

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2015.11.015

发电机过滤器主体热流道模具的侧抽芯机构设计与计算^{*}

汪菊英¹, 邹盛²

(1. 广州工程技术职业学院机电工程系, 广州 510027; 2. 东莞市东运模具有限公司, 广东东莞 523570)

摘要: 根据发电机过滤器主体的结构特点和性能要求, 完成模具总体结构设计。由于产品结构复杂, 综合运用了齿轮齿条、斜导柱斜滑块、液压缸、斜顶等多种侧抽芯机构, 以实现内外侧抽芯、长距离侧抽芯等结构要求。重点介绍了侧抽芯机构的合理选用及设计计算。经生产验证, 模具结构稳定、安全, 部分侧抽芯结构采用了油缸马达等外接机构做动力源, 减少了机械摩擦, 增加了抽芯机构的寿命。

关键词: 发电机过滤器主体; 斜导柱; 液压油缸; 侧抽芯机构

中图分类号: TQ320.66 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2015)11-0063-05

Side Core-Drawing Mechanism Design and Calculation of Generator Filter Main Body

Wang Juying¹, Zou Sheng²

(1. Guangzhou Institute of Technology, Department of Mechanical and Electrical Engineering, Guangzhou 510027, China;

2. Dongguan Dongyun mould Co.Ltd., Dongguan 523570, China)

Abstract: According to the structure characteristics and performance requirement of generator filter main body, the total mold structure was designed. Because of complex structure, the gear and rack, slanting guiding pole core-drawing, hydro-cylinder, and slanting top were used in mold structure to perform inner and outer side core-drawing and long distance side core pulling. The reasonable selection and design calculation were introduced in detail. Practice show that the die structure is stable and safety. By using the external dynamic source for part of the core pulling structure, the mechanical friction is not only reduced but the service time of core pulling mechanism is prolonged.

Keywords: generator filter main body; bevel pillar; hydrocylinder; side core-drawing mechanism

优质的过滤器是保证发电机正常运行的重要部件, 主要用于混合过滤油料里的杂质, 保证清洁的空气进入发电机, 使燃烧更充分和使空气系统通畅。笔者根据发电机过滤器主体的结构特点和性能要求, 完成模具总体结构设计。由于产品结构复杂, 综合运用了齿轮齿条、斜导柱斜滑块、斜顶等多种侧抽芯机构, 以实现内外侧抽芯、长距离侧抽芯等要求。笔者介绍了侧抽芯机构的合理选用及设计计算。

1 产品结构分析

该发电机过滤器塑料件具有一定的强度与硬度, 不允许有裂纹和变形缺陷; 塑料件平均壁厚为 3 mm, 外形尺寸较大; 塑料件材料为尼龙 66(PA66)/GF30, 成型性能良好, 成型收缩率为 0.6%; 塑料件平均脱模斜度为 0.5°。产品结构见图 1 所示。

2 模具总体结构

采用热流道模具结构, 选用平浇式气动针阀式热嘴(V型)。模具结构总图见图 2。定模采用整体式, 动模选用局部镶嵌式结构。在动定模上分别设置了 4 条冷却水道进行冷却。为防止溢料,

