得:

[0034] $Q_{FCU} = C_a M_{a1} (T_{ain1} - T_{aout1})$ (1)

[0035] 式中： Q_{FCU} —风机盘管的负荷；

[0036] C_a —空气比热容；

[0037] M_{a1} —风机盘管的风量，根据风机当前工作档位查询风机盘管的技术参数得到；

[0038] T_{ain1} —风机盘管回风温度；

[0039] T_{aout1} —风机盘管送风温度；

[0040] 计算方法2：按水的失冷量计算，基于风机盘管的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器；

[0041] 根据热力学传热定律可得：

[0042] $Q_{FCU} = C_w M_{w1} (T_{win1} - T_{wout1})$ (2)

[0043] 式中： Q_{FCU} —风机盘管的负荷；

[0044] C_w —水的比热容；

[0045] M_{w1} —风机盘中水的质量流量，流量传感器获得；

[0046] T_{win1} —风机盘管的进水温度；

[0047] T_{wout1} —风机盘管的出水温度；

[0048] 新风机负荷的计算：

[0049] 计算方法1：按风的得冷量计算，基于室外温度传感器、送风温度传感器和风量传感器；

[0050] 根据热力学传热定律可得：

[0051] $Q_{FAU} = C_a M_{a2} (T_{outdoor} - T_{aout2})$ (3)

[0052] 式中： Q_{FAU} —新风机的负荷；

[0053] C_a —空气的比热容；

[0054] M_{a2} —新风量，由风量传感器得到；

[0055] $T_{outdoor}$ —室外温度；

[0056] T_{aout2} —新风机送风温度；

[0057] 计算方法2：按水的失冷量计算，基于新风机的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器；

[0058] 根据热力学传热定律可得：

[0059] $Q_{FAU} = C_w M_{w2} (T_{wout2} - T_{win2})$ (4)

[0060] 式中： Q_{FAU} —新风机的负荷；

[0061] C_w —水的比热容；

[0062] M_{w2} —新风机盘管冷冻水流量，流量传感器测得；

[0063] T_{wout2} —新风机盘管出水温度；

[0064] T_{win2} —新风机盘管进水温度；

[0065] 组合空调负荷的计算：

[0066] 计算方法1：按风的得冷量计算，基于混风温度传感器、送风温度传感器和风量传感器；

[0067] 根据热力学传热定律可得：

[0068] $Q_{HAU} = C_a M_{a3} (T_{ain3} - T_{aout3})$ (5)

- [0069] 式中： Q_{HAU} —组合空调的负荷；
- [0070] C_a —空气的比热容；
- [0071] M_{a3} —组合空调送风量；
- [0072] T_{ain3} —混风温度；
- [0073] T_{aout3} —组合空调送风温度；
- [0074] 计算方法2：按水的失冷量计算，基于组合空调的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器；
- [0075] 根据热力学传热定律可得：
- [0076] $Q_{HAU} = C_w M_{w3} (T_{wout3} - T_{win3})$ (6)
- [0077] 式中： Q_{HAU} —组合空调的负荷；
- [0078] C_w —水的比热容；
- [0079] M_{w3} —组合空调冷冻水流量，由流量传感器测得；
- [0080] T_{wout3} —组合空调出水温度；
- [0081] T_{win3} —组合空调进水温度。
- [0082] 作为一种改进方案。在风机盘管负荷的计算方法1中，借用风机盘管房间温度传感器取代回风温度传感器，测量风机盘管回风温度 T_{ain1} 。
- [0083] 作为一种改进方案。在新风机负荷的计算方法1中，不设置风量传感器，采用新风机相关参数计算新风量 M_{a2} 。
- [0084] 系统将所有末端设备分为 m 个组，每个组有 n 个末端设备；末端设备的负荷计算出来后分组汇总，再进行 m 个组的汇总以得到末端总负荷 Q 。
- [0085] 本发明的有益效果：
- [0086] 前馈控制，一是为了快速响应末端负荷的变化，二是按末端负荷精确地供应冷量，防止不必要的冷量浪费或供应不足，而反馈控制则保证系统的稳定性和精确性。
- [0087] 前馈控制保证系统的快速性，反馈控制保证系统的精确性，两种控制结合实现冷冻站对末端负荷的及时及精确响应需求，保证末端设备的制冷性能。
- [0088] 末端总负荷 Q 为首次提出，可精确求出末端设备的总负荷，为中央空调系统设计提供便利。

附图说明

- [0089] 图1是本发明的系统控制图。
- [0090] 图2是控制器的内部结构图。
- [0091] 图3是前馈控制加温差反馈控制的控制系统方框图。
- [0092] 图4是风机盘管结构示意图。
- [0093] 图5是新风机结构示意图。
- [0094] 图6是组合空调结构示意图。
- [0095] 图7是系统结构图。
- [0096] 图8是控制流程图。
- [0097] 图9是系统控制效果图。

