

变流量冷水系统及其控制系统的动态仿真

上海交通大学 晋欣桥[☆] 惠广海 肖晓坤 李晓峰

摘要 建立了能够模拟离心式冷水机组、冷却塔冷却系统、管路、二级变流量冷水供水系统以及 AHU 的控制系统和运行特性的动态仿真器。模拟了整个系统在某些变工况条件下的自控和运行状况。

关键词 冷水系统 变水量 控制 动态模拟

Dynamic simulation of VWV chilled water system and its control system

By Jin Xinqiao[☆], Hui Guanghai, Xiao Xiaokun and Li Xiaofeng

Abstract Establishes a dynamic simulation program to simulate the control and operation characteristics of the centrifugal chiller, cooling tower system, pipe, VWV secondary chilled water system and AHU. Simulates the autocontrol system and operation performance in some working conditions.

Keywords chilled water system, variable water volume, control, dynamic simulation

[☆] Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China

0 引言

为了设计和测试 HVAC 中冷水系统的控制方案,采用在实际的系统上进行试验的方法是不切实际的,即使可行其代价也较高。一般都采用计算机模拟的方法,这种方法简便快捷,而且费用很低。这种方法的前提是要有一个能够准确反映冷水系统各个参数动态响应的仿真程序(或称为系统仿真器)。这个系统仿真器是由冷水系统中反映系统各部件实际特性的动态数学模型所组成的。

当前,许多研究工作者都在从事这方面的工作,希望建立更加准确而且简单的各部件的数学模型,以模拟整个冷水系统的运行状况及控制特性。在这些研究的基础上,本文针对采用冷却塔冷却方式、两级供水和变流量的冷水系统进行了研究,建立了其动态仿真程序,以模拟系统在基本自动控制系统控制下变工况时的热力和流动特性以及系统的能耗状况。

1 VWV 冷水系统部件的数学模型

1.1 离心式冷水机组

对制冷系统数学模型的研究已有悠久的历史,20 世纪 80 年代以来,各类国际制冷会议上均有不少有关制冷系统仿真研究的论文^[1-3]。这些研究大都着眼于制冷系统启动和负荷干扰变化较快时系统的动态反应特性。本文研究的

目的是对整个 VWV 冷水系统建立其动态仿真器,制冷系统只是其中的一个部件,考虑到仿真计算速度的约束,不可能建立详细的制冷系统数学模型。实际上,在整个系统正常运行过程中,对制冷系统而言,负荷干扰的变化是较为缓慢的,无须建立复杂、详尽的数学模型。

压缩机是压缩式制冷系统的核心部分。离心式压缩机有单级和多级之分,图 1a 给出了两级离心式压缩制冷循环的工作原理,图 1b 给出了采用进气预旋调节的离心式压缩机的叶轮和预旋导叶的速度三角形。

根据 Euler 能量方程^[4],考虑到进口预旋导叶角度(θ)对叶轮出口绝对速度(v_2)及其径向分速度(v_{r2})的影响,有

$$h_{th} = u_2 \left[u_2 - \left(\frac{\pi^2}{8} \right)^2 v_{r2} \left(\cot \beta + B \frac{v_{in}}{v_{exh}} \tan \theta \right) \right] \quad (1)$$

式中 h_{th} 是压缩机中单位流量制冷剂的焓增; u_2 是叶轮出

[☆] 晋欣桥,男,1965 年 10 月生,工学博士,副教授
200030 上海交通大学制冷与低温工程研究所
(021) 62933351

E-mail: xqjin@mail.stju.edu.cn

收稿日期:2001-12-17

修回日期:2002-04-23

“制冷百家” 微信公众号

汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的平台,物性查询、论文分享,定时推送最新技术

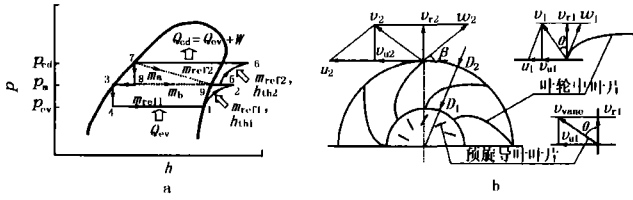


图 1 制冷循环和离心式压缩机速度三角形原理图

口的圆周速度; B 是叶轮进口流道长度和出口流道长度之比; v_{in} 和 v_{exh} 分别是制冷剂在叶轮进口和出口时的比体积; β 是叶轮切向与圆周切线之间的夹角。