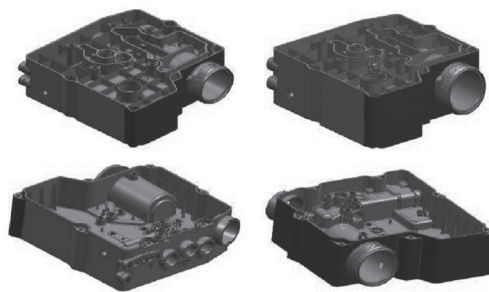


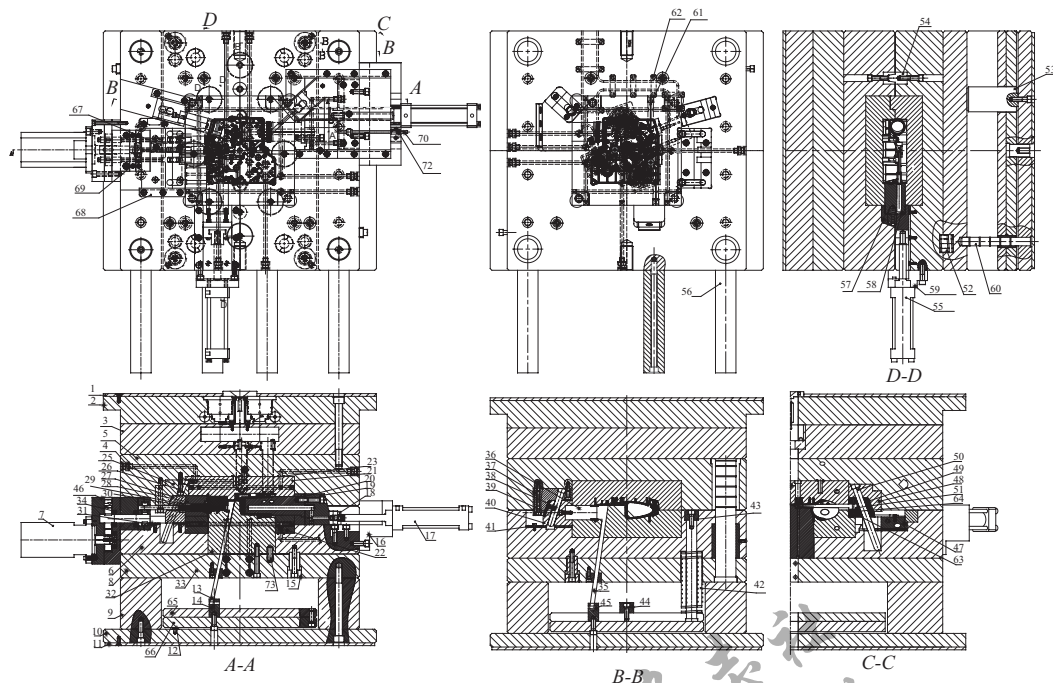
图 1 产品结构图

在动模板上开设了深浅不一的排气槽, 浅排气槽宽度为 3 mm, 深度为 0.015 mm, 深排气槽宽度为 5 mm, 深度为 0.5 mm。布置 11 根 Ø8 mm 和 9 根 Ø12 mm 的顶针顶出塑料件。由于产品为方形壳体, 为防止其在顶杆顶出过程中包紧型芯, 造成顶出痕迹, 增加推件板辅助推出。采用 7 组滑块, 分别用斜导柱、斜顶和液压分别带动滑块运动, 实现不同抽拔距侧抽芯的要求。

^{*} 广州市高等学校第六批教育教学改革项目

联系人: 汪菊英, 副教授, 主要从事材料成型加工方面的研究

收稿日期: 2015-08-27



- 1—定模隔热板;2—定模座板;3—水口板;4—冷却水接头;5—定模固定板;6—动模固定板;7—马达;8—托板;9—方铁;10—动模座板;
11—动模隔热板;12—垃圾钉;13,35—斜顶;14,45—斜顶座;15—限位套;16,59—油缸座;17,55—油缸;18—连接器;19,27,28,40,47,57,
63—滑块;20,51—滑块镶件;21—前模仁;22—推件板;23—胶圈;24—定位圈;25,37,48—行位楔紧块;26,38,50—斜导柱;29—黄铜螺牙套;
30—螺纹镶件;31,38,41,49—耐磨片;32—后模仁;33—管位块;34—轴承;36—后模滑块镶件;42,52—弹簧;43—橡胶套;
44—限位块;46—马达座;53—支撑柱;54—圆形边锁;56—模脚;58—镶件;60—顶针板导柱;61—隔水片;62—压线块;
65—顶针面板;66—顶针底板;67—导轨;68—压条;69—管位套;70—开关撞块;71—行程开关连杆;72—行程开关;73—锁模片

