

闭式冷却塔的热力特性 分析及数值求解^{*}

山东建筑大学 刘乃玲[☆]

济南同圆建筑设计研究院 邵东岳

山东建筑大学 陈兆涛

摘要 建立了顺流式、逆流式闭式冷却塔热质交换的数学模型,采用四阶 Runge-Kutta 方法进行了数值计算,并将计算结果与实验值进行了对比。模拟并分析了两种不同运行方式下闭式冷却塔内冷却水温度、喷淋水温度以及空气比焓的分布。

关键词 闭式冷却塔 数学模型 顺流 逆流 数值计算

Thermodynamic characteristics and numerical calculation of closed cooling tower

By Liu Nailing[★], Shao Dongyue and Chen Zhaotao

Abstract Sets up a heat and mass transfer mathematical model for both parallel and counter flow type closed cooling towers. Calculates the model by fourth order Runge-Kutta numerical method and compares the results with those from experiment. Simulates and analyses the distributions of cooling water temperature, spray water temperature and air enthalpy.

Keywords closed cooling tower, mathematical model, parallel flow, counter flow, numerical calculation

★ Shandong Jianzhu University, Jinan, China

①

0 引言

冷却塔是一种直接从自然界获取冷量、不使用 CFC、无环境污染的节能性制冷装置,闭式冷却塔与开式冷却塔相比,由于其被冷却工质在盘管中流动,避免了冷却工质与空气的直接接触,管内工质不易受污染。常规机械制冷空调系统中若采用闭式冷却塔,在过渡季节可以将冷却水与冷水系统进行切换,从而实现免费供冷,可大大节省制冷机的运行费用^[1]。闭式冷却塔在干燥或比较干燥的地区,完全可以替代常规空调,在非干燥地区,通过一系列的技术措施,也存在着应用这一技术的可能性^[2-3]。

根据闭式冷却塔的出水温度特点,可以将其用于辐射供冷空调系统。辐射供冷是一种新型的空调形式,它以辐射和对流两种换热方式去除室内热负荷,辐射供冷的缺点是辐射板表面容易结露,为了防止表面结露,需要提高供冷系统的冷水温度,文献[4]建议冷辐射顶板空调的供水温度取 18~20℃。冷辐射顶板需要较高温度冷水的特性,为采用闭式冷却塔直接供冷或辅助供冷提供了有利条件。

①☆ 刘乃玲,男,1966 年 9 月生,博士研究生,工学博士,副教授
250101 山东建筑大学热能工程学院
(0531) 86366628

E-mail: liunailing@163.com

收稿日期:2008-01-09

修回日期:2008-03-18

^{*} 山东省自然科学基金资助项目(编号:Y2007F79),山东建筑大学博士基金资助项目(编号:724012)

因此,闭式冷却塔在空调系统中既可以作为冷却设备也可以作为制冷装置来使用,在空调领域有着广阔的应用前景。对闭式冷却塔的特性展开研究,具有非常好的现实意义。

1 数学模型的建立

根据塔内被冷却工质和空气的流向,闭式冷却塔可分为逆流和顺流两种形式。顺流式闭式冷却塔是指塔内被冷却工质和空气的流向相同;逆流式闭式冷却塔是指塔内被冷却工质和空气的流向相反。现以逆流式为例,取蒸发冷却器的微元高度 dz 来讨论^[5],计算模型微元控制体如图 1 所示。