取从压缩机的吸气口到排气口这一段作为压缩机控制体,其能量平衡方程为

$$h_{th} = h_{pol, comp} + h_{hyd, comp} \quad (2)$$

若取从压缩机的吸气口到叶轮出口作为叶轮控制体,其能量平衡方程为

$$h_{th} = h_{pol, imp} + h_{hyd, imp} + \frac{v_2^2}{2} \quad (3)$$

式(2)和(3)中 h_{pol} 是多方压缩功; h_{hyd} 是流动损失; 下标 comp 和 imp 分别代表压缩机和叶轮控制体。对于 h_{pol} 有

$$h_{pol} = \frac{m}{m-1} RT_{in} \left[\left(\frac{p_{exh}}{p_{in}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (4)$$

式中 m 为多方指数; R 是气体常数; p_{in} 和 T_{in} 分别是压缩机吸气压力和吸气温度; p_{exh} 是叶轮出口制冷剂的蒸气压力。

考虑到几个速度的相互关系,压缩机控制体和叶轮控制体内的流动损失分别为:

$$h_{hyd, comp} = \zeta \left[1 + \Psi_1 \left(\frac{v_{in}}{v_{exh}} \frac{1}{\cos \theta} \right)^2 + \Psi_2 \left(\frac{v_{in}}{v_{exh}} \tan \theta \right)^2 \right] v_2^2 \quad (5)$$

$$h_{hyd, imp} = \zeta \left[\chi + \Psi_1 \left(\frac{v_{in}}{v_{exh}} \frac{1}{\cos \theta} \right)^2 + \Psi_2 \left(\frac{v_{in}}{v_{exh}} \tan \theta \right)^2 \right] v_2^2 \quad (6)$$

式中 ζ, χ, Ψ_1 和 Ψ_2 是压缩机常数,由实际压缩机特性决定。

制冷剂循环回路的冷凝温度和蒸发温度分别由冷凝器和蒸发器的换热状况所确定。采用壳管式冷凝器和蒸发器,其冷凝温度(T_{cd})和蒸发温度(T_{ev})分别为

$$T_{cd} = T_{cd, w, in} + \frac{Q_{cd}}{M_{w, cd} c_p \left[1 - \exp\left(\frac{A_{cd}}{M_{w, cd} c_p} \right) \right]} \quad (7)$$

$$T_{ev} = T_{ev, w, in} - \frac{Q_{ev}}{M_{w, ev} c_p \left[1 - \exp\left(\frac{A_{ev}}{M_{w, ev} c_p} \right) \right]} \quad (8)$$

式中 $T_{cd, w, in}$ 和 $T_{ev, w, in}$ 分别是冷凝器中冷却水和蒸发器中冷水的进口温度; $M_{w, cd}$ 和 $M_{w, ev}$ 分别是冷却水和冷水的流量; Q_{cd} 和 Q_{ev} 分别是冷凝热和制冷量; c_p 是水的定压比热容; A_{cd} 和 A_{ev} 分别是冷凝器和蒸发器的总传热系数,有经验关系式:

$$A_{cd} = [C_1 M_{w, cd}^{-0.8} + C_2 Q_{cd}^{\frac{1}{3}} + C_3]^{-1} \quad (9)$$

$$A_{ev} = [C_4 M_{w, ev}^{-0.8} + C_5 Q_{ev}^{-0.745} + C_6]^{-1} \quad (10)$$

式中 $C_1 \sim C_6$ 为实际换热器参数。

冷凝器和蒸发器的热容分别对冷凝温度和蒸发温度有影响,本文将它们的影响集中考虑为对冷却水和冷水进口温度的影响,认为有

$$C_{cd} \frac{dT'_{cd, w, in}}{dt} = c_p M_{w, cd} (T_{cd, w, in} - T'_{cd, w, in}) \quad (11)$$

$$C_{ev} \frac{dT'_{ev, w, in}}{dt} = c_p M_{w, ev} (T_{ev, w, in} - T'_{ev, w, in}) \quad (12)$$

