

ПРЕДОХРАНЕНИЕ КРИВОШИПНЫХ ЛИСТОШТАМПОВОЧНЫХ ПРЕССОВ-АВТОМАТОВ ОТ ПЕРЕГРУЗОК

В.Е. Свистунов, В.А. Чубуков, А.Г. Матвеев, А.А. Гартвиг

Приведены результаты исследования экстремального нагружения листоштамповочного пресса-автомата с использованием математической модели. Проведена оценка уровня перегрузок пресса-автомата и предложен комплекс мер по их ограничению.

Ключевые слова: пресс-автомат, экстремальное нагружение, перегрузка, гибкий производственный модуль, линейный и крутильный колебательные контуры, упругопластическое предохранение, статистическое предохранение, поверхность допустимых сил.

Введение

Принцип действия кривошипных штамповочных машин (КШМ) основан на сочетании неревверсируемого в рабочих режимах электромаховичного главного привода с рычажным (иногда с кулачковым, кулачково-рычажным или зубчато-рычажным) исполнительным механизмом, имеющим фиксированные крайние положения. КШМ имеют, по крайней мере четыре, достоинства, которые позволяют им занимать ведущее положение в парке кузнечно-прессовых машин машиностроительного производственного цикла. К ним относятся наивысшая производительность среди машин, работающих штампами или ножами; возможность осуществления всех видов штамповки и упругопластического разделения; высокая точность получаемых изделий вследствие фиксированного крайнего рабочего положения подвижного инструмента в пределах упругой деформации системы «пресс – инструмент – заготовка»; доступная автоматизация вследствие циклового характера движения исполнительного механизма.

Основным недостатком КШМ является предрасположенность к перегрузкам, связанная с избыточной энергией в главном приводе, жесткой кинематической связью звеньев исполнительного механизма и высокой жесткостью системы. При сбое технологического процесса возникают значительные перегрузки деталей главного привода, исполнительного механизма и станины, особенно опасные в районе крайнего рабочего положения.

Постановка задачи

Большинство КШМ оснащается или может быть оснащено устройством для предохранения от перегрузок (гидравлическим, пружинно-рычажным, на основе ломкого элемента и др.). Исключение составляют быстроходные КШМ, в которых эти устройства отсутствуют по различным причинам: пружинно-рычажные устройства не вписываются по габаритам, гидравлические или гидромеханические устройства слишком инерционны, ломкие предохранители имеют низкую точность срабатывания в связи с постепенным снижением силы срабатывания в результате усталостных явлений [1, 2] и т.д.

Наиболее быстроходными из КШМ являются листоштамповочные прессы-автоматы с верхним приводом и рабочей частотой непрерывных ходов до 2000 мин⁻¹, которые используются в основном для штамповки сверхбольших серий изделий (магнитопроводов статоров и роторов электродвигателей и сердечников трансформаторов). Применение листоштамповочных пресс-автоматов в условиях относительно малых серий изделий ограничено в связи с отсутствием эффективных систем предохранения от перегрузок. Поскольку уменьшение размеров серии изделий ведет к увеличению числа переналадок пресса-автомата, повышается вероятность сбоев технологического процесса и, соответственно, возникновения перегрузок. При наличии эффективных систем предохранения данные прессы-автоматы могут быть использованы для изготовления изделий широкой номенклатуры.

Разработка систем предохранения быстро-

ходных листоштамповочных прессов-автоматов в условиях экстремального нагружения требует определения уровня вероятных перегрузок, чему и посвящена данная работа. Под экстремальным понимается нагружение, не предусмотренное паспортными и расчетными характеристиками пресса-автомата, при котором в его узлах возникают нагрузки, превышающие допустимую силу на ползуне и расчетный крутящий момент на главном валу.

Отношение максимальной для конкретного технологического нагружения силы, действующей на ползун, к номинальной силе пресса-автомата будем называть перегрузкой в линейном контуре (перегрузкой по силе), а отношение максимального крутящего момента на главном валу к расчетному – перегрузкой в крутильном контуре (или перегрузкой по крутящему моменту).

Объект и метод исследования

В качестве объекта исследования выбрали быстросходный листоштамповочный пресс-автомат с номинальной силой 1 МН, входящий в состав гибкого производственного модуля листовой штамповки, предназначенного для высокопроизводительной автоматической многооперационной штамповки изделий из ленты путем вырубки, гибки, неглубокой вытяжки и других операций в штампах последовательного действия. Предполагаемая (расчетная) годовая производительность модуля (применительно к условиям производства грузовых автомобилей годовой программой выпуска около 200 тыс. шт.) соответствует совокупной производительности бо-

лее 100 автоматизированных универсальных прессов с валковой или клещевой подачей [1]. Входящий в состав модуля пресс-автомат относится к КШМ и является вертикальным закрытым прессом с верхним приводом.

Основные технические характеристики исследуемого пресса-автомата

Номинальная сила	1 МН
Рабочая частота непрерывных ходов	100–500 мин ⁻¹
Мощность главного электродвигателя	30,5 кВт
Ход ползуна	40,6 мм
Радиус кривошипа исполнительного механизма	20 мм
Угол наклона шатунного пазы ...	10°
Радиус кривошипа контрмеханизма	55 мм
Величина регулировки закрытой высоты	7 мм
Размер ползуна в плане	850×850 мм
Эффективная жесткость пресса	1,05 МН/мм
Высота пресса	2750 мм

В качестве исполнительного механизма (ИМ) используется компактный кривошипно-ползунный механизм с нулевым коэффициентом шатуна и наклонным по отношению к штамповой плоскости пазом перемещения шатуна в ползуне (рис. 1). ИМ данного типа имеют