图2 模具总体结构

3 侧抽芯机构的选用及设计计算

通过塑料件结构的综合分析,塑料件的斜导柱斜滑块等侧抽芯机构较多(见图3),为降低模具结构的复杂程度,将所有斜滑块都设置在动模上。

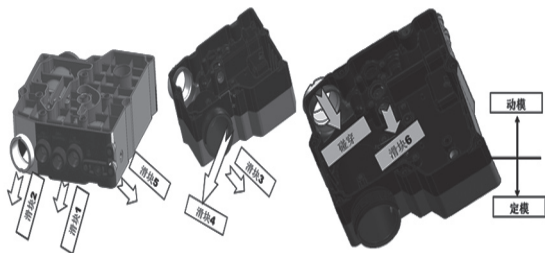


图3 滑块位置及数量

表1 各滑块的抽拔距及抽芯形式 mm

项目	滑块1	滑块2	滑块3	滑块4	滑块5	滑块6	滑块7
抽拔距	61	20	120	50	100	11.5 (取12.5)	3.82 (取8)
抽芯形式	二级侧抽芯*	斜导柱	液压	斜导柱	液压	斜顶	斜顶

*注:齿轮组+斜导柱

3.1 滑块1的结构计算^[1-3]

滑块1的抽拔运动由二级侧抽芯组成,第一级

为3个螺纹的旋转抽芯,螺纹规格为:MJB18×3-6H,抽拔距为16 mm,螺距3 mm,采用液压马达带动齿轮组脱出螺纹;第二级为滑块整体抽芯,抽拔距为45 mm,采用双斜导柱机动侧抽机构。

滑块1总的抽拔距 $S_{抽}=16+45=61$ (mm)。

(1) 第一级抽拔力的计算。

由于三个螺纹均属于薄壁圆筒型脱模情况,脱模力的计算公式如下:

$$F_c = 10Kf\alpha E(T_f - T_j)t \cdot h \quad (1)$$

式中: F_c —脱模力, N;

K —脱模斜度系数, $K \approx 0.9749$;

f_c —脱模系数, $f_c=0.4$;

α —塑料的线膨胀系数 $1/^\circ\text{C}$, $\alpha=2.5 \times 10^{-5}$;

E —在脱模温度下塑料的拉伸弹性模量;

T_f —塑料熔体温度, $T_f=270^\circ\text{C}$;

T_j —脱模时塑料件温度, $T_j=170^\circ\text{C}$;

t —塑料件的壁厚, $t=3$ mm;

h —型芯脱模方向的高度, $h_1=h_2=16$ mm。

经计算得,单个螺纹的脱模力为 $F_c=4679.52$ N

总的脱模力为 $F_{c\text{总}}=3F_c=14\,038.56\text{ N}$

(2) 马达的选择。

旋转脱模所需的扭矩 $M_{\min}$ 为:

$$M_{\min} = \frac{4\pi E S r^2}{t\theta \cos \lambda} \Psi \quad (2)$$

式中: E 为塑料的拉伸弹性模量, 此处为 10^4 MPa ; S 为塑料的平均收缩率, 此处值为 0.6% ; r 为螺纹型芯中半径, mm ; L 为塑料件包容型芯的长度, mm ; f 为塑料对钢的摩擦系数, 取 0.2 ; t 为螺距, mm ; λ 为螺纹升角, $^\circ$; θ 为螺纹塑料件无量纲特征因素, $\theta_1=6.7$, $\theta_2=5.3$; μ 为塑料泊松比, $\mu=0.45$; Ψ 为螺纹形状因子, 普通螺纹 $\Psi=1.732$; h 为螺纹型环工作高度, $h=1.5\text{ mm}$; α 为螺牙半角, 此处为 30° 。因第一级为 3 个螺纹的旋转抽芯, 其中两个螺纹的扭矩为 M_1 , 一个螺纹的扭矩为 M_2 。

经计算, 得:

$$M_{1\min} = \frac{4\pi E S r^2 L f}{t\theta \cos \lambda} \cdot \Psi = \frac{4\pi \times 10^4 \times 0.6 \times 10^2 \times 16 \times 0.2}{6 \times 6.7 \times \cos 1.15^\circ} \times 1.732 \approx 103.9 (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$M_{2\min} = \frac{4\pi E S r^2 L f}{t\theta \cos \lambda} \cdot \Psi = \frac{4\pi \times 10^4 \times 0.6 \times 9.25^2 \times 16 \times 0.2}{6 \times 5.3 \times \cos 1.15^\circ} \times 1.732 \approx 112.5 (\text{N} \cdot \text{m})$$

