

вить информацию после отключения питающего напряжения. Этим требованиям удовлетворяют цифровые электрические переключатели.

Технические возможности, показатели надежности систем ЧПУ зависят, в основном, от элементной базы. В настоящее время широко внедряются системы ЧПУ на базе микросхем малой и средней степени интеграции, в которых алгоритм управления реализуется путем местного соединения логических схем в соответствующие комбинации.

Организация производства надежных в эксплуатации микро-ЭВМ позволит перейти к созданию более сложных адаптивных систем управления процессами горячей объемной штамповки.

Для создания адаптивных систем управления процессом штамповки на молоте целесообразно введение обратных связей по температуре, объему поковки и величине несмыкания штампов.

Матрица структурно-морфологической классификации систем программного управления штамповочными молотами содержит в горизонтальных строках 12 смысловых делителей, по каждому из которых в порядке возрастания качества в вертикальных столбцах выделены независимые свойства. Любую систему программного управления штамповочным молотом можно определить совокупностью чисел, каждое из которых состоит из одной или нескольких цифр в зависимости от наличия свойств, указанных в вертикальных столбцах. Кодо-цифровой метод описания систем программного управления позволяет производить оценку уровня, тенденций развития и перспективы использования технических решений.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бочаров Ю. А., Хорычев А. А., Гидравлические штамповочные молоты и пресс-молоты, НИИМАШ, 1974.
2. Перевертов В. П., Классификация систем дозирования и регулирования энергии ударов винтовых прессов, сб. «Кузнечно-прессовое машиностроение», вып. 7, изд. Научно-исследовательского института станко-инструментальной промышленности, 1978.
3. Бочаров Ю. А., Пашин В. Е., Классификация систем управления энергией удара кузнечно-штамповочных машин, «Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1983.

Статья поступила 21 ноября 1983 г.

621.771.073

### РАСЧЕТ ПРОГИБОВ ВАЛКОВЫХ СИСТЕМ ЧЕТЫРЕХВАЛКОВЫХ ЛИСТОВЫХ СТАНОВ

*Канд. техн. наук, доц. В. И. БОРИСОВ, инж. О. Н. ПРОКОПЕНЯ*

*Изложена уточненная методика расчета прогибов валковых систем четырехвалковых листовых станов, разработанная с учетом неравномерной межвалковой контактной деформации и силового воздействия на валки систем регулирования. Это дает возможность использовать методику для расчета параметров регулирования толщины при проектировании станов.*

Предлагаемый метод расчета по сравнению с существующими методиками [1] основывается на сравнительно точной модели валковой системы, которая учитывает неравномерность распределения межвалкового контактного усилия и воздействие на валки систем регулирования.

Прогибы валков определяются с учетом действия изгибающих моментов и поперечных сил  $y = y' + y''$ , где  $y'$  — прогиб валка от действия изгибающих моментов;  $y''$  — прогиб валка от поперечных сил.

В соответствии с теоремой Кастильяно

$$y' = \int_{(l)} \frac{M(x)}{EI} \frac{\partial M(x)}{\partial R_{\phi}} dx, \quad (1)$$

$$y'' = \int_{(l)} \frac{k Q'(x)}{GF} \frac{\partial Q'(x)}{\partial R_{\phi}} dx, \quad (2)$$

где  $M(x)$  и  $Q'(x)$  — изгибающий момент и поперечная сила в произвольном сечении валка;  $E$  и  $G$  — модули упругости материала валка при растяжении и сдвиге;  $I$  и  $F$  — момент инерции и площадь сечения валка;  $k$  — коэффициент формы сечения;  $R_{\phi}$  — фиктивная сила, прикладываемая в месте определения прогиба;  $x$  — текущая координата, отсчитываемая от фиктивной силы;  $l$  — длина, на которой определяется прогиб.

Вследствие симметрии валка и компонентов нагрузки относительно сечения, проходящего через середину бочки, при определении прогибов можно рассматривать половину валка с заделкой посередине (рис. 1).