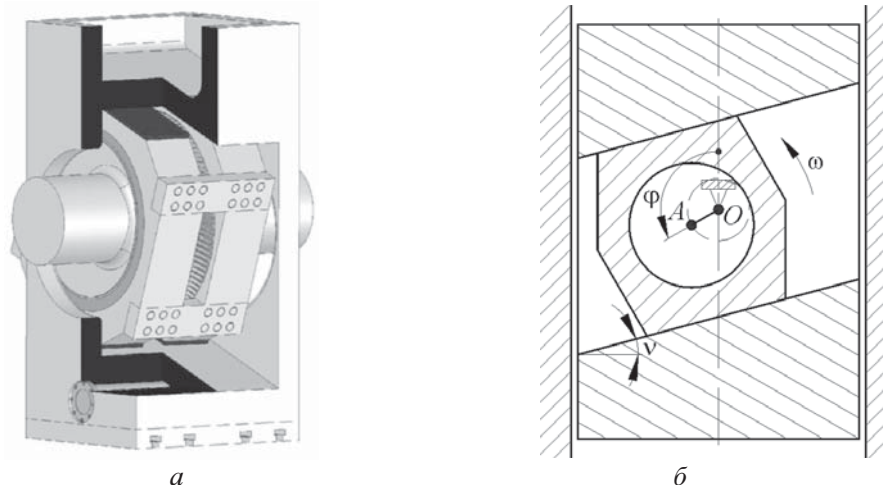


Рис. 1. Компактный кривошипно-ползунный ИМ с наклонным шатуном бесконечной кинематической длины (а) и схема, иллюстрирующая кинематику механизма (б):

φ_1 – угол поворота главного вала; ν – угол наклона шатунного пазы; ω – угловая скорость кривошипа

повышенную эффективную жесткость прессы по сравнению с традиционными кривошипно-ползунными ИМ в результате уменьшения зоны активной деформации прессы. Для уравнивания подвижных масс ИМ используется механизм динамического уравнивания (МДУ), выполненный в виде двух контрмеханизмов такой же конструкции, эксцентрики которых повернуты относительно эксцентрика ИМ на 180° .

В связи с высокой рабочей частотой непрерывных ходов, большой жесткостью и частыми переналадками прессы-автомата возникает необходимость в надежной защите его от перегрузок. Однако использование традиционных способов предохранения не представляется возможным. Для решения этой проблемы предлагается оригинальная система комплексной защиты прессы-автомата, основанная на сочетании предохранения по уровню и предохранения по частоте перегрузок.

Предохранение прессы по уровню перегрузок [3] осуществляется следующим образом (рис. 2). Разъемная станина 6 стягивается стяжными шпильками 4 так, чтобы при любом превышении действующей на ползун силой P_t ее номинального значения стык затянутого соединения раскрывался. Диаметр средней части стяжных шпилек 4 подбирается таким, чтобы после раскрытия стыка жесткость силового контура, создаваемого обрабатываемым изделием 1, инструментом, ИМ, состоящим из ползуна 8, шатуна 7 и главного вала 3, и станиной 6, составляла

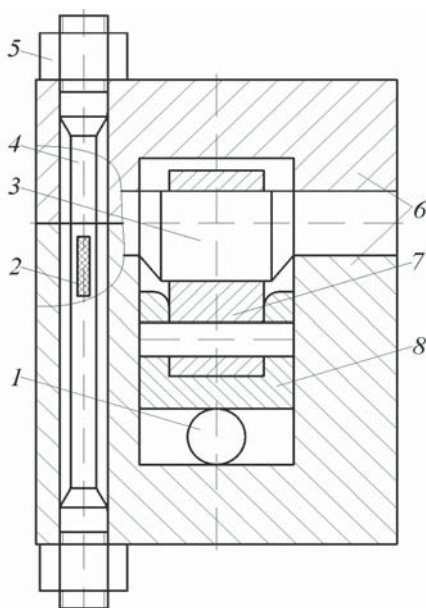


Рис. 2. Схема реализации упругопластического способа предохранения

10 – 30 % эффективной жесткости прессы. При раскрытии стыка установленные на станину датчики 2 отключают пресс, и ползун приходит в крайнее исходное положение. Факт перегрузки сопровождается соответствующей сигнализацией. Гидрогайка 5 или другое известное устройство перезатягивает шпильку, восстанавливая расчетную силу срабатывания в соответствии с измеренной деформацией в режиме ручного дистанционного или автоматического управления.

На рис. 3 показана характерная диаграмма прессы. Точка *A* соответствует началу деформации обрабатываемого изделия, точка *B* – раскрытию стыка станины, точка *C* – переходу центральной части шпилек 4 (см. рис. 2) в пластическую область, точка *D* – переходу ползуна через крайнее рабочее положение. Угол β характеризует линейную жесткость прессы до раскрытия стыка станины, угол γ – линейную жесткость прессы после раскрытия стыка станины, угол θ – линейную жесткость прессы при переходе центральной части шпилек в пластическую область. В зависимости от соотношений параметров прессы и шпилек пластическая область в ряде случаев может отсутствовать.

Приведенные рассуждения справедливы исходя из предположения о протекании процесса перегрузки в квазистатическом режиме. В условиях экстремального нагружения, при которых процесс перегрузок становится динамическим, эффективность предохранения прессы по уровню может существенно снизиться.

Для предохранения прессы по частоте перегрузок используются датчики 2 (см. рис. 2), установленные на каждую из стоек станины.

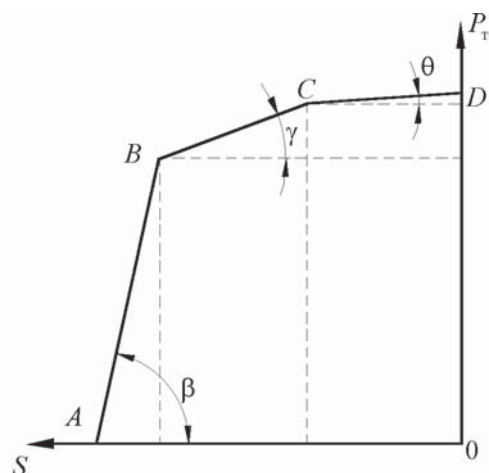


Рис. 3. Диаграмма нагружения прессы при упругопластическом способе предохранения:
S – недоход ползуна до КРП

Датчики через систему управления отключают пресс при превышении как допустимой суммарной силы на стойках, так и допустимого эксцентриситета ее приложения. Высокая точность датчиков гарантирует их срабатывание в пределах $\pm 3\%$ от установленной номинальной величины.