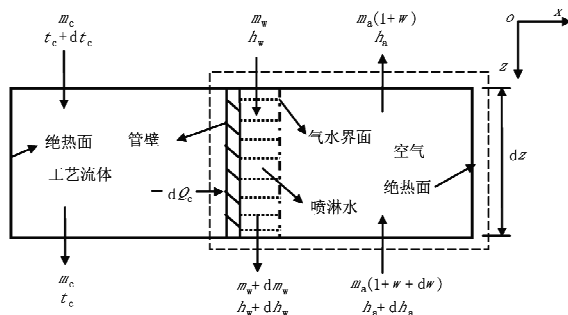


图 1 闭式冷却塔计算模型微元控制体示意图

管内流体失去的热量 Q_c 为

$$dQ_c = m_c c_{pc} dt_c = -Ka_{tu}(t_c - t_w)Adz \quad (1)$$

即

$$\frac{dt_c}{dz} = \frac{Ka_{tu}A}{m_c c_{pc}}(t_w - t_c) \quad (2)$$

式(1),(2)中 m_c 为管内流体流量, kg/s; c_{pc} 为管内流体的比定压热容, J/(kg · K); t_c 为管内流体的温度, °C; K 为从传热管内流体到管外喷淋水本身的总传热系数, W/(m² · °C); a_{tu} 为蒸发冷却器单位容积传热管的传热面积, m²/m³; t_w 为管外喷淋水的温度, °C; A 为蒸发冷却器的断面面积, m²; z 为距蒸发冷却器顶部的距离, m。

空气得到的热量 Q_a 为

$$dQ_a = m_a dh_a = -k_m a_i (h_{sa} - h_a) Adz \quad (3)$$

即

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{k_m a_i A}{m_a} (h_{sa} - h_a) \quad (4)$$

式(3),(4)中 m_a 为管外空气流量, kg/s; h_a 为管外湿空气的比焓, J/kg; h_{sa} 为管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓, J/kg; k_m 为从管外喷淋水本身向空气的总传质系数, kg/(m³ · s); a_i 为蒸发冷却器

单位容积传热管的有效气液界面面积, m²/m³。

管外冷却水失去的热量 Q_w 为

$$dQ_w = m_w h_w - (m_w + dm_w)(h_w + dh_w) \quad (5)$$

式中 m_w 为管外喷淋水流量, kg/s; h_w 为管外喷淋水的比焓, J/kg。

取图 1 中虚框内的部分为计算控制体, 所得能量方程为

$$0 - (-dQ_c) + (m_w + dm_w)(h_w + dh_w) - m_w h_w + m_a h_a - m_a (h_a + dh_a) = 0 \quad (6)$$

略去二阶无穷小量, 整理得

$$dQ_c + m_w c_{pw} dt_w + h_w dm_w - m_a dh_a = 0 \quad (7)$$

式中 c_{pw} 为管外喷淋水的比定压热容, J/(kg · K)。

由于中小型蒸发冷却器喷淋水的蒸发率很小, 如冷却负荷为 10 kW 的冷却塔喷淋水的流量为 1.37 kg/s, 喷淋水的蒸发率仅为 0.3%^[6], 因此近似取 m_w 为定值, 即 $dm_w = 0$ 。将式(1),(2),(4)代入式(7)整理得:

$$\frac{dt_w}{dz} = \frac{k_m a_i A}{m_w c_{pw}} (h_a - h_{sa}) - \frac{Ka_{tu} A}{m_w c_{pw}} (t_w - t_c) \quad (8)$$

得到方程组:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_c}{dz} &= \frac{Ka_{tu} A}{m_c c_{pc}} (t_w - t_c) \\ \frac{dt_w}{dz} &= \frac{k_m a_i A}{m_w c_{pw}} (h_a - h_{sa}) - \frac{Ka_{tu} A}{m_w c_{pw}} (t_w - t_c) \\ \frac{dh_a}{dz} &= \frac{k_m a_i A}{m_a} (h_a - h_{sa}) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

为使方程有唯一解, 需确定方程组的边界条件, 由于喷淋水是循环的, 因此微分方程组满足 $t_{w,in} = t_{w,out}$, 故式(9)的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} t_c|_{z=0} &= t_{c,in} & t_w|_{z=0} &= t_{w,in} & h_{sa}|_{z=0} &= h_{sa,out} \\ t_c|_{z=Z} &= t_{c,out} & t_w|_{z=Z} &= t_{w,out} & h_{sa}|_{z=Z} &= h_{sa,in} \\ t_w|_{z=0} &= t_w|_{z=Z} & h_{sa}|_{z=0} &= h_{sa}|_{z=Z} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

