

HENGLIU LENGQUETA
XINGNENG
SHOUCE

横流冷却塔性能手册

尼尔·W·凯利 著
李德兴 梁淑兰 编译
上海翻译出版公司



5-62

内 容 简 介

冷却塔是一种气、液两相直接接触进行传热、传质的特殊换热设备。按其气、液流动方向或接触方式可分为逆流式、顺流式、横流式和横逆流等几种型式，其中横流式是较先进的。

本书从实用性出发，详尽地介绍了横流冷却塔若干种不同规格的淋水填料的热力和阻力特性，并以大量篇幅绘制了在不同湿球温度、不同冷却幅宽的条件下，对应一定的冷却幅高时冷却塔的特性和水气比之间的关系曲线。对我国从事冷却塔生产和运行管理的广大工程技术人员及大专院校有关专业师生均有参考价值。

横流冷却塔性能手册

尼尔·W·凯利著 李德兴 梁淑兰* 编译

上海翻译出版公司

(上海复兴中路 597 号)

新华书店上海发行所友行 上海群众印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 7.25 字数 170 千字

1989 年 12 月第 1 版 1989 年 12 月第 1 次印刷

印数 1—3200

ISBN7 80514-211-4/TM-29 定价: 3.90 元

编译说明

冷却塔是当今普遍用于处理工业生产及制冷过程中所产生的大量废热的有效手段。在水资源日益紧缺的状况下,合理解决供水问题,关系到节水、节能、减少废水排放、防止热污染等的重要问题。

冷却塔是一种气、液两相直接接触进行传热、传质的特殊换热设备。按其气、液流动方向或接触方式,可分为逆流式、顺流式、横流式和横逆流等几种方式。无论哪一种形式的冷却塔,塔内的气水操作过程均十分复杂。1925年麦克尔(Merkel)首先提出了以焓差为原动力的热力计算基本方程式,在把工程热力学应用于冷却塔的实践中(如设计、选型、验证和预报等)作出了卓越的贡献。以后,虽有人对以焓差为推动力这一基本论述提出过异议,但终因缺少充分的论据而未能有所突破和进展。至今,麦克尔的焓差动力学说仍为大家所接受,并得到普及和推广。人们公认,这是麦克尔对蒸发冷却原理的一大功绩。

麦克尔提出的方程式,还可用来表达冷却塔的运行特性,该方程描述了塔的性能和水气比之间的函数关系。直到1967年美国冷却塔协会(简称CTI)才系统地发表了“逆流式冷却塔性能曲线”。从此,几乎所有的人都在说,他们都是运用了麦克尔理论来描述逆流式冷却塔的性能。实际上,各国研究者在表达塔的特性时所使用的基本原理类同,但方式各异,所得结果也并不完全一致,这是因为除了水气比这个重要参变数之外,进水温度、淋水密度、风速、冷幅、进气条件等对塔的特性均有不同程度的影响。因而,预报塔的功能是求解一系列参变数间的相互关系的问题,而变数间又可用不同的方式加以组合。因此,采用恰当的方法处理实际过程中遇到的问题既重要又能得到令人满意的结果。

美国冷却塔协会会刊ATP-105内载有广泛范围的湿球温度、冷却幅宽和冷却幅高情况下逆流式冷却塔特性(KaV/L)与水气比(L/G)之间的关系曲线,这组曲线图被收录在1975年冷却塔协会出版的冷却塔试验规程ATC-105之内。从那时起,人们不止一次地询问,横流式冷却塔的曲线究竟是怎样的?何时出版?为此尼尔·W·凯利(Neil W·Kelly)于1976年在美国出版了“横流冷却塔性能手册”,该书从实用性出发,详尽地介绍了若干种不同规格的淋水填料(从A到F)的热力特性和阻力特性(附录A),在附录B中还以大量的篇幅(共544页)绘制了不同湿球温度、不同冷却幅宽的条件下,对应一定的冷却幅高时冷却塔的特性(KaY/L)和水气比(L/G)之间的关系曲线。在曲线制作中,对积分区间尺寸作出了合理的划分以使计算误差减少至最低,还考虑了热水温度的反效应。其次,图表化还可减少大量的计算工作,这是本“手册”的独到之处。此外,又例举了两个冷却塔选型设计的实例以阐述附录图表的运用方法。

为了使读者进一步了解并能掌握“性能手册”中有关图表的绘制方法、它的理论依据及其精确度,译者在编译本“手册”的同时着重增加编入尼尔·W·凯利于1976年发表在美国冷却塔协会的“横流式冷却塔特性曲线制备的设计方法”(该论文编入1976年CTI年会会议录内)以作为本编译主题的导引或补充。