即 $M_{\text{总}}=2 \times M_{1\min}+M_{2\min}=320.3 (\text{N} \cdot \text{m})$

旋出螺纹型芯所需实际扭矩 M_{cn} 为:

$$M_{\text{cn}} \approx (1.12 \sim 1.30) M_{\text{总}} = 384.4 (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (3)$$

旋转脱模所需功率 N 为:

$$N = \frac{M_{\text{cn}} \cdot n_2}{9470i} = 7.1 \text{ kW} \quad (4)$$

式中 n_2 为螺纹型环旋转转速, r/min 。

依据螺纹型环包容型芯的长度 L 和螺距 S , 按每 2 s 完成一次旋转脱模计算, 螺纹型环的转速大约为 3 r/s , 即齿轮转速 n_2 应在 180 r/min , 传动比 $i=1$ 。

根据计算数据选择排量为 315 的 BM1 摆线液压马达。齿轮组的齿数选择主要依据模具结构允许的外形尺寸及中心距等, 本模具选择 $Z=31$ 作为主动轮及从动轮齿数, 为改善传动条件, 增加轴承使静摩擦变为滚动摩擦, 选择型号 6005 GB/T 276 的深沟球轴承, 满足模具传动要求。齿轮组及滑块 1 侧抽芯结构见图 4。

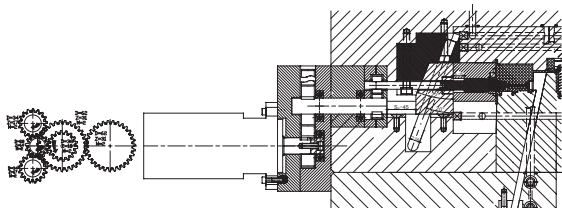


图 4 齿轮组及滑块 1 侧抽芯结构

(3) 第二级抽拔力的计算。

第二级采用斜导柱侧抽芯机构, 抽拔力 (Q) 的计算公式为:

$$Q_1 = F_{\text{脱}} \approx p s f \cos \alpha \quad (5)$$

式中: p 为单位面积包紧力, 一般取 $8 \sim 20\text{ MPa}$, 此处取 14 MPa ; s 为塑料包紧型芯的侧面积, cm ; f 为塑料与钢材的摩擦因数, 取 0.2 。

经计算, 得 $Q_1=121.38\text{ N}$ 。由于采用两根斜导柱, 每根斜导柱所承受的抽拔力为 $Q=Q_1/2=60.7\text{ N}$ 。

(4) 斜导柱弯曲力的计算。

该侧型芯的抽拔方向与开模方向垂直, 滑块的弯曲应力计算公式为:

$$P = \frac{Q \cdot \cos \phi^2}{\cos(\alpha + 2\phi)} \quad (6)$$

式中: P 为斜导柱所受的弯曲应力, N ; f 为钢材之间的摩擦因数, 一般取 0.15 ; ϕ 为摩擦角, $\phi=\arctan f$, 由此可算出 $\phi=\arctan f=\arctan 0.15=8.53^\circ$ 。

经计算, 可得 $P=73.477\text{ kN}$ 。

(5) 斜导柱的截面尺寸确定。

斜导柱直径计算公式为:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot L}{0.1[\sigma]}} \quad (7)$$

式中: P 为斜导柱弯曲力, kN ; $[\sigma]$ 为许用弯曲应力, 碳钢为 137.2 MPa ; $L=S/\sin \alpha$, S 为开模行程, α 为斜导柱角度, 此处取 20° , 由此可得 $L=45/\sin(20^\circ)=131.6\text{ mm}$ 。

经计算, 可得 $d=9\text{ mm}$ 。考虑到滑块体型较大, 为保证运动平衡, 取标准尺寸 $d=16\text{ mm}$ 。

(6) 斜导柱各段长度计算。

斜导柱长度计算公式为:

$$L = \frac{D-d}{2} t \tan \alpha + \frac{H}{\cos \alpha} + d \cdot t \tan \alpha + \frac{S}{\cos \alpha} + \frac{d}{2} + (5 \sim 10) \quad (8)$$

