

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2013.08.015

往复式单螺杆销钉挤出机往复运动传动机理 与混炼性能关系的研究

刘倩楠, 毕超

(北京化工大学机电工程学院, 北京 100029)

摘要: 对比了几种不同的往复式单螺杆销钉挤出机传动系统的传动机理, 并在此基础上设计其对应的混合元件。利用 Polyflow 软件对混合元件内物料的流动和混合过程进行了模拟, 分析了流场内的压力分布、剪切应力分布、物料停留时间和加工过程中物料经历的最大剪切应力。结果表明, 采用摇摆箱传动系统时, 流场内的剪切应力、温升和压力差较低, 而轮系传动系统可实现单次旋转多次往复驱动模式, 并且机械结构更具可靠性。

关键词: 往复式单螺杆销钉挤出机; 传动系统; 往复运动; 混炼特性; 摇摆箱; 轮系

中图分类号: TQ320.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2013)08-0066-06

Study of Drive Mechanism of Reciprocating Motion and Mixing Performance of Reciprocating Single Screw Pin-Barrel Extruder

Liu Qiannan, Bi Chao

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The transmission mechanisms of several different drive systems of reciprocating single screw pin-barrel extruder were compared. The screw elements which corresponded to the drive systems were designed based on the transmission mechanisms. The flow and mixing characters of the screw elements were studied by using a Polyflow finite element package. The pressure distribution, shear stress distribution, residence time and maximum shear stress which the materials experienced during the processing were analyzed. The results show that the shear stress, temperature rise and pressure gradient are slower under swinging drive than that under gear train drive. However the screw can reciprocate repeatedly while rotating once under gear train drive and the mechanical structure of gear train drive is more reliable than that of swinging drive.

Keywords: reciprocating single screw pin-barrel extruder; drive system; reciprocating motion; mixing performance; swing box; gear train

随着高分子材料科学的发展,对高分子材料连续混炼装备的技术升级提出了越来越严格的要求。往复式单螺杆销钉挤出机作为一种特殊的连续混炼装备,具有三低一高(低压力、低剪切、低温升和高混炼质量)的优势,特别适用于对温度和剪切较敏感的材料加工^[1]。关于往复式单螺杆销钉挤出机的研究,武停启等^[1]对往复式单螺杆销钉挤出机挤压系统的原理和设计要点进行了论述;王春芬等^[2]提出了采用参数化动态模拟检查往复式单螺杆销钉挤出机销钉和螺棱之间干涉的方法;M. Y. Lyu等^[3-6]研究了物料在往复式单螺杆销钉挤出机元件流场内的指标,可根据这些指标评价元件的混合性能。采用不同的传动方式,往复式单螺杆销钉挤出机螺杆的往复运动方程会存在一定差异,从而使螺杆对物料的混炼特性存在差别。笔者在对比3种不同传动

机构运动机理的基础上,分析了往复式单螺杆销钉挤出机采用摇摆箱传动系统和轮系传动系统时,混合元件的几何参数以及其对元件混炼特性的影响。

1 传动机构原理对比

1.1 摇摆箱传动系统

往复式单螺杆销钉挤出机的摇摆箱传动系统工作原理图如图1所示。电机的旋转运动通过齿轮1和齿轮2的啮合传递给输出轴,由于摇摆盘存在安装角度,螺杆旋转时,带动摇摆盘做偏心转动,同时由于摇摆杆的限位作用,使螺杆在旋转的同时做轴向往复运动^[7]。在图1中,C、A、K三点共线,BD可在块1中旋转,块1在BD方向没有滑动,O

联系人: 刘倩楠, 硕士, 主要从事聚合物加工过程数值模拟理论的研究

收稿日期: 2013-06-06

为摇摆杆的旋转中心。摇摆杆垂直于输出轴时,螺杆的位移为零,此时为螺杆的平衡位置。摇摆杆位于平衡位置右面时,往复行程为正值,相反为负值。

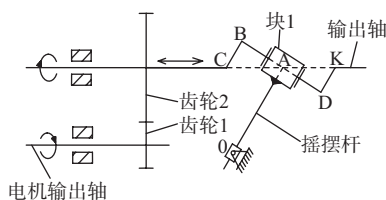


图1 摇摆箱传动系统工作原理图

为了研究螺杆的旋转运动与其往复运动之间的关系,将摇摆盘和摇摆杆进行简化,简化后的结构示意图如图2所示,其中, $BA \perp OA$, $AB \perp BC$, $BE \perp CA$, $OF \perp CA$ 。

