

PACS: 81.40.Lm, 62.20.Fe

С.В. Мирошниченко<sup>1</sup>, В.Г. Сынков<sup>2</sup>

## ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ВИНТОВОЙ ЭКСТРУЗИИ МАТЕРИАЛОВ

<sup>1</sup>Донецкий физико-технический институт им. А.А. Галкина НАН Украины  
ул. Р. Люксембург, 72, г. Донецк, 83114, Украина

<sup>2</sup>Донецкий институт физики горных процессов НАН Украины  
ул. Р. Люксембург, 72, г. Донецк, 83114, Украина  
E-mail: vasy41@mail.ru

*Для реального технологического процесса проведена оценка предельных состояний элементов целевого инструмента (контейнеров, матриц, пуансонов) при винтовой экструзии (ВЭ) материалов. Полученные результаты позволяют разрабатывать технологические режимы деформирования с учетом прочности инструмента.*

В процессе накопления интенсивных пластических деформаций при ВЭ материалов важную роль играют прочностные возможности деформирующего инструмента. Особое внимание следует уделить тем его элементам, которые работают в наиболее неблагоприятных условиях. К их числу относятся щелевые элементы контейнеров, матрицы с винтовым внутренним профилем и плоские в поперечном сечении пуансоны. Концентрация напряжений в углах инструмента, приложение к заготовке противодействия и использование повышенных температур усугубляют тяжелые условия работы. Начало разрушения и потеря устойчивости инструмента происходят как в угловых зонах внутренних слоев контейнера и матрицы, так и на участке прямоугольного сечения плунжера.

Расчет предельного состояния щелевых контейнеров и винтовых матриц, предельного давления пуансона на заготовку  $P_{1S}^{lim}$  обычно связывают с максимальным контактным напряжением  $P_{1c}^{max}$  на рабочих поверхностях контейнера и матрицы в момент появления в них пластической деформации. С учетом влияния на напряженно-деформированное состояние (НДС) инструмента высоты зоны нагружения  $h_H$ , ее положения относительно торца  $h_0$ , средней толстостенности внутреннего слоя контейнера или фильеры  $m_1$  и формы винтового канала этот параметр можно получить путем аппроксимации численных результатов НДС [1]. Давление пуансона на заготовку  $P_{1S}$  в первом приближении можно вычислить по соотношению [2]:

$$P_{1S} = \sigma_S \left( \frac{4}{3\sqrt{3}} \operatorname{tg}\gamma + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\mu}{\cos \gamma_{\max}} \frac{h}{R} \right) + q, \quad (1)$$

где  $\sigma_S$  – предел текучести материала заготовки,  $\gamma$  – угол наклона винтовой линии канала к его оси,  $\mu$  – коэффициент пластического трения,  $h$  – высота винтового канала,  $R$  – максимальный радиус сечения заготовки в винтовом канале,  $q$  – противодействие.

Среднее контактное напряжение на поверхности винтового канала  $P_{1c}$  можно определить по аналогии с [1] из соотношения

$$P_{1c} = P_{1S} S_b / S_z (1 + f \operatorname{ctg}\gamma), \quad (2)$$

где  $S_b$ ,  $S_z$  – площади соответственно поперечного сечения заготовки и проекции винтовой поверхности контакта заготовки с матрицей на плоскость поперечного сечения заготовки, перпендикулярного его продольной оси,  $S_z$  зависит от угла поворота  $\alpha$  выходного сечения заготовки относительно входного сечения;  $f$  – коэффициент трения на контактной поверхности. С учетом наложения противодействия  $q$  и использования квазижидкой рабочей среды в качестве верхней оценки контактного напряжения на поверхности рабочего канала контейнера примем давление плунжера на заготовку  $P_{1c} = P_{1S}$ .

Окружное напряжение  $\sigma_{\tau 1}$  на поверхности рабочего канала инструмента можно представить в виде

$$\sigma_{\tau 1} = k_{\sigma 1} k_{1h} P_{1c} - k_{\sigma 2} k_{2h} P_2, \quad (3)$$

где  $k_{\sigma 1}$ ,  $k_{\sigma 2}$  – коэффициенты концентрации напряжений в угловых зонах щелевого и винтового каналов от нагрузок  $P_{1c}$  и  $P_2$  соответственно [3,4];  $P_2$  – давление бандажирования внутреннего слоя контейнера или фильтры;  $k_{1h}$ ,  $k_{2h}$  – коэффициенты влияния высоты участка  $h$  нагрузок  $P_{1c}$  и  $P_2$  на  $\sigma_{\tau 1}$  [1],  $H$  – высота инструмента.