Общая картина нагружения кривошипных прессов достаточно сложна, поэтому ее целесообразно представлять в виде ряда сравнительно простых процессов, протекающих последовательно или параллельно. Каждый цикл работы пресса сопровождается повторяющейся совокупностью переходных процессов. В связи с этим возникновение и способ проявления отдельных динамических нагрузок при рассмотрении процесса в целом удобно связывать с отдельными этапами цикла работы: включением муфты и разгоном ведомых масс, включением тормоза и торможением ведомых масс, выполнением технологической операции, холостым ходом, упругой разгрузкой.

Исследование динамики процессов перегрузки пресса-автомата проводили на основе разработанной математической модели, при составлении которой указанные процессы рассматривали как неустойчивую форму рабочего режима. Эквивалентная схема математической модели экстремального нагружения листоштамповочного пресса-автомата включает в себя два контура: замкнутый линейный, в котором сила P_T замыкается на станину, и открытый кривошипный (рис. 4).

При разработке модели были сделаны следу-

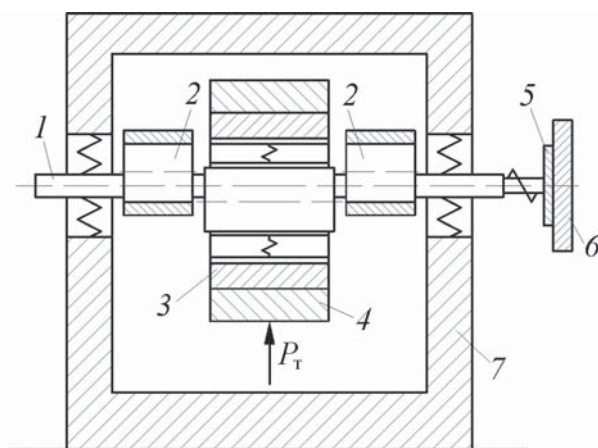


Рис. 4. Эквивалентная схема математической модели экстремального нагружения пресса-автомата:

1 – главный вал; 2 – МДУ; 3 – шатун; 4 – ползун;
5 – ведомые массы муфты; 6 – маховик и ведущие массы муфты; 7 – станина

ющие допущения: гравитационные силы и сила, создаваемая пневмоуравновешивателем, пренебрежимо малы и не оказывают существенного влияния на изучаемый процесс; соединения в шарнирах – безззорные; к моменту начала приложения технологической нагрузки к ползуну пресса-автомата процесс синхронизации вращения ведущих и ведомых масс окончен; внешний момент сил (момент электродвигателя) существенен и достаточен для поддержания движения системы на холостом ходу, но пренебрежимо мал для учета его влияния на изучаемый процесс.

Математическое описание исследуемых процессов включает в себя кинематические соотношения, соотношения упругости элементов с линейной и угловой податливостью, уравнения равновесия звеньев линейного и кривошипного контуров (рис. 5), составленные на основе принципа Даламбера, и общее уравнение динамики. Все линейные кинематические параметры зависят только от одного углового параметра φ_1 (угла поворота главного вала). Решение системы уравнений проводили численно методом Эйлера. Для принципиальной оценки уровня динамичности различных вариантов нагружения исследуемых элементов их признавали условно не разрушаемыми. Окончанием рассматриваемых процессов считали факт остановки подвижных масс или переход ползуном через КРП.

Кинематические соотношения имеют вид:

$$y_B = \frac{R(1 - \cos(\varphi_1 - \nu))}{\cos \nu} + \frac{R_{Oy}}{C_{17}} + \frac{R_{Ay}}{C_{13}};$$

$$x_A = -R \sin \varphi_1;$$

$$y_A = R(1 - \cos \varphi_1) + \frac{R_{Oy}}{C_{17}} + \frac{R_{Ay}}{C_{13}};$$

$$x_F = -R_F \sin \varphi_1;$$

$$y_F = R_F(1 - \cos \varphi_1) + \frac{R_{Oy}}{C_{17}} + \frac{R_{Ay}}{C_{13}};$$