Исходя из схемы нагружения валков, можно найти выражения изгибающего момента и поперечной силы в произвольном сечении. Подставляя выражения моментов поперечных сил, а также их производные по фиктивной силе в (1) и (2), можно найти прогибы осей рабочего и опорного валков на произвольной длине  $l$ .

Для решения (1) и (2) принимаем ряд допущений: распределение межвалкового контактного усилия подчиняется параболическому закону, усилие прокатки по ширине листа распределяется равномерно, износ валков и температурные изменения их размеров отсутствуют, влияние сил трения в межвалковом контакте пренебрежимо мало, валки изготовлены монолитными (без бандажей).

Согласно первому допущению распределение межвалкового погонного усилия можно описать формулой

$$q_{kw} = q_{k\text{cp}} \left[ 1 - \frac{2}{3} \lambda + 4\lambda \left( \frac{W}{L} - \frac{W^2}{L^2} \right) \right],$$

где  $q_{k\text{cp}} = (P + 2Q_1)/L$  — среднее погонное усилие ( $P$  — усилие прокатки),  $\lambda = \Delta q_{kL}/q_{k\text{cp}}$  — коэффициент неравномерности межвалкового

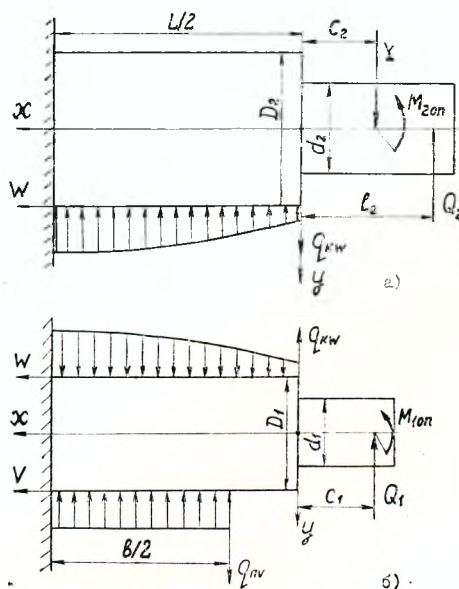


Рис. 1. Схема нагружения валков: а — опорного, б — рабочего

усилия,  $\Delta q_{kL} = q_{kc} - q_{kL}$  — разность между погонными усилиями посередине и у края бочки).

При условии нераскрытия контакта между валками  $\lambda$  изменяется в пределах  $-3 \leq \lambda \leq 1,5$ . Для  $\lambda$  выразим контактную межвалковую деформацию через прогибы образующих рабочего и опорного валков в месте контакта

$$y_{kw} = (y_{1w} - \Delta R_{1w}) - (y_{2w} - \Delta R_{2w}), \quad (3)$$

где  $y_{1w}$  и  $y_{2w}$  — прогибы осей рабочего и опорного валков,  $\Delta R_{1w}$  и  $\Delta R_{2w}$  — изменение радиусов рабочего и опорного валков от изгибающих моментов.

Изменение радиусов валков [2]

$$\Delta R_w = \frac{8\nu M_w}{\pi E (D^2 + d_0^2)}, \quad (4)$$

где  $M_w$  — изгибающий момент в расчетном сечении,  $\nu$  — коэффициент Пуассона материала валка,  $D$  и  $d_0$  — диаметр бочки и осевого канала валка.

Используя (3), можно определить разность контактных деформаций валков по середине и на краю бочки в виде

$$\Delta y_{kL} = f_1(P, \lambda, \xi_1, \xi_2), \quad (5)$$

где  $\xi_1 = 2Q_1/P$  и  $\xi_2 = 2Q_2/P$  — относительные усилия противоизгиба рабочего и опорного валков.