具体实施方式

[0098] 以下结合具体实施例对本发明作进一步描述。

[0099] 实施例1:

[0100] 结合图1和图2,一种基于动态响应末端总负荷变化的中央空调冷冻水控制方法:

[0101] a1:第一温度传感器采集冷冻水供水的温度 T_g ,第二温度传感器采集冷冻水回水的温度 T_h ,计算冷冻水供回水温度差 $\Delta T=T_g-T_h$;设定冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} ;计算冷冻水供回水温度差设定值 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温度差 ΔT 的差值,该差值送入控制器;

[0102] a2:压差传感器采集冷冻水的供回水压差 ΔP ;设定冷冻水供回水最小压差为 ΔP_{sp} ;计算冷冻水供回水最小压差设定值 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 的差值,该差值送入控制器;

[0103] a3:末端总负荷 Q 送入前馈控制器,前馈控制器的传递函数记为 G_{ff} ,前馈控制器的输出送入控制器;

[0104] b:控制器对a1、a2、a3的输入数据进行数据处理,控制器的输出数据控制变频器以频率 f 控制冷冻水泵的冷冻水质量流量为 M ;

[0105] c:冷水机组将冷冻水回水处理为冷冻水供水,冷冻水泵将冷冻水供水送入各楼宇中的表冷器群;

[0106] d:冷冻水供水在表冷器群中与各楼宇中的空气或新风进行换热后变为冷冻水回水并回流至冷水机组中完成整个循环;

[0107] 所述前馈控制器的传递函数 G_{ff} 采用不变性原理通过计算获得,具体是根据末端总负荷 Q 对冷冻水供回水温度差 ΔT 的影响恒为0的条件下进行求解。

[0108] 实施例2:

[0109] 基于实施例1所述的方法,所述控制器包括温差控制器、压差控制器、加法器、高值选择器、限幅处理器、换算器,控制策略为:

[0110] 1)温差处理器对冷冻水供回水设定温差 ΔT_{sp} 与冷冻水供回水温差 ΔT 之差进行处理,得出输出 v_2 ;

[0111] 2)加法器将输出 v_2 与前馈控制器的输出 v_1 相加得到输出 v_3 ;

[0112] 3)压差传感器对冷冻水供回水设置最低压差 ΔP_{sp} 与冷冻水供回水压差 ΔP 之差进行计算,得出输出 v_4 ;

[0113] 4)高值选择器选择输出 v_3 和输出 v_4 中的较大者为输出 v_5 ;

[0114] 5)限幅处理器根据系统设定的冷冻水最大质量流量 M_{max} 和最小质量流量 M_{min} 对输出 v_5 进行限幅操作并输出 v_6 :若输出 v_5 小于等于 M_{min} 则以 M_{min} 输出;若输出 v_5 大于等于 M_{min} 且小于等于 M_{max} 则以输出 v_5 的值输出;如输出 v_5 大于 M_{max} 则以 M_{max} 输出;

[0115] 6)换算器根据冷冻水质量流量与变频器频率的关系将 v_6 换算成频率 f 输出。

[0116] 实施例3:

[0117] 基于实施例1所述的方法,前馈控制器的传递函数为 G_{ff} :

$$[0118] \quad G_{ff} = \frac{2k_d M_N e^{-T_d s}}{(T_m s + 1)(T_d s + 1)}$$

[0119] 式中字母所代表的物理意义:

[0120] 在变频器与冷泵水泵系统中，

$$[0121] \quad M = \frac{k_d}{T_d s + 1} f$$

[0122] k_d 为开环增益， T_d 为惯性时间常数， f 为变频器频率；

[0123] 在空调系统中，

$$[0124] \quad \Delta T = \frac{Q}{C_w M} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right)$$

[0125] M_N 为冷冻水设计质量流量， T_m 为系统惯性时间常数， T 为系统纯时滞时间常数， M 为冷冻水质量流量， Q 为末端总负荷， C_w 为水的比热容。

[0126] 实施例4：

[0127] 基于实施例1~3所述的方法，末端总负荷 Q 的计算方法是针对不同类型的末端设备的负荷采取不同的计算方法，最后进行汇总统计；其中，不同类型的末端设备的负荷的计算方法分别为：

[0128] 结合图4中传感器的布置位置，风机盘管负荷的计算：

[0129] 计算方法1：按风的得冷量计算，基于回风温度传感器、送风温度传感器；

[0130] 根据热力学传热定律可得：

$$[0131] \quad Q_{FCU} = C_a M_{a1} (T_{ain1} - T_{aout1}) \quad (1)$$

[0132] 式中： Q_{FCU} —风机盘管的负荷；

[0133] C_a —空气比热容；

[0134] M_{a1} —风机盘管的风量，根据风机当前工作档位查询风机盘管的技术参数得到；

[0135] T_{ain1} —风机盘管回风温度；

[0136] T_{aout1} —风机盘管送风温度；

[0137] 计算方法2：按水的失冷量计算，基于风机盘管的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器；

