

# 负压冷却塔在工程应用中 节能效果测试评价研究<sup>\*</sup>

中国建筑科学研究院 刘刚<sup>☆</sup> 曹阳 武根峰

**摘要** 分析了负压冷却塔的工作原理,从冷却塔内负压环境对空气湿球温度影响的理论分析和现场实际测试两个方面出发,研究了负压冷却塔对冷却水实际出水温度的影响,认为负压冷却塔在空调系统中无法实现预期的节能目标。

**关键词** 蒸发冷却 负压冷却塔 节能

## Test and evaluation of energy saving of negative pressure cooling tower in engineering application

By Liu Gang<sup>★</sup>, Cao Yang and Wu Genfeng

**Abstract** Analyses the work principle of the negative pressure cooling tower. Based on the theoretical analysis of the influence of negative pressure environment inside the tower on air wet-bulb temperature and test results on site, discusses the influence of the tower on actual temperature of outlet cooling water. Points out that energy saving goal of the tower in air conditioning system can not be achieved as expected.

**Keywords** evaporative cooling, negative pressure cooling tower, energy saving

★ China Academy of Building Research, Beijing, China

①

本文通过对目前市场上出现的一种负压冷却塔设备进行理论分析和实际测试,探讨其节能措施的合理性,为正确认识负压冷却塔的节能效果提供参考。

### 1 负压冷却塔的原理概述

冷却塔出水温度与塔内空气与水之间热质交换系数的大小有关,即与当地大气压力,进口空气的干球温度、湿球温度,冷却塔的全热交换效率等因素有关。

降低冷却塔出水温度的常规做法有:1)对进入冷却塔的湿空气进行预冷处理,利用除湿设备降低进口空气的含湿量等;2)改进冷却塔的结构,提高全热交换效率,如采用高性能填料、新式布水器、新的进风方式、改善冷却塔内气流的速度和方向等。而负压冷却塔是通过加密挡水板和增加填料的用量使得冷却塔相对密闭,在冷却塔内营造高压环境,利用冷却塔内空气压力的降低来降低室外

空气在塔内的湿球温度,从而降低冷却塔出水温度。

### 2 压力变化对空气湿球温度及密度影响的理论研究

#### 2.1 湿空气状态参数计算程序简介

为了了解空气绝对压力的降低对含湿量相同的湿空气湿球温度变化的影响,笔者利用“十一五”科技支撑计划课题中用 VB 语言编制的相关计算程序,对湿空气状态参数进行关联性分析。

空气的状态参数关系式涉及大气压力、干球温度、湿球温度、相对湿度、含湿量等。程序编制过程中独立参数的选择方法如下:1)选择大气压力  $B$  和干球温度  $t_g$  作为独立参数;2)其余参数之间相互联系,只需再定任意一个参数就可以求解出其他参数。

①<sup>☆</sup> 刘刚,男,1985年1月生,硕士研究生  
100013 北京市北三环东路 30 号中国建筑科学研究院  
(0) 13693574515  
E-mail:liugang29030302@163.com  
收稿日期:2010-07-28

利用 VB 语言编制的程序的界面上<sup>[1-3]</sup>,在湿空气关联参数里,大气压力和干球温度前面的复选框的 Enable 属性选为 FALSE,在其他几个参数里再选择 1 个参数进行数据填写。当所选复选框个数超过 3 个时,会弹出对话框,要求重新选择。在非关联参数里,不用进行选择 and 填写,它们均为关联参数进行运算后的结果。

## 2.2 空气压力变化对湿球温度的影响

本文以某工程为例进行分析。工程所在地为南京,以该地区的夏季空气调节室外计算参数为计算基准<sup>[4]</sup>,各相关计算参数如下:北纬 32.00°;东经 118.80°;海拔高度 7.1 m;常年大气压 101 569 Pa;夏季室外大气压 100 250 Pa;干球温度 34.8 °C;湿球温度 28.1 °C;日平均温度 31.2 °C。

