

气流干燥机的性能分析

郑国生

(上海水产大学, 200090)

摘要 采用计算机模拟的方法,系统地分析了各种操作参数对气流干燥机性能的影响,提出了对于给定的气流干燥机存在最佳风量和最佳喂入量的新观点,研究了最佳风量和最佳喂入量的相互关系以及它们与干燥机性能指标的关系。

关键词 气流干燥机,热风温度,风量,喂入量,模拟与分析

气流干燥是伴随气固流动的复杂传热传质过程,诸多操作参数和结构参数都直接地影响着干燥机的性能,这些因素相互影响形成了复杂的变化规律。长期以来,尽管人们已做了不少的试验研究[龟井三郎、桐荣良三,1952、1956;Debrand,1974;Jewell和Harper,1980;David等,1985]和理论探讨[Coggan,1971;Matsumoto和Pei,1984;David和Richard,1985;Kemp Bahu,1991]试图弄清干燥管内部的颗粒运动规律和传热传质规律。但这些研究结果还是初步的,迄今尚未发现有系统阐述气流干燥机性能的文献。这种状况不利于充分发挥气流干燥机的效能,有碍于机器的进一步推广使用。

本文将根据气流干燥的数学模型,采用计算机数值模拟的方法,系统地分析各种操作参数对气流干燥机性能的影响,旨在得出一些有价值的结论,供生产和设计人员参考。

1 数学模型

采用郑国生、曹崇文[1994]提出的数学模型,该模型主要由下述五个微分方程组成。

$$\text{热平衡方程} \quad \frac{dt_p}{dx} = \frac{ha(t_g - t_p) - [r + c_v(t_g - t_p)]aW}{G_p(c_p + c_w M)} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1)$$

式中, t_p 为物料温度($^{\circ}\text{C}$); x 为管长(m); h 为气固间的传热系数($\text{Jm}^{-2}\text{s}^{-1}\text{C}^{-1}$); t_g 为热空气温度($^{\circ}\text{C}$); r 为水的蒸发潜热(Jkg^{-1}); c_v 为水蒸汽的比热容($\text{Jkg}^{-1}\text{C}^{-1}$); a 为单位体积干燥管内颗粒的表面积(m^{-1}); W 为颗粒表面的蒸发速率($\text{kgs}^{-1}\text{m}^{-2}$); D 为管径(m); G_p 为物料喂入量(干物质, kgs^{-1}); c_p 为物料的干物质比热容($\text{Jkg}^{-1}\text{C}^{-1}$); c_w 为水的比热容($\text{Jkg}^{-1}\text{C}^{-1}$); M 为物料水分(干基)。

$$\text{热传递方程} \quad \frac{dt_g}{dx} = \frac{ha(t_g - t_p)}{G_g(c_g + Hc_v)} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad (2)$$

式中, G_g 为风量(干空气)(kgs^{-1}); c_g 为干空气比热容($\text{Jkg}^{-1}\text{C}^{-1}$); H 为热空气湿含量。

$$\text{质平均方程} \quad \frac{dH}{dx} = \frac{aW}{G_g} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3)$$

$$\text{干燥速率方程} \quad \frac{dM}{dx} = \frac{aW}{G_p} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad (4)$$

$$\text{颗粒动量方程} \quad \rho_p v_p \frac{dv_p}{dx} = F_g - F_p / (1 - \epsilon) \quad (5)$$

式中, ρ_p 为颗粒密度(kgm^{-3}), 对于湿物料 $\rho_p = \rho_d(1 + M)$; ρ_d 为颗粒密度(干物质, kgm^{-3}); v_p 为颗粒速度, (ms^{-1}); F_g 为气固阻力(Nm^{-3}); g 为重力加速度(ms^{-2}); F_p 为干燥管单位体积内颗粒与管壁间的摩擦力(Nm^{-3}); ϵ 为空隙率, $\epsilon = 1 - 4G_p / (\pi D^2 \rho_p v_p)$ 。颗粒向上运动时, $\rho_p g$ 取负号; 向下时取正号。