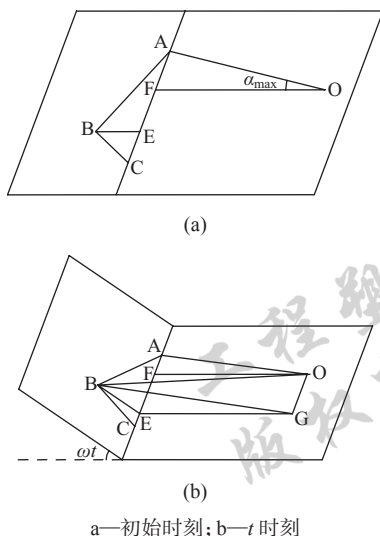


图2 摇摆箱简化结构示意图

假设初始时刻摇摆杆 OA 位于最右侧 (见图2a), 则 t 时刻螺杆的往复行程可表示为:

$$S = H \tan \alpha_{\max} \cos(\omega_1 t) \quad (1)$$

式中: S —— t 时刻螺杆的往复行程, mm;

H ——摇摆杆旋转中心与输出轴之间的距离 (OF 的长度), mm;

$\alpha_{\max}$ ——摇摆杆 OA 与 OF 夹角的最大值, $\alpha_{\max} = \angle BAC$, rad;

ω_1 ——输出轴转动的角速度, rad/s;

t ——时间, s。

令: $S_0 = H \tan \alpha_{\max}$

$$S = S_0 \cos(\omega t) \quad (2)$$

式中: S_0 ——螺杆的最大往复行程, mm。

当摇摆杆初始时刻位于最左侧时, 式(2)中的 ωt 变为 $\omega t + \pi$, 则:

$$S = -S_0 \cos(\omega t) \quad (3)$$

由式(1)、式(2)和式(3)可知, 摇摆箱只能实现输出轴旋转一次同时往复一次的运动, 往复行程的大小与摇摆杆旋转中心与输出轴之间的距离、摇摆盘的安装角度以及摇摆杆的位置有关。

摇摆箱传动系统中轮齿齿面存在着严重的磨损问题^[1]。由于摇摆箱存在安装角度, 加工和安装都需要很高的精度。因此, 一旦加工或安装出现误差, 螺杆的运动方程就会发生改变, 进而影响螺杆的运动轨迹。

1.2 轮系传动系统

轮系传动工作原理如图3所示^[8]。电机的回转运动通过齿轮1和齿轮2、齿轮3和齿轮4的啮合传递给轴2和输出轴。输出轴的回转运动通过锥齿轮5和锥齿轮6、锥齿轮5和锥齿轮7的啮合传递给竖直轴3和轴4, 然后通过偏心轮与连杆, 把轴3和4的回转运动转变为十字滑块的直线运动, 进而带动输出轴做直线往复运动^[8]。

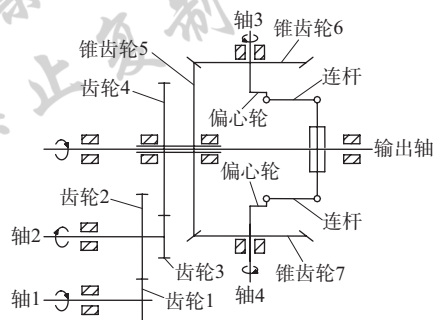


图3 轮系传动系统工作原理图

为了保证十字滑块的直线运动, 锥齿轮6和锥齿轮7的齿数应该相同^[8]。当锥齿轮5与锥齿轮6、锥齿轮7的齿数相同时, 直线运动的传动比与回转运动的传动比相同, 可以实现输出轴旋转一周的同时往复一次。在回转运动的传动比不变的条件下, 通过改变锥齿轮5与锥齿轮6、锥齿轮7的齿数比, 可以实现螺杆旋转一次同时往复多次的运动。

轴的旋转运动通过偏心轮的偏心运动转变为轴的往复运动, 偏心轮的偏心运动与曲柄滑块机构实现的运动相同, 可把偏心轮的偏心运动用曲柄滑块机构代替。图4为曲柄滑块机构 t 时刻的示意图。