倘若日后感到有用时,还可将附录B(共544页)刊印成册,届时有关横流塔的复杂、繁锁的计算工作,都可由这些图表所取代,能极大地提高工作效率。

由于原书中使用的是英制单位,因此,本书中还编了《常见英制单位与我国法定计量单位换算表》作为附录,以方便读者应用。

鉴于编译者的水平所限,错误在所难免,深望读者批评指正。

本书编译过程中承东方冷却塔水处理技术开发中心周光亮董事长(同济大学兼职副教授)、程光熙工程师大力协助并提出宝贵意见,在此谨致谢意。

书中第二部分系李锐高级工程师初译,经译者重新译编纳入书中。

全书由朱希泰负责审。

编译者 1987.12于上海

目 录

一、横流冷却塔性能手册	1
1.1 序言	1
1.2 符号说明	1
1.3 引言	2
1.4 横流冷却塔的特性曲线	2
1.5 填料性能	3
1.6 填料的阻力降	3
1.7 进风百叶窗和除水器	3
1.8 特性曲线的使用	3
1.9 风机制动马力的确定	4
1.10 有效动压的计算	4
1.11 局限性和通用性	5
1.12 例题	6
1.13 参考文献	15
二、横流冷却塔特性曲线的制备方法	16
2.1 符号说明	16
2.2 引言	16
2.3 横流塔技术发展的回顾	18
2.4 齐维和布兰德 (Zivi & Brand) 方法的分析	19
2.5 网格尺寸问题的解答	23
2.6 “网格尺寸误差”对用实验确定的“热水温度效应”的影响	27
2.7 横流冷却塔的特性曲线	28
2.8 用实验法确定填料的运行特性	30
2.9 填料特性随着空气流速的变化	33
2.10 热水温度效应的修正值	34
2.11 标绘出变数的范围	36
2.12 小结	38
2.13 参考文献	38
三、附 录	40
附录 A. 横流式填料构型、进风百叶窗和除水器的热力和阻力特性以及饱和空气 的性质表	40
附录 B. 横流冷却塔性能曲线	92
附录 C. 常见英制单位与我国法定计量单位换算表	110

一、横流冷却塔性能手册

1.1 序 言

1957年,某冷却塔公司发表了一本小册子,阐述了当时最常用的板条点滴式逆流冷却塔的热力功能特性,并标出了在任何工况下逆流冷却塔性能估算所需要的资料。它以手册的形式,示例表明如何使用这些数据和图表。这本小册子被广泛分发,并很好地为用户所接受,因为书中排除了一些过去环绕冷却塔性能方面的模糊概念,能满足一定的需要。

在尔后的十年中,大多数逆流冷却塔的制造商们又改做横流塔的设计,为此,1967年美国冷却塔协会(CTI)发表了“冷却塔性能曲线”一书,该手册所包纳的逆流塔基本上已变得陈旧了。到1970年,美国所提供的90%以上的工业机械通风冷却塔都是横流塔,尽管横流塔有一定的技术经济效益,但还不能说它已占绝对的优势,甚至还不及近年来在欧洲及美国开发的新的薄膜式逆流冷却塔,欧洲一些厂商仍然大部分生产逆流冷却塔。值得一提的是,甚至在美国的自然通风冷却塔,预期能得到的某些优越性,往往在逆流塔上所看到的要比横流塔还要多一些。

虽然有陷入“从此畅通”的谬误的危险,有一种情况可供借鉴,那就是逆流塔制造商改为制造横流塔之举,还没有象逆流塔那样有充分的资料使用户能全面地了解横流塔,至少这是原因之一。从很少的出版资料及美国CTI测试活动的年度报告中,可以判断制造商也同样没有足够的资料。因此,编写本书的宗旨,是希望能象1957年出版的提供逆流塔功能的小册子那样,尽可能多的提供横流塔的热力功能特性。

1.2 符号说明

a	传导面积(英尺 ²)/冷却塔容积(英尺 ³)
ACFM	实际的风量,英尺 ³ /分
BHP	风机制动马力
C _p	水的比热,Btu/(磅·F°)
C	常数
D	直径,英尺
EFFBP	风机的有效动压,英寸水柱
G	质量风速,磅(干空气)/(时·英尺 ²)(过流面积)
G'	总风量,磅(干空气)/时
GPM	水的体积流量,加仑/分
h	空气热焓值,Btu/磅(干空气)
h'	对应于水体温度的空气焓,Btu/磅(干空气)
H	高度,英尺

K	总传热传质系数, 磅/(时·英尺 ²)、磅(水)/磅(干空气)
KaV/L	逆流塔特性, 无量纲
KaY/L	横流塔特性, 无量纲
L	水的质量流量, 磅/(时·英尺 ²)(设计面积)
L'	水的总质量流量, 磅/时
n	指数(常数)
NFA	风机的净面积, 英尺 ²
NFEA	风机速度回收型风筒出口面积, 英尺 ²
SP	风机的静压损失, 英寸水柱
T	水温, °F
V	逆流塔容积, 英尺 ³ /英尺 ² (设计面积)
X	横流塔气流流通距离, 英尺
Y	横流塔内填料高度, 英尺

注脚

1 进口条件

2 出口条件

希腊字母

ρ 空气密度, 磅(湿空气)/英尺³(湿空气)

1.3 引言

表达给定的冷却塔功能条件的难易度的冷却塔特性方法, 已经成为处理逆流塔的热力计算和预报塔功能的标准方法。1943年利希滕斯坦(Lichtenstein)把冷却塔特性命名并定义为KaV/L, 用数值积分法计算方程式^[1.3]计算:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h' - h} \quad (1-1)$$