方程组的边界条件、参数、及求解方法详见文献[1]。

根据上述模型, 编制了直管式、脉冲管式和倒锥管式气流干燥机的模拟程序, 并对模拟结果进行了试验验证(郑国生, 1994)。

2 干燥机性能分析

为了分析操作参数对气流干燥机性能的影响规律, 不失一般性, 采用直接喂料的直管式气流干燥机作为分析例。物料参数、操作参数和结构参数基本参照桐荣良三[1965]提供的设计实例给出, 考察的性能指标为:

$$(1) \text{降水幅度} \quad \Delta M = M_0 - M_f \quad (6)$$

式中, ΔM 为降水幅度(干基)。 M_0, M_f 为物料的初始和干燥终了水分(干基)。

$$(2) \text{单位热耗(无排气余热回收)} \quad Y = \frac{G_g(c_g + c_v H_0)(t_{g0} - t_0)}{1000 G_p \Delta M}$$

式中, Y 为单位热耗($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{H}_2\text{O}$); H_0 为环境空气的湿含量, 数值上等于热空气的初始湿含量; t_{g0} 为热空气的初始温度(以下简称热风温度)($^{\circ}\text{C}$); t_0 为环境空气的温度($^{\circ}\text{C}$)。

$$(3) \text{干燥强度} \quad A = \frac{3600 G_p \Delta M}{L \pi D^2 / 4}$$

式中, A 为干燥强度($\text{kgH}_2\text{O} \cdot \text{hr}^{-1} \text{m}^{-3}$); L 为干燥管的总长度(m)。

本节将采用单因素模拟的方法, 研究热风温度、喂入量和风量对干燥机性能的影响, 并进一步探讨在最佳操作工况下的喂入量与风量之间的关系以及它们与性能指标的关系。这里采用的模拟试验条件如下: 物料为散粒体物料; 粒径 $d_p = 0.20 \text{mm}$; 颗粒密度 $\rho_p = 2.00 \times 10^3 \text{kgm}^{-3}$; 初始水分 $M_0 = 0.25$; 物料的初始温度 $t_{p0} = 20.0^{\circ}\text{C}, 40.0^{\circ}\text{C}$ (文中未特别指明的情况下, 采用的值为 20.0°C); 临界水分 $M_{cr} = 0.020$; 干燥管的直径 $D = 0.356 \text{m}$; 干燥管总长 $L = 11.9 \text{m}$; 热空气的初始湿含量 $H_0 = 0.025$ 。

2.1 热风温度的影响

典型的模拟结果如图1所示, 采用的喂入量为 0.667kgs^{-1} 、风量为 1.49kgs^{-1} 。

从图1中可以看出, 随热风温度的增加, 干燥强度和降水幅度呈直线迅速增大。热风温度为 150°C 时, 干燥强度和降水幅度约为 $180 \text{kgH}_2\text{O} \cdot \text{hr}^{-1} \text{m}^{-3}, 0.08$ (干基)。热风温度增加到 400°C 时, 干燥强度和降水幅度达 $500 \text{kgH}_2\text{O} \cdot \text{hr}^{-1} \text{m}^{-3}, 0.24$ (干基)。可见, 提高热风温度是增大干燥强度和降水幅度的有效办法。