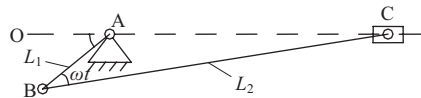


图4 曲柄滑块机构示意图

在图4中, 曲柄 AB 从 AO 位置开始逆时针旋转, 设定当 AC 的长度等于 L_2 时, 螺杆的往复行程

等于零。通过推导可得出螺杆的往复行程为:

$$S = -L_1 \cos(\omega t) + \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2(\omega_2 t)} - L_2 \quad (4)$$

式中: L_1 ——曲柄 AB 的长度, mm;

L_2 ——连杆 BC 的长度, mm;

ω_2 ——偏心轮的角速度, rad/s。

由式 (4) 可以看出, 螺杆的往复行程与 L_1, L_2 有关, 即与偏心轮的偏心距和拉杆的长度有关。通过改变偏心轮的偏心距与连杆的长度可获得螺杆的不同往复行程。采用摇摆箱传动和轮系传动得到的螺杆的往复运动有相同的运动规律。此外, 文献 [1] 中提出使用蜗轮蜗杆的啮合代替轮系中的锥齿轮啮合, 螺杆可以实现与上述轮系传动相同的运动。

与摇摆箱传动系统相比, 上述轮系传动系统也存在严重的轮齿齿面磨损问题。但与摇摆箱传动系统相比, 轮系的安装定位简单, 能确保螺杆的运动方程, 并可实现螺杆旋转一次同时往复多次的运动。

1.3 两个驱动的传动系统

F. Ronner 等^[9]提出两个动力源的传动方案, 分别控制输出轴 6 的旋转和轴向的往复移动, 如图 5 所示。电机 1 通过齿轮传动控制输出轴的回转运动。电机 2 的回转运动通过凸轮、调节阀、连杆等转变为输出轴的往复运动。

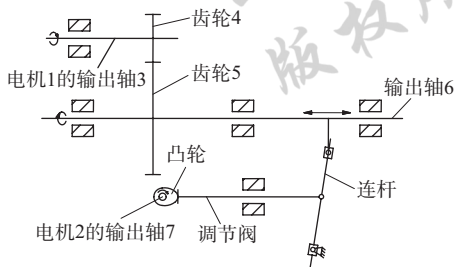


图 5 两个驱动的传动系统的工作原理图

采用两个电机作为动力源, 可以实现输出轴的旋转运动与轴向的往复移动相互独立, 只要改变两个电机的转速就可实现输出轴旋转一次同时往复任意次数的目的。但是, 即使采用相同型号的电机并同时启动, 也很难保证两电机能同步运行。由于凸轮与弹簧头之间为刚性接触, 在传动过程中的磨损相对较大, 使用时间较长后, 凸轮的轨迹会发生变化, 而影响输出轴轴向的运动轨迹。由于采用此传动系统时, 螺杆的运动轨迹与凸轮的半径有关, 只要改变凸轮半径就可实现不同的运动轨迹, 可分别实现摇摆箱传动和轮系传动下螺杆的运动轨迹。因此以后的分析中不再分析此传动系统下的混合元件及流场。

2 不同传动机构下混合元件的设计及流场对比

使用有限元数值模拟方法, 从压力分布、停留时间、剪切应力分布及最大剪切应力分布等方面, 对比摇摆箱传动系统和轮系传动系统下往复单螺杆销钉挤出机的混炼特性。

2.1 几何模型

假设螺杆固定不动, 机筒旋转的同时做轴向往复移动。初始时刻, 螺杆处于靠近出口一侧的最大行程位置, 由式 (3) 和式 (4) 推导出销钉的往复行程。

用摇摆箱传动时, 销钉的往复行程为:

$$S' = S_0 \cos(\omega_1 t) \quad (5)$$

用轮系传动时, 销钉的往复行程为:

$$S' = L_1 \cos(\omega t) - \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2(\omega_2 t)} + L_2 \quad (6)$$

式中: S' —— t 时刻销钉的往复行程, mm。

表 1 为传动系统及螺杆的几何参数。在销钉往复运动方程的基础上, 绘制销钉的运动轨迹, 如图 6 所示, 根据螺棱迎风端与销钉保持最小均匀间隙的原则, 设计的螺棱二维展开图如图 6 所示。两种传动方式下, 机筒上的销钉排列相同。