С другой стороны, разность контактных деформаций по середине и на краю бочки можно определить, используя гипотезу Винклера, согласно которой

$$y_{kw} = K_{kw} q_{kw}, \quad (6)$$

где  $K_{kw}$  — коэффициент податливости, определяемый по формуле Ковальского [3];

$$K_{kw} = \frac{1}{\pi} (U - \eta \ln q_{kw}). \quad (7)$$

В этой формуле

$$U = \eta [\ln((D_1 + D_2)/\eta) + 1,265] + [(1 - \nu_1^2)/E_1 - (1 - \nu_2^2)/E_2] \ln(D_1/D_2),$$

где  $D_1$  и  $D_2$  — диаметры бочек рабочего и опорного валков;  $\eta = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$  — упругая постоянная. Из (6) с учетом (7) также можно определить разность контактных деформаций в виде

$$\Delta y_{kL} = f_2(P, \lambda, \xi_1, \xi_2) \quad (8)$$

Решая совместно (5) и (8), находим  $\lambda = f(P, \xi_1, \xi_2)$ . В окончательном виде

$$\lambda = \frac{1}{\Omega - \phi \eta \ln [P(1 + \xi_1)]} \left[ \Phi - \frac{H + 24A_2(\bar{L}_2 - \bar{c}_2)\xi_2 + (M_{20M}S_2 - M_{1cп}S_1)/P}{1 + \xi_1} \right],$$

где

$$\Omega = 0,733A + B - N + \Psi U,$$

$$\Phi = 5A + 24(A_1\bar{c}_1 + A_2\bar{c}_2) + 6(B - N),$$

$$H = A_1(8 + 24\bar{c}_1 + \bar{b}^3 - 4\bar{b}^2) + 6(2 - \bar{b})(B_1 - N_1).$$

Значения вспомогательных величин определяются по формулам, приведенным в таблице.

Индекс  $n$  принимает значение 1 для рабочего валка и 2 для опорного валка. Геометрические размеры, обозначенные буквой с чертой свер-

ху, являются относительными по отношению к длине бочки (например  $\bar{b} = b/L$ ).

Прикладывая фиктивную силу у кромки листа, на основе (1), (2) можно определить прогибы рабочего валка на ширине полосы

$$\begin{aligned} \Delta y'_{10} &= P A_1 b^2 \{12 - 7b + 24c_1 - (1 + \xi_1) \times \\ &\times [6 - b^2 + 24c_1 - \lambda(b^2/3 - b^2/15 - 1)]\}, \\ \Delta y''_{10} &= P B_1 b \{6 - b(1 + \xi_1) [\lambda(2 - b^2) + 6]\}. \end{aligned}$$

Таблица

Вспомогательная величина	$A_n$	$B_n$	$N_n$	$\psi$	$A$	$B$	$N$	$S_n$
Формула	$\frac{L^3}{384E_n I_n}$	$\frac{k_n L}{48G_n F_n}$	$\frac{L \gamma_n}{6\pi E_n (D_n^2 + d_{0n}^2)}$	$\frac{1}{\pi L}$	$A_1 + A_2$	$B_1 + B_2$	$N_1 + N_2$	$\frac{L^2}{8E_n I_n}$

Деформация валковой системы с цилиндрическими валками в любом сечении относительно опор опорного валка в пределах ширины листа определяется из выражения

$$y = 2(y'_2 + y''_2 - \Delta R_2 + y_k + y_n), \quad (9)$$

где  $y'_2$  и  $y''_2$  — прогибы оси опорного валка относительно его опор от изгибающих моментов и поперечных сил,  $\Delta R_2$  — изменение радиуса опорного валка,  $y_k$  — межвалковая контактная деформация валков,  $y_n$  — контактная деформация рабочего валка в очаге деформации.

Если приложить фиктивную силу по линии действия реакции  $Y$ , то на основе (1), (2) можно найти прогиб оси опорного валка у середины бочки

$$\begin{aligned} y'_{2c} &= P A_2 \{ (1 + \xi_1) [5 + 40\bar{c}_2 + 96\bar{c}_2^2 + 64\chi\bar{c}_2^3 + \lambda(0,733 - 5,87\bar{c}_2 + 128\bar{c}_2^3)] - \\ &- 24\xi_2 (\bar{l}_2 - \bar{c}_2) [1 + 4\bar{c}_2 (1 + \chi\bar{c}_2)] \} - M_{2оп} S_2 [1 + 4\bar{c}_2 (1 + \chi\bar{c}_2)], \\ y''_{2c} &= 3P B_2 (1 + \xi_1) [2 - \lambda + 8k_{2ш}/k_{26} \chi \bar{c}_2]; \end{aligned}$$

где  $\chi = I_{26}/I_{2ш}$ ,  $\lambda = F_{26}/F_{2ш}$ ;  $k_{2ш}$  и  $k_{26}$  — коэффициенты формы сечения шейки и бочки опорного валка;  $I_{2ш}$  и  $I_{26}$  — момент инерции и площадь сечения шейки опорного валка.