在本例中, 单位热耗曲线以风温 360°C 为分界点, 形成了两种变化趋势。热风温度低于

(1) 郑国生, 1994. 酒精气流干燥的机理、模拟和试验研究, 北京农业工程大学学位论文。

360℃时,降水幅度小于0.23(干基),即终了水分大于临界水分,此时物料尚未进入降速干燥段。在该区,随着热风温度的提高,排气的热损失和预热物料的热损失占外界提供的总能量比例变小,从而使干燥机热效率提高、单位热耗下降。如图1所示,风温为150℃时,单位热耗为3600kJ·kg⁻¹H₂O,风温为360℃时,单位热耗下降为3200kJ·kg⁻¹H₂O,两者相差近10%。可见,对于表面水的物料,提高热风温度可使单位热耗有所下降,有利于提高干燥机的热效率;当热风温度高于360℃时,降水幅度大于0.23(干基),即终了水分小于临界水分,此时在气流干燥过程中已存在降速干燥段。这样,随着风温的提高,降水幅度增加,降速干燥段占干燥过程中整个干燥段的比例变大,抵消了表面水分蒸发时随热风温度的提高单位热耗下降这一效应,从而使整个干燥段的单位热耗反而有所上升。图1中单位热耗曲线末端的上翘部分就反映了这一规律。

众所周知,气流干燥主要应用于干燥表面水的物料,因此在多数情况下提高风温对于增大降水幅度,提高干燥强度和降低单位热耗都是有利的。对于具有较长降速干燥段的物料,提高风温虽然可以增大降水幅度,提高干燥强度,但也将使单位热耗增加。这在一个侧面上反映出气流干燥适合于大部分为表面水的物料,而不适合于具有较长降速干燥段的物料,这与我们的经验是一致的。

2.2 喂入量的影响

通过计算发现,物料初始温度不同,喂入量对于干燥机性能指标的影响有差异,为此本文将在其它条件相同,物料初始温度分别为20.0℃和40.0℃两种条件下,分析喂入量对气流干燥机性能的影响。采用的风量和热风温度为1.49kg s⁻¹、200℃。

图2显示了物料初始温度为40.0℃时的计算结果。

喂入量增加,气固换热面积增大,导致热风温度沿管长方向迅速下降,管道内气固平均温差减小,降水幅度降低。由图可见,喂入量为0.2kg s⁻¹时,降水幅度为0.23(干基),喂入量增加到1.5kg s⁻¹时,降水幅度降低到0.06(干基)。可见喂入量对降水幅度的影响是极其显著的。

单位热耗和干燥强度的变化大体可按低喂入量区和高喂入量区划分,对于本例可分为0.2~0.6kg s⁻¹和0.6~1.5kg s⁻¹两个区间。在低喂入量区,单位热耗较高,干燥机排气热损失较大,排气温度较高,热空气中的热量没有得到充分利用,当喂入量增加时,管道内的气固换热面积增大,换热量增加,从而使干燥强度迅速提高,单位热耗迅速下降。可见在低喂入量区,喂入量是影响干燥强度和单位热耗的主要因素,提高喂入量对于提高干燥强度、降低单位热耗是有利的。在高喂入量区,单位热耗较低,干燥机排气趋于饱和,没有多余的热量可供利用,因此即使大幅度增加喂入量,单位热耗和干燥强度几乎不会有明显的变化。

图3显示了物料初始温度为20.0℃时的计算结果。

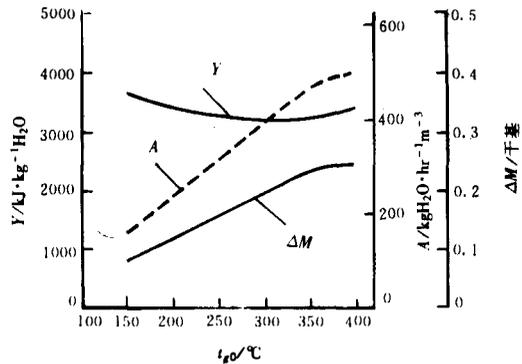


图1 热风温度对干燥机性能的影响

Fig.1 Effects of air temperature on the performance of dryer

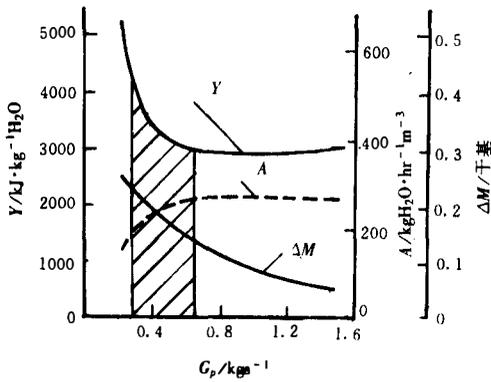


图2 喂入量对干燥机性能的影响
(原料温度为40.0°C)