对于顺流式闭式冷却塔同理可得到方程组:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_c}{dz} &= \frac{Ka_{tu} A}{m_c c_{pc}} (t_w - t_c) \\ \frac{dt_w}{dz} &= \frac{k_m a_i A}{m_w c_{pw}} (h_{sa} - h_a) + \frac{Ka_{tu} A}{m_w c_{pw}} (t_w - t_c) \\ \frac{dh_a}{dz} &= \frac{k_m a_i A}{m_a} (h_{sa} - h_a) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式(11)的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} t_c|_{z=0} &= t_{c,in} & t_w|_{z=0} &= t_{w,out} & h_{sa}|_{z=0} &= h_{sa,in} \\ t_c|_{z=Z} &= t_{c,out} & t_w|_{z=Z} &= t_{w,in} & h_{sa}|_{z=Z} &= h_{sa,out} \\ t_w|_{z=0} &= t_w|_{z=Z} & h_{sa}|_{z=0} &= h_{sa}|_{z=Z} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\frac{Ka_{tu}A}{m_c c_{pc}} = a_1, \frac{k_m a_i A}{m_w c_{pw}} = a_2, \frac{Ka_{tu}A}{m_w c_{pw}} = a_3, \frac{k_m a_i A}{m_a} = a_4, \text{ 则式(9)和(11)变为}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_c}{dz} &= a_1(t_w - t_c) \\ \frac{dt_w}{dz} &= a_2(h_a - h_{sa}) - a_3(t_w - t_c) \\ \frac{dh_a}{dz} &= a_4(h_a - h_{sa}) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_c}{dz} &= a_1(t_w - t_c) \\ \frac{dt_w}{dz} &= a_2(h_{sa} - h_a) + a_3(t_w - t_c) \\ \frac{dh_a}{dz} &= a_4(h_{sa} - h_a) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

2 数学模型的求解

针对一小型闭式冷却塔进行数值求解,该冷却塔的冷却负荷为 10 kW,其运行参数和结构参数见表 1。

表 1 闭式冷却塔参数表

运行参数						结构参数		
$t_{c,in}/$ ℃	$m_c/$ (kg/s)	$t_a/$ ℃	$\varphi/$ %	$m_a/$ (kg/s)	$m_w/$ (kg/s)	$L/$ m	$B/$ m	$H/$ m
23.96	0.40	26.91	47	1.27	1.37	1.2	0.61	0.48

注: φ 为冷却塔入口空气的相对湿度; L, B, H 为冷却塔内换热盘管的结构参数, 分别代表蒸发冷却器的长、宽和高。

式(13), (14)均为线性齐次微分方程组, 采用四阶 Runge-Kutta 方法求解^[7]。式(13), (14)可改写为如下形式:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_c}{dz} &= f(t_c, t_w, h_a) \\ \frac{dt_w}{dz} &= g(t_c, t_w, h_a) \\ \frac{dh_a}{dz} &= h(t_c, t_w, h_a) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

对于逆流式(见图 2), 沿冷却器高度方向逐层计算, 每层间隔取管间距。

$$t_{c(n+1)} = t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{6}(j_{n+1,1} + 2j_{n+1,2} + 2j_{n+1,3} + j_{n+1,4}) \quad (16)$$

$$t_{w(n+1)} = t_{w(n)} + \frac{\Delta z}{6}(k_{n+1,1} + 2k_{n+1,2} + 2k_{n+1,3} + k_{n+1,4}) \quad (17)$$