式中: L 为斜导柱总长度, mm ; H 为斜导柱固定板厚度, mm ; D 为斜导柱台阶直径, mm ; d 为斜导柱工作段直径, mm ; S 为抽拔距, mm 。

经计算得斜导柱的总长度 $L=195.4\text{ mm}$, 取 195 mm 。

3.2 滑块 2 和滑块 4 的结构计算

滑块 2 为有角度处圆孔抽芯, 滑块 4 为外螺纹孔内部斜抽芯, 都采用斜导柱机动侧抽芯机构, 抽拔距分别为 $S_2=20\text{ mm}$, $S_4=55\text{ mm}$, 斜导柱的角度分别取 $\alpha_2=18^\circ$, $\alpha_4=20^\circ$ 。

(1) 抽拔力的计算。

由式(5)可计算出抽拔力分别为:

$$Q_2 = F_{\text{脱}} \approx p s f \cos \alpha = 14 \pi \times 3.66 \times 2 \times 0.2 \times \cos 0.5^\circ \approx 64.36 \text{ (N)}$$

$$Q_4 = F_{\text{脱}} \approx p s f \cos \alpha = 14 \pi \times 3.8 \times 2 \times 0.2 \times \cos 0.5^\circ \approx 33.41 \text{ (N)}$$

(2) 斜导柱弯曲力的计算。

该侧型芯的抽拔方向与开模方向垂直,由式(6)可计算得出滑块所受的弯曲应力分别为:

$$P_2 = \frac{Q_2 \cdot (\cos \phi)^2}{\cos(\alpha_2 + 2\phi)} = \frac{64.36 \times (\cos 8.53^\circ)^2}{\cos(18^\circ + 2 \times 8.53^\circ)} \approx 76.89 \text{ (N)}$$

$$P_4 = \frac{Q_4 \cdot (\cos \phi)^2}{\cos(\alpha_4 + 2\phi)} = \frac{33.41 \times (\cos 8.53^\circ)^2}{\cos(20^\circ + 2 \times 8.53^\circ)} \approx 40.94 \text{ (N)}$$

(3) 斜导柱的截面尺寸确定。

由公式(7)可计算得出斜导柱直径分别为:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot L_2}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{76.89 \times 64.72}{0.1 \times 137.2}} \approx 7.1 \text{ (mm)}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{P_4 \cdot L_4}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{40.94 \times 160.81}{0.1 \times 137.2}} \approx 8 \text{ (mm)}$$

式中: $L_2 = S / \sin \alpha = 20 / \sin 18^\circ = 64.72 \text{ mm}$, $L_4 = S / \sin \alpha = 55 / \sin 20^\circ = 160.81 \text{ mm}$ 。

考虑到型芯较大,为保证运动平稳及导柱寿命,取 $d_2 = 18 \text{ mm}$, $d_4 = 20 \text{ mm}$ 。

(4) 斜导柱各段长度计算。

由公式(8)可计算得出斜导柱的总长度分别为 $L_2 = 117.2 \text{ mm}$, $L_4 = 206.6 \text{ mm}$; 取整为 $L_2 = 117 \text{ mm}$, $L_4 = 206 \text{ mm}$ 。

综合得出滑块2和4的主要技术参数见表2。

表2 滑块2和4的主要技术参数

项目	抽拔距 / mm	斜导柱角度 / (°)	斜导柱直径 ϕ / mm	斜导柱总长 L / mm
斜导柱2	20	18	18	117
斜导柱4	55	20	20	206

滑块2和滑块4侧抽芯结构见图5和图6。

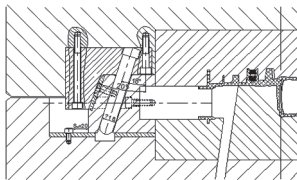


图5 滑块2侧抽芯机构

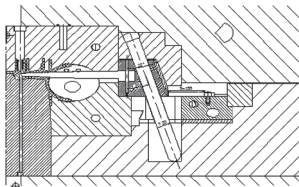


图6 滑块4侧抽芯机构

3.3 滑块3结构计算(外螺纹孔抽芯)