$$z = \frac{-R \sin \varphi_1}{\cos \nu};$$

$$y_b = \frac{r(1 - \cos(\varphi_1 - \nu))}{\cos \nu};$$

$$x_a = -r \sin \varphi_1;$$

$$y_a = r(1 - \cos \varphi_1);$$

$$x_f = -r_f \sin \varphi_1;$$

$$y_f = r_f(1 - \cos \varphi_1);$$

уравнения равновесия звеньев линейного кон-

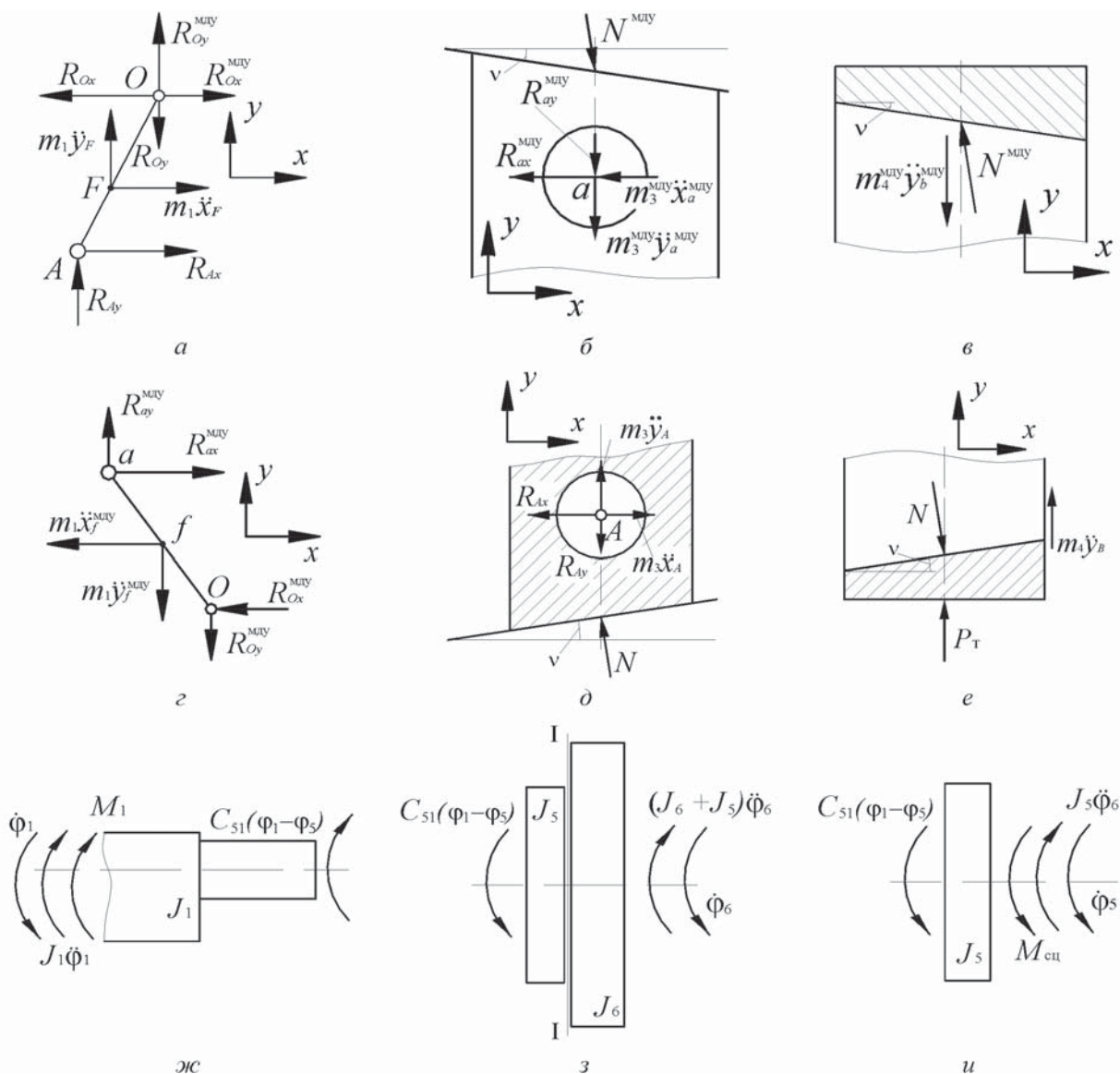


Рис. 5. Схемы равновесия структурных звеньев:

а – кривошипа МДУ; б – шатуна МДУ; в – ползуна МДУ; з – кривошипа ИМ; д – шатуна ИМ; е – ползуна ИМ; ж – и – звеньев крутильного контура

тура имеют вид:

$$\begin{aligned} R_{ay}^{мду} - m_1 \ddot{y}_f^{мду} - R_{Oy}^{мду} &= 0; \\ R_{ax}^{мду} - m_1 \ddot{x}_f^{мду} - R_{Ox}^{мду} &= 0; \\ -R_{ay}^{мду} - m_3^{мду} \ddot{y}_a^{мду} - N^{мду} \cos v &= 0; \\ -R_{ax}^{мду} - m_3^{мду} \ddot{x}_a^{мду} + N^{мду} \sin v &= 0; \\ N^{мду} \cos v - m_4^{мду} \ddot{y}_b^{мду} &= 0; \\ R_{Ax} - R_{Ox} + m_1 \ddot{x}_F + 2R_{Ox}^{мду} &= 0; \\ R_{Ay} - R_{Oy} + m_1 \ddot{y}_F + 2R_{Oy}^{мду} &= 0; \\ m_3 \ddot{x}_A - R_{Ax} - N \sin v &= 0; \\ m_3 \ddot{y}_A - R_{Ay} + N \cos v &= 0; \\ P_T + m_4 \ddot{y}_B - N \cos v &= 0; \end{aligned}$$

тура имеют вид:

$$\begin{aligned} M_1 + J_1 \ddot{\phi}_1 + C_{15} (\phi_1 - \phi_5) &= 0; \\ M_1 = \ddot{\phi}_5 J_5 - C_{15} (\phi_1 - \phi_5); \\ \text{при } M_1 \leq M_{cu} \\ (J_6 + J_5) \ddot{\phi}_6 - C_{15} (\phi_1 - \phi_5) &= 0, \quad \phi_6 = \phi_5; \\ \text{при } M_1 > M_{cu} \\ J_5 \ddot{\phi}_5 - M_{cu} - C_{15} (\phi_1 - \phi_5) &= 0; \end{aligned}$$

общее уравнение динамики имеет вид:

$$M_1 d\phi_1 - P_T dy_B - d(0,5m_4(\dot{y}_B)^2) - d(0,5m_3(\dot{y}_A)^2) - d(0,5m_3(\dot{x}_A)^2) - d(0,5J_1(\dot{\phi}_1)^2) -$$

уравнения равновесия звеньев крутильного кон-

$$\begin{aligned}
 & -\left|\mu r_o \sqrt{R_{Ox}^2 + R_{Oy}^2} d\phi_1\right| - \left|\mu r_A \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} d\phi_1\right| - |\mu N dz| - \\
 & -d(0,5m_4^{\text{мд}} (\dot{y}_b^{\text{мд}})^2) - d(0,5m_3^{\text{мд}} (\dot{y}_a^{\text{мд}})^2) - \\
 & -d(0,5m_3^{\text{мд}} (\dot{x}_a^{\text{мд}})^2) - \left|\mu r_o \sqrt{(R_{Ox}^{\text{мд}})^2 + (R_{Oy}^{\text{мд}})^2} d\phi_1\right| - \\
 & -\left|\mu r_a \sqrt{(R_{ax}^{\text{мд}})^2 + (R_{ay}^{\text{мд}})^2} d\phi_1\right| - |\mu N^{\text{мд}} dz^{\text{мд}}| = 0,
 \end{aligned}$$