Предельное (из условия наступления пластичности) контактное давление в рабочем канале определится из соотношения [5]:

$$\chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_{\tau 1} \leq \sigma_{S1}, \quad (5)$$

где  $\chi$  – коэффициент хрупкости материала внутреннего слоя;  $\sigma_i$  – интенсивность напряжения,

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{2} (\sigma_{\tau 1} - \sigma_{r1}) \quad (6)$$

$\sigma_{\tau 1}$ ,  $\sigma_{r1}$  – главные напряжения;  $\sigma_{S1}$  – предел текучести материала внутреннего слоя контейнера или фильтры матрицы при растяжении.

Подставив значения компонент напряжения из (2), (3), (6) в (5), заменив  $P_2$  на  $k_3 \sigma_{2S}$  и решив неравенство относительно  $P_{1c}$ , получим

$$P_{lc}^{\max} \leq \sigma_{1S} \frac{1 + Sk_{\sigma 1} k_{2h} k_3 \left( \chi \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 - \chi \right)}{k_{\sigma 1} k_{1h} \left( \chi \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 - \chi \right) + \chi \frac{\sqrt{3}}{2}}, \quad (7)$$

где  $S = \sigma_{2S}/\sigma_{1S}$  ( $\sigma_{2S}$  – предел текучести материала бандажа при растяжении);  $k_3$  – коэффициент эффективности бандажирования, зависящий от конструктивной схемы и толстостенности бандажа [6].

Предельное состояние пуансонов зависит от нескольких факторов: способа закрепления его торцов, гибкости и условий приложения нагрузки. Эти факторы определяются конструктивной схемой узла подвески пуансона, способом крепления узлов контейнера и матрицы, установочными зазорами пуансона в отверстии контейнера, технологической схемой процесса выдавливания заготовки и жесткостью системы пуансон–контейнер, ответственных за нарушение соосности при установке пуансона и наложении нагрузки [4].

В этих условиях должны быть не только учтены границы наступления пластичности материала плунжера и его сопротивления продольной устойчивости, но и оценены дополнительные напряжения от эксцентриситета приложения нагрузки относительно его оси. Поэтому наступление предельного напряжения  $\sigma_{lim}$  в плунжере определяется его минимальным значением, полученным из двух неравенств:

$$\begin{aligned} \sigma_{lim} &\leq P_{1S} - \sigma_{ecc}, \\ \sigma_{lim} &\leq \sigma_r. \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь  $\sigma_{ecc} = 6P_{1S}e/a$  – напряжение в поверхностном волокне плунжера от приложения нагрузки с эксцентриситетом  $e$  ( $a$  – ширина плунжера в направлении выпучивания),  $\sigma_r = \pi^2 E/\lambda^2$  – предельное напряжение в плунжере при потере устойчивости ( $E$  – модуль упругости;  $\lambda = 2\sqrt{3} L\mu/a$  – коэффициент гибкости, где  $L$  – длина;  $\mu$  – коэффициент жесткости закрепления концов плунжера).

Второе неравенство (8) используется в случае, если сохраняется условие

$$L \geq L_{col} = \frac{\pi a}{2\sqrt{3}\mu} \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}, \quad (9)$$

где  $L_{col}$  – критическая длина сжатого плунжера,  $\sigma_p$  – предел пропорциональности материала плунжера.

**Пример.** При винтовой экструзии профиля  $25 \times 40$  mm из сплава  $\sigma_S = 1.0$  GPa при  $t = 400^\circ\text{C}$  с наложением противодавления  $q = 0.3$  GPa через матрицу, характеристики которой  $\gamma = 45^\circ$ ,  $\alpha = 50^\circ$ ,  $h = 21.5$  mm,  $H = 80$  mm,  $k_{\sigma 1} = k_{\sigma 2} = 4$  [3,4],  $k_{1h} = 2$ ,  $k_{2h} = 3$ ,  $k_3 = 0.7$ ,  $\sigma_{S1} = 1.1$  GPa (сталь 4X5B2ФС) [7],  $S = 1$ ,  $\chi = 0.7$ ,  $f = 0.2$ ,  $R = 21.8$  mm,  $S_z = 700$  mm<sup>2</sup>, силовые параметры процесса выдавливания согласно