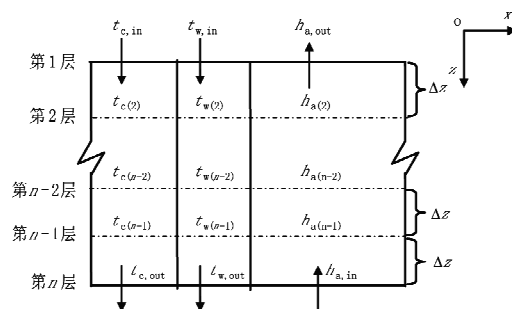


图 2 逆流式计算示意图

$$h_{a(n+1)} = h_{a(n)} + \frac{\Delta z}{6}(l_{n+1,1} + 2l_{n+1,2} + 2l_{n+1,3} + l_{n+1,4}) \quad (18)$$

其中

$$j_{n+1,1} = f(t_{c(n)}, t_{w(n)}, h_{a(n)}) \quad (19)$$

$$k_{n+1,1} = g(t_{c(n)}, t_{w(n)}, h_{a(n)}) \quad (20)$$

$$l_{n+1,1} = h(t_{c(n)}, t_{w(n)}, h_{a(n)}) \quad (21)$$

$$j_{n+1,2} = f\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,1}}{2}\right) \quad (22)$$

$$k_{n+1,2} = g\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,1}}{2}\right) \quad (23)$$

$$l_{n+1,2} = h\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,1}}{2}\right) \quad (24)$$

$$j_{n+1,3} = f\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,2}}{2}\right) \quad (25)$$

$$k_{n+1,3} = g\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,2}}{2}\right) \quad (26)$$

$$l_{n+1,3} = h\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,2}}{2}\right) \quad (27)$$

$$j_{n+1,4} = f\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,3}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,3}}{2}\right) \quad (28)$$

$$k_{n+1,4} = g\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,3}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,3}}{2}\right) \quad (29)$$

$$l_{n+1,4} = h\left(t_{c(n)} + \frac{\Delta z}{2}, t_{w(n)} + \frac{k_{n+1,3}}{2}, h_{a(n)} + \frac{l_{n+1,3}}{2}\right) \quad (30)$$

同理对于顺流式可按图 3 计算。

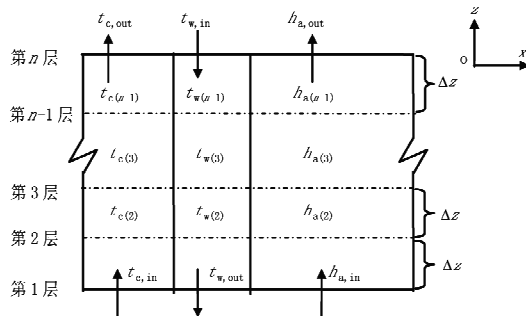


图 3 顺流式计算示意图

从式(16)~(30)可知只有当前一层的所有变量已知时,才能求得下一层的所有变量,由于对于逆流式,计算第一层时 t_w , $h_{a,out}$ 均未知,因此需假定两变量的初值,然后采用迭代法依次计算各层变量的值,当 $t_w = t_{w(n)}$ 且 $h_{a,in} = h_{a(n)}$ 时,计算所得的各层变量值即为最终解。对于顺流式,计算第一层时 t_w 未知,因此需假定该变量的初值,然后采用迭代法依次计算各层变量的值,当 $t_w = t_{w(n)}$ 时,计算所得的各层变量值即为最终解。

3 计算结果分析

为分析喷淋水温度变化对计算结果的影响,在求解时采用两种计算方法。方法 1:假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓 h_{sa} 为定值;方法 2:考虑 h_{sa} 沿冷却塔高度方向的变化。所得理论闭式冷却塔出水温度 $t_{c,out}$ 及喷淋水温度 t_w 的计算结果和 Ala Hasan 在其论文^[8]中提供的实测数据见表 2。

表 2 闭式冷却塔计算结果

	理论 $t_{c,out}/^{\circ}\text{C}$	实测 $t_{c,out}/^{\circ}\text{C}$	误差/ %	理论 $t_w/^{\circ}\text{C}$	实测 $t_w/^{\circ}\text{C}$	误差/ %
方法 1	19.37	20.82	6.96	19.20	20.37	5.74
方法 2	19.47	20.82	6.48	19.23	20.37	5.60