利希滕斯坦还制备了包括各种冷却幅宽, 冷却幅高和湿球温度条件下以水气比L/G为函数的冷却塔特性图表^{*}。1967年美国冷却塔协会(CTI)发表了“冷却塔性能曲线”一书^[1.4], 书中, 积分是运用计算机求面积而进行的, 并用曲线机绘制成对数坐标曲线, 为预报冷却塔的功能提供方便, 该书对这些曲线的使用方法均有说明。在此之前, 福斯特·惠勒公司(Foster Wheeler)在1943年和加利福尼亚的J·F·普里查德公司(J·F·Pritchard)在1957年也发表过这类资料。

1.4 横流冷却塔的特性曲线

本书提供了以各种水气比为函数的横流塔的特性图表, 和CTI所提供的逆流塔计算图表一样, 这些图表也能准确的预报在各种操作条件下横流冷却塔的功能, 从而确定冷却塔的尺寸与设计的湿球温度、冷却幅高和冷却幅宽之间的关系。

^{*} 冷却任务所要求的交换数。——译者注

本书附录B中所绘制的冷却塔性能曲线是按齐维及布兰德(Zivi & Brand)^[1.4]所提出的数值积分法的拓宽和修正计算而得的(为了与齐维及布兰德的用词一致,冷却塔性能以 KaY/L 形式表示)。其中,为使计算误差减少至最低而对积分区间尺寸的合理划分、用于求得总的水气比 L'/G' 与横流塔特性曲线的拓广和修正、减少网格大小缩小误差的方法,以及对热水温度的修正等(在CTI图表中是不包括热水温度修正的),已在其他部分^[1.4]叙述,在此不予重复。横流塔的填料高度 Y 和逆流塔的填料体积 V 一样有准确的含义,因为 V 系每平方英尺冷却塔填料的有效体积,也就是冷却塔的有效高度,可以认为 KaV/L 与 KaY/L 是可互为代用的,当然,只有在 $L/G(L'/G') = 0$ 时其值才相等,式(1-2)将予以表达^[1.2]。

1.5 填料性能

附录A中有适用于横流塔的各种布置形式的点滴式板条填料的功能特性,它是和各种气流的流通距离 X 及填料总高度 Y 相对应的,这些填料的性能曲线在对数坐标图上是条直线,亦即和逆流塔的格式相同,然而所不同于逆流塔的仅仅考虑填料的高度来确定性能曲线的定位,而在横流塔内,填料高度以及气流的流通距离两者均对直线的定位产生影响;对于已定填料,其操作线段的斜率独立于 X 和 Y ,所以针对各种 $X \cdot Y$ 值,这些直线是相互平行的,正如逆流塔中对各种 V 值的情况一样。当 $X \cdot Y$ 值确定后,对每一个给定的几何形状之填料,其特性曲线如逆流塔一样用下式表示:

$$\frac{KaY}{L} = C \cdot \left(\frac{L'}{G'} \right)^{-n} \quad (1-2)$$

1.6 填料的阻力降

附录A中也给出了填料的阻力降资料,和逆流塔一样,横流塔中的填料阻力降包括两部分:一是填料本身,二是降落的水流*。附录A中的曲线是表示在各种水力负荷(L)下气流通通过每英尺长度的阻力降,它与质量风速相对应。

这些曲线是以空气密度为 0.075 磅(湿空气)/英尺³(湿空气)时为准的,对平均空气密度(进口和出口空气密度的平均值),必须对从曲线上所查得的阻力降值进行修正,即所查得的数值乘以标准空气密度与平均密度的比值。

1.7 进风百叶窗和除水器

进风百叶窗和除水器的阻力降曲线(在标准空气密度下)在附录A中已给出,这些曲线都是以风速为基准,动压损失为 5 英寸水柱而得出的。

和填料的阻力降一样,曲线上所查得的进风窗阻力降必须乘以标准空气密度与实际的进风密度的比值,而除水器的阻力降也必须乘以标准空气密度与出口空气的实际密度之比值。

1.8 特性曲线的使用

和逆流塔一样,当横流冷却塔的填料形状、填料高度、气流流通距离及热力性能已定时,用

* 即淋水密度。——译者注

图解法来确定空气的需求量是准确的。冷却塔特性(要求的)与填料特性(可提供的)的联立解,可把填料的特性曲线叠放在冷却塔的特性曲线上,这两线段的交点确定了总的水气比(L'/G'),这是对该填料在该装填高度和空气通道距离(指深度)下,去完成在预定湿球温度和冷却幅宽下所预期的冷却幅高所需的水气比。

由于总的冷却水量(L')已明确,根据水气比 L'/G' 即可算出所需要的空气量(G')。

从已知的或假定的塔长和填料高度,可将空气量换算为通过塔的质量风速 G 。当塔的长度和通风距离一定时,可从水流量求出淋水密度(L),根据以上数据查阅附录A中的有关压力损失的图表,就可求出气流流过该塔的静压损失。

利用附录A中的比容表,可把空气的流量换算成为风机的风量(ACFM/Fan);当风机和轮毂直径已定,且使用速度回收型风筒时,可计算出风机的动压损失,最后确定风机的功率。