[0138] 根据热力学传热定律可得：

$$[0139] \quad Q_{FCU} = C_w M_{w1} (T_{win1} - T_{wout1}) \quad (2)$$

[0140] 式中： Q_{FCU} —风机盘管的负荷；

[0141] C_w —水的比热容；

[0142] M_{w1} —风机盘中水的质量流量，流量传感器获得；

[0143] T_{win1} —风机盘管的进水温度；

[0144] T_{wout1} —风机盘管的出水温度；

[0145] 结合图5中传感器的布置位置，新风机负荷的计算：

[0146] 计算方法1：按风的得冷量计算，基于室外温度传感器、送风温度传感器和风量传感器；

[0147] 根据热力学传热定律可得：

$$[0148] \quad Q_{FAU} = C_a M_{a2} (T_{outdoor} - T_{aout2}) \quad (3)$$

[0149] 式中： Q_{FAU} —新风机的负荷；

[0150] C_a —空气的比热容；

- [0151] M_{a2} —新风量,由风量传感器得到;
- [0152] $T_{outdoor}$ —室外温度;
- [0153] T_{aout2} —新风机送风温度;
- [0154] 计算方法2:按水的失冷量计算,基于新风机的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器;
- [0155] 根据热力学传热定律可得:
- [0156] $Q_{FAU} = C_w M_{w2} (T_{wout2} - T_{win2})$ (4)
- [0157] 式中: Q_{FAU} —新风机的负荷;
- [0158] C_w —水的比热容;
- [0159] M_{w2} —新风机盘管冷冻水流量,流量传感器测得;
- [0160] T_{wout2} —新风机盘管出水温度;
- [0161] T_{win2} —新风机盘管进水温度;
- [0162] 结合图6中传感器的布置位置,组合空调负荷的计算:
- [0163] 计算方法1:按风的得冷量计算,基于混风温度传感器、送风温度传感器和风量传感器;
- [0164] 根据热力学传热定律可得:
- [0165] $Q_{HAU} = C_a M_{a3} (T_{ain3} - T_{aout3})$ (5)
- [0166] 式中: Q_{HAU} —组合空调的负荷;
- [0167] C_a —空气的比热容;
- [0168] M_{a3} —组合空调送风量;
- [0169] T_{ain3} —混风温度;
- [0170] T_{aout3} —组合空调送风温度;
- [0171] 计算方法2:按水的失冷量计算,基于组合空调的进水温度传感器、出水温度传感器和流量传感器;
- [0172] 根据热力学传热定律可得:
- [0173] $Q_{HAU} = C_w M_{w3} (T_{wout3} - T_{win3})$ (6)
- [0174] 式中: Q_{HAU} —组合空调的负荷;
- [0175] C_w —水的比热容;
- [0176] M_{w3} —组合空调冷冻水流量,由流量传感器测得;
- [0177] T_{wout3} —组合空调出水温度;
- [0178] T_{win3} —组合空调进水温度。
- [0179] 实施例5:
- [0180] 基于实施例4所述的方法,在风机盘管负荷的计算方法1中,借用风机盘管房间温度传感器取代回风温度传感器,测量风机盘管回风温度 T_{ain1} 。
- [0181] 实施例6:
- [0182] 基于实施例4所述的方法,在新风机负荷的计算方法1中,不设置风量传感器,采用新风机相关参数计算新风量 M_{a2} 。
- [0183] 实施例7:
- [0184] 基于实施例4所述的方法,结合图7,系统将所有末端设备分为 m 个组,每个组有 n 个

末端设备；末端设备的负荷计算出来后分组汇总，再进行m个组的汇总以得到末端总负荷Q。

[0185] 文中所述温差控制器为现有控制器，可采用PID控制器、模糊控制器或自适应控制器。

[0186] 这里对前馈控制器的控制明细进行说明：

[0187] 采用不变性原理计算前馈控制器的传递函数 G_{ff} ，即根据末端负荷Q对冷冻水供回水温差 ΔT 的影响恒为0的条件求解前馈控制器的传递函数，这里同样只介绍计算方法，不讲集体积的计算。