由表 2 可知两种计算方法所得理论值与实验值吻合度较好,误差均不超过 7%,同时可知当假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓 h_{sa} 为定值时所带来的误差较小, $t_{c,out}$ 和 t_s 理论计算方法的误差分别为 0.51% 和 0.16%。

对于顺流式和逆流式闭式冷却塔内冷却水、喷淋水温度分布及空气比焓分布的计算结果如图 4~6 所示。

由图 4 可知对于 10 kW 的闭式冷却塔,顺流和逆流两种方式所得的冷却水温度值相差很小,

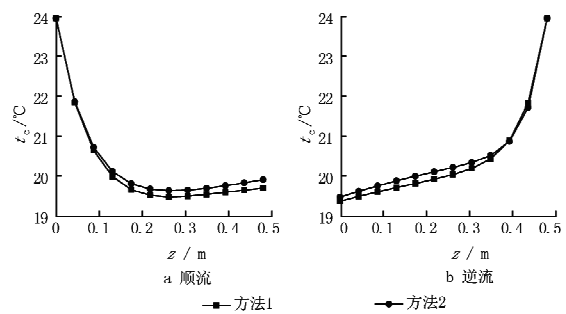


图 4 冷却水温度分布

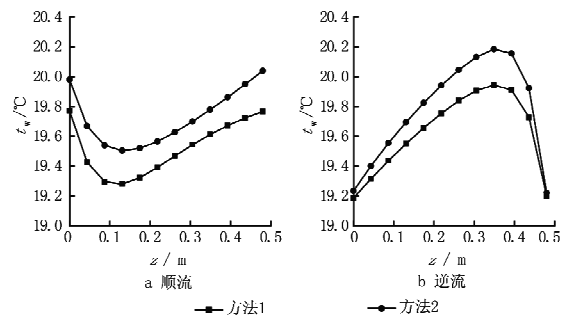


图 5 喷淋水温度分布

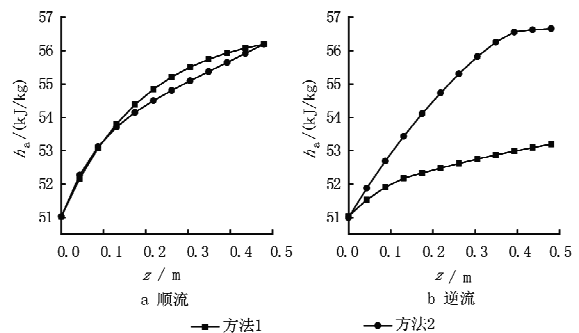


图 6 空气比焓分布

因此在假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓 h_{sa} 为定值时所带来的误差较小。对于顺流式闭式冷却塔,管内冷却水温度的变化主要集中在塔底段,并且在塔顶段冷却水温度略有升高,这主要是由于塔顶段喷淋水温度由下至上逐渐升高(如图 5 所示)的缘故;而对于逆流式闭式冷却塔,管内冷却水温度的变化主要集中在塔顶段,冷却水温度变化方向与逆流式相反,即由塔顶至塔底逐渐降低。

由图 5 可知对于 10 kW 的闭式冷却塔,顺流和逆流两种方式所得的管外喷淋水理论温度值相差不超过 0.2%,因此在假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓 h_{sa} 为定值时所带来的误差较小。对于顺流式闭式冷却塔,喷淋水温度沿高度方向

先降低后升高,这主要是由于在冷却塔上半部分管内冷却水温度低于管外喷淋水温度,下半部分湿空气干球温度高于管外喷淋水温度,因此冷却塔上半部分喷淋水温度自上至下逐渐降低,下半部分喷淋水温度自上至下逐渐升高;对于逆流式闭式冷却塔,喷淋水温度沿高度方向变化趋势刚好相反,先升高、后降低。