где ϕ_5 – угол поворота ведомых масс муфты; $R_{ax}^{\text{мд}}, R_{ay}^{\text{мд}}, R_{Ox}^{\text{мд}}, R_{Oy}^{\text{мд}}, R_{Ox}, R_{Oy}, R_{Ax}, R_{Ay}$ – составляющие реакции соответствующего шарнирного соединения; $N, N^{\text{мд}}$ – нормальные реакции плоскости соединения шатуна с ползуном ИМ и МДУ; $m_1 \ddot{x}_f^{\text{мд}}, m_1 \ddot{y}_f^{\text{мд}}, m_3 \ddot{x}_a^{\text{мд}}, m_3 \ddot{y}_a^{\text{мд}}, m_4 \ddot{y}_b^{\text{мд}}, m_1 \ddot{x}_F, m_1 \ddot{y}_F, m_3 \ddot{x}_A, m_3 \ddot{y}_A, m_4 \ddot{y}_B$ – составляющие даламберовой силы инерции; P_T – технологическая сила; J_1 – приведенный момент инерции маховика, шкива и ротора электродвигателя; J_2 – момент инерции ведомых масс муфты; J_3 – приведенный момент инерции ИМ и МДУ; C_{15} – угловая жесткость главного вала на участке от муфты до кривошипа с приведенной жесткостью шлицевого и шпоночного соединения ступицы муфты; C_{17} – жесткость стоек станины (после раскрытия предварительно затянутого стыка представляет собой жесткость шпилек); C_{13} – линейная жесткость главного вала с приведенными жесткостями коренных и шатунных опор главного вала; $x_a, y_a, x_f, y_f, y_b, x_A, y_A, x_F, y_F, y_B$ – составляющие перемещения центров масс соответствующих звеньев; R, r – радиусы кривошипа ИМ и МДУ; R_f, r_f – расстояния от точки O до центров масс кривошипа ИМ и МДУ; z – перемещение ползуна относительно шатуна; μ – коэффициент трения в опорах; r_o, r_A – радиусы коренной и шатунных шеек главного вала; r_a – радиус шатунной шейки МДУ; $M_{\text{сц}}$ – момент сцепления муфты.

Действующая на ползун сила P_T задается как функция недохода ползуна S до КРП (рис. 6). В качестве зависимости $P_T(S)$ использовался график эффективной жесткости (имитация «глухого удара» в результате смыкания штампов при отсутствии заготовки) или типовые линейаризованные графики технологического нагружения [1].

Моментом раскрытия стыка предварительно затянутой станины считается выполнение условия $P_{\text{кр}} < R_{Oy} < P_{\text{max}}$, где $P_{\text{кр}}$ – критическая сила, определяемая по диаграмме сил в затянутом соединении «станина – шпильки»; R_{Oy} –

вертикальная составляющая реакции коренной опоры главного вала; P_{max} – сила, при которой начинается пластическое течение шпилек. Раскрытие стыка приводит к резкому уменьшению эффективной жесткости системы «пресс – инструмент – заготовка», при этом стержни под действием растягивающей нагрузки деформируются в упругой области. Переход шпилек в пластическую область начинается при выполнении условия $R_{Oy} < P_{\text{max}}$. Считаем, что течение происходит без упрочнения в связи с относительно малой величиной деформации.

В ходе численного эксперимента варьировали параметры пресса: частоту вращения кривошипа; обобщенную координату начала нагружения; жесткость элементов линейного и крутильного контуров и их структурных элементов; момент инерции ведущих и ведомых масс; коэффициент запаса сцепления фрикционной муфты; структуру машины в виде наличия или отсутствия предохранительного устройства, а также характер прикладываемой нагрузки.

Результаты исследований

Проведенный численный эксперимент показал, что развитие перегрузок в каждом из контуров протекает по-разному. Величины возможных перегрузок зависят от целого ряда параметров: крутильной и линейной жесткости элементов и системы в целом, включая технологический процесс; инерционности элементов; момента сцепления муфты; обобщенной координаты протекания процесса и т.д. Маховик и ведущие массы муфты 6, а также МДУ 2 (см. рис. 4) не оказывают существенного влияния на изучаемый процесс. Из сказанного не следует, что данные элементы не нужны. МДУ предохраняет пресс и окружающее его пространство (включая обслуживающий персонал

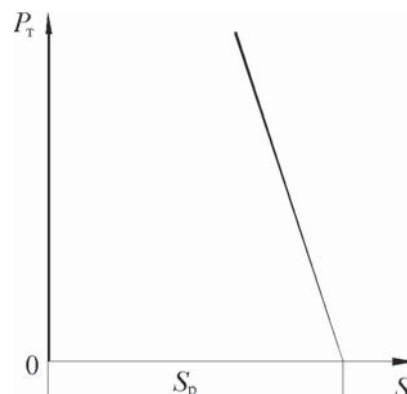


Рис. 6. График нагружения ползуна:

S – недоход ползуна до КРП; S_p – рабочий недоход ползуна, на котором осуществляется штамповка

и сооружения) от разрушающих последствий вынужденных колебаний, а маховик и ведущие массы муфты оптимизируют энергообменные процессы, не затрагиваемые данным исследованием.

Характер изменения силы P_T в линейном контуре пресса-автомата при «глухом ударе», частоте непрерывных ходов $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ и различных углах начала приложения нагрузки показан на рис. 7. Первыми пятью кривыми ($\varphi = 140^\circ \dots 160^\circ$) характеризуются процессы, оканчивающиеся истощением энергии маховых масс, шестой кривой – процесс перегрузки,

при котором ползун преодолевает КРП. Максимальные силы, действующие на ползун пресса-автомата без системы предохранения определяются максимальными ординатами точек на кривых 1, при системе упругопластического предохранения – ординатами точек на кривых 2. Величины этих сил тем больше, чем дальше от КРП прикладывается нагрузка и чем больше начальная угловая скорость главного вала.