1.9 风机制动马力的确定

当风机的总压(静压加动压)及实际风量已知,为计算风机的制动马力需先估算风机的总效率,若风机制造厂提供风机效率曲线时,则风机效率和制动马力可以从曲线中查出。风机制造厂所提供的风机性能资料一般总是通过在理想条件下的模型(直径3英尺)实验而得的,其效率一般总在80%左右或更高一些,而对实际的风机和冷却塔,这样高的效率是难以达到的。

当风筒收缩段型线设计比较适当,叶尖至风筒的间隙较小(约为风机直径的0.5%),气流分布较均匀(从填料顶部至风机平台的高度至少等于风机直径的1/5)时,风机效率可以达到75%。

风机制造厂的资料应包括补充说明及一些综合性的系数,例如风机的实体(叶片的宽度与叶片数量之积)、气流速度与叶尖速度之比,以及风机的总阻力降与风机动压之比。鉴于许多复杂因素,要准确的确定冷却塔中所实际选用的风机效率是不大可能的,但在缺少风机制造厂的曲线资料时,风机总效率估计为75%还是可行的。当风机效率确定为75%后,可用下式计算风机的制动功率:

$$BHP = \frac{ACFM \times (\text{静压} + \text{有效动压})}{6356 \times 0.75} \quad (1-3)$$

1.10 有效动压的计算

对于非速度回收型风筒内的风机,其有效动压就是在风机平面处的动压,

$$V_p = \left(\frac{ACFM}{1096.5 \times NFA} \right)^2 \times \rho_{\text{出口}} \quad (1-4)$$

式中, NFA = 风机净面积 = $\frac{\pi}{4} \times (D_{\text{风机}}^2 - D_{\text{轮毂}}^2)$

对安装在速度回收型风筒内的风机,其有效动压按下式计算:

$$EFFV_p = 0.25 \times V_p + 0.75 \times V_p \times \left(\frac{NFA}{NFEA} \right)^2 \quad (1-5)$$

式中, V_p 为风叶处的动压,由式(1-4)求得;

$$NFEA = \text{风筒出口面积} = \frac{\pi}{4} D^2 (\text{出口直径}).$$

式(1-5)意味着速度回收型风筒的回收效率有75%，也就是说由于风筒增加了扩散段，使风机处的动压与风筒出口处的动压之差的75%得到回收。

对于一个较好的扩散段，风筒两边的夹角为14°（风筒轴线和一边的夹角是7°）风筒出口面积可通过风机直径及扩散段的长度（从喉部到排出口高度） $H_{\text{扩散段长度}}$ 进行换算：

$$\begin{aligned} NFEA &= \frac{\pi}{4} \times (D_{\text{风机}} + 2 \times H_{\text{扩散段长度}} \times \text{tg} 7^\circ)^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \times (D_{\text{风机}} + 0.246 H_{\text{扩散段长度}})^2 \end{aligned} \quad (1-6)$$

当冷却塔风筒的喉部（亦即风筒的最小直径处）高于风筒底座约4英尺时，一般可采用速度回收型风筒，亦即对18英尺高的速度回收风筒，扩散段高约14英尺；而对14英尺高的风筒，扩散段高为10英尺。

1.11 局限性和通用性

在运用附录中的图表进行计算时，若要得到准确的结果，应注意到下列局限性和一般性情况，详细叙述如下：

1. 淋水密度应控制在1500~12000磅/（时·英尺²）（填料平面面积）之间（即3~24GPM/英尺²），淋水密度低于最小值时，由于填料不能完全淋湿且水气分布不均，就导致 $K_a Y/L$ 值低于从特性曲线所查得的数值。

2. 冷却塔要采用附录A中所提供的填料型式，一般设计风速G约为2000磅/（时·英尺²）（百叶窗的表面积），在进行设计及功能的预报时，可以先用这一个近似值进行初步的估算，包括风速最终值的确定在内，下面的例题均有说明；但无论如何，气流速度最终不得超过2600磅/（时·英尺²），因为对一般的除水器来讲，这样高的速度将可能造成过量的飘逸损失；对较高的风速，某些除水器也能起到很好的作用，但将会造成较大的阻力降。

3. 在附录A中所示的各种形式的填料的通风道（气流流通距离）和装填高度（填料高度），其目的在于把合理的经济性及这些（填料）参数的常用值列在一起。也就是说，当空气的流通距离或填料高度值较图表中所查得的数值为大时，用密集型的填料是不经济的，反之，较查得的数值小时，那种稀疏型的填料一般也不选用。另外，当填料高度和气流流通距离之比小于2.5时，也不推荐使用这些图表，因为在高而狭窄的填料断面上要保证水气分布的均匀是有困难的。

4. 在附录B中，横流塔的特性曲线是以海平面的空气焓为基准的。在大气压减少的情况下，也就是海拔较高时，空气焓增大，因而对于在给定的冷却幅宽、冷却幅高及湿球温度条件下设定的 L'/G' 所需 $K_a Y/L$ 值减少了。另外，大气压力降低也就降低了空气的密度，而使空气的体积增大（对一定的空气质量流量来讲），同时也增加了动压和静压，这两种作用势必相互抵销。所以，对一个冷却塔来说，当其风机功率已定，处于海平面标高上可以达到所预期的效果的话，当海拔高度增高时，同样的风机功率的冷却塔一般可达到同样的效果，当然，在两种不同标高下，不但空气体积及动压、静压不同，就是水气比也是不相同的。

