

текания процесса определялась, как разность ординат соответствующих точек (рис. 2) a и a' , b и b' , взятых на осциллограммах I и II. (рис. 2).

Анализ полученных осциллограмм показывает, что сила трения в контейнере T , достигает наибольшего значения в момент $t_{кр\ max}$ времени, соответствующий полной распрессовке образца в контейнере. Сопоставление начальных участков oa и oa' кривых I и II позволяет сделать вывод о волновом характере распространения пластической деформации в образце на стадии распрессовки его в контейнере.

Л и т е р а т у р а

1. Перлин И.Л. Теория прессования металлов. М. 1964.
2. Барановский М.А. и др. К вопросу регистрации силовых параметров при высокоскоростном деформировании. - В сб.: Металлургия, вып. 10. Минск, 1977.

УДК 621.771

Е.Б. Ложечников, канд. техн. наук,
Г.В. Шедко

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАБОЧЕЙ КЛЕТИ ПРОКАТНОГО СТАНА

Разработана конструкция стана, привод валков которого осуществляется через зубчатые передачи, установленные в рабочей клетки [1], [2]. Наличие зубчатой передачи в рабочей клетки позволяет уменьшить передаваемый шпинделями крутящий момент и упростить конструкции валков.

Из конструктивно-технологических соображений (рис. 1) очевидна необходимость выполнения следующих соотношений размеров:

$$d \leq d_{i1} ; \quad (1)$$

$$D_B \geq D_{e2} , \quad (2)$$

где d , D_B - соответственно диаметр ведущего вала и диаметр бочки валка; D_{i1} и D_{e2} - диаметры окружностей впадин шестерни и выступов колеса соответственно.

Соотношения (1), (2) налагают ограничения на размеры зубчатой передачи, а следовательно, и на передаточное число $u = z_2 / z_1$, где z_1 , z_2 - соответственно числа зубьев

шестерни и колеса. Произвольный выбор передаточного числа может привести либо к недопустимому снижению прочности приводного вала при большом передаточном числе, либо к недостаточно эффективному использованию возможности уменьшения передаваемого шпинделями крутящего момента (за счет малого передаточного числа).

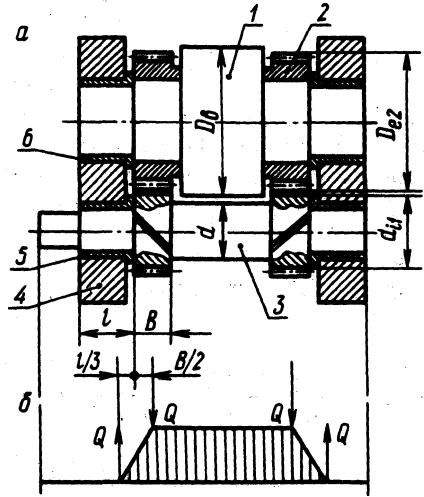


Рис. 1. Зубчатая передача рабочей клетки стана для прокатки порошков (а); 1 – валок; 2 – зубчатое колесо; 3 – вал-шестерня; 4 – станина рабочей клетки; 5 – подшипники вала-шестерни; 6 – подшипники валка; эпюра изгибающих моментов вала-шестерни (б).

Для нахождения оптимального передаточного числа с учетом соотношений (1), (2) и допустимой нагрузки на ведущие валы рассмотрим значения отдельных параметров зубчатой передачи.

Диаметр вала в опасном сечении А-А (рис. 1) по данным [3]

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{и} + 0,45 M^2}}{0,01 [\sigma_{и}]}} \quad (3)$$

где $M_{и}$ – изгибающий момент в опасном сечении, кг·см; M – крутящий момент, передаваемый приводным валом, кг·см; $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб, кг/см².

Принимаем $l = 12 m$; $b = 12 m_{п}$, где $m_{п}$ – нормальный модуль зацепления косозубой передачи, см. Тогда согласно рис. 1

$$M_{и} = \sqrt{P^2 + R^2} (1/3 + b/2) = 10 m_{п} \sqrt{P^2 + R^2},$$

где $P = \cdot 2M / \cdot z_{п} m_{п}$ – окружное усилие зубчатой передачи; R – радиальное усилие зубчатой передачи.

Поскольку [3] $R=0,5P$, а $Q=\sqrt{P^2+R^2}\approx 1,1P$ получим $M_{\Pi} = 22M/z_1$.

В результате подстановки значений крутящего ($M = 97400 N/n_1$) и изгибающего моментов в выражение (3) и его преобразования получим

$$d = 214 \sqrt[3]{\frac{484 + 0,45 z_1^2}{n_2 u z_1 [\sigma_{и}]}} \quad (4)$$

где N - мощность прокатки, кВт; n_1, n_2 - число об/мин приводных валов и валков соответственно.