由图 6 可知,对于顺流式闭式冷却塔,假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓 h_{s0} 为定值时给空气比焓的计算带来的误差较小,可忽略。而对于逆流式闭式冷却塔,此假定会给空气比焓的计算带来约 6% 的误差。采用方法 2 计算时,顺流和逆流两种方式计算所得的空气比焓相差很小,可忽略。两种方式下闭式冷却塔内湿空气比焓分布规律均为沿高度方向逐渐升高。

4 结论

4.1 管内冷却水出口温度 $t_{c,out}$ 和管外喷淋水温度 t_w 数值计算结果与实验值吻合度较好,误差不超过 7%。

4.2 假定管外喷淋水温度下饱和湿空气的比焓为定值时所带来的误差较小。顺流和逆流两种运行方式下,和理论计算误差不超过 0.6%。因此,对于小型闭式冷却塔(<10 kW),运行方式对冷却塔性能影响很小。

4.3 顺流式闭式冷却塔,管内冷却水温度的变化主要集中在塔底段,并且在塔顶段冷却水温度不降反升;逆流式闭式冷却塔,管内冷却水温度的变

化主要集中在塔顶段,冷却水温度由塔顶至塔底逐渐降低。

4.4 顺流式闭式冷却塔,喷淋水温度沿高度方向先降低后升高;逆流式闭式冷却塔,喷淋水温度沿高度方向先升高、后降低。

4.5 顺流式和逆流式闭式冷却塔,湿空气比焓的分布规律一致,均沿高度方向逐渐升高。

参考文献:

- [1] 刘乃玲. 封闭式冷却塔用于免费供冷的经济性分析[D]. 上海: 同济大学, 1998
- [2] 孟华, 龙惟定. 蒸发冷却技术[J]. 能源技术, 2003, 24(4):170-177
- [3] 陈沛霖. 论间接蒸发冷却在我国的应用前景[J]. 暖通空调, 1989, 19(2)
- [4] Jorge Facão, Armando C Oliveira. Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings[J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20:1225-1236
- [5] 尾花英朗. 热交换器设计手册(下册)[M]. 徐中权, 译. 北京: 石油工业出版社, 1987
- [6] Ala Hasan, Kai Sirén. Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings[J]. Energy and Buildings, 2002, 34:477-486
- [7] 翟瑞彩, 谢伟松. 数值分析[M]. 天津: 天津大学出版社, 2003:223-254
- [8] Ala Hasan. Performance analysis of heat transfer processes from wet and dry surfaces; cooling towers and heat exchangers [D]. Finland: Helsinki University of Technology, 2005

(上接第 3 页)

理论值基本一致,风管压力增加为原来的 1.5 倍,理论漏风量为原来的 1.222 倍,实际测量值为 1.254 倍。

5 实验结果分析

5.1 实验开始时流量计量程过小造成浮子流量计读数在最大量程处,更换浮子流量计后又出现浮子流量计读数在零点处,由于本实验需得到精确的实验值,所以实验了多次才找到合适的流量计。因此,在实际检测时,测量前应先算出所测风风管管段的最大允许漏风量,根据最大允许漏风量选用合适的浮子流量计,浮子流量计可以并联,为了测量准确,应采用相同规格的浮子流量计。

5.2 测量过程中出现浮子流量计读数为零的情

况,由于是按最大允许漏风量选用的流量计,所以对于实际测量可认为该管段合格。

5.3 在实验过程中要保持 1.15 kPa 的压力是很难的,实验压力会上下波动,实际测量中,压力表的读数在实验压力的 $\pm 5\%$ 范围内就可以认为是稳定了,但所需压力的上下波动幅度应大体一致。

5.4 风管的漏风量与风管展开面积不成正比。

6 结语

实际操作证明,在地面上分段组装风管及部件是比较简单的,特别是不用对全系统风口用盲板密封,具有极大的实际可行性。风管在地面上立即进行漏风实验,也大为简便。用一组数据得出单位面积漏风量与总漏风率两个结果,满足了实验目的的要求,为制订新的国家标准提供了依据。