在运用图表预测塔的性能时,如果这套设备装在海平面标高,将会达到令人满意的效果,整个计算是以海平面的各种参数为准的;如果塔实际所处的标高距海平面相差太远,就会造成明显的误差,空气流量及气压降的计算就不用附录中的图表。

5. 在逆流塔中,热水是通过封闭的配水系统布水的,若水的流量超过配水系统设计值的 $\pm 10\%$ 时,则塔的性能预测就有明显的误差。对横流塔来说,一般使用敞开的热水配水系统,这种系统在水位的设计值的一半到满流,其配水效果都很好,所以流量或淋水密度高于或低于设计值的30%时,塔的性能仍有相当准确的结果。

6. 由于热水温度对Ka值的反作用*,附录B中的冷却塔特性曲线已经修正,在这些曲线所包括的整个湿球温度区间和冷却幅宽范围内都能以极高的精度预测塔的性能。

7. 根据风机规律,当风机的工况条件不变时,若风机叶片的安装角度及风机转速不变,则风机输送的空气体积也不变;在水负荷不变时,因进口湿球温度及冷却幅高改变,就会使出口空气密度改变;由于空气体积保持不变,风机的功率就随空气密度的改变而成正比例变化。另外,由于空气容积[英尺³(混合空气)/磅(干空气)]也是变化的,干空气流的总重也相应变化,因此,即使是水量不变,水气比也要改变;当对冷却塔的性能预测要求极为精确时,例如评价一个实验结果,就必须考虑这两种因素之间的相互影响。在非设计工况下进行计算,则需要一个逐步试算过程,以求出出口空气密度和操作的水气比。对于一般的工程问题,假定空气流量G'不变(水气比与水负荷成正比),操作温度变化时风机功率也不变,则使用本资料还是可以得到较满意的计算结果的。

8. 除了风机性能资料要从风机制造厂索取外,本书所提供的资料足以能够进行任何特定条件下的横流塔的热力计算,至少用于附录A中所包括的填料型式。然而,一般在进行塔的最经济选择时所需考虑的可变数是相当多的,不仅要考虑填料的型式、填料高度、气流通道,而且也应考虑气流速度、每间塔的长度、塔的数量、风机直径、叶片数量、风筒高度以及其他有关的许多系数。为此,进行塔的热力计算及最佳冷却塔的选择让制造厂去做较好,为了他们的冷却塔系列,他们都拥有这样类型的计算机化的项目。

9. 这些图表也可用于实验结果与特定设计条件的对比,以便确定制造厂的冷却塔是否符合其性能保证。考虑到设计和试验条件下风机的功率及空气密度不同,这样就会牵涉到附录B中一系列的曲线之间及各页之间的内插以及一些烦琐的试算,以达到测试的和设计的风机功率和风机的空气密度之间的允许误差。对设计所采用的湿球温度、冷却幅宽、水量等的允许误差范围,在美国机械工程协会和美国冷却塔协会的实验标准中都有一定的限定。但对实验结果的评价可以不理睬这些标准,因为在买方及卖方的合同中对实验范围都有规定。

1.12 例 题

例 1 塔的热力计算

前已论述,在最佳的冷却塔方案的选择过程中可变量是相当多的,所以在计算和选择冷却塔时可不考虑冷却塔制造厂的计算结果。下面例子是用图解进行计算。

命题:设计一个双向横流冷却塔,冷却水量为30000GPM,水温从120°F降至90°F(冷却

* 热水温度效应。——译者注

幅宽30°F), 湿球温度80°F(冷却幅高10°F), F型填料, 填料高(Y)36英尺, 气流流通距离(X)18英尺, 采用速度回收型风筒, 风筒高18英尺, 风机直径28英尺, 轮毂直径8.5英尺。

求: 风机的功率(BHP)

解: 翻到附录A(图A-25), 其中有气流流通距离为18英尺(X)、填料高为36英尺(Y)F型填料的特性直线, 把这条直线描在一张半透明的2×2标准循环对数坐标纸上, 然后把这张纸放在附录B(图B-14), 上, 该页为冷却幅宽为30°F, 湿球温度为80°F时水气比线, 填料特性直线与该页10°F冷却幅高的直线交点即为用于这种填料所要求的水气比 $L'/G' = 1.0$, 如图1-1所示。这样, 水的质量流量为:

$L' = \text{GPM} \times \text{分/小时} \times \text{磅/加仑} = 30000 \times 60 \times 8.33 = 15000000 \text{磅/时}$
此外, 因水气比 $L'/G' = 1.0$, 则

$$G' = \frac{15000000}{1.0} = 15000000 \text{磅/时(干空气)}$$

作为第一次试算, 先假定空气流速 $G = 2000 \text{磅/(时} \cdot \text{英尺}^2)$ (进风窗的表面积), 这样,

$$\text{所需要的进风窗面积} = \frac{G'}{G} = \frac{15000000}{2000} = 7500 \text{英尺}^2$$

由些冷却塔是两侧配水, 故塔的两侧均有进风窗, 在填料高为36英尺时, 进风窗的估算面积为7500英尺², 则

$$\text{塔长} = \frac{7500}{36 \times 2} = 104 \text{英尺}$$

对这种塔长, 塔的间数为:

