

大型牧草烘干机开发技术探讨

赵晓明

(中国船舶重工集团公司第七一三研究所, 郑州 450015)

摘要: 在中型牧草烘干机开发成功的前提下, 对比中型牧草烘干机组设计过程中的理论计算和分析, 认真分析大型烘干机的各项技术要求和指标, 依据相似的设计开发方法, 以生产 1000kg/h 的干草烘干机为例, 说明其主要指标的设计与计算的可行性, 为开发大型牧草烘干机提供一条技术路线。

关键词: 烘干机; 牧草; 开发; 物料衡算; 热量衡算

中图分类号: S226.602 文献标识码: A 文章编号: 1000-7091(2005) 专辑-0125-04

The Investigation about the Design of Big Type Grazing Drier ZHAO Xiao-ming

(The 713 institute of CSIC, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: In the medium-sized of herding grazing dryer a foundation, contrast the academic calculate and analysis about the medium-sized of herding grass dryer, analyze the technique economy with the viability assessment, refer to the similar technique of the medium-sized of herding grass dryer, exemplify the 1000 type drier, discuss it's main parameter's calculate and analysis, to provide a way for the investigation about the design of big type drier.

Key words: Drier; grazing; Design; Materiel calculate; Quantity of heat calculate

长期以来,我国的草产品加工一直靠传统的自然晒干的方法,而往往受到天气条件的制约,使牧草的饲用价值损失达 50%以上,并且加工时间长,浪费严重,难以形成商品进而开拓国内外市场。因此,开发大型牧草烘干设备,以进行草业的深加工,促使草业产业化尽快发展,迫在眉睫。本文对比中型牧草烘干机组设计过程中的理论计算和分析,认真分析大型烘干机的各项技术要求和指标,以生产 1000kg/h 干草的烘干机为例,说明其主要指标的设计与计算,旨在为开发大型牧草烘干机提供一条技术路线。

1 大型烘干机主要指标计算和分析

1.1 初始计算条件

环境条件: 外界空气湿度 $t_0=27$; 相对湿度 $\phi_0=80\%$; 大气压力 $B=1\text{Pa}$ 。干燥装置进口干燥介质(热风)温度 t_1 , 有三种方案: 700, 650, 600。湿牧草初始含水率: $\phi_1=70\%$; 干草要求达到的含水

率: $\phi_2=10\%$ 。烘干装置出口废气温度 t_2 , 有四种方案: 100, 120, 140, 160。主风机处的相应废气温度 t_3 分别为: 80, 90, 100, 110。湿草初始温度: $\phi_1=27$; 干草升高温度: $\phi_2=80$ 。机组生产能力(干草产量): $G_2=1000\text{kg/h}$ 。

1.2 计算所需湿草量 G_1 和脱水量 W_s

已知计算条件中含水率是采取通用的湿基表示法,即把湿物料质量作为 100%,而湿物料中水分质量在湿物料中所占的百分数来表示湿物料的含水率。

$$\text{湿草量: } G_1 = G_2 \frac{100 - \phi_2}{100 - \phi_1} \text{ (kg/h)}$$

$$\text{脱水量: } W_s = G_2 \frac{\phi_1 - \phi_2}{100 - \phi_1} \text{ (kg/h)}$$

计算结果为湿草初始含水率 $\phi_1=70\%$; 干草含水率 $\phi_2=10\%$; 机组产量 $G_2=1000\text{kg/h}$; 所需湿草量 $G_1=3000\text{kg/h}$; 脱水量 $W_s=2000\text{kg/h}$ 。

1.3 计算外界空气的含湿量 d_0 和焓 I_0

$$(1) \text{含湿量: } d_0 = 622 \frac{\phi_0 P_{bh}}{B - \phi_0 P_{bh}} \text{ (g/kg 干空气)}$$

收稿日期: 2005-12-12

作者简介: 赵晓明(1977~), 男, 河南舞钢人, 工程师, 工学学士, 从事机械设计工作。

式中: ϕ_0 为外界空气的相对湿度; 已知 $t_0=27$ 时, $\phi_0=80\%$; 经推导, $\phi = P_a/P_{bh}$

式中: P_a 为未饱和湿空气中水蒸气分压力 (mmHg); P_{bh} 为饱和湿空气中水蒸气分压力 (mmHg)。查《空气的物理性质表》得: $t_0=27$ 时, $P_{bh}=26.50\text{mmHg}$ 。