式(11)和(12)中的 $T'_{cd, w, in}$ 和 $T'_{ev, w, in}$ 分别为受热容影响后的进水温度。

对于单级离心式压缩机,确定了冷凝和蒸发温度以后,在已知预旋导叶角度(θ)的情况下,由式(1)~(6),可以计算出 v_{i2} 和 v_{exh} ,则制冷剂循环量 m_{ref} 为

$$m_{ref} = \frac{Av_{i2}}{v_{exh}} \quad (13)$$

式中 A 是叶轮出口面积。根据制冷剂循环量,利用热力计算就可以进一步求出压缩机的制冷量和内部功耗(压缩功 W_{in})。

对于两级离心式压缩机,假定第二级与第一级具有相同的流动效率和压缩比,根据蒸发压力和冷凝压力可以确定第一级的叶轮出口压力,由单级的计算方法计算出第一级的 h_{th1} 和 m_{ref1} ,进一步计算出第一级的 W_{in1} 以及第二级的 h_{th2} 。

对于两级及多级的离心式压缩机,一般在级与级之间采用中间混合冷却的方式以达到节能的效果,其工作原理如图 1a 所示,根据热力平衡可以确定中间回流的流量,得到第二级的制冷剂循环量 m_{ref2} ,最后获得第二级内部功耗 W_{in2} 。

实际的两级离心压缩机的功耗除了两级的压缩功(W_{in})以外,还有一些损失(W_{loss}),包括压缩机的机械和泄漏损失以及驱动电机的电力和机械损失。这些损失中,一部分与压缩机的压缩功有关并和总的压缩功成线性比例;另一部分和压缩功无关。因而实际的压缩机功耗为

$$W_{comp} = (1 + \alpha)W_{in} + W_{loss} \quad (14)$$

式中 α 是压缩机参数,由实际压缩机的性能决定。

1.2 冷却塔

冷却塔的模型是利用冷却塔的效率(ϵ_a)来模拟冷却塔的热质交换过程。若已知 ϵ_a ,则冷却塔总的传热量为:

$$Q = \epsilon_a m_a (h_{a, w, i} - h_{a, i}) \quad (15)$$

式中 m_a 是空气流量, $h_{a, i}$ 和 $h_{a, w, i}$ 分别是进口处空气焓值和水表面饱和空气焓值。

当 Lewis 数为 1 时,冷却塔的效率 ϵ_a 可以用以下关系式计算:

逆流式冷却塔

$$\epsilon_a = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - m^*)]}{1 - m^* \exp[-NTU(1 - m^*)]} \quad (16)$$

叉流式冷却塔

$$\epsilon_a = \frac{1 - \exp\{-m^* [1 - \exp(-NTU)]\}}{m^*} \quad (17)$$

式中 m^* 是两种流体的热容比率,即: $m^* = \frac{m_a c_a}{m_w c_p}$, 其中 m_w 是水流量; c_a 是平均饱和空气定压比热容, $c_a = \frac{h_{a, w, i} - h_{a, w, o}}{T_{w, i} - T_{w, o}}$, 其中 $h_{a, w, i}$ 和 $h_{a, w, o}$ 分别是进口和出口处水表



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通好的微信公众号, 关注送论文资料

面饱和空气的焓值, $T_{w,i}$ 和 $T_{w,o}$ 分别是进水温度和出水温度; NTU 是传热单元数, 根据 ASHRAE 手册^[5], 有关系式: $NTU = c \left(\frac{m_w}{m_a} \right)^{n+1}$, 其中 c 和 n 是和具体冷却塔有关的参数, 根据冷却塔生产商提供的数据或冷却塔的实验数据确定。

1.3 水泵

根据水泵的特性, 可以用 3 个无量纲变量 φ , ξ 和 λ 分别将其体积流量 (V), 总压头 (p_{tot}) 和输出功率 (W) 无量纲化:

$$\varphi = \frac{4V}{\pi^2 D^3 n} \quad (18)$$

$$\xi = \frac{2p_{tot}}{\rho(\pi D n)^2} \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{800W}{\rho\pi^4 D^5 n^3} \quad (20)$$