Fig. 2 Effects of feedrate on the performance of dryer (Raw material temperature: 40.0°C)

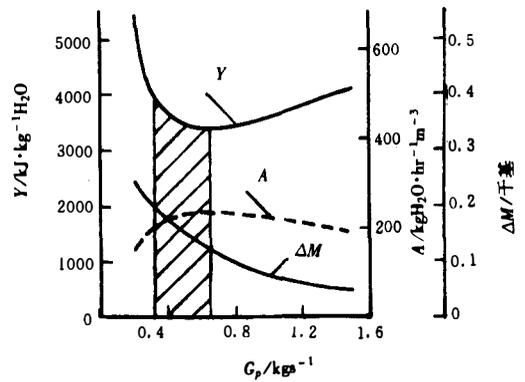


图3 喂入量对干燥机性能的影响
(原料温度为20.0°C)

Fig. 3 Effects of feedrate on the performance of dryer (Raw material temperature: 20.0°C)

由图3可以看出,本例与物料初始温度为40.0°C时相比,在高喂入量区的单位热耗曲线和干燥强度曲线随喂入量的变化趋势不同,上例中这两条曲线较平直,而在本例中则向下倾斜。这是因为喂入量较高时热空气中的热量几乎已经没有可供利用的部分,物料初始温度较低、喂入量增加时,预热损失势必较大,进一步加大喂入量将导致更多的热量用于加热物料上,减少了用于蒸发水分的热量,从而使单位热耗上升、干燥强度下降。由此可见,对于物料初始温度较低的情况,过大的喂入量不仅将使降水幅度过低,而且也会使单位热耗上升、干燥强度下降,对干燥机三个性能指标均无有利之处。

以上两例表明,在低喂入量区,增大喂入量虽然会降低降水幅度,但是可以迅速增大干燥强度、降低单位热耗,综合考虑,此时加大喂入量是合理的。相反,在高喂入量区加大喂入量则没有任何有利之处而言。可见,在其它条件不变的情况下,喂入量应适当选择,即存在一个最佳喂入量选择区。对于这里分析的两例,若要求单位热耗不超过4000kJ·kg⁻¹H₂O,喂入量的选择范围如图2和图3的阴影部分所示。

2.3 风量的影响

风量是影响干燥机性能的主要操作参数之一。物料初始温度不同,风量对干燥机性能指标的影响有差异。故此本文在物料初始温度分别为20.0°C和40.0°C两种条件下,分析了风量对干燥机性能指标的影响。采用的喂入量和热风温度为0.667kgs⁻¹、200°C。

图4和图5分别显示了物料初始温度为40.0°C和20.0°C时的计算结果由图可见,性能指标随风量的变化大体可按低风量区和高风量区来划分,对于本文分别为0.5~1.4kgs⁻¹和1.4~3.5kgs⁻¹两个区间。

在低风量区,由于热风所含的热量较少,热风温度沿管长方向下降得快,干燥管内气固间的平均温度差较低,增大风量将迅速提高气固间的平均温度差,使干燥强度和降水幅度提高较快。说明在这种情况下风量对干燥强度和降水幅度影响显著,提高风量对增大干燥强度和降水幅度极为有利。单位热耗因受到物料初始温度的影响,在低风量区呈不同的变化趋势。物料初始温度较高时,单位热耗随风量的变化不大,并保持较低的值。物料初始温度较低时,由于物料