表 1 传动系统及螺杆几何参数

项目	摇摆箱传动系统	轮系传动系统
螺杆直径 D / mm	45	45
S_0 / mm	3.375	
L_1 / mm		3.375
L_2 / mm		5
螺棱宽度 / mm	3	3
螺棱导程 / mm	16.1	15.7
螺棱有效长度 a, b 之和 / mm	45.3	52.3
相邻螺棱间周向间隙 d / mm	2.1	0
销钉直径 / mm	4	4
销钉间距 c / mm	13.5	13.5

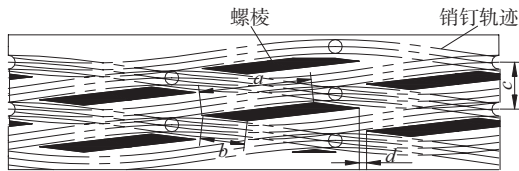


图 6 销钉轨迹和螺棱二维展开图

2.2 网格划分及边界条件

运用 Gambit 软件对设计的混合元件及其流场进行网格划分, 螺棱采用三角形网格划分, 流场采用四边形网格划分, 销钉周围给定边界层, 混合元件螺棱的网格划分如图 7 所示, 流场的网格划分及流场区域的边界设定如图 8 所示, 其中, 边界 1 给定入口流量为 10 kg/h; 边界 2 为周期性边界入口; 边界 3 为出口, 压力为零; 边界 4 为周期性边界出口; 边界 5 为销钉边界, 法向速度和切向速度均为零。



图7 混合元件螺棱的网格划分

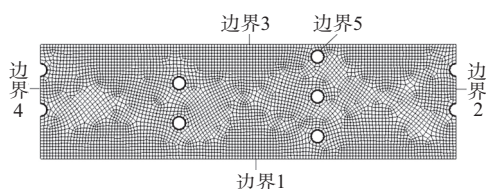


图8 流场的网格划分及流场区域的边界设定

由于往复式单螺杆销钉挤出机用于加工高分子材料,在有限元流场计算中,假定物料的黏度满足Bird-Carreau模型^[10]:

$$\eta = \eta_{\infty} + (\eta_0 - \eta_{\infty})(1 + \lambda^2 \dot{\gamma}^2)^{\frac{n-1}{2}} \quad (7)$$

式中: η_{∞} ——无穷剪切黏度, $\eta_{\infty}=100 \text{ Pa} \cdot \text{s}$;

η_0 ——零切黏度, $\eta_0=10000 \text{ Pa} \cdot \text{s}$;

λ ——松弛时间, $\lambda=0.5 \text{ s}$;

n ——幂律指数, $n=0.4$;

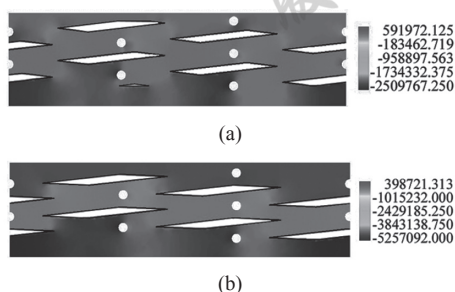
η ——物料黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

$\dot{\gamma}$ ——物料剪切速率, s^{-1} 。

2.3 混合性能对比

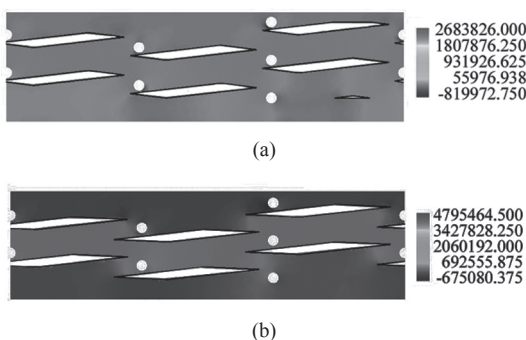
(1) 压力分布。

图9、图10分别为混合元件向上、向下运动时流场内的压力分布情况。



a—摇摆箱传动系统;b—轮系传动系统

图9 混合元件向上运动时流场内的压力分布情况



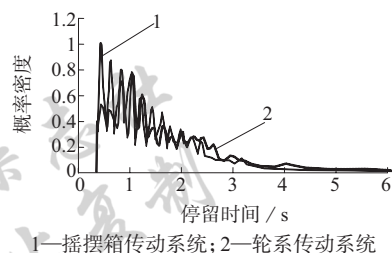
a—摇摆箱传动系统;b—轮系传动系统

图10 混合元件向下运动时流场内的压力分布情况

由图9和图10可知,当螺棱向上移动时,流场内出口处的压力高于入口处的压力;当螺棱向下运动时,流场内进口处的压力高于出口处的压力。说明流场内压力的分布与螺棱的运动方向有关。不管混合元件向上运动还是向下运动,轮系传动系统对应的混合元件流场内压力分布的差值较大,说明此种混合元件的建压能力较好。这主要是因为采用轮系传动系统时,对应的混合元件的有效长度长,螺棱对流体的推动作用增加,而且相邻两个螺棱之间的周向间隙为零,流体的漏流现象减小,从而使压力差值增大。

