

离心式制冷机系统优化控制策略研究

徐新华 王盛卫

(香港理工大学屋宇设备工程学系)

摘要: 提出了基于模型的离心式制冷机系统台数优化控制策略。该优化控制策略充分利用机组系统的日常调试与制冷机组自身提供的可靠数据, 采用简化模型来评估单台机的最大制冷量、计算单台机的瞬时制冷量、并且预测在一定负荷下不同台数机组运行时系统的总电功率, 从而寻求制冷机台数的优化组合使得制冷机组系统性能系数最大化。

关键词: 离心式制冷机 优化控制 最大制冷量 性能系数

Development of a Model-based Optimal Control Strategy of Centrifugal Chiller System

Xu Xinhua and Wang Shengwei

(Department of Building Services Engineering, Hongkong Polytechnic University)

Abstract: A model-based optimal control strategy for the operation of centrifugal chiller system is presented. Firstly, the maximum cooling capacity and instant cooling capacity are evaluated using simplified models based on the reliable measurement and routine commissioning of the chiller system. Then, the total electricity consumptions are predicted when different numbers of chillers are put in operation under a certain cooling load condition. Finally, the number of chillers is optimized to be in operation aiming at maximizing the COP of the centrifugal chiller system.

Keywords: centrifugal chiller, optimal control, maximum cooling capacity, COP

0 引言

制冷机的台数控制是空调系统运行中的一个基本控制。建筑物的负荷与系统中各台机组的最大制冷量(产冷能力)是决定机组运行台数的两个重要参数。基于建筑物负荷的机组运行台数控制方法主要有以下三种:第一种是将建筑物回水温度作为其负荷的表征参数,根据回水温度确定制冷机的开停。第二种方法将冷冻水的流量作为负荷的表征参数,将流量值与冷水机组的额定流量进行比较,从而实现冷水机组的台数控制。第三种方法通过测量冷冻水的供、回水温差及其流量来确定建筑空调负荷,再把此值与冷水机组的产冷能力进行比较,从而实现冷水机组的台

数控制。上述三种方法均以生产商提供的额定制冷量为制冷机的最大制冷量,但实际上机组的最大制冷量受运行工况及各组件性能的影响,其值不断变化往往不等于额定制冷量。

对于离心式制冷机,有以下几个特征:第一,机组系统的例行调试可使各机组的性能在较短时期内保持不变,同时又可保证机组中传感器的正常工作。第二,机组的控制面板可提供较全面及可靠的测量数据,如电功率、温度等。第三,机组的最大性能系数通常处于 70%~85%的负荷段内^[1]。第四,离心式压缩机进口导叶的开度指示了冷水机组的负载程度,当进口导叶全开时,该机组的制冷量为其最大制冷量^[2]。

本文提出的离心式制冷机组系统的优化控制策

收稿日期: 2006-9-15

作者简介: 徐新华 (1972~), 男, 博士, 博士后研究员; 香港九龙香港理工大学屋宇设备工程学系; 852-2766-4610;

E-mail: Bexhxu@polyu.edu.hk

略充分利用了上述特征。可以通过实测数据建立简化制冷机制冷量预测模型,最大制冷量预测模型及制冷系统功耗模型。然后用这些模型进行性能预测。虽然这是一种间接的测量方法,但其可靠、方便。模型训练数据及模型预测数据可通过机组的数据接口在线获取。该优化控制可以在满足建筑物空调负荷的前提下,使运行机组系统的能耗为最小。也就是说,此时机组系统的性能系数(COP)最大。

1 优化控制的简化模型

在稳态状况下,对于定水流量的制冷机组,其负荷是以下三个参数的函数:冷凝水进水温度、冷冻水供水温度、冷冻水回水温度^[3]。由于压缩机进口导叶的开度与冷冻水供回水温差相关,可用进口导叶的开度替代冷冻水回水温度。公式(1)为描绘上述关系的多变量二次线性回归模型,即制冷量——导叶开度模型。公式(2)为某通用制冷机的电功率——制冷量模型,该模型由热力学基本定理推导而成,因此它为灰色模型。由公式(1)可推出单台离心式制冷机最大制冷量模型,如公式(3)所示。

$$Q = a_0 + a_1 T_{chws} \theta + a_2 T_{chws}^2 \theta + a_3 T_{ecw} \theta + a_4 T_{ecw}^2 \theta + a_5 T_{chws} T_{ecw} \theta \quad (1)$$

$$W_{chiller} = -Q + Q \left(\frac{T_{ecw}}{T_{chws}} \right) + \left(\frac{c_0 T_{ecw}}{T_{chws}} - c_1 \right) + c_2 Q \quad (2)$$

$$CAP = a_0 + a_1 T_{chws} \theta + a_2 T_{chws}^2 \theta + a_3 T_{ecw} \theta + a_4 T_{ecw}^2 \theta + a_5 T_{chws} T_{ecw} \theta \Big|_{\theta=1} \quad (3)$$