预热量占热空气总热量的比例较大,增加风量将减少预热物料引起的相对热损失,使单位热耗迅速降低.可见,在低风量区适当地增加风量,对于提高干燥机的性能是有利的。

在高风量区,提高风量虽然可以提高干燥管内气固两相间的平均温度差,但是因物料在管道中的滞留时间缩短,使干燥强度和降水幅度变化幅度变小.正因为降水幅度和干燥强度随风量的上升而增加的较小,导致单位热耗几乎随风量的加大呈直线上升趋势,风量成为影响单位热耗的主要因素.所以,在高风量区应采用较小风量。

以上分析表明,在其它条件不变时,过高或过低的风量都是不利的,即存在一个最佳风量区.对于本文分析的情况,若要求单位热耗低于 $4000\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{H}_2\text{O}$,最佳风量区可取为图4和图5的阴影部分。

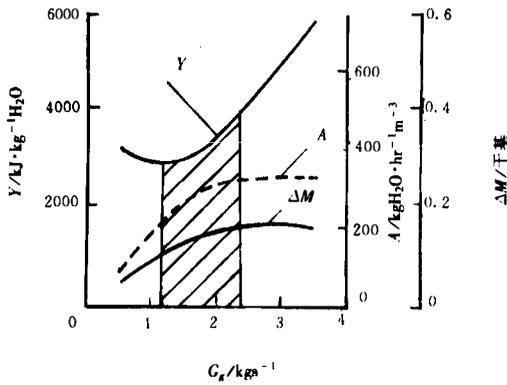


图4 风量对干燥机性能的影响
(原料温度为 40.0°C)

Fig. 4 Effects of airflow rate on the performance of dryer (Raw material temperature: 40.0°C)

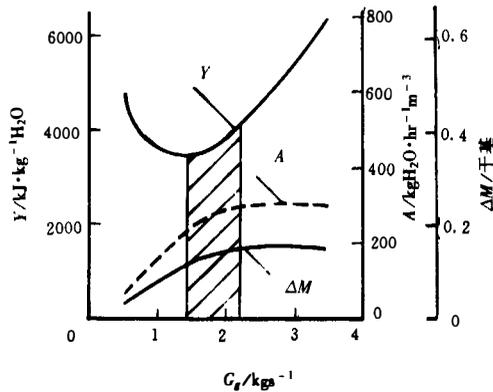


图5 风量对干燥机性能的影响
(原料温度为 20.0°C)

Fig. 5 Effects of airflow rate on the performance of dryer (Raw material temperature: 20.0°C)

2.4 最佳操作工况下参数间的相互关系

由前文的分析可知,风量作为变量时存在一个最佳风量区,喂入量作为变量时存在一个最佳喂入区.这实际上反映了在最佳操作工况下喂入量和风量呈一一对应关系.为了探讨最佳风量和最佳喂入量的相互关系以及它们与干燥机性能指标间的关系,本文预先设定最佳工况下的单位热耗为 $4000\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{H}_2\text{O}$,以风量作为变量,对相应的最佳喂入量和干燥机性能指标的变化进行分析.采用的热风温度为 200°C 。

图6显示了以上条件下的计算结果.由图可见,风量增加,相应的最佳喂入量增大、干燥强度提高、降水幅度下降,各参数几乎都随风量呈

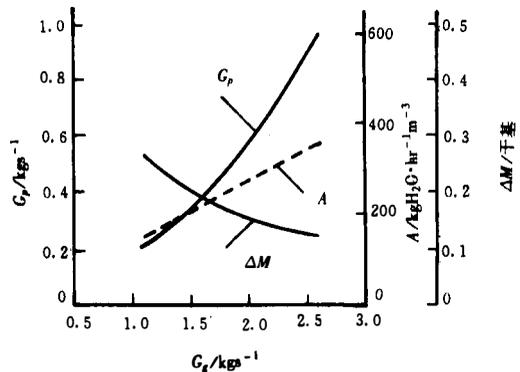


图6 最佳操作工况下各参数间的关系

Fig. 6 relation among parameters of the optimun operation conditions

线性变化。可见,在给定干燥机风温的条件下,若要求较高的干燥强度就必须增大喂入量和风量,若要求较高的降水幅度就必须减小喂入量和风量,但很难同时满足上述两种要求。换言之,在最佳工作状态下,喂入量和风量的选择除了与干燥机结构和物料参数有关之外,还受到对于干燥强度或降水幅度要求的制约。