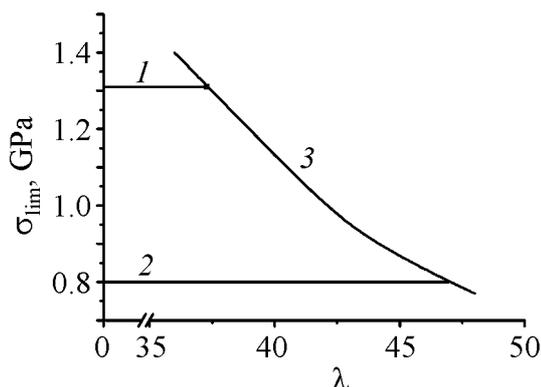


Рис. Номограмма для определения предельного состояния пуансона: 1 – сталь P18; 2 – сталь 4XB2ФС; 3 –  $P_{1S} < \sigma_{lim}$

денным выше параметрам выдавливаемого профиля ( $25 \times 40 \text{ mm}$ ),  $t = 400^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 1.5$ ,  $E = 200 \text{ GPa}$ ,  $e = 0.5 \text{ mm}$  (базовые детали сопрягаются друг с другом с точностью по 12 качеству),  $\sigma_p = 1.5 \text{ GPa}$  (сталь P18, кривая 1) и  $\sigma_p = 1 \text{ GPa}$  (сталь 4XB2ФС, кривая 2) [7], потеря устойчивости может произойти при значениях  $\sigma_{lim} \geq 1.38 \text{ GPa} < P_{1S}$  или  $\sigma_{lim} \geq 0.88 \text{ GPa} < P_{1S}$  независимо от условия  $L < L_{col}$ . При  $P_{1S} < \sigma_{lim}$  потеря устойчивости плунжера определяется вторым неравенством (8) и кривой 3.

Таким образом, при винтовой экструзии указанного профиля и заданных параметрах инструмента потеря упругого характера нагружения оснастки произойдет в плунжере, а снижение эксцентриситета приложения нагрузки до  $e = 0$  не решит проблему его работоспособности.

(1)  $P_{1S} = 1.39 \text{ GPa}$ . Среднее контактное напряжение на поверхности винтового канала согласно (2)  $P_{1c} = 1.65 \text{ GPa}$ . Предельное контактное напряжение согласно (7) составляет  $P_{1c}^{max} = 1.66 \text{ GPa}$ .

На рисунке приведена номограмма, с помощью которой можно выбрать конструктивные параметры плунжера, условия закрепления его концов, используемый материал. При размерах поперечного сечения плунжера, соответствующего приведенным выше параметрам выдавливаемого профиля ( $25 \times 40 \text{ mm}$ ),  $t = 400^\circ\text{C}$ ,  $\mu = 1.5$ ,  $E = 200 \text{ GPa}$ ,  $e = 0.5 \text{ mm}$  (базовые детали сопрягаются друг с другом с точностью по 12 качеству),  $\sigma_p = 1.5 \text{ GPa}$  (сталь P18, кривая 1) и  $\sigma_p = 1 \text{ GPa}$  (сталь 4XB2ФС, кривая 2) [7], потеря устойчивости может произойти при значениях  $\sigma_{lim} \geq 1.38 \text{ GPa} < P_{1S}$  или  $\sigma_{lim} \geq 0.88 \text{ GPa} < P_{1S}$  независимо от условия  $L < L_{col}$ . При  $P_{1S} < \sigma_{lim}$  потеря устойчивости плунжера определяется вторым неравенством (8) и кривой 3.

1. С.В. Мирошниченко, В.Г. Сынков, *Металлообработка* **30**, № 6, 34 (2006).
2. Я.Е. Бейгельзимер, В.Н. Варюхин, С.Г. Сынков, А.Н. Сапронов, В.Г. Сынков, *ФТВД* **9**, № 3, 109 (1999).
3. П.И. Перлин, Л.Ф. Толченева, *Труды ВНИИМЕТМАШ* № 1 (1960).
4. И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич, *Расчет на прочность деталей машин. Справочник*, Машиностроение, Москва (1979).
5. С.В. Мирошниченко, В.Г. Сынков, *ФТВД* **10**, № 2, 92 (2000).
6. С.В. Мирошниченко, В.Г. Сынков, *ФТВД* **11**, № 1, 90 (2001).
7. Ю.А. Геллер, *Инструментальные стали*, Металлургия, Москва (1975).

S.V. Miroshnichenko, V.G. Synkov

## ESTIMATION OF THE LIMITING STATE OF TOOL FOR TWIST EXTRUSION OF MATERIALS

Limiting states of the slot instrument (containers, dies, punches) for twist extrusion (TE) of materials have been estimated for a real technological process. The obtained results

make it possible to develop technological modes of deformation with tool strength taken into consideration.

**Fig.** Nomogram to determine the limiting state of the punch: 1 – steel P18; 2 – steel 4XB2ΦC; 3 –  $P_{1S} < \sigma_{lim}$