[0188] 首先对变频器及冷冻水泵模型进行分析：

[0189] 在工程应用中变频器和冰冻水泵系统可以等效为一阶惯性系统，设其传递函数

为： $\frac{k_d}{T_{ds}s+1}$ ，式中 k_d 为开环增益； T_d 为惯性时间常数。

[0190] 则有：

$$[0191] \quad M = \frac{k_d}{T_{ds} + 1} f \quad (7)$$

[0192] 式中M为冷冻水质量流量；f为变频器频率。

[0193] 然后对空调系统进行分析：

[0194] 冷水机组将从楼宇回来的冷冻水处理成设定温度，再由冷冻水泵将处理后的冷冻水送至表冷器群中与各楼宇中的空气或新风进行换热，根据能量守恒定律可知冷冻水失去的冷凉应等于末端总负荷，则有如下关系：

$$[0195] \quad C_w M (T_h - T_g) = Q$$

$$[0196] \quad \Rightarrow \Delta T = T_h - T_g = \frac{Q}{C_w M} \quad (8)$$

[0197] 式中：

[0198] ΔT —冷冻水供回水温差；

[0199] C_w —水的比热容；

[0200] T_g —冷冻水供水温度；

[0201] T_h —冷冻水回水温度；

[0202] M—冷冻水质量流量；

[0203] Q—末端总负荷；

[0204] 由于末端负荷使回水温度上升有很大的惯性，且此负荷对冷冻水回水温度影响要传递至冷冻站并被回水温度传感器检测到有很长的延时。所以(8)变换成：

$$[0205] \quad \Delta T = \frac{Q}{C_w M} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right) \quad (9)$$

[0206] 式中：

[0207] T_m —系统惯性时间常数；

[0208] T—系统纯时滞时间常数。

[0209] 从式(9)可以看出M与 ΔT 成非线性关系，将 $\frac{1}{M}$ 用泰勒公式展开保留前两项为：

$$[0210] \quad \frac{1}{M} \approx \frac{2}{M_N} - \frac{M}{M_N^2} \quad (10)$$

[0211] 式中:

[0212] M_N —冷冻水设计质量流量,对于一个具体应用的中央空调,该值为已知量。

[0213] (9)和(10)式联立得到:

$$[0214] \quad \Delta T = \frac{2Q}{C_w M_N} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right) - \frac{Q}{C_w M_N^2} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right) \quad (11)$$

[0215] 基于式(11)建立系统的控制系统方框图如图3所示。当系统压差控制器起作用时,前馈控制器将不起作用,所以前馈控制与压差控制器无关,则图1可以转变成图3所示的前馈控制加温差反馈控制的控制系统方框图。将选择的温差控制器的传递函数设为 G_1 ,为了直观起见设:

$$[0216] \quad G_2 = \frac{k_d}{T_{ds} + 1} \cdot \frac{1}{C_w M_N^2}$$

$$[0217] \quad G_3 = \frac{2}{C_w M_N} \left(\frac{e^{-Ts}}{T_m s + 1} \right)$$

[0218] 则此前馈控制加温差反馈控制系统的传递函数为:

$$[0219] \quad \frac{\Delta T(s)}{Q(s)} = \frac{G_{ff} G_2}{1 - G_1 G_2} - \frac{G_3}{1 - G_1 G_2} \quad (12)$$

[0220] 根据不变性原理当 $Q(s)$ 不为0时要求 $\Delta T_0(s)$ 等于0,则代入式(12)可以求出 G_{ff} :

$$G_{ff} = \frac{G_3}{G_2} = \frac{2k_d M_N e^{-Ts}}{(T_m s + 1)(T_d s + 1)}, \text{这样前馈控制器的设计就完成了。}$$

[0221] 系统控制流程图如图8所示,这里不再赘述。

[0222] 系统控制效果图如图9所示,可以看出系统在启机、加卸载时超调量明显减小而且大大缩短了调节时间,系统快速性和稳定性方面都得到大步的提高。

[0223] 以上实施例仅用于说明本发明的技术方案,而非对本发明保护范围的限制,尽管参照较佳实施例对本发明作了详细地说明,本领域的普通技术人员应当理解,可以对本发明的技术方案进行修改或等同替换,而不脱离本发明技术方案的实质和范围。