$$\text{间数} = \frac{\text{总长}}{\text{每间塔长}} = \frac{104}{\text{每间塔长}}$$

下面表格表示: 当单间塔长为各种长度时塔的间数计算,

单间塔长 (英尺)	间数
24	4.33 (风机直径太大)
28	3.71 (风机直径太大)
32	3.25
36	2.89

先按3间塔进行试算, 每间塔长32英尺, 塔总长96英尺,

$$\text{进风窗面积} = 3 \times 32 \times 36 \times 2 = 6912 \text{英尺}^2$$

$$\text{设计风速 } G = \frac{15000000}{6912} = 2170 \text{磅/(时} \cdot \text{英尺}^2)$$

确定出口空气状况和风机的风量:

$$\text{根据热平衡, } L' \times C_p \times (T_1 - T_2) = G' \times (h_2 - h_1)$$

水的比热 $C_p = 1.0$, 解 h_2 得

$$h_2 = h_1 + \frac{L'}{G'} \times (T_1 - T_2),$$

根据附录A(表A-1), 当湿球温度为80°F时, $h_1 = 43.69 \text{ Btu/磅(干空气)}$, 则

$$h_2 = 43.69 + 1.0 \times (120 - 90) = 73.69 \text{ Btu/磅(干空气)}$$

仍查附录A(表A-1), 相当于 h_2 热焓的空气温度为101.1°F, 也就是出口饱和空气温度, 再查附录A(表A-3)得, 在101.1°F时, 空气的比容为15.146 英尺³(湿空气)/磅(干空气), 则

$$\begin{aligned} \text{ACFM/台风Fn} &= \frac{G'}{\text{分/小时} \times \text{塔的间数}} \times \text{空气比容} \\ &= \frac{15000000}{60 \times 3} \times 15.146 = 1262000 \text{ 英尺}^3/(\text{分} \cdot \text{台}) \end{aligned}$$

确定塔的静压损失:

$$80^\circ\text{F时进口空气密度(表A-2)} = 0.07257 \text{ 磅/英尺}^3,$$

$$101.1^\circ\text{F时出口空气密度(表A-2)} = 0.06898 \text{ 磅/英尺}^3,$$

$$\text{空气平均密度} = \frac{0.07257 + 0.06898}{2} = 0.07078 \text{ 磅/英尺}^3,$$

$$\begin{aligned} L &= \frac{L'}{\text{气流通距离} \times \text{单间塔长} \times \text{塔的间数} \times \text{边数}} = \frac{15000000}{18 \times 32 \times 3 \times 2} \\ &= 4340 \text{ 磅}/(\text{时} \cdot \text{英尺}^2)(\text{填料平面面积}), \end{aligned}$$

查附录A(图A-42), 对F型填料, 在 $L = 4340$ 、 $G = 2170$ 时, 空气通过每英尺长的填料, 空气的阻力降为0.0078英寸水柱,

$$\text{通过18英尺长时, 空气的阻力降} = 0.0078 \times 18 = 0.1404 \text{ 英寸水柱}$$

对经过填料的空气平均密度予以修正后, 则经过填料的静压损失为:

$$\text{SP}_{\text{填料}} = 0.1404 \times \frac{0.07500}{0.07078} = 0.1488 \text{ 英寸水柱},$$

进风窗的阻力降: 查附录A(图A-46)

$$\text{SP}_{\text{进风窗}} = 0.0730 \times \frac{0.07500}{0.07257} = 0.0754 \text{ 英寸水柱}$$

查附录A(图A-45)除水器的阻力降为

$$\text{SP}_{\text{除水器}} = 0.0730 \times \frac{0.07500}{0.06898} = 0.0794 \text{ 英寸水柱}$$

则总的静压损失为

$$\text{SP}_{\text{总}} = 0.1488 + 0.0754 + 0.0794 = 0.3036 \text{ 英寸水柱}$$

确定风机的有效动压EFFVP:

对于直径为28英尺、轮毂直径为8.5英尺的风机, 其净面积为

$$\text{NFA} = \frac{\pi}{4} \times (28^2 - 8.5^2) = 559 \text{ 英尺}^2$$

根据式(1-4), 风机的动压为

$$V_p = \left(\frac{1262000}{1096.5 \times 559} \right)^2 \times 0.06898 = 0.2924 \text{ 英尺水柱}$$

根据式(1-6), 对18英尺高的速度回收型风筒(扩散段高为14英尺), 其排出口面积为

$$\text{NFEA} = \frac{\pi}{4} \times (28 + 0.246 \times 14)^2 = 776.5 \text{ 英尺}^2$$

根据式(1-5), 可得风机的有效动压为

$$\text{EFFVP} = 0.25 \times 0.2924 + 0.75 \times 0.2924 \times \left(\frac{559}{776.5} \right)^2 = 0.1868 \text{ 英寸水柱}$$

确定风机功率:

从式(1-3), 当风机效率为75%时

$$\text{BHP} = \frac{1262000 \times (0.3036 + 0.1868)}{6356 \times 0.75} = 129.8$$