使用湿空气状态参数计算程序进行分析。设定空气初始含湿量相同,分析空气绝对压力的降低对空气湿球温度变化的影响。研究时分为两步进行:第一步,利用夏季室外大气压及室外计算干、湿球温度计算湿空气的含湿量,为 21.8 g/kg;第二步,利用所编制的湿空气状态参数计算程序,在干球温度为 34.8 °C、含湿量为 21.8 g/kg 条件下改变大气压力的数值,得出湿球温度部分代表性的计算结果,见表 1。

表 1 压力变化对湿球温度的影响

大气压力/Pa	湿球温度/°C
100 250	28.10
100 150	28.08
100 050	28.08
99 950	28.06
99 750	28.04
99 250	27.96
93 000	27.10

由表 1 可以看出,以南京地区的室外设计参数为基准,当大气压力降低 1 000 Pa 时,相应的湿球温度降低 0.14 °C。空气压力的变化对空气湿球温度的影响不明显。

## 2.3 空气压力变化对空气密度的影响

空气密度的变化与大气压力的变化密切相关。因此在空气压力发生变化时,空气密度的变化对风机的功率、风量和风压的影响较大。依据 GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》<sup>[5]</sup>第 5.7.3 条的规定,应对电动机输入的轴功率进行验算。

使用湿空气状态参数计算程序进行分析,计算

结果如下:大气压力 100 250 Pa,空气密度 1.12 kg/m<sup>3</sup>;大气压力 93 000 Pa,空气密度 1.03 kg/m<sup>3</sup>。

对于负压冷却塔,为了获得高负压,需要配置更大功率的风机克服大风量下增加的阻力,冷却水温度降低增加的风机功耗比冷却水温度降低减少的制冷机能耗大,从系统构成上看可能不节能。

以某工程现场配置的负压冷却塔和螺杆式冷水机组为例进行计算。若按冷却水每降低 1 °C,制冷主机的耗电量减少约 3% 为基准<sup>[6]</sup>,单台机组的节能量为 148.5 kW×3%=4.455 kW。

当湿球温度降低 1 °C 时,计算得出的大气压力需降低约 7 250 Pa。然而负压冷却塔内压力的减小是以风机消耗电能做功为代价的,所消耗的风机功率为

$$W_{\text{fan}} = \frac{\Delta p G_a}{1\,000 \times 3\,600 \eta_1 \eta_2} \quad (1)$$

式中  $W_{\text{fan}}$  为水蒸发冷却器风机的额定功率, kW;  $\Delta p$  为水蒸发冷却器前后压差, Pa;  $G_a$  为空气体积流量, m<sup>3</sup>/h;  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  分别为风机的效率和电动机的效率。

目前国产风机的总效率都能达到 52% 以上,取 0.52。电动机直联效率 100%,联轴器效率 98%,皮带效率 95%,滚动轴承效率 95%。依据功率不同电动机的效率  $W$  有 4 种选择,功率  $W < 0.5$  kW,取 50%;功率为  $0.5 \leq W < 1$  kW,取 60%;功率为  $1 \leq W < 2$  kW,取 70%;功率为  $2 \leq W < 5$  kW,取 80%;功率  $W \geq 5$  kW,取 85%。本文分析时电动机的效率取 85%<sup>①</sup>。

工程配置的冷却塔的风量为 29 850 m<sup>3</sup>/h,依此计算湿球温度降低 1 °C 时,由式(1)计算得出的风机功率为 1 360 kW。由于在实际运行中大气压力和温度均发生了改变,因此必须考虑对其进行相应的修正。实际运行状况下风机的功率  $W'_{\text{fan}}$  修正采用下式:

$$W'_{\text{fan}} = W_{\text{fan}} \frac{\rho}{\rho_0} \quad (2)$$

式中  $\rho$  为当地空气的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_0$  为标准状态下空气的密度, kg/m<sup>3</sup>。

当要求塔内产生的负压能使冷却水温度降低 1 °C 时,即在塔内获得 93 000 Pa 大气压时,计算得

① 曹阳. 我国不同气候地区公共建筑新风能量回收系统效率限定值研究, 2008

出风机所消耗的功率为 1 251 kW。因此所需的风机功率将是非常巨大的,远远超过出水温度降低 1℃ 时机组的节能量。

### 3 负压冷却塔冷却水出水温度的现场实测

为了验证负压冷却塔实际应用效果,对南京某工程所使用的负压冷却塔进行实际工况测试。

工程采用的负压冷却塔具有以下特点:1) 通过在塔四周的进风处增加填料和挡水板,增大换热面积的同时增大进风的阻力,使进入塔内的空气与塔外空气之间压力的差值增大,即塔内空气负压增大从而使空气中水蒸气的分压力降低,水分易于挥发,冷却后的水温降低;2) 为了在冷却塔内保持较高的负压,需要增大风机的转速和功率,克服塔内空气的流动阻力。负压冷却塔的外形构造如图 1 所示。