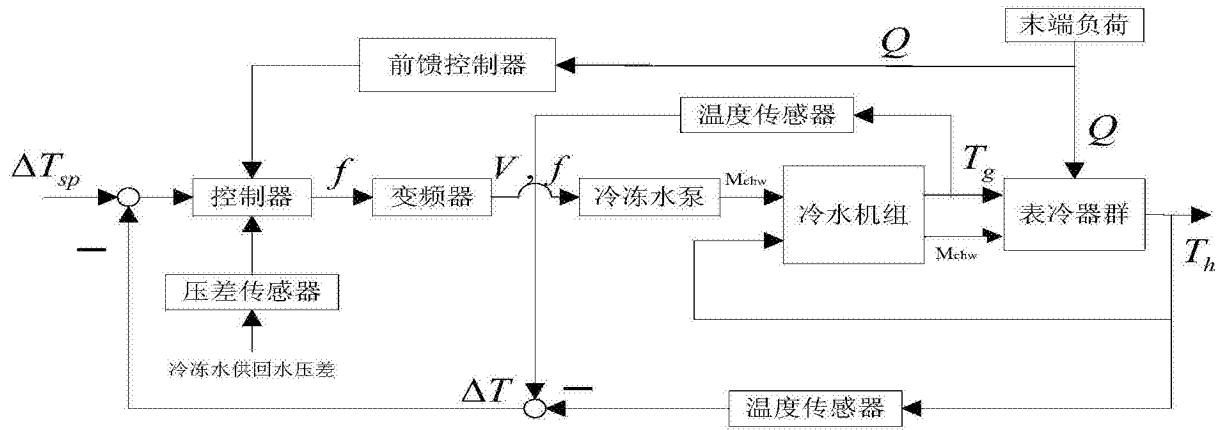


图1

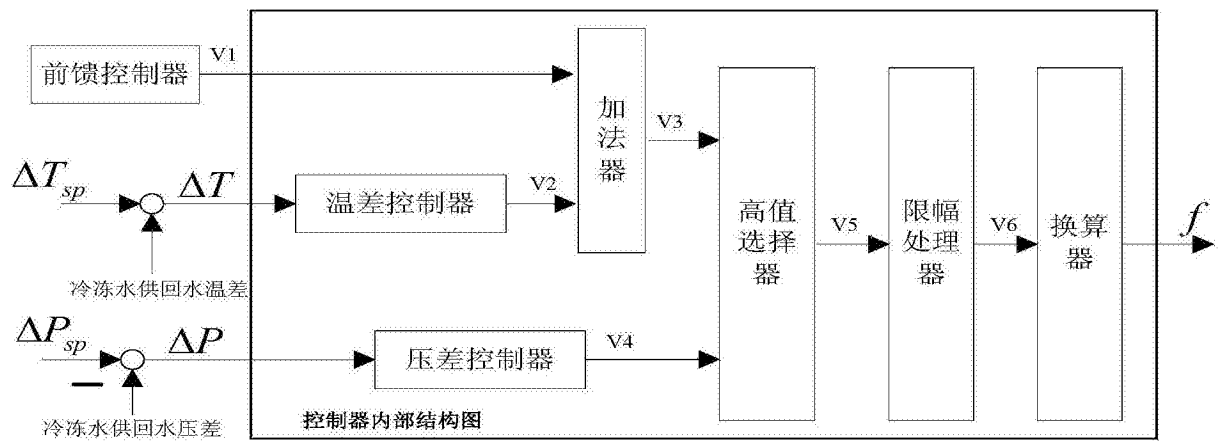


图2