可计算出外界空气含湿量 $d_0=17.85$ (g/kg 干空气)。

$$(2) \text{湿空气的焓: } I = I_g + \frac{d}{1000} i_{at}$$

式中: I_g 为 t 时 1kg 干空气的焓, 有: $I_g = ct$ (kJ/kg 干空气)。

式中: c 为干空气的定压比热, 其值为 $1.00\text{kJ/kg 干空气} \cdot ^\circ\text{C}$; t 为干空气的温度 ($^\circ\text{C}$), 此处 $t=t_0=27$; i_{at} 为 t 时, 1kg 过热水蒸气的焓: $i_{at}=2491.15+1.97t$ (kJ/kg 水蒸气)。

式中: 2491.15 是 0°C 的水变成饱和水蒸气时所吸收的汽化潜热 (kJ/kg 水蒸气); 1.97 是过热水蒸气的定压比热 (kJ/kg 干空气 $^\circ\text{C}$); t 为过热水蒸气的温度 ($^\circ\text{C}$), 其数值等于干空气的温度。

t_0 时, 空气的焓: $I_0 = ct_0 + (2491.15 + 1.97t_0) \frac{d_0}{1000}$
 $= 72.56$ (kJ/kg 干空气)。

1.4 计算干燥介质进入干燥装置时的含湿量 d_1 和焓值 I_1

因为干燥介质是环境温度下的空气经加热而形成的热风, 所以含湿量未变, 即有: $d_1 = d_0 = 17.85\text{g/kg 干空气}$ 。

将 d_1 和 t_1 的值代入公式: $I_1 = ct_1 + (2491.15 + 1.97t_1)d_1/1000$ (kJ/kg 干空气) 得: 当 $t_1=700$ 时, $I_1=772.42$; 当 $t_1=650$ 时, $I_1=720.42$; 当 $t_1=600$ 时, $I_1=668.42$ 。

1.5 计算干燥过程中干燥介质补充热量与损失热量之差

根据干燥装置热量衡算有关公式得出:

$$L(I_2 - I_1) = W_1 + Q_{bc} - [G_2 C_2 (t_2 - t_1) + Q_g]$$

上式两边除以 W_s , 即为汽化 1kg 水的另一种形式的平衡方程式: $L(I_2 - I_1) = 1 + Q_{bc} - (Q_{gw} + Q_g)$ 。

上式右边第一项表示蒸发 1kg 水所具有的显热, 第二项表示蒸发 1kg 水所需在干燥室增加的补充加热, 这两项热量均为干燥介质所吸收, 可理解为“补充加热”。物料的升温损失 Q_{gw} 和散热损失 Q_g , 均由干燥介质提供, 可理解为“损失的热量”。因此, 右边四项表示干燥过程中干燥介质补充热量与

损失热量之差。

根据实际情况, 有: $1 = (1 + Q_{bc}) - (Q_g + Q_g)$

式中: 1 为被蒸发的 1kg 水所具有的显热; Q_{bc} 为被蒸发的 1kg 水在干燥装置获得的补充加热; Q_{gw} 为蒸发的 1kg 水物料由 t_1 升高到 t_2 所消耗的热量, 称物料升温损失; Q_g 为蒸发 1kg 水的过程中, 干燥室表面散失的热量 (kcal/kg 水);

$$Q_{gw} = G_1 C_2 (t_2 - t_1) \quad (\text{kJ/kg 水})$$

式中: C_2 为烘干物料的比热:

$$C_2 = \frac{1}{100} C_s + \frac{100 - 1}{100} C_g \quad (\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C});$$

式中: C_g 为绝对干物料的比热; C_s 为水的定压比热; 代入后得: $Q_{gw} = 51.04$ (kJ/kg 水)。

$$Q_g = \frac{Q_{st}}{W_s} = \frac{KF}{W_s} t \quad (\text{kcal/kg 水})$$

式中: F 为干燥室散热面积 (m^2); K 为传热系数; t 为传热平均温差: $t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0$