滑块3的抽拔距为120 mm,且形状尺寸大,采

用液压侧抽机构。

由公式(5),计算得出抽拔力为:

$$Q = F_{\text{脱}} \approx p s f \cos \alpha = 14 \pi \times 4.9 \times 12 \times 0.2 \times \cos 0.5^\circ \approx 516.95 \text{ (N)}$$

油缸缸径选择 $\phi 50 \text{ mm}$, 杆径选择 $\phi 20 \text{ mm}$, 则油缸理论压力为:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{516.95}{\pi(2.5^2 - 1)} \approx 5.488 \text{ (MPa)} \leq 7 \text{ MPa}$$

所以油缸为轻型油缸,查标准件得,油缸型号为 MOBL $\phi 50 \times 120$ -FA+T。

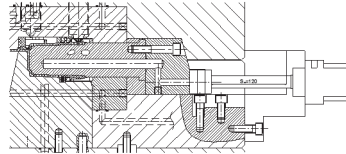


图7 滑块3侧抽芯机构

3.4 滑块5结构计算(产品侧面抽芯)

滑块5的抽拔距为100 mm,采用液压侧抽机构。

由公式(5),计算得出抽拔力为:

$$Q = F_{\text{脱}} \approx p s f \cos \alpha = 14 \pi (0.72 \times 3.1 + 0.4 \times 6.4) \times 0.2 \times \cos 0.5^\circ \approx 42.13 \text{ N}$$

滑块5选用油缸侧抽芯结构,油缸缸径选择 $\phi 40$, 杆径选择 $\phi 20$, 则油缸理论压力为:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{42.13}{\pi(2^2 - 1)} \approx 0.4 \text{ (MPa)} \leq 7 \text{ MPa}$$

查标准件得,油缸型号为 MOBL $\phi 40 \times 100$ -FA+T。图8为滑块5侧抽芯机构。

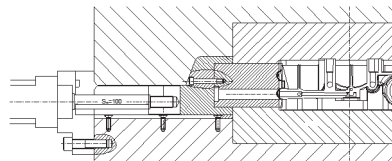
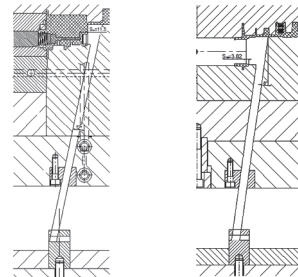


图8 滑块5侧抽芯机构

3.5 滑块6和滑块7的结构计算

滑块6和滑块7采用斜顶侧抽芯结构,其中滑块6为产品中央孔抽芯,滑块7为有角度处圆孔碰穿抽芯。图9为滑块6、滑块7侧抽芯机构。



(a) (b)

a—滑块6; b—滑块7

图9 滑块6、滑块7侧抽芯机构

表3为滑块6和滑块7的相关结构参数。

表3 滑块6和滑块7的相关结构参数

项目	开模行程 L/mm	抽拔距 $/mm$	斜顶角度 $\beta/(^\circ)$
滑块6	60	11.5(取12.5)	12
滑块7	60	3.82(取8)	8

4 结论

笔者在本模具设计中综合运用了齿轮齿条、斜导柱斜滑块、液压缸、斜顶等多种侧抽芯机构,以实现内外侧抽芯、长距离侧抽芯等结构要求。经生产验证,本模具设计满足产品成型要求,结构稳定、安全,部分液压侧抽芯机构的选用使机械摩擦减少,增加了抽芯机构的寿命。不过本模具也存在一定的缺陷,由于多种抽芯机构的选用,螺纹抽芯结构过于复杂,未达到最佳的传动状态,对装配的要求较高等。

参考文献

- [1] 温志远. 塑料成型工艺与设备 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2007.
Wen Zhiyuan. Plastic molding process and equipment[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology press, 2007.
- [2] 冯炳尧. 模具设计与制造简明手册 [M]. (第三版) 上海: 上海科学技术出版社, 2008.
Fen Binrao. Concise manual for mould design and manufacture[M].