3 结论

运用计算机模拟的方法,系统地分析了风温、风量、喂入量这些主要操作参数对干燥机性能的影响,并得出以下结论。

(1)热风温度对干燥强度和降水幅度影响显著,提高热风温度有利于提高干燥机的性能。

(2)喂入量对降水幅度影响显著,随喂入量增加降水幅度下降。喂入量对单位热耗和干燥强度的影响可按高、低喂入量区划分。在高喂入量区,进料温度较高时,喂入量对单位热耗和干燥强度影响不大;进料温度较低时,随喂入量增加单位热耗上升、干燥强度下降。在低喂入量区,喂入量对干燥强度和单位热耗影响显著,随喂入量增加干燥强度上升、单位热耗下降。

(3)不同风量区,风量对干燥机性能的影响不同。在高风量区,风量对单位热耗影响显著,随风量增加单位热耗增大,但是风量对干燥强度和降水幅度影响不大。在低风量区,风量对干燥强度和降水幅度影响显著,随风量增加降水幅度和干燥强度增大,进料温度较小时过低的风量将导致单位热耗过高。

(4)对于给定的气流干燥机,笔者提出了存在最佳风量和最佳喂入量的观点,分析了它们之间的关系以及它们同干燥机性能指标的关系。

本文承蒙中国农业大学曹崇文教授的悉心指导,在此深表感谢。

参 考 文 献

- [1] 郑国生、曹崇文,1994. 颗粒物料气流干燥的数学模型. 北京农业工程大学学报, 14(2):35-42.
- [2] 桐栗良三,1965. 干燥装置, 213-256. 日刊工業新聞社(東京).
- [3] 龜井三朗、桐栗良三,1952. 氣流乾燥法の研究(第一報). 化学機械, 19(6):14-20.
- [4] ——,1956. 各種材料に対する氣流乾燥の適用. 化学工学, 20(2):55-59.
- [5] Coggan, G. C., 1971. Innovation following computer studies in the design of drying plant. *J. Chem. Eng.*, (2):55-62.
- [6] David, R. and E. Richard, 1985. Particle velocities in pneumatic conveying dryers. In: Toei, R. (eds), *Drying '85*, 156-161. Hemisphere Pub. Corp., Washington.
- [7] Debrand, S., 1974. Heat transfer during a flash drying process. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop.*, 13(4):396-404
- [8] Jewell, J. N. and D. O. Harper, 1980. Pneumatic conveying drying of cut tobacco. In: Mujumdar, A. S. (eds), *Drying '80*, 174-179. Hemisphere Pub. Corp., Washington.
- [9] Kemp, I. C. and R. E. Bahu, 1991. Modelling pneumatic vertical conveying dryers, In: Mujumdar, A. S. (eds), *Drying '91*, 217-227. Elsevier Science Publishers, Amsterdam.
- [10] Matsumoto, S. and D. C. T. Pei., 1984. A mathematic analysis of pneumatic drying of grains-I, Constant drying rate. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 27(6):843-849.

PERFORMANCE ANALYSIS OF PNEUMATIC CONVEYING DRYER

Zheng Guo-sheng

(*Shanghai Fisheries University*, 200090)

ABSTRACT The effect of various drying parameters on the performance of pneumatic conveying dryer was systematically analyzed by means of a computer simulation. A new concept was suggested that there existed an optimum airflow rate and feedrate in a given pneumatic conveying dryer. The relation between optimum parameters and their influence on the performance of dryer was thoroughly investigated.

KEYWORDS pneumatic conveying dryer, air temperature, airflow rate, feedrate, computer simulation and analysis