Изменение радиуса опорного валка в среднем сечении бочки

$$\Delta R_{2c} = \frac{8\nu_2 M_{2c}}{\pi E_2 (D_2^2 + d_{02}^2)}.$$

Момент в среднем сечении бочки

$$M_{2c} = \frac{P L}{48} [(1 + \xi_1) (6 + 24\bar{c}_2 + \lambda) - 24\xi_2 (\bar{l}_2 - \bar{c}_2) - M_{2оп}].$$

Межвалковая контактная деформация  $y_{kc}$  на середине длины бочки валков определяется по (6), в которую следует подставить межвалковое погонное усилие  $q_{kc} = q_{kcp} (1 + \lambda/3)$ . Подставляя в (9) значения составляющих для середины бочки, можно определить деформацию валковой системы на середине бочки относительно опор.

Данная методика может использоваться для оптимального выбора геометрических размеров валков проектируемых станков, для обоснов-

вания выбора способа регулирования разнотолщинности полосы и определения параметров регулирования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Третьяков А. В. и др., Расчет и исследование прокатных валков, изд-во «Металлургия», М., 1976.
2. Сафронов Е. И., Уточненная методика расчета валков прокатных станов кварто, «Вестник машиностроения», 1975, № 5.
3. Пономарев С. Д. и др., Расчеты на прочность в машиностроении, т. III, Машгиз, М., 1956.

Статья поступила 29 апреля 1983 г.

539.374

### ДЕФОРМИРУЕМОСТЬ ТРУБЧАТЫХ ЗАГОТОВОК ПРИ ХОЛОДНОЙ ПОПЕРЕЧНО-КЛИНОВОЙ ПРОКАТКЕ

*Асп. В. А. МАТВИЙЧУК, канд. техн. наук, доц. С. С. ВЕРЕМЧУК, д-р техн. наук,  
проф. В. В. ЛАПИН*

*Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния при поперечно-клиновой прокатке трубчатых заготовок, предложена методика определения ресурса пластичности.*

Поперечно-клиновая прокатка (ПКП) — частный случай поперечной прокатки, заключающийся в дополнительном наложении на последнюю деформации растяжения за счет особой геометрии инструмента. Принципиальная схема ПКП представлена на рис. 1.

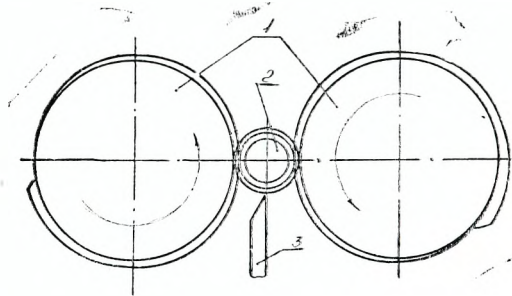


Рис. 1. Схема поперечно-клиновой прокатки: 1 — клиновый инструмент, 2 — заготовка, 3 — поддерживающий нож

Внедрение инструмента в цилиндрическую заготовку происходит в результате вращательно перемещающихся относительно друг друга клиновых инструментов. ПКП полых цилиндрических заготовок ограничивается из-за появления в процессе пластического деформирования трещин на внутренней поверхности заготовок. В связи с этим возникла необходимость оценки деформируемости трубчатых заготовок при ПКП и разработки рекомендаций по определению пригодности материала претерпевать необходимую степень деформации в данном процессе.

Для оценки деформируемости заготовок необходимо располагать информацией о напряженно-деформированном состоянии (НДС) в опас-