- (3rd) Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2008.
- [3] 王鹏驹. 塑料模具设计师手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
Wang Pengju. Plastic mold designer manual[M]. China Machine Press, 2008.
- [4] 李基洪. 注塑成型技术问答 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
Li Jihong. Plastic injection molding technology Q & A[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [5] 模具设计与制造技术教育丛书编委会编. 模具常用机构设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
Mold design and Manufacturing Technology Education Series Editorial Board. Die design of common mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [6] 伍先明. 塑料模具设计指导 [M]. (第三版) 北京: 国防工业出版社, 2012.
Wu Xianming. Plastic mold design guidance[M]. (3rd) Beijing: National Defence Industry Press, 2012.
- [7] 王建华, 徐佩弦. 注射模具的热流道技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
Wang Jianhua, Xu Peixuan. Hot runner technology for injection mold[M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [8] 王邦杰. 实用模具材料与热处理速查手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
Wang Bangjie. Practical handbook of mold materials and heat treatment[M]. Beijing: China Machine Press, 2013.

大环境下我国塑料行业该何去何从?

随着美国逐步退出量化宽松政策和美元的强势回归, 资本外流, 人民币贬值预期加剧, 再加上近日 TPP 协议的达成, 对本已下行的中国经济更是雪上加霜。在这样的大环境下, 作为本土的塑料企业又该何去何从?

塑料行业门类广、产品多, 涉及农业、建筑、水利、机械等多个方面, 塑料产业的发展状况, 一定程度上是国民经济发展的缩影。随着我国经济放缓, 塑料产业也从过去的高速发展转到中速发展, 尽管我国塑料制品行业近几年的增长速度一直保持在 10% 左右, 但我们也看到在产品质量、清洁生产以及环保发展等诸多方面与国际接轨还存在较大距离。

主要存在的问题有:

- (1) 主要集中在中低端市场, 高端市场被国外控制;
- (2) 科技投入不足, 产品研发能力弱;
- (3) 产业集中度低, 产品集约程度低;
- (4) 区域发展不平衡, 市场存在无序竞争;
- (5) 国产原料供不应求, 必须依赖大量进口;
- (6) 装备水平低下, 减排任务任重道远;
- (7) 需求不足, 产能过剩;
- (8) 资金紧张, 融资困难。

这说明塑料加工业供给能力还不能很好地适应和满足市场需求的变化, 而资源、环境、能源约束日趋增强, 种种因素导致塑料加工业的发展亟需实现从量变到质变的巨大转

变, 因此塑料加工企业的转型升级已成必然, 供给能力的升级也迫在眉睫。

2014 年我国塑料行业增长 8.5%, 实现利润增长 9.1%。产量同比增长 7.44%, 出口 604 亿美元, 同比增长 1.1%。投资总额居 54 个行业前列。塑料产业的发展, 为国民经济的增长做出了积极的贡献。但是 2014 年塑料生产已出现放缓, 行业指数也进入渐涨期间, 未来塑料市场的发展将受到众多不利因素的制约, 因此我们必须谨慎对待。

虽然我国的塑料用量已占到了世界首位, 但在人均消费上仅为发达国家的七分之一, 中等发达国家的四分之一, 这说明我国塑料行业今后还有非常大的市场发展空间。但对目前众多塑料行业的中小企业来说, 面临诸多问题, 不仅融资困难, 而且生产需求严重不足, 无法起到对行业推动的效果。但相对高端的塑料制品, 比如医用塑料, 工业塑料如汽车仪表盘等等, 虽然国内有很大的市场应用前景, 且具有较高的利润, 但我们还无法完全自给自足, 主要依赖大量进口。国际市场上 80%~90% 的高端塑料产品都是国外生产的, 我国企业生产得非常少, 主要原因还是技术问题。而我国出口的塑料制品大多是低附加值的低端产品, 与进口的同类产品相比, 在技术含量、工艺设计等方面都有较大的差距。

因此对于本土的塑料企业来说, 要在恶劣的环境下生存下去, 只能积极找出自身存在的问题, 加快技术进步和产品结构调整, 提升产品的附加值。加快企业转型。(中塑在线)