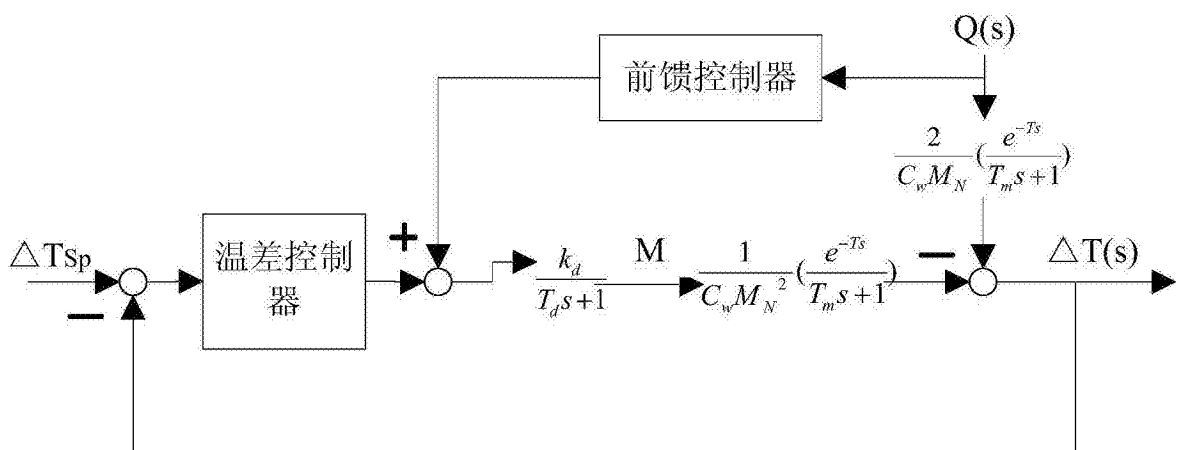


图3

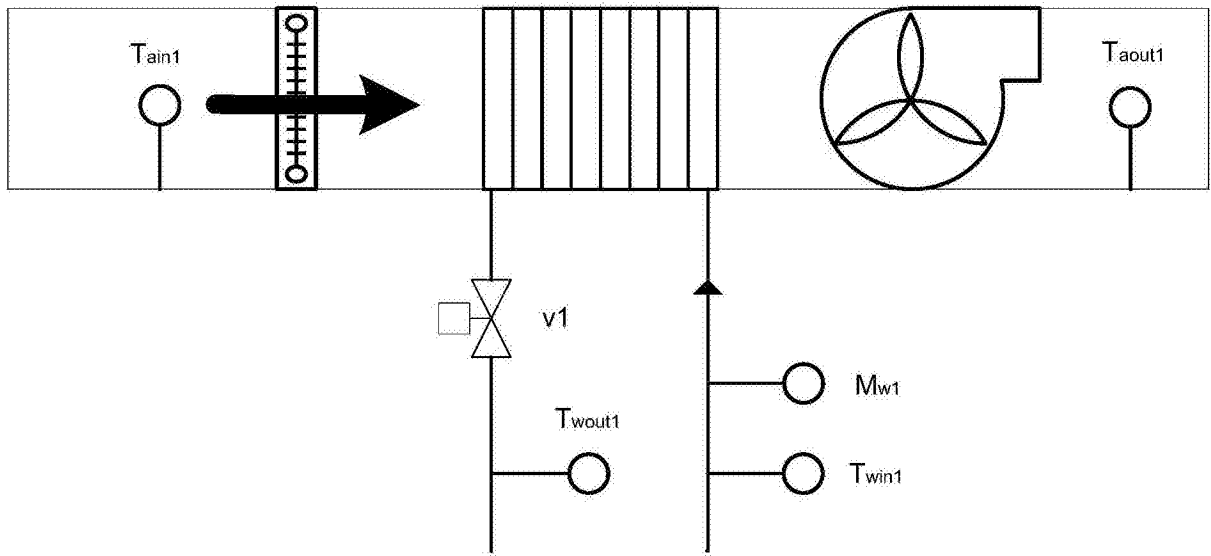


图4

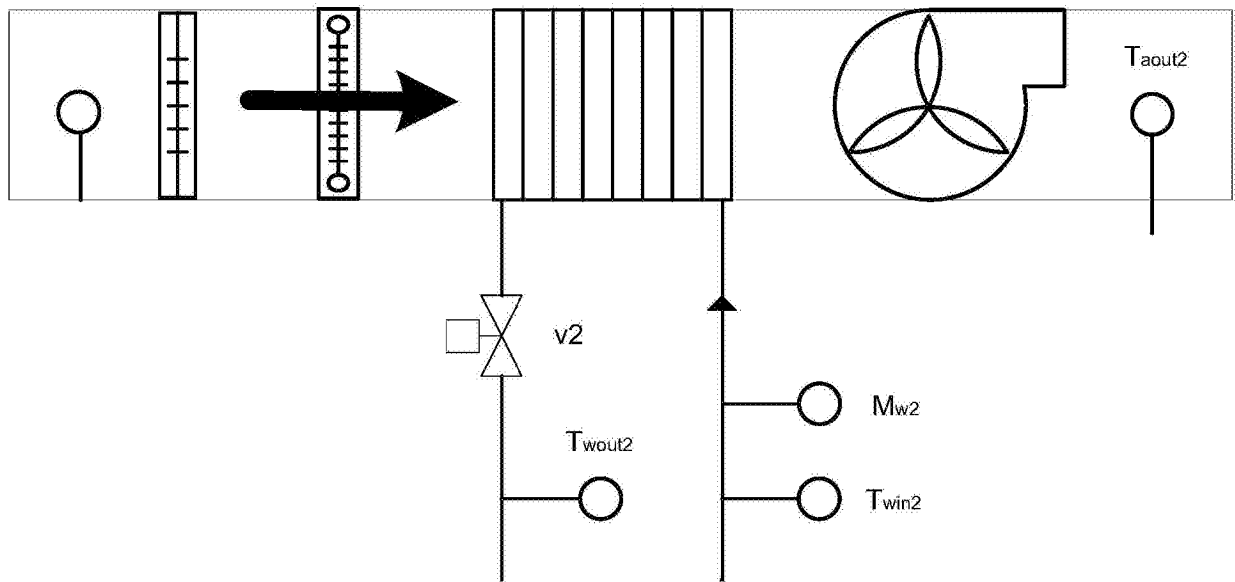