图 1 某负压冷却塔

冷源为型号 R300ILALACIAABBTHB 的螺杆冷水机组。选择编号为 A, B 的正常运行的冷却塔进行对比测试。其中 A 塔为经过技术改造的负压冷却塔, B 塔为常规冷却塔。系统设备的额定参数见表 2。

表 2 系统设备的额定参数

设备名称	参数
螺杆冷水机组	功率 148.5 kW
冷水泵	流量 173 m <sup>3</sup> /h, 扬程 29.6 m, 功率 30 kW, 效率 74%
冷却水泵	流量 173 m <sup>3</sup> /h, 扬程 37.3 m, 功率 30 kW, 效率 74%
负压冷却塔	流量 262 m <sup>3</sup> /h, 功率 25.5 kW
常规冷却塔	流量 262 m <sup>3</sup> /h, 功率 18.3 kW

### 3.1 现场测试过程与结果

选择具有代表性的夏季工况进行测试,测试当日的室外条件和室内负荷情况均达到测试要求。

测试时开启制冷机组,使其连续运行直至达到稳定状态。先关闭 A 塔,启动 B 塔,利用 B 塔为制冷机组提供冷却水获得一组系统测试数据;然后关闭 B 塔,启动 A 塔,利用 A 塔为制冷机组提供冷却水再获得一组测试数据。现场测试结果见表 3。

表 3 运行时的测试结果

	A 塔	B 塔
冷水出口温度/℃	6.9	7.0
冷水进口温度/℃	9.2	9.1
冷却水进口温度/℃	27.3	28.4
冷却水出口温度/℃	30.1	31.0
冷水循环流量/(m <sup>3</sup> /h)	290	290
冷却水循环流量/(m <sup>3</sup> /h)	267	270
机组输入功率/kW	134	137
制冷量/kW	776	731
机组性能系数	5.79	5.33
冷却水泵输入功率/kW	30.00	30.00
冷水泵输入功率/kW	34.97	34.97
冷却塔风机输入功率/kW	21.6	9.00
冷源系统及水泵输入功率合计/kW	220.00	211.00
测试期间室外空气干球温度和相对湿度	30.0~31.2℃ 47%~53%	29.5~31.5℃ 46%~53%

### 3.2 现场测试的结论

1) 从表 3 可以看出, A, B 冷却塔的出水温度分别为 27.3, 28.4℃; 进水温度分别为 30.1, 31.0℃。相比之下 A 塔的出水温度下降了 1.1℃, 进水温度下降了 0.9℃。但是温度的降低并非全部由负压作用引起, 在现场的实际测试中发现 A, B 塔的补水虽然均为市政自来水, 但 A 塔的补水量非常大, 发生了溢水现象, 温度较低的补水必然导致冷却水的混合温度有所降低。另外负压冷却塔由于增添了大量的填料, 使得冷却水与空气接触的面积大大增加, 冷却塔的全热交换效率必然也会增大。

2) 在现场测试中, 冷源为同一台螺杆冷水机组, 使用经过技术改造的冷却塔(A 塔), 其冷源系统及水泵输入功率合计为 220 kW, 使用未经技术改造的冷却塔(B 塔), 其冷源系统及水泵输入功率合计为 211 kW。相比之下, 采用负压冷却塔的系系统, 当冷却水温度降低约 1.1℃ 时, 冷源系统及水泵输入功率总和不但没有减小, 反而增大了 9 kW。

## 4 结论

4.1 减小冷却塔内空气压力, 可以降低空气湿球温度, 改善冷却塔冷却效果, 但自然环境下要获得高负压, 冷却塔风机增加的功率较大, 对空调冷源系统的节能不利。