Поскольку [3] для косозубых колес $D_{i1} = m_{\Pi} z_1 / \cos \beta - 2,5 m_{\Pi}$, где β - угол наклона зубьев на делительном цилиндре, то, используя [4], решим соотношение (1) относительно m_{Π}

$$m_{\Pi} = \frac{214 \cos \beta}{z_1 - 2,5 \cos \beta} \sqrt[3]{\frac{N \sqrt{484 + 0,45 z_1^2}}{n_2 u z_1 [\sigma_{и}]}}$$

В то же время, учитывая [3], что $D_{e2} = m_{\Pi} z_1 u / \cos \beta + 2 m_{\Pi}$, получим из соотношения [2]

$$m_{\Pi} = \frac{D_b \cdot \cos \beta}{z_1 u + 2 \cos \beta} \quad (6)$$

Таким образом, зная мощность прокатки, диаметр бочки и число оборотов валков и задаваясь значениями z_1, β и $[\sigma_{и}]$ при совместном решении уравнений (5) и (6) найдем значения передаточного числа и нормального модуля, выбранные исходя из условий геометрических ограничений (1), (2) и прочности приводных валов.

Решение системы уравнений (5), (6) найдем подстановкой значения m_{Π} из (6) в (5). Обозначив

$$\frac{214 \cos \beta}{z_1 - 2,5 \cos \beta} \sqrt[3]{\frac{N \sqrt{484 + 0,45 z_1^2}}{n_2 z_1 [\sigma_{и}]}} = \sqrt[3]{K}$$

и возведя обе части уравнения в куб, после преобразований получим полное кубическое уравнение

$$n^3 + au^2 + 2bu + c = 0, \quad (7)$$

коэффициенты которого равны.

$$a = \frac{6 \cos \beta}{z_1}; \quad b = \frac{12K z_1 \cos^2 \beta - D_b^3 \cos^3 \beta}{K z_1^3};$$

$$c = \frac{8 \cos^3 \beta}{K z_1^3}.$$

Подстановкой $u = y - a/3$ уравнение (7) приводится к "неполному" виду [4]

$$y^3 + py + q = 0, \quad (8)$$

где $p = -a^2/3 + b$; $q = 2(a/3)^3 - ab/3 + c$.

Корни y_1, y_2, y_3 "неполного" кубического уравнения (8) равны [4] $y_1 = A+B$; $y_{2,3} = -\frac{A+B}{2} \pm i \frac{A-B}{2} \sqrt{3}$;

$$A = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}}; \quad B = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}}; \quad Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2,$$

причем в качестве A и B принимаются любые значения кубических корней из соответствующих комплексных чисел, удовлетворяющих соотношению $AB = -p/3$. В случае $Q < 0$ ("неприводимый" случай) можно воспользоваться тригонометрическим решением [4] кубического уравнения

$$y_1 = 2\sqrt[3]{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}; \quad y_{2,3} = -2\sqrt[3]{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} \pm \frac{\pi}{3}\right);$$

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2\sqrt[3]{-(p/3)^3}}. \quad (10)$$

Действительные значения из выражений (9) и (10) используем для нахождения величины передаточного числа u . Численные значения нормального модуля найдем подстановкой u в выражение (6).

Предложенная методика расчета позволяет производить целенаправленный выбор одного из основных параметров рабочей клетки.

Л и т е р а т у р а

1. Северденко В.П. и др. Дуостан-600 для прокатки порошков и гранул. - "Порошковая металлургия", 1975, № 2.
2. Ложечников Е.Б. и др. Двухвалковый прокатный стан.

Авт. свид. № 541518. — "Бюлл. изобрет." 1977, № 1.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора—машиностроителя.
Кн. 2. М., 1973. 4. Корн Г., Корн Т. Справочник по мате-
матике для научных работников и инженеров. М., 1974.

УДК 621.961

В.С. Пашенко, канд. техн. наук,
В.И. Любимов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ЗАЗОРА НА КАЧЕСТВО СРЕЗА ПРИ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ВЫРУБКЕ ФОЛЬГИ

При вырубке с оптимальным и равномерно распределенным по контуру зазором, по мере износа режущих кромок инструмента, на деталях образуется заусенец, имеющий одинаковую величину по всему контуру [1]. В работе [2] исследовалось влияние эксцентриситета пуансона относительно матрицы на форму детали. Установлено, что с увеличением эксцентриситета величина заусенца и внедрение пуансона в заготовку (до отрыва) со стороны меньшего зазора между пуансоном и матрицей уменьшаются, со стороны большего зазора увеличиваются. При вырубке фольги ($S < 0,2$ мм) зазоры составляют всего несколько микрон, поэтому уже незначительная неравномерность зазора приводит к заметному ухудшению качества среза.

Нами было исследовано влияние неравномерности зазора на качество среза и высоту заусенцев при вырубке латуни Л63 толщиной 0,05 мм с ультразвуковыми колебаниями пуансона. Вырубку осуществляли на экспериментальном ультразвуковом штампе [3]. Диаметр вырубаемого образца — 10 мм. Величина двустороннего зазора между режущими кромками пуансона и матрицы составляла 0,011 мм. Вырубку производили пуансоном как с острыми, так и с притупленными режущими кромками при максимальной величине эксцентриситета ($e = 0,011$ мм), т.е. при полном отсутствии зазора с одной стороны. Амплитуда колебательного смещения торца пуансона составляла 26 мкм при частоте колебаний 22 кгц. Для сравнения производили вырубку без ультразвука. Высоту заусенцев измеряли на микроскопе МПВ-1 в двух диаметрально расположенных точках образцов, соответствующих минимальному и максимальному зазорам.