При «глухом ударе» ($n = 500 \text{ мин}^{-1}$ и отсутствии системы предохранения) сила P_T может достигать величины $4,5P_n$ (P_n – номинальная сила пресса). При прочих равных условиях величина

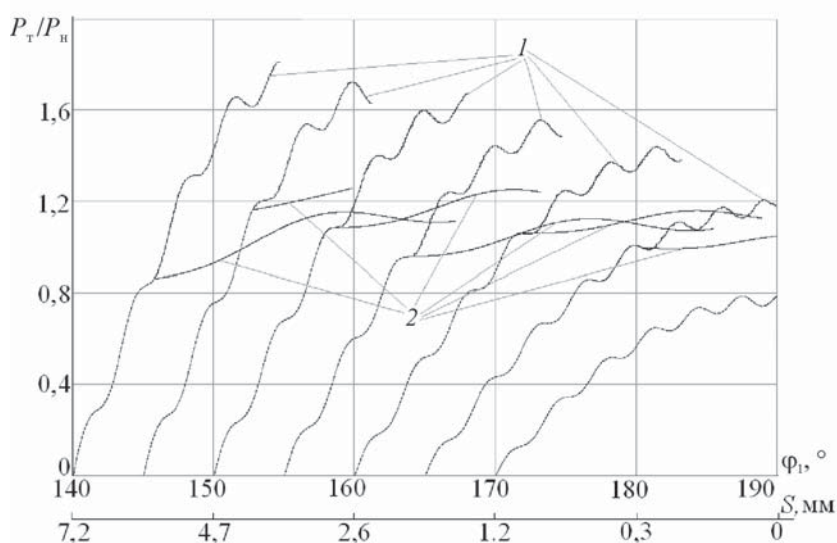


Рис. 7. Характер изменения относительной силы, действующей на ползун пресса-автомата, в зависимости от угла поворота главного вала φ_1 и недохода S :

1 – без предохранения; 2 – с упругопластическим предохранением

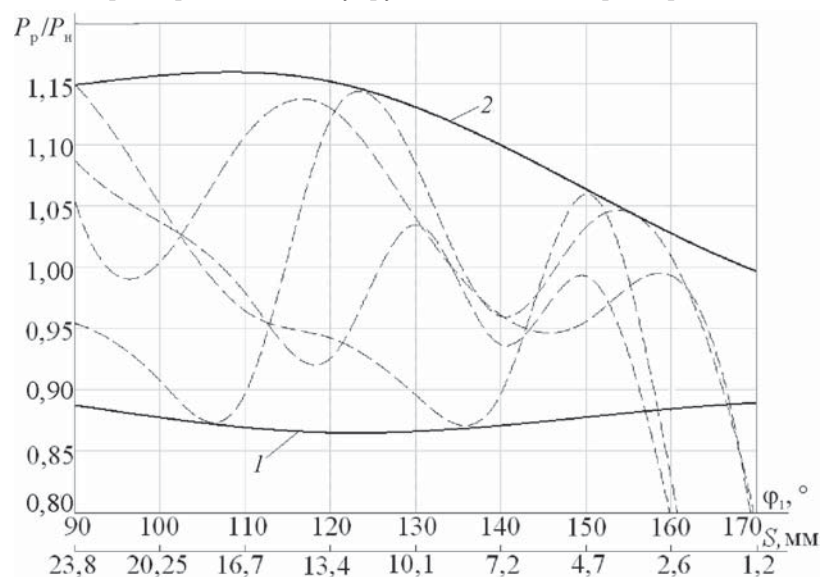


Рис. 8. Относительная максимальная сила, действующая на ползун пресса-автомата P_p/P_n в момент раскрытия стыка станины при различных начальных условиях приложения нагрузки (— —), в зависимости от угла φ_1 и недохода S : 1 – минимальные пороговые значения; 2 – максимальные пороговые значения;
 P_p – сила, действующей на ползун в момент раскрытия стыка станины

перегрузки определяется не всей зависимостью $P_T(S)$, а величиной dP_T/dS в точке максимального нагружения (см. рис. 6), поэтому «глухой удар» – наихудший вариант развития процесса.

Наличие системы упругопластического предохранения позволяет ограничить перегрузку линейного контура. Максимальная действующая на ползун сила в этом случае зависит от критической силы $P_{кр}$. При $P_{кр} = P_n$ эта сила ограничена на уровне $1,25P_n$ независимо от начальной угловой скорости главного вала и обобщенной координаты начала процесса. Увеличение критической силы повышает величину возможных перегрузок. Уменьшение критической силы невозможно по причинам, которые будут рассмотрены далее.

Ординаты точки расхождения кривых нагружения на рис. 7 различны, что свидетельствует о различных значениях сил на ползуне и на шпильках в сечении, проходящем по оси коренных шеек главного вала (см. рис. 3), т.е. в момент раскрытия стыка станины сила на ползуне может быть больше (вторая кривая), меньше (первая кривая) или равна номинальной силе пресса (шестая кривая).

Динамичность протекающих при перегрузке процессов приводит к тому, что сила срабатывания предохранительного устройства колеблется в пределах 15 % от расчетной величины (рис. 8). Это связано с тем, что при данном конструктивном исполнении предохранитель достаточно отдален от очага деформации. Для увеличения точности системы упругопластического предо-

хранения предохранитель необходимо располагать как можно ближе к очагу деформации.

Использование системы упругопластического предохранения позволяет эффективно бороться с перегрузками только в линейном контуре. На величину перегрузок в крутильном контуре эта система практически не оказывает влияния (рис. 9), поэтому в быстроходных КШМ эффективное предохранение возможно лишь при применении комплекса мер, включающих в себя меры по борьбе с перегрузками как в линейном, так и в крутильном контуре пресса.

Перегрузки в крутильном контуре (отношение максимального крутящего момента на главном валу M к расчетному крутящему моменту M_p) при частоте ходов 100 и 500 мин⁻¹ могут достигать 1,8 и 3,8, соответственно (см. рис. 9). Наибольшее влияние на перегрузки в крутильном контуре оказывают момент инерции ведомых масс и коэффициент запаса муфты (рис. 10).