式中 ρ 是流体介质的密度; D 是叶片直径; n 是水泵的转速。

对于变频调速水泵, 需增加输入频率变量 f , 4 个变量之间的关系可以用式(21)和(22)表示:

$$\xi = \sum_{i=1}^{n_1} \left[\sum_{j=1}^{m_1} C_1(i, j) \varphi^i f^j \right] \quad (21)$$

$$\lambda = \sum_{i=1}^{n_2} \left[\sum_{j=1}^{m_2} C_2(i, j) \varphi^i f^j \right] \quad (22)$$

式中的系数 $C_1(i, j)$ 和 $C_2(i, j)$ 可以通过实验回归获取, 或由生产商提供的水泵性能曲线回归获得; n_1, m_1, n_2, m_2 根据实际回归情况确定。

2 系统动态仿真器的建立

如图 2 所示, 仿真研究的对象是由四台主机、两台冷却塔以及若干个 AHU 组成的变水量冷水

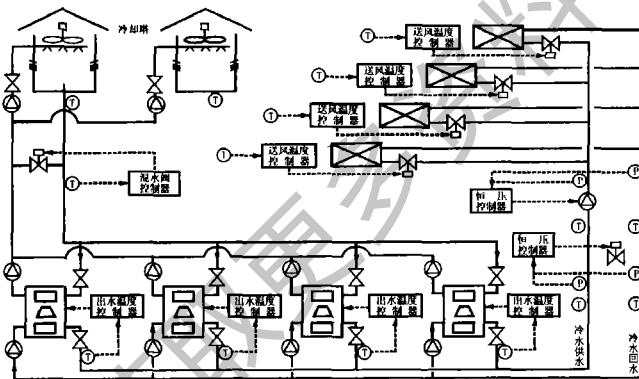


图 2 变水量冷水及其控制系统结构示意图

系统。系统的初级供水采用定转速泵, 二级供水采用变频调速泵进行恒压控制; 初级和二级冷水供水回路之间的旁通阀调节初级回路送回水的压差保持不变, 从而保证各主机蒸发器中冷水的流量保持不变; 冷却塔进出水总管之间的混水阀调节进入主机冷凝器冷却水的温度; 各离心式主机都有一个出水温度控制器控制冷水的供水温度; 各 AHU 都有一个送风温度控制器控制送风温度。

在离心式冷水机组和冷却塔数学模型已建立的基础上, 结合管路、AHU 以及控制系统等各部件的数学模

型^[6], 以 TRNSYS^[7] 作为系统仿真的软件平台, 将系统各部件的质量、能量以及压力和流动平衡联系起来^[8]。

在实际的系统中, AHU 数目有可能很多且各自的工作情况并不相同, 但由于计算速度以及 TRNSYS 对部件个数的限制, 无法对数目很多的 AHU 每个都进行模拟。本文将系统所有的 AHU 分成 4 组, 并假定每组中各 AHU 的负荷状况相同, 这样在仿真器中只需模拟 4 个 AHU 即可。