本计算最后定为: 采用 3 间冷却塔, 每间长 32 英尺, 每台风机功率为 129.8 BHP。

例 2 估计一个给定的冷却塔的性能

当工艺生产发生了变化, 所使用的冷却塔的热损耗状况也相应改变, 从而提出估价这一冷却塔性能的问题。这种估计也适用于预测被选用的新塔, 这类问题的解决方法基本与例 1 的计算相反, 在这里, 空气量是通过逐步试算法来确定, 根据水量 L' 和空气流量 G' 计算出 L'/G' 值, 当塔的填料类型容许这种 L'/G' 值的情况下可从附录 A 的图表中解出 KaY/L 值, 再由 KaY/L 和 L'/G' 值, 及湿球温度、冷却幅宽, 查阅附录 B 的图表, 求得冷却幅高, 下面的例题就说明了检验一个新塔性能的计算方法。

命题: 某种工艺生产流程需要一座冷却塔, 冷却水量 32000 GPM, 水温从 110°F 降至 85°F (冷却幅宽 25°F), 进口湿球温度为 75°F (10°F 冷却幅高), 投标者之一已提供了一个 3 间、双侧流的冷却塔, 每间塔长 36 英尺, 填料高 (Y) 36 英尺, 空气流通距离 (X) 18 英尺, G 型填料, 风机直径 28 英尺, 轮毂直径 8.5 英尺, 用 150 英制马力的马达驱动, 报价单的风机制动马力 (BHP) 是 147。采用速度回收型风筒高 18 英尺, 评价该塔性能。

解: 冷却水的质量流量为:

$$L' = \text{GPM} \times \text{分/小时} \times \text{磅/加仑} = 32000 \times 60 \times 8.33 = 16000000 \text{ 磅/时}$$

$$L = \frac{L'}{\text{空气流通距离} \times \text{每间塔长} \times \text{间数} \times \text{进风边数}} = \frac{16000000}{18 \times 36 \times 3 \times 2} = 4115 \text{ 磅/(时} \cdot \text{英尺}^2) \text{ (填料平面面积)}$$

$$\text{进风窗面积} = \text{间数} \times \text{单间长度} \times \text{填料高} \times \text{边数} = 3 \times 36 \times 36 \times 2 = 776 \text{ 英尺}^2$$

第一次试算, 假定空气流速 $G = 2000 \text{ 磅/(时} \cdot \text{英尺}^2)$,

则总风量为:

$$G' = G \times \text{进风窗面积} = 2000 \times 776 = 15552000 \text{ 磅/时 (干空气)}$$

$$\frac{L'}{G'} = \frac{16000000}{15552000} = 1.029 \text{ 磅(水)/磅(干空气)}$$

确定出口空气状态及风机的风量:

$$\text{根据热平衡, } L' \times C_p \times (T_1 - T_2) = G' \times (h_2 - h_1)$$

令水的比热 $C_p = 1.0$, 解 h_2 得:

$$h_2 = h_1 + \frac{L'}{G'} \times (T_1 - T_2)$$

查附录 A (表 A-1), 当湿球温度为 75°F 时,

$$h_1 = 38.61 \text{ Btu/磅(干空气)}$$

$$h_2 = 38.61 + 1.029 \times (110 - 85) = 64.34 \text{ Btu/磅(干空气)}$$

仍查附录 A (表 A-1), 这一热焓值所对应的空气温度为 95.6°F, 这也就是出口的饱和空

气温度，然后查附录A(表A-3)，在95.6°F时空气的比容为14.835英尺³(湿空气)/磅(干空气)，则风机的风量为：

$$\begin{aligned} \text{ACFM} &= \frac{G'}{\text{分/小时} \times \text{塔的间数}} \times \text{空气的比容} \\ &= \frac{15552000}{60 \times 3} \times 14.835 = 1282000 \text{英尺}^3/\text{分} \end{aligned}$$

确定塔的静压损失：

在75°F时进口空气密度(附录A表A-2)为0.07340磅/英尺³，

在95.6°F时出口空气密度(附录A表A-2)为0.06994磅/英尺³，

$$\text{空气平均密度} = \frac{0.0734 + 0.06994}{2} = 0.07167 \text{磅/英尺}^3,$$

查附录A(图A-43)，当L = 4115、G = 2000时，气流通过每英尺填料的阻力降为0.01037英寸水柱，

$$\therefore \text{填料的静压损失} = 0.01037 \times 18 \times \frac{0.07500}{0.07167} = 0.1953 \text{英寸水柱，}$$

查附录A(图A-45)，

$$\text{除水器的静压损失} = 0.062 \times \frac{0.07500}{0.06994} = 0.0665 \text{英寸水柱，}$$

查附录A(图A-46)，

$$\text{进风窗的静压损失} = 0.062 \times \frac{0.07500}{0.07340} = 0.0634 \text{英寸水柱，}$$

确定风机的有效动压：

当风机直径为28英尺、轮毂直径为8.5英尺时，风机的净面积为

$$\text{NFA} = \frac{\pi}{4} (28^2 - 8.5^2) = 559 \text{英尺}^2,$$

根据式(1-4)，风机的动压 V_p 为：

$$V_p = \left(\frac{1282000}{1096.5 \times 559} \right)^2 \times 0.06994 = 0.3060 \text{英寸水柱}$$