Отказ от избыточного момента сцепления муфты позволяет при частоте ходов 100 мин⁻¹ снизить перегрузки на всем диапазоне изменения угла начала приложения нагрузки, а при частоте ходов 500 мин⁻¹ – только на значительных расстояниях от КРП ($\varphi > 160^\circ$) (см. рис. 10). Это свидетельствует о том, что муфта в качестве предохранителя работает не стабильно, особенно на значительных недоходах (границы зависят от начальной угловой скорости главного вала) и вблизи КРП (стремление кривых 1 и 2 в одну точку).

Отказ от избыточного момента сцепления

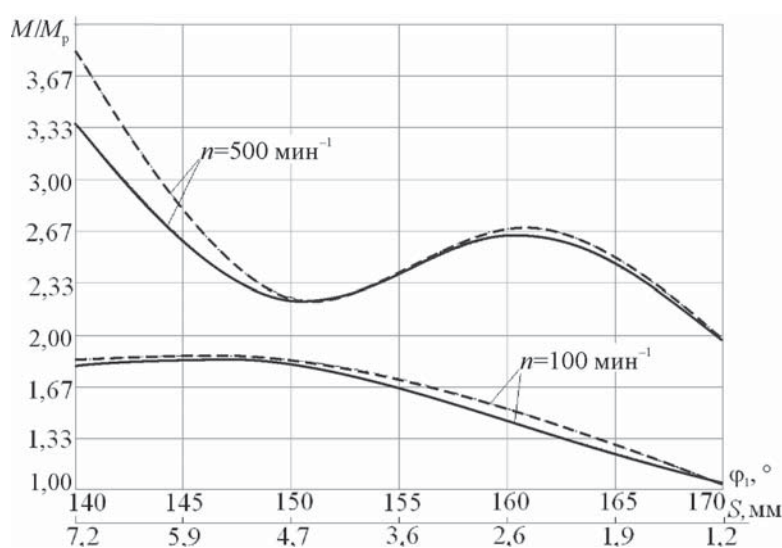


Рис. 9. Зависимость максимального относительного крутящего момента на главном валу пресса-автомата

M/M_p от угла φ_1 и недохода S :

———— с системой упругопластического предохранения;
----- без системы предохранения

муфты с одновременным снижением момента инерции ведомых масс позволяет уменьшить перегрузки только при относительно небольших частотах ходов. Так, при частоте ходов 100 мин^{-1} снижение момента инерции ведомых масс муфты в 3 раза позволяет снизить максимальную перегрузку в 1,5 раза (см. рис. 10). При значительных частотах ходов указанный комплекс мер менее эффективен. Даже при приложении нагрузки вблизи КРП наблюдаются значительные перегрузки по крутящему моменту на главном валу (см. рис. 10).

Главный вал является, как правило, наиболее слабым звеном КШМ [1, 2], определяющим график допустимых усилий на ползуне. Для главного вала рассматриваемого пресса-автомата вследствие особенностей его конструкции даже максимально возможная четырехкратная перегрузка по крутящему моменту не опасна, поскольку коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям в этом случае составляет 6,3. Эта перегрузка опасна для элементов пресса, сопряженных с главным валом и рассчитанных на передачу крутящего момента.

При нагружении пресса-автомата в штатных режимах (в пределах кривой допустимых сил) крутящий момент на главном валу в зависимости от угловой скорости главного вала варьируется в пределах от M_p до $2M_p$, что свидетельствует о значительных динамических нагрузках в крутильном контуре пресса. В связи с этим расчет допустимых и номинальных параметров, который основан в настоящее время на допущении о квазистатическом характере нагружения, не учитывает реальных нагрузок, и должен быть скорректирован путем ограничения частоты непрерывных ходов пресса и(или) ограничением уровня нагружения. Предлагается перейти от кривой допустимых сил к поверхности допустимых сил, зависимости силы на ползуне от обобщенной координаты и частоты непрерывных ходов пресса. Под допустимой силой в данном случае следует понимать наибольшую силу, которую при заданной угловой скорости главного вала и в любом положении ИМ можно прикладывать к ползуну пресса неограниченное количество раз, без разрушения его элементов.

На рис. 11 показана поверхность допустимых сил для рассматриваемого пресса-автомата. Суть построения сводится к следующему: определяются силовые факторы (сила, крутящий момент) при данной частоте вращения кри-

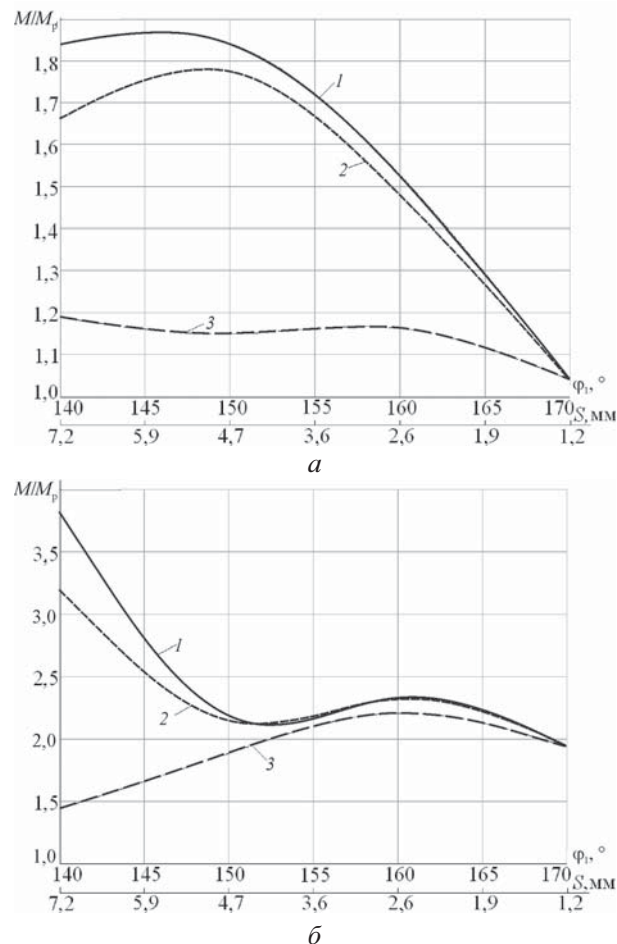


Рис. 10. Зависимость максимального относительного крутящего момента на главном валу листоштамповочного автомата M/M_p от угла φ_1 и недохода S : а – при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$; б – при $n = 500 \text{ мин}^{-1}$; 1 – стандартная муфта пресса; 2 – муфта, выполненная без запаса по моменту сцепления; 3 – муфта, выполненная без запаса по моменту сцепления (момент инерции ведомых масс муфты снижен в 3 раза)