(2) 停留时间。

图11为停留时间的概率密度分布。



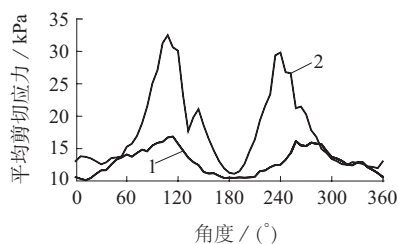
1—摇摆箱传动系统;2—轮系传动系统

图11 停留时间的概率密度分布

由图11可知,两种传动模式下物料在混合元件内的停留时间分布存在一定差异。采用轮系传动系统,物料的停留时间分布稍靠右,并且曲线尾部的概率密度较大,说明有停留时间较长的物料占比较大。统计结果表明,采用摇摆箱传动系统,物料在混合元件内的平均停留时间(1.55 s)比轮系传动系统(2.04 s)短24.02%,停留时间的分布方差(1.93 s²)比轮系传动系统(3.77 s²)小48.81%。这主要与螺棱的几何形状密切相关,由表1可知,采用轮系传动系统时,混合元件螺棱的导程较小,且相邻螺棱间周向间隙为零,有利于物料的输送,减少物料的轴向反流。

(3) 剪切应力分布。

图12给出了两种传动系统下,流场内平均剪切应力随螺杆转动的变化曲线。

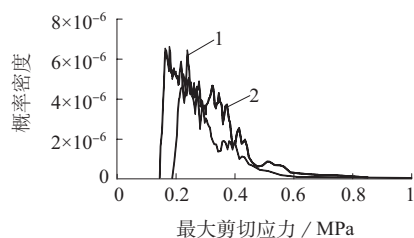


1—摇摆箱传动系统;2—轮系传动系统

图12 流场内平均剪切应力随螺杆转动的变化曲线

由图 12 可知,在两种传动系统下,流场内的平均剪切应力随着螺杆的旋转呈周期性变化。与摇摆箱传动系统相比,采用轮系传动系统时,流场内的平均剪切应力一直较大,说明此种方案下,整个流场内的剪切应力处于较高的水平。

图 13 给出了两种传动系统下,物料在混合元件内经历的最大剪切应力概率密度分布。

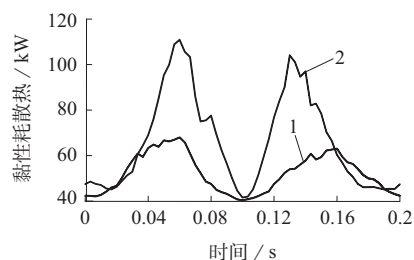


1—摇摆箱传动系统; 2—轮系传动系统

图 13 最大剪切应力的概率密度分布

由图 13 可知,采用轮系传动系统时,物料经历的最大剪切应力的分布曲线靠右。统计结果表明,采用轮系传动系统时,最大剪切应力的平均值 (348 831.91 MPa) 比摇摆箱传动系统 (271 860.34 MPa) 大 22.07%。说明采用轮系传动系统作为传动系统时,物料在其混合元件内经历高剪切区的概率较大。由于混合元件的设计原则,使得销钉与螺棱相互作用过程中,销钉与螺棱的接触长度为螺棱有效长度 a , b 之和。采用轮系传动系统作为传动系统时,其混合元件的螺棱有效长度 a , b 之和比摇摆箱传动系统对应的长,所以,在相同时间内,轮系传动系统作为传动系统时,螺棱和销钉的接触时间较长,而高剪切区又发生在螺棱与销钉的间隙处,使物料经历高剪切区的概率增加。

图 14 给出了两种传动系统下,物料在螺绞元件内经历的黏性耗散热随时间的变化曲线。



1——摇摆箱传动系统; 2——轮系传动系统

图 14 黏性耗散热随时间的变化曲线

由图 14 可知,物料的黏性耗散热随着螺杆的旋转呈周期性变化。采用轮系传动系统时,加工过程中物料的黏性生热较大。物料的黏性生热与加工过程中物料经历的剪切应力密切相关。物料经历的剪