对18英尺高的速度回收型风筒，扩散段高为14英尺，根据式(1-6)，风筒排出口面积(NFEA)为：

$$\text{NFEA} = \frac{\pi}{4} \times (28 + 0.246 \times 14)^2 = 776.5 \text{英尺}^2,$$

根据式(1-5)，风机的有效动压为：

$$\text{EFFVP} = 0.25 \times 0.3060 + 0.75 \times 0.3060 \times \left(\frac{559}{776.5} \right)^2 = 0.1954 \text{英寸水柱，}$$

风机功率的计算：

根据式(1-3)，当风机效率为75%时，

$$\text{BHP} = \frac{1282000 \times (0.3252 + 0.1954)}{6356 \times 0.75} = 140.0,$$

因单台风机的报价功率是147，这样第一次试算所假定的风速(2000)就太低，因为风量的变化是与风机功率的立方根成正比，故风速的修正值为

$$G = 2000 \times \left(\frac{147.0}{140.0} \right)^{1/3} = 2031 \text{ 磅/(时} \cdot \text{英尺}^2)$$

修正后的总风量为

$$G' = 2031 \times 7776 = 15793000 \text{ 磅/时(干空气)}$$

修正后的水气比为

$$\frac{L'}{G'} = \frac{16000000}{15793000} = 1.013 \text{ 磅(水)/磅(干空气)}$$

查附录A(图A-30), 系填料高为36英尺, 空气流通距离为18英尺时的填料特性直线, 当 $L'/G' = 1.01$ 时, $KaY/L = 2.16$, 然后查附录B(图B-2), 湿球温度为75°F、冷却幅宽为25°F时的冷却幅高图表, 当 $L'/G' = 1.01$, $KaY/L = 2.16$ (图1-2), 就可确定冷却幅高约为10.1°F。

从而可知, 所推荐的冷却塔性能是可达到要求的。

例3 预测一个给定的冷却塔在非设计工况下的性能——简化法。

这种问题提出的目的是希望通过试验或计算来评定一个冷却塔在不同条件下的性能; 对例1和例2中各种类型的填料性能直线都可在附录A中查得, 再加上附录B中所需要的一些曲线, 就可以预测超越工艺操作条件的冷却幅宽。

根据前面所述, 当需要较高的计算精度时, 必须考虑对空气密度变化的影响, 为此, 用例2的计算方法一般是较容易的, 下面所举的例题是不需要如此精确的计算的。

命题: 设计水量为30000 GPM, 湿球温度为50°F, 冷却幅宽为30°F, 在例1中所选用的冷却塔当其风机在全速及半速运转时, 冷水温度可分别达到多少?

解: 当风机的转速不变时, 假定空气的质量流量也是不变的, 这样, 当风机全速运转时, 湿球温度为50°F时的水气比 L'/G' 将和原设计相同, 亦即等于1.0, 如图1-1所示。同样也从图1-1可得, 在 $L'/G' = 1.0$ 时, 所需的 KaY/L 值是1.98, 然后在湿球温度为50°F、冷却幅宽为30°F的图表上找出 $L'/G' = 1.0$ 、 $KaY/L = 1.98$ 的交点, 从而可查出冷却幅高为24°F (见图1-3), 故当湿球温度为50°F, 风机在全速运转状态下的冷水温度是 $50 + 24 = 74$ (°F), 热水温度为 $74 + 30 = 104$ (°F)。

根据风机规程, 经过风机而输送的空氣的体积是直接和風机的转速成比例的, 这样, 当风机处于半速运转状态, 空气的体积也将减半, 若忽略空气密度变化的影响, 在风机半速运行时的 L'/G' 值将是设计值的2倍, 亦即 $L'/G' = 2.0$ 。再查这个塔的填料性能直线 (见图1-1), 当 $L'/G' = 2.0$ 时, KaY/L 值为1.38, 在图1-3上找出 L'/G' 与 KaY/L 的交点, 就可得知冷却幅高为40°F, 故此, 在湿球温度为50°F、风机为半速运转情况下, 冷水温度为 $50 + 40 = 90$ (°F), 热水温度为 $90 + 30 = 120$ (°F)。

同样的计算过程也可用于评价在各种水负荷情况下 (水负荷的建议范围已在前面说明) 以及在各种冷却幅宽和湿球温度情况下冷却塔的性能。这种近似的算法为我们提供了一种快速的制定和验证各种冷却塔性能曲线的方法, 在规定的工况下这些塔的特性是已知的或者是能予以假定的; 当原始条件已定时, 这种方法的精确性多少有点决定于水气比 (L'/G') 的准确性; 当缺少适当的资料时, 对一定的原始条件, 由一个假定的风速 [2000 磅/(时·英尺²) (进风窗面积)] 所决定的 L'/G' 值一般也可获得足够准确的结果。同样, 在缺少有关填料特性方面的准确资料时, 假定 KaY/L 值与 L'/G' 的平方根成反比变化 (亦即假定 $n = 0.5$, 式1-2), 这样就

可以画出该塔的填料特性直线,运用这条直线对许多工程要求来说是足够精确的。

图 1-1 性能曲线

湿球温度 = 80°F, 冷却幅宽 = 30°F