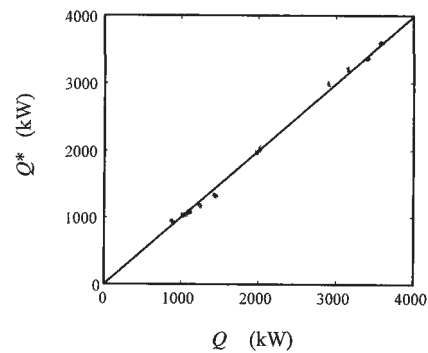
式中,Q为制冷量或空调负荷,T_{chws}为冷冻水供水温度,T_{ecw}为冷凝水进水温度,θ为进口导叶开度(θ=0时,全关;θ=1时,全开),CAP为最大制冷量,W_{chiller}为制冷机电功率。公式(1),(2)中的参数a₀,a₁,a₂,a₃,a₄,a₅,c₀,c₁,c₂可由最小二乘线性回归求得。

2 模型的在线识别及验证

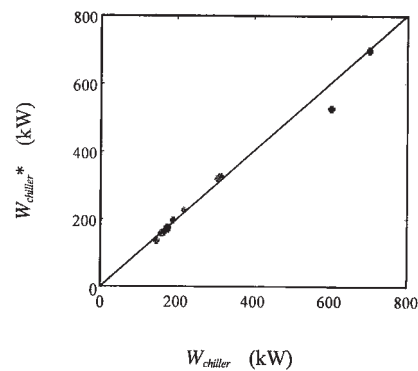
识别上述模型的目的是确定各模型中的未知参数。识别程序应在冷水机组调试后进行,因为例行的制冷机组调试可保证机组的正常运行和测量数据的正确性。制冷机组系统的控制器首先使一台冷水机组运行,这台制冷机称为先导制冷机。在先导制冷机工作时,控制器在确定系统稳态运行后激活模型识别

程序。由于建筑物负荷是不断变化的,因此有足够的,具有代表性的训练数据来确保获得鲁棒的模型。

在本文中模型训练数据采用稳态制冷机模拟程序^[4]获得,未知参数识别方法为最小二乘回归法。制冷量——进口导叶开度模型与电功率——制冷量模型的决定系数R₂均大于92%,而两模型的差异系数CV则分别为2.5%、6.5%。因此识别出的模型具有较高的精度。图1也形象地说明了这一点,图中的*代表模型计算值,即横坐标为测量值,纵坐标为模型计算值。图2(a)表示离心式冷水机组运行的某一工况。图2(b)表明在这一工况下最大制冷量及瞬时制冷量。这表明了制冷机组的瞬时制冷量、最大制冷量均受机组运行工况的影响,且瞬时制冷量不会超过最大制冷量。这也验证了制冷量——进口导叶开度模型的合理性。



(a) 制冷量——进口导叶开度模型



(b) 电功率——制冷量模型

图1 模型计算值与在线测量值的比较

识别程序执行获得辨识参数后,电功率——制冷量模型可以用测量获得的电功率、冷冻水供水温度及冷凝水进水温度计算运行制冷机的即时制冷量。制冷量——进口导叶开度模型可以用测量获得冷冻水供水温度及冷凝水进水温度以及进口导叶最大开度时