切应力越大,其黏性耗散热越大。

3 结语

通过对比分析往复式单螺杆销钉挤出机的传动系统原理,得到了摇摆箱传动系统和曲柄滑块传动系统下的螺杆运动方程,并利用有限元方法分析了两种传动系统下,混合元件的加工特性。结果表明,当机筒上的销钉排列相同,且均按照螺棱迎风端与销钉保持最小均匀间隙原则设计准则设计混合元件时,采用两种传动系统设计的混合元件在几何参数和混合性能上均存在差别。与轮系传动系统相比,虽然采用摇摆箱传动方案得到的混合元件螺棱的有效长度较短、螺棱导程较大、建压能力较差、物料的停留时间较短、物料所经历的剪切应力较小且黏性耗散较低,但在获得相同混炼效果下,使用摇摆箱传动系统有利于实现更低的剪切应力、温升和压力分布,有利于加工热敏性材料。相对于结构较简单的摇摆箱传动系统,轮系传动系统可实现单次旋转多次往复驱动模式,并且与摇摆箱传动系统相比,机械结构更具可靠性。因此,可根据加工需要选择不同的传动系统。

参考文献

- [1] 武停启,江波,王春芬. 往复式销钉螺杆挤出机设计原理[J]. 中国塑料,2002,16(1):70-73.
Wu Tingqi, Jiang Bo, Wang Chunfen. Design principle of a reciprocating pin screw extruder[J]. China Plastics, 2002, 16(1):70-73.
- [2] 王春芬,许谢华,江波,等. 往复式销钉螺杆挤出机的设计与动态模拟[J]. 塑料工业,2002,30(4):29-32.
Wang Chunfen, Xu Shuhua, Jiang Bo, et al. Design and dynamic simulation of reciprocating screw extruder[J]. China Plastics Industry, 2002, 30(4):29-32.
- [3] Lyu M Y, White J L. Modelling of a viscous non-newtonian polymer melt in a list / buss kneader and comparison to experiment[J]. International Polymer Processing, 1996, 11(3):208-221.
- [4] Lyu M Y, White J L. Non-isothermal non-newtonian analysis of flow in a modular list / buss kneader[J]. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 1997, 16(16):1 445-1 460.
- [5] Lyu M Y, White J L. Residence time distributions and basic studies of flow and melting in a modular buss kneader[J]. Polymer Engineering and Science, 1998, 38(9):1 366-1 377.
- [6] Hoppe S, Detrez C, Pla F. Modeling of a cokneader for the manufacturing of composite materials having absorbent properties at ultra-high-frequency waves. Part 1: Modeling of flow from residence time distribution investigations[J]. Polymer Engineering and Science, 2002, 42(4):771-780.

- [7] 毕超. 往复式单螺杆销钉挤出机设计原理及混炼机理研究 [D]. 北京化工大学, 2008.
- Bi Chao. Study of the design principle and mixing mechanism of the reciprocating single screw pin-barrel extruder[D]. Beijing University of Chemical Technology, 2008.
- [8] 王番平. Buss 连续混捏机 G160D 减速机修理方法的研究 [J]. 有色设备, 2009(1):55-58.
- Wang Fanping. Study on the repair method for G160D reducer in

buss continuous mixer[J]. Non-Ferrous Metallurgical Equipment, 2009(1):55-58.

- [9] Ronner F, Sutter F. Mixing and kneading device:US, 3618903[P].1971-11-09.
- [10] Connolly R K, Kokini J L. Examination of the mixing ability of single and twin screw mixers using 2D finite element method simulation with particle tracking[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 79(3):956-969.

2013 年 7 月份塑料市场点评

中国人民银行 7 月 19 日公布,经国务院批准,中国人民银行决定,自 2013 年 7 月 20 日起全面放开金融机构贷款利率管制。此项措施能否扭转国内资金错配的局面,短期内还不是很乐观。虽然全面放开贷款利率管制后,金融机构与客户协商定价的空间将进一步扩大,有利于促进金融机构采取差异化的定价策略,降低企业融资成本,但贷款利率下限放开,仍会吸引优质企业从债券融资转向下浮的信贷融资,对中小企业信贷融资构成挤压,提高中小企业融资成本。开放贷款利率管制,也意味着此前均衡被打破,可能会导致新的不确定性。所以,需对该事件对市场造成的影响还是持谨慎态度。