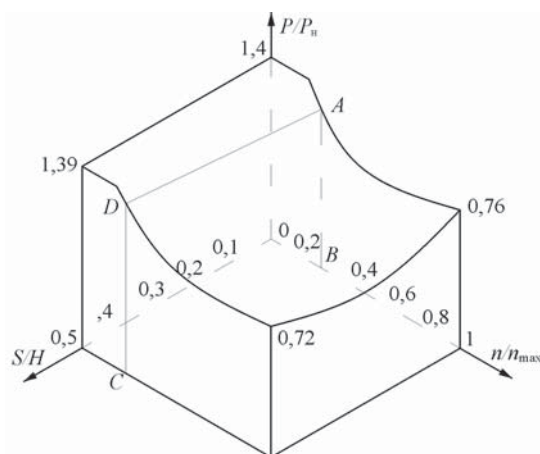


Рис. 11. Поверхность допустимых сил для рассматриваемого пресса-автомата (H – полный ход ползуна)

вошипа, которые в качестве исходных данных закладываются в общеизвестную методику расчета допустимых параметров. Расчет ведется от $n = n_{\max}$ до $n \approx 0$. Таким образом, получаются сечения представленной поверхности плоскостями, параллельными плоскости ($P/P_n; n/n_{\max}$), которые затем объединяются в поверхность.

Для рассматриваемого пресса-автомата допустимая сила на ползуне практически не зависит от недохода ползуна до КРП, но существенно зависит от частоты непрерывных ходов пресса (см. рис. 11). Плоскость $ABCD$ разбивает поверхность на две области. Слева от данной плоскости допустимая сила больше или равна номинальной, справа – меньше номинальной. Технологический процесс необходимо выбирать таким образом, чтобы он полностью вписывался в поверхность допустимых сил. Таким образом обеспечивается неограниченная долговечность несущей конструкции пресса. В частности, при частоте ходов ползуна более 140 мин^{-1} нагружать пресс номинальной силой нельзя при любом недоходе ползуна до КРП.

Приведенные графики зависимостей представлены в безразмерных координатах, что позволяет соотнести их с графиками зависимостей для аналогичных прессов, а применение соотношений подобия [4] позволяет обобщить результаты и использовать их при проектировании и модернизации прессов аналогичных гамм.

Заключение

Основными источниками перегрузок являются кинетическая энергия ведомых масс, избыточный момент сцепления муфты, большая жесткость системы «пресс – инструмент – изделие». Сочетание указанных параметров может быть таково, что перегрузки могут до-

стигать в крутильном контуре величины 3,8, а в линейном контуре – величины 4,5.

Превышение расчетного крутящего момента для рассматриваемого пресса-автомата не приводит к перегрузке главного вала, поскольку вал имеет значительный запас прочности по касательным напряжениям.

Эффективное предохранение пресса-автомата возможно при сочетании предохранения по частоте перегрузок с системой упругопластического предохранения (по уровню). При этом величина перегрузок для линейного контура ограничивается на уровне 1,1–1,2 при любых сбоях технологического процесса.

Список литературы

1. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: учебное пособие. – М.: МГИУ, 2008. – 704 с.
2. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебник для вузов. – М.: ИЦ «Академия», 2008. – 480 с.
3. Пат. 2427466 Российская Федерация, МПК В 30 В 15/28. Способ предохранения кривошипных прессов от перегрузок по усилию на ползуне / В.Е. Свистунов, В.А. Чубуков, А.Г. Матвеев; ГОУ ВПО Московский государственный индустриальный университет. Заявл. 23.12.2009. Оpubл. 02.08.2011. Бюл. № 24.
4. Свистунов В.Е., Чубуков В.А., Матвеев А.Г., Гартвиц А.А. Проектирование кривошипных кузнечно-прессовых машин с использованием соотношений подобия // Заготовительные производства в машиностроении (кузнечно-штамповочное, литейное и другие производства). 2009. № 9. С. 30–37.

Материал поступил в редакцию 25.10.2012

**СВИСТУНОВ
Владимир Ефимович**

Тел.: +7(495) 620-39-40

Кандидат технических наук, профессор кафедры машин и технологии обработки металлов давлением ФГБОУ ВПО «МГИУ». Сфера научных интересов – теория компактных и многозвенных исполнительных механизмов; динамика цикловых систем «машина–изделие» с нереверсируемым электромаховичным приводом. Автор более 100 научных работ, в том числе монографий, авторских свидетельств, патентов США, Великобритании, Франции и других стран.

**ЧУБУКОВ
Владимир
Анатолевич**

E-mail: hva1@mail.msiu.ru
Тел.: +7(495) 675-02-97

Кандидат технических наук, доцент кафедры машин и технологии обработки металлов давлением ФГБОУ ВПО «МГИУ». Сфера научных интересов – кузнечно-прессовые машины с нереверсируемым электромаховичным приводом и цикловым характером движения исполнительных механизмов. Автор 15 научных работ.

**МАТВЕЕВ
Алексей Григорьевич**

E-mail: mag10@mail.msiu.ru
Тел.: +7(495) 675-02-97

Инженер кафедры машин и технологии обработки металлов давлением ФГБОУ ВПО «МГИУ». Сфера научных интересов – системы предохранения кузнечно-прессовых машин. Автор пяти научных работ.

**Гартвиг
Артур Александрович**

E-mail: gartvig_artur@mail.ru

Инженер ООО «КванторФорм». Сфера научных интересов – контактные задачи механики с использованием метода конечных элементов. Автор пяти научных работ.