图5

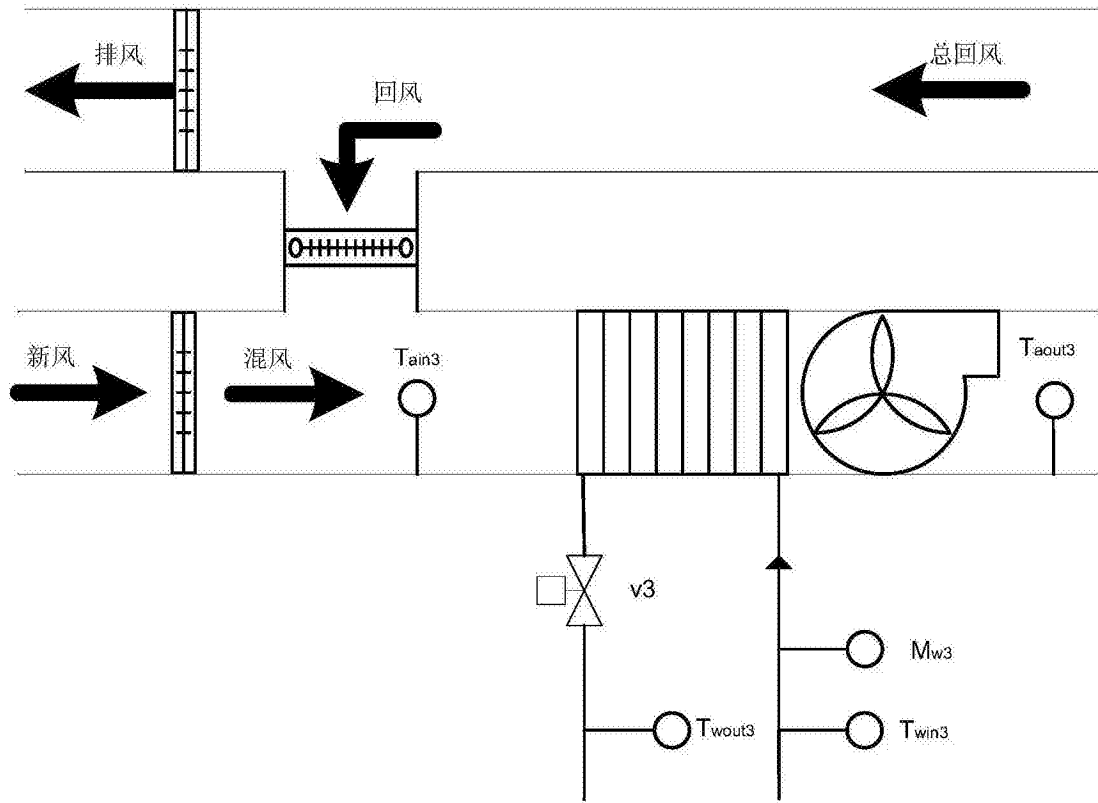


图6

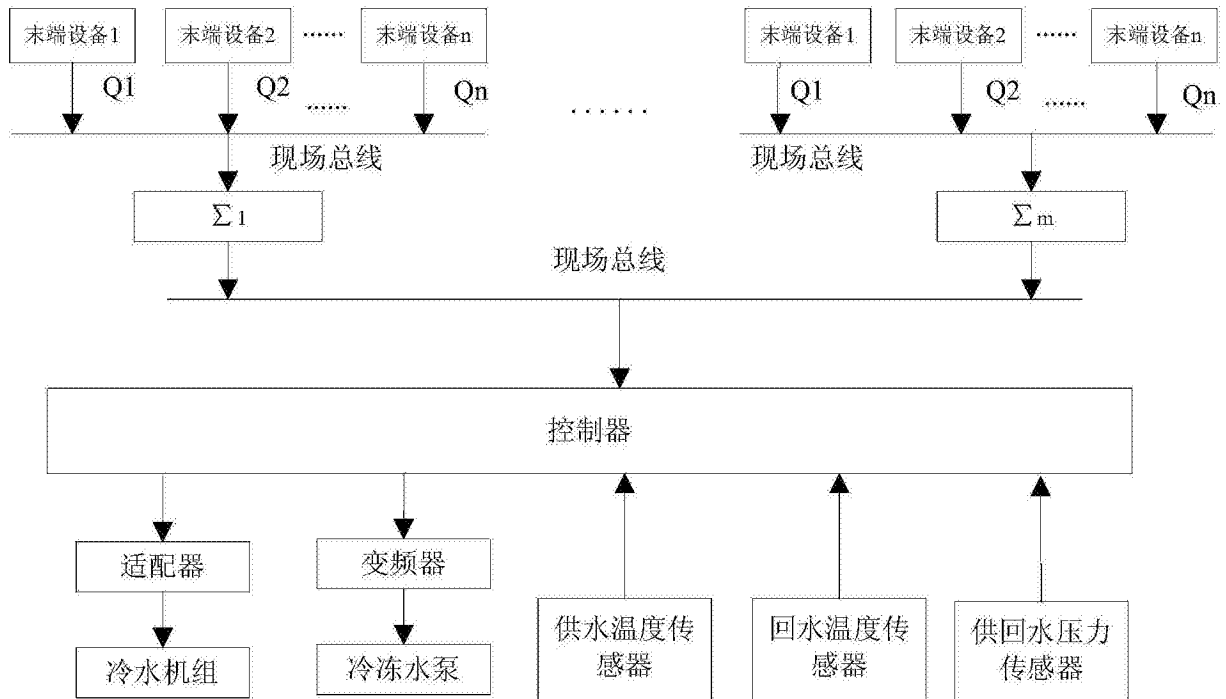