计算评估每台制冷机的最大制冷量。使用这些信息可以预测 $n-1$ 或 $n+1$ 台制冷机运行时的电功率 (n 为当前运行的制冷机台数)。

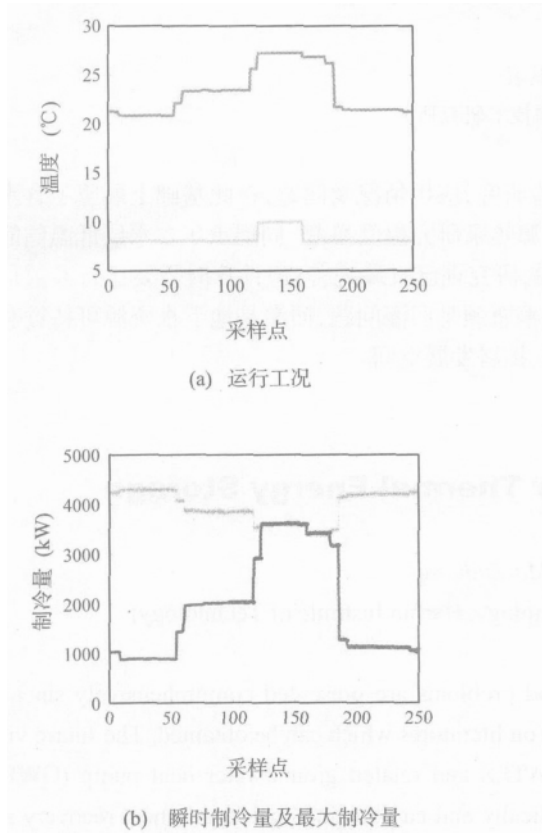


图 2 单台离心冷水机运行工况、瞬时制冷量、最大制冷量之间的关系

3 模型应用分析

为了方便地阐述该优化控制方法,本文的研究对象为三台相同的离心式制冷机组成的二次泵变水量系统,如图 3 所示。系统中有一个一次泵冷冻水回路和一个二次泵冷冻水回路,并有一个两个冷冻水回路的公共管道,称为解耦段,又可称之为平衡管。系统的一次泵为定速泵,其开停与制冷机的开停一一对应。二次冷冻水泵配备了变频驱动装置,用来在系统的供水和回水之间保持一个设定压差,在负荷侧则使用了三通控制阀进行流量控制。

在确定机组系统稳定运行后,优化控制器不通过冷冻水的供、回水温差及其流量来计算建筑物的负荷,而通过冷水机组制冷量——电功率模型来计算每个运行机组的制冷量,它们之和即为建筑物的空调负荷。同时,控制器通过制冷量——进口导叶开度模型

计算评估制冷机的最大产冷量,为了在线评估机组的综合性能系数,控制器还利用电功率——制冷量模型来预测 $n+1$ 及 $n-1$ (n 为当前运行台数) 台机组运行时系统各制冷机的电功率能耗,最后控制器根据当前冷水机组系统的总电功率来决定运行机组的台数。

假定目前冷水机组系统中有两台离心机组在为建筑物提供冷水,如果建筑空调负荷上升,这两台冷水机组的制冷量也上升以满足建筑物的负荷需求。在一定工况下每台机组的最大制冷量由公式(3)计算得出,分别为 CAP_1 、 CAP_2 。每台机组此时的制冷量由公式(1)计算得出,分别为 Q_1 、 Q_2 。由于冷冻水回水被均匀分到两台机组中,且两台机组供水温度相同,则 $Q_1 = Q_2$ 。在系统平衡时,它们之和即为建筑物的瞬时空调负荷 Q_{bui} 。根据公式(2)预测在当前工况下,三台冷水机组平均分摊负荷 Q_{bui} 时的系统电功率 W_{ta} 。若 W_{ta} 大于系统目前的电功率 $W_{ta,cur}$,则保持运行两台机组,若 W_{ta} 小于 $W_{ta,cur}$,则启动第三台机组。在机组的开/停控制点处应有一可调的缓冲带(Deadband),以防止制冷机频繁开停。

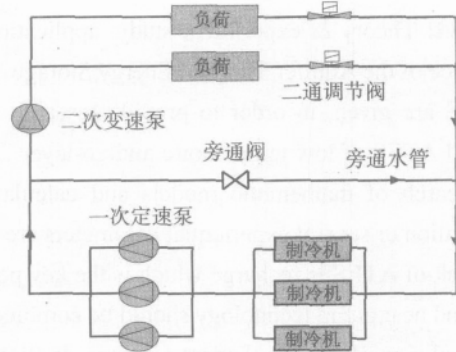


图 3 制冷机组系统典型流程图

4 结论

多台冷水机组的优化台数控制对系统的节能非常重要。为了实现机组系统性能系数的最大化,本文提出了离心式制冷机组运行台数的优化控制方法。建立了针对离心式制冷机组的制冷量——进口导叶开度模型、最大制冷量模型、电功率——制冷量模型,并用模拟的方法验证了模型的可行性和正确性。同时利用上述模型,分析了该控制方法的实施过程。这一优化控制方法可通过标准的接口技术与现有的建筑管理系统(BMS)结合起来,从而有利于实现整个 BMS 监测、控制、诊断及评估的智能化。

(下转 24 页)

Research, 1982, 18 (2): 245-252

[58] S.S. Papadopoulos, S.P. Larson. Aquifer storage of heated water: part II-numerical simulation of field results [J]. Ground Water, 1978, 16 (4): 242-248