图 3 给出了室外气象条件以及 4 组 AHU 的负荷工况——送风量和进风状况(回风与新风混合后的干球温度

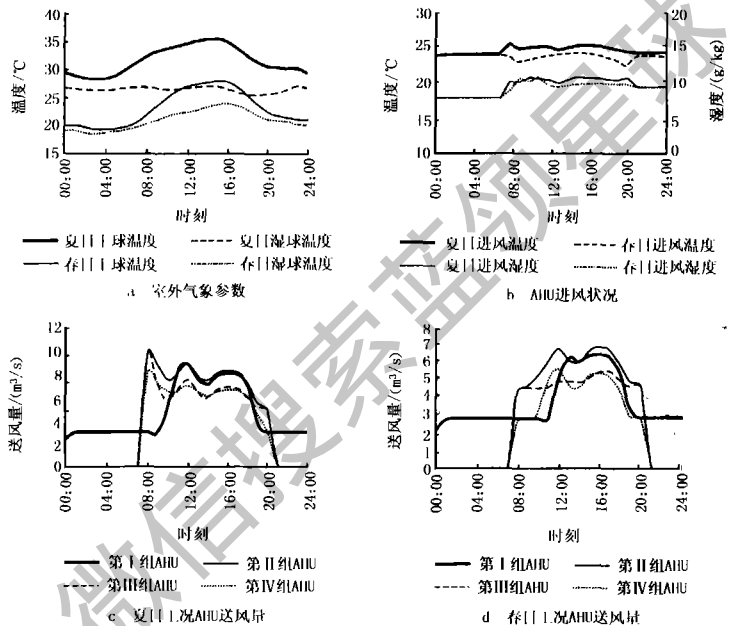


图 3 室外气象参数及 AHU 运行工况条件

和含湿量)。

4 VAV 系统仿真试验结果

图 4 显示了 PID 控制器参数选择不当时控制变量的控制结果。当出水温度控制器、初级和二级恒压控制器以及 AHU 送风

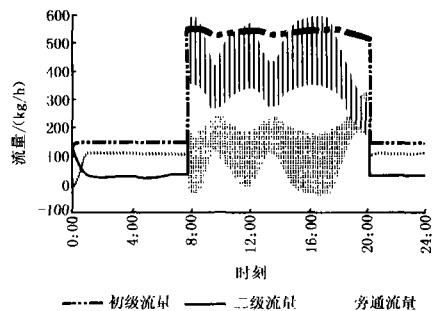


图 4 不适当 PID 参数下的仿真结果

图 5 显示了在相同工况下控制器参数选择适当时的控制结果, 可以看出, 初级和二级以及旁通冷水流量的控制十分稳定。

在图 5 的仿真试验中, 冷水机组的开停是人为设定的, 即: 工作时段 (8:00~20:00) 运行 4 台机组, 非工作时段 (20:00~8:00) 运行 1 台机组。从图中可以看出, 4 台机组运行时初级回路的流量基本保持恒定, 且是 1 台机组运行时的 4 倍, 这说明控制旁通阀基本能够使流经冷水机组蒸

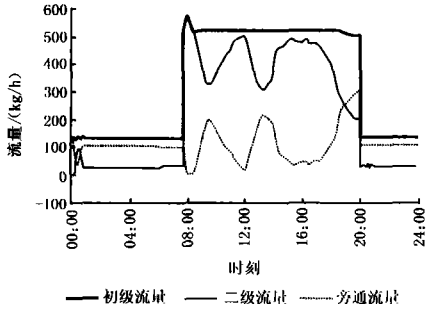


图5 合适PID参数下的仿真结果

台机组提供的流量,这说明在这三段时间里,系统实际负荷的要求可以通过运行3台甚至更少的机组得到满足。尽管此时系统仍然可以维持所要求的7℃的冷水供水温度以及14℃的AHU送风温度(如图6所示),但此时由于每台机组的负荷较小,其COP值就会降低,冷水机组的总能耗就会增加。

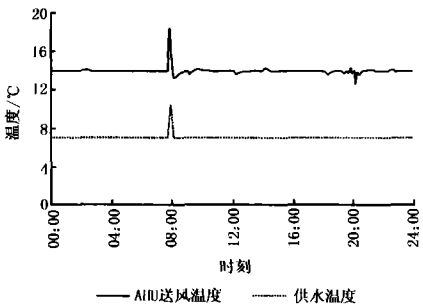


图6 人为设定开停时,供水温度和AHU送风温度的控制情况(夏日工况)

量(m_1)之比(r)来确定机组运行台数的方案, r 表达式为:

$$r = \frac{m_2}{m_1} = \frac{T_{rn,1} - T_{sup,1}}{T_{rn,2} - T_{sup,2}} \quad (23)$$

式中的下标 sup 和 rtn 分别表示供水和回水,1 和 2 分别表示初级和二级回路。当 $r \geq 1$ 时,系统增加 1 台机组运行;当 $r \leq (1 - \frac{1}{N})$ 时(N 为当前机组运行的台数),系统则减少 1 台机组运行。

采用了冷水机组自动开停控制方案后,系统的运行结果如图7和8所示。

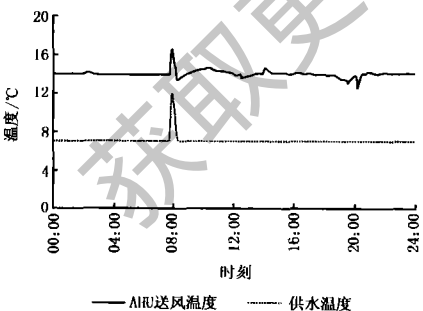


图7 根据流量比自动开停时,供水温度和AHU送风温度的控制情况(夏日工况)