图7

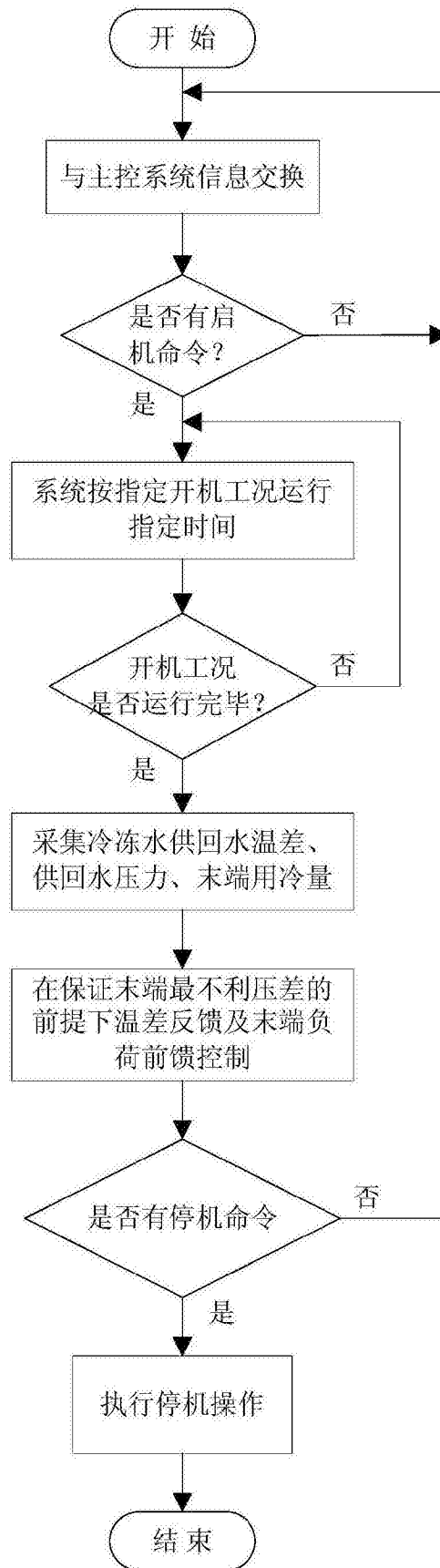


图8

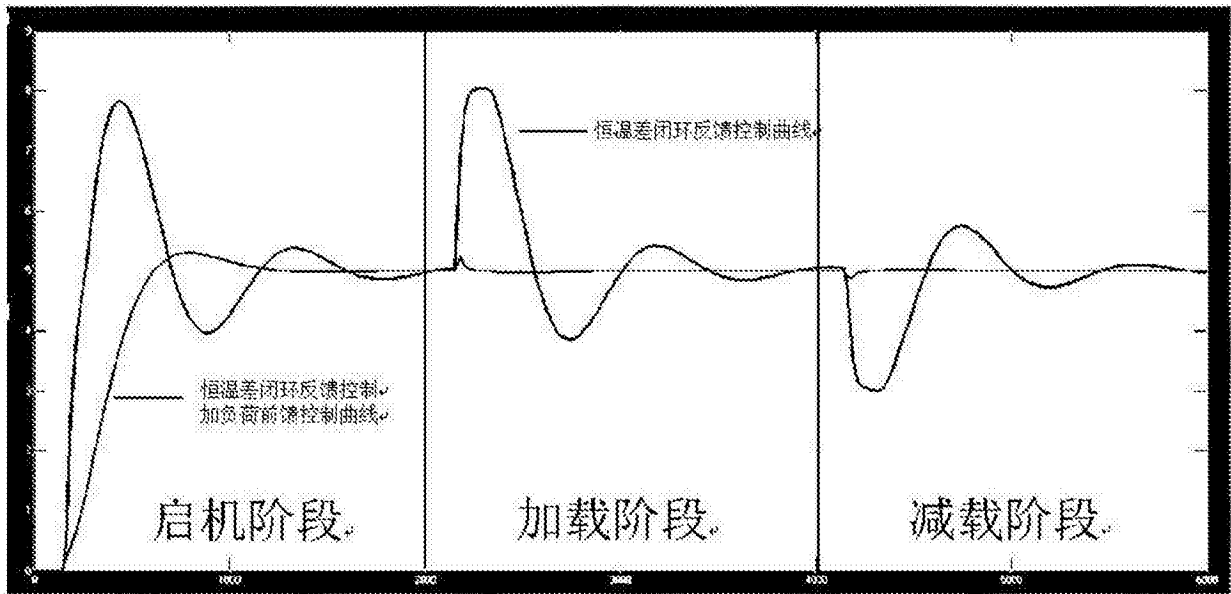


图9