表 1 2013 年 7 月份塑料市场涨跌榜

产品	月初价格 / (元·t ⁻¹)	月末价格 / (元·t ⁻¹)	涨跌幅 /%	
通用塑料	薄膜级 PE-LD	11 550	11 800	2.16
	拉丝级 PP	10 700	10 800	0.93
	注塑级 PP	11 150	11 250	0.90
	注塑级 PE-HD	11 350	11 150	-1.76
	拉丝级 PE-HD	11 300	11 400	0.88
	薄膜级 PE-LLD	10 600	10 950	3.30
	电石法 5 型 PVC	6 602	6 840	3.61
	ABS	14 300	14 450	1.05
PS	13 250	13 900	4.91	
工程塑料	PA66	23 000	22 900	-0.43
	PMMA CM205	16 900	16 650	-1.48
	PA6	19 800	19 000	-4.21
	PC1100	18 000	17 500	-2.78
	POM M90	9 800	10 000	2.04
	PET	9 500	9 900	4.21

1 PVC

进入 7 月份,虽然 PVC 生产企业开工数量较 6 月份有所提高,但供应紧张的局面仍未得到有效缓解,而原料电石价格的触底反弹进一步推升 PVC 企业报价持续走高。与此同时,考虑到收益最大化, PVC 生产企业依然不愿意大量往华东、华南发货;而出厂价格的持续上涨,导致贸易商采购成本连续走高,惜售明显,补仓更为谨慎,出货报价节节攀高。据悉,一些大型贸易商库存寥寥,甚至出现无货可卖或是四处搬货销售的境况。当前电石法 PVC 价格已经创 2012 年以来的新高,截止收盘,国内电石法市场均价为 6 840 元 / t,

较月初上涨 3.61%。

2 聚烯烃

7 月份聚烯烃市场整体分为两个阶段,上旬多数品种的小幅试探上扬行情及下旬多数品种涨跌两难而个别品种小幅走跌的行情。上旬油价震荡上行成为生产企业调涨出厂价的主要支撑动力,市场报价顺势跟涨。由于原料价格的上涨令经销商成交阻力与日俱增,且下游工厂成品库存积压现象较多,下旬多数品种开始陷入涨跌两难行情。聚烯烃月末多数品种价格要高于月初价格,其中薄膜级 PE-LLD 涨幅最高在 3.3%,薄膜级 PE-LD 涨幅在 2.16%。聚丙烯品种涨幅相对较小,其中拉丝级 PP 涨幅在 0.93%,注塑级 PP 涨幅在 0.9%。

3 PA66

7 月份 PA66 市场国产料先扬后抑,疲弱之势难有实质性改善;进口料以震荡整理为主。国产料方面,受 6 月末国内厂家上调报价提振,月初市场拉涨气氛较浓,中间商纷纷上调报价,涨幅在 200~300 元 / t,神马 EPR27 报盘在 23 000~23 200 元 / t。但好景不长,拉涨仅维持一周左右,下游用户对高价货源较为排斥,高价多无人问津。长期销量不佳,中间商方面库存压力已较大,商家急于出货,多随行就市,价格继而回落求稳。截止目前,华东市场神马 EPR27 价格在 22 800~23 000 元 / t。进口料华东市场以持稳为主,华南地区首诺 PA66 现货供应紧张,价格上行明显,涨幅均在 1 000 元 / t 左右,21SPC 不含税至 24 600 元 / t,50BWFS 不含税至 23 500 元 / t,用户接受度不佳。下游改性方面,据卓创调研 PA 下游改性工厂 7 月份开工率变化不大,多数工厂维持在 60% 左右,夏季本是需求淡季,加之部分地区限电,下游工厂情况不乐观。订单量仍靠老客户维持,经济方面,整体疲弱对制造业形成抑制,新增订单难度大。PA66 后市的基本面变动空间有限,预计下月市场持稳整理。

(卓创资讯)

山东鲁燕研发出聚乙烯开口母粒

山东鲁燕色母粒有限公司根据聚烯烃塑料加工时易粘连的特点,研发生产出聚乙烯开口母粒。使用该产品后,能在塑料制品表面形成一种微观凹凸形结构,可有效降低制品表面的粘连效果,且不影响薄膜的热合性能、产品透明度及印刷效果,产品深受用户好评。

(工程塑料网)