由于在实际工作中干燥筒两端都有冷风进入, 所以, 必然引起焓值降低。因此, 本计算可作如下修正: $1 = 1 + Q_{bc} - (Q_{gw} + nQ_g)$

式中: n 为进冷风影响修正系数, 一般取 $n=1.83$; 计算得出: $1 = -59.9$ (kJ/kg 水)。

由计算条件所知, 干燥介质 (热风) 在干燥器进口温度 t_1 有 3 种方案, 废气温度 t_2 又有 4 种方案, 多种方案散热可能有所不同, 此处将差异均忽略不作考虑, 认为 1 值都相同。

1.6 计算干燥装置出口废气 I_2 和 d_2

由前面各式已知 I_1 、 d_1 、 t_2 等, 以及等式: $1 = L(I_2 - I_1)$, 又因为: $L = 1000 / (d_1 - d_2)$

所以有: $1 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \times 1000$, I_2 和 d_2 可用以下联立方程解出:

$$\begin{cases} 1 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \times 1000 \\ I_2 = 1.00 + (2491.15 + 1.97t_2) \times \frac{d_2}{1000} \end{cases}$$

计算结果如表 1 所示:

1.7 计算热耗量、热效率和露点温度

单位热耗量: $q = I_1 - I_0$ (kJ/kg 水)

总热耗量: $Q = qW_s$ (kJ/h)

干燥室的热效率:

$$\eta = \frac{q_d}{q_r} \times 100\% = \frac{595 + 0.47t_2 - 1}{q_r} \times 100\%$$

表 1 不同方案 I_2 和 d_2 计算结果

tab.1 Therresult of I_2 and d_2 from the differens cheme

热风温度 t_1 ()	废气温度 t_2 ()	废气的焓值 I_2 (kJ/kg 干空气)	废气的含水量 d_2 (g/kg 干空气)
700	100	758.8	244.9
	120	759.4	234.3
	140	760.1	223.9
	160	760.7	213.9
650	100	708.0	226.0
	120	708.6	215.6
	140	709.2	205.5
	160	709.8	195.7
600	100	657.1	207.1
	120	657.7	196.9
	140	658.2	187.1
	160	658.8	177.5

因为露点温度 t_{d0} 是在保持湿空气含湿量的情况下, 将湿空气冷却到饱和状态时的温度, 由 d_2 可直接查《空气的物理性质表》, 再经过内插计算可得出。将数据代入各式, 计算结果如表 2 所示:

表 2 不同方案的计算结果

tab.2 The result from the different scheme

进口热风 温度 t_1 ()	出口废气 温度 t_2 ()	单位热耗 量 q_r (kJ/h)	总热耗量 Q (kJ/h)	干燥装置 的热效率	露点温度 t_{d0} ()
700	100	3082.2	1.71×10^3	83.5	67.9
	120	3234.1	1.80×10^3	80.8	67.2
	140	3394.4	1.89×10^3	78.2	66.4
	160	3571.4	1.98×10^3	75.4	65.7
650	100	3112.3	1.73×10^3	82.7	66.5
	120	3276.3	1.82×10^3	79.8	65.9
	140	3452.7	1.92×10^3	76.9	65.1
	160	3641.0	2.02×10^3	74.0	64.2
600	100	3148.9	1.75×10^3	81.8	65.3
	120	3327.3	1.85×10^3	78.6	64.4
	140	3521.0	1.96×10^3	75.4	63.4
	160	3731.9	2.07×10^3	72.2	62.5

2 计算结果分析

从表 2 可以看出, 干燥装置进口处热风温度 t_1 越高, 烘干机组的节能效果越好。同样条件下, 脱 1kg 水, 它所需要的热耗量 q_r 和气耗量 I 最少, 干燥室的热效率 η 最高。这是因为干燥介质热风温度 t_1 越高, 其吸收水蒸气的能力越大。所以, 在考虑总体方案和确定指标时, 机组的脱水能力(即机组产量)和供给的总热量确定后, 在可能的条件下, 尽最大努力来提高干燥装置进口处热风温度 t_{10} 。