可以看出,系统同样可以满足负荷变化的要求,但由于在负荷较小时减少了机组运行的台数,使运行机组的COP值得

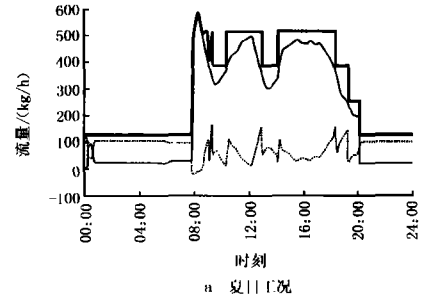
到提高,从而减少了机组总的能耗E,见图9。

4 结论

本文以VWV系统的控制分析为目的,建立了能够反映系统能量及控制特性的动态仿真程序,调试试验以及冷水机组自动开停控制方案试验的仿真结果表明,它可以模拟VWV系统及其局部控制器的实际运行及工作状态。在本文建立的仿真程序中,控制器的设定值是通过数据文件形式对控制器进行赋值的,它也可以通过其他方式对其进行实时修改,正如文中对冷水机组的开停进行控制一样,因而该仿真器可以用于试验并实施各种上位机或中央控制系统的优化控制方案,这样就可为实际控制方案的应用提供便利的试验条件。

参考文献

- Melo C. Dynamic behavior of a vapor compression refrigerator—a theoretical and experimental analysis. In: Proceedings of IIR. Purdue, 1986
- Raiendran N, Pate M B. A computer model of startup transients in a vapor-compression refrigeration system. In: proceedings of IIR. Purdue, 1986
- Darrow J N, Lovatt S J, Cleland A C. Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behavior of a refrigeration system. In: Proceedings of 18th ICR. Montreal, 1991
- 徐忠. 离心式压缩机原理. 第2版. 北京:机械工业出版社,1990
- ASHRAE. HVAC systems and equipment. Atlantic, GA, USA; ASHRAE Inc, 1996
- 晋欣桥, 夏清, 王盛卫. 多区域VAV空调系统及其局部DDC控制器的动态模拟. 制冷学报, 1999(1)
- Klein S A. TRNSYS; a transient simulation program. USA; University of Wisconsin-Madison, 1990
- 晋欣桥. 变风量空调系统的仿真及其实时优化控制研究: [博士学位论文]. 上海: 上海交通大学, 1999



a 夏日工况

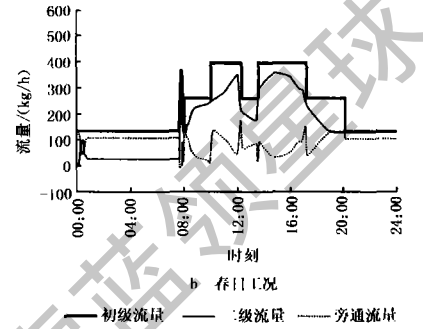


图8 根据流量比自动开停时,冷水流量的控制结果

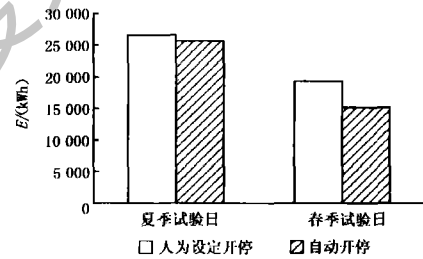


图9 两种开停控制下冷水机组总能耗的对比

中对冷水机组的开停进行控制一样,因而该仿真器可以用于试验并实施各种上位机或中央控制系统的优化控制方案,这样就可为实际控制方案的应用提供便利的试验条件。

从图8可以看出,当冷水的旁通流量超出1台机组能够提供的流量时,冷水机组运行的台数减少1台;反之,冷水机组运行的台数则增加1台。对比图6和7可以看出,系统同样可以满足负荷变化的要求,但由于在负荷较小时减少了机组运行的台数,使运行机组的COP值得