[59] J.F. Sykes, R.B. Lantz, S.B. Pahwa, et al. Numerical simulation of thermal energy storage experiment conducted by Auburn University [J]. Ground Water, 1982, 20 (5): 569-576

[60] C. Doughty, G. Hellstrom, C. Fu Tsang. A Dimensionless parameter approach to the thermal behavior of an aquifer thermal energy storage system [J]. Water Resource Research, 1982, 18 (3): 571-587

[61] C. Fu Tsang, T. Buscheck, C. Doughty. Aquifer thermal energy storage: a numerical simulation of auburn university field experiments [J]. Water Resource Research, 1981, 17 (3): 647-658

[62] T.A. Buscheck, C. Doughty, C. Fu Tsang. Prediction and analysis of a field experiment on a multilayered aquifer thermal energy storage system with strong buoyancy flow [J]. Water Resources Research, 1983, 19 (5): 1307-1315

[63] A.D. Parr, F.J. Molz, J.G. Melville. Field Determination of aquifer thermal energy storage parameters [J]. Ground Water, 1983, 21 (1): 22-35

[64] J.W. Molson, E.O. Frind, C.D. Palmer. Thermal energy storage in an unconfined aquifer 2. model development, validation, and application [J]. Water Resource Research, 1992, 28 (10): 2857-2867

[65] T.E. Dwyer and Y. Eckstein. Finite-element simulation of low-temperature, heat-pump-coupled, aquifer thermal energy storage [J]. Journal of Hydrology, 1987, 85: 19-38

[66] K Nagano, T Mochida and K Ochifuji. Influence of natural convection on forced horizontal flow in saturated porous media for aquifer thermal energy storage [J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22: 1299-1311

[67] C S Chen and D L Reddel. Temperature distribution around a well during thermal injection and a graphical technique for evaluating aquifer thermal properties [J]. Water Resource Research, 1983, 19 (2): 351-363

[68] O Guven, J G Melville and F J Molz. An analysis of the effect of surface heat exchange on the thermal behavior of an idealized aquifer thermal energy storage system [J]. Water Resource Research, 1983, 19 (3): 860-864

[69] H D Voigt and F Haefner. Heat transfer in aquifers with finite caprock thickness during a thermal injection process [J]. Water Resource Research, 1987, 23 (12): 2286-2292

[70] G J M Uffink. Dampening of fluctuations in groundwater temperature by heat exchange between the aquifer and the adjacent Layer. [J] Journal of Hydrology, 1983, 60: 311-328

[71] M J Lippmann and C. Fu Tsang. Ground-Water use for cooling: associated aquifer temperature changes [J]. Ground Water, 1980, 18 (5): 452-458

[72] M A Rosen. Second-law analysis to aquifer thermal energy storage system [J]. Energy, 1999, 24: 167-182

[73] S Chevalier and O Banton. Modeling of heat transfer with the random walk method. part 1. application to thermal energy storage in porous aquifers [J]. Journal of Hydrology, 1999, 222: 129-139

[74] S Chevalier and O Banton. Modeling of heat transfer with the random walk method. part 2. application to thermal energy storage in fractured aquifers [J]. Journal of Hydrology, 1999, 222: 140-151

[75] 倪龙, 马最良. 热弥散对同井回灌地下水热源热泵的影响 [J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(4): 7-10

(上接 17 页)

参考文献

[1] Hartman T. All-Variable Speed Centrifugal Chiller Plants [J]. ASHRAE Journal, 2001, 43(9): 43-52.

[2] Jia Y. Model-based generic approaches for automated fault detection, diagnosis, evaluation (FDDE) and for accurate control of field operated centrifugal chillers [D]. USA: Drexel University, 2002

[3] Gordon J, Ng K and Chua H. Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and a diagnostic case study [J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(4): 253-257

[4] Wang SW, Wang JB and Burnett J. A mechanistic model of centrifugal chillers for HVAC system dynamic simulation [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2000, 21(2): 73-83.

符号说明

a_0, a_1, \dots, a_5 线性回归系数

C_0, C_1, C_2 线性回归系数
 CAP 冷水机组最大制冷量
 n 当前运行机组台数
 Q 负荷
 T 温度
 W 电功率
 进口导叶开度

下标说明

chiller 制冷机
 chws 冷冻水供水
 cur 当前电功率
 buil 建筑物负荷
 ecw 冷凝水进水
 fan 风机
 pump 水泵
 tot 总电功率