供给的总热量不变, 在干燥装置进口处, 有相

同的热风温度 t_1 情况下, 干燥装置出来的废气温度 t_2 越低, 节能的效果越好。而且就废气温度 t_2 的高低影响节能的效果敏感性来讲, 比干燥装置进口处热风温度 t_1 高。从表 2 可以看出, 干燥装置出来的废气 t_2 温度相同的情况下, 在干燥装置进口处热风温度 t_1 从 650 提高到 700, 或者从 600 提高到 650, 升高幅度 50, 热效率仅提高大约 1 个多百分点; 而在干燥装置进口处热风温度 t_1 相同的情况下, 干燥装置出来的废气温度 t_2 从 120 降到 100, 或者从 140 降到 120, 或者从 160 降到 140, 即降低幅度仅 20, 则热效率就提高大约 2~3 个百分点。

废气温度 t_2 不仅影响节能效果, 还影响烘干效果。据观察, 干燥装置的废气温度 t_2 是若干因素动态平衡后, 即是由干燥装置的进口处热风温度、供给的总热量、干燥装置的结构和运动状态、湿物料数量及其含水率、风量和风压及要求物料烘干的程度等因素达到动态平衡之后, 显示出来的 1 个参数 t_2 。在保证满足烘干机额定的技术指标的情况下, 干燥装置的废气温度 t_2 低, 节能效果更好。

在干燥过程中, 为保证干燥效果, 离开干燥室的废气温度 t_2 应高于其露点 t_{d0} 。若废气温度低于其露点, 则在干燥室尾部的物料不但不会被干燥, 反而被增湿。因此, 除应该知道干燥室的废气温度外, 还必须知道其露点温度。从本计算的方案中, 知道其露点温度 t_{d0} 均不超过 70。为保证主风机处废气温度也能略高于其露点温度, 干燥室的废气温度 t_2 能低到 100 左右是很理想的。

3 结束语

本计算中是以热空气作干燥介质, 与燃煤、燃油(气)所产生的同温度的炉气有两点不同: 其一, 炉气中的水蒸气除来自空气外, 还有一部分来自燃烧过程。炉气含湿量稍大于同温度的热风的含湿量; 其二, 炉气的成分与热风有所不同, 因而比热也有所不同, 比热及含湿量的不同, 又使焓值有所不同。尽管有以上两点不同, 但差别不大, 因为炉气是由烟气与外界低温空气混合而成, 所说的冷风比例很大, 其性质与热风非常接近, 本计算故亦能作以炉气为干燥介质分析时参考使用。

参考文献:

- [1] 潘永康. 现代干燥技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 1998.
- [2] 刘相东, 于才渊, 周德仁. 常用干燥设备及应用[M]. 北

- 京: 化学工业出版社, 2005.
- [3] 杜庆元. 青饲料快速烘干与干燥设备[J]. 畜牧机械, 1983, (4): 21-25.
- [4] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [5] 金国森. 干燥设备设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 1986.
- [6] 邵耀坚. 谷物干燥机的原理与构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [7] 候景裕. 93QH-300 型青饲料烘干机组计算设计, 1992.
- [8] 吴味隆, 等. 锅炉及锅炉房设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.
- [9] 徐永明, 等. 论牧草产业化发展[J]. 内蒙古农业科技, 2000, (6): 4-7.
- [10] 孙守琴, 等. 畜牧业清洁生产工程技术体系[J]. 内蒙古农业科技, 2004, (3): 24-26.
- [11] 刘晨光, 等. 我区饲草业的现状及其发展潜力[J]. 内蒙古农业科技, 2002, (专辑): 6-7.
- [12] 王 涛, 等. 发展人工牧草业促进农牧业可持续发展[J]. 内蒙古农业科技, 2003, (专辑): 8-10.
- [13] 李永义, 等. 解放思想更新观念大力发展农区畜牧业[J]. 内蒙古农业科技, 2002, (专辑): 8-10.
- [14] 张永清. 以产业化推动牧草发展[J]. 内蒙古农业科技, 2002, (专辑): 14-16, 29.