

Р С Ф С Р

Горьковский политехнический институт

им. А.А.Жданова

На правах рукописи

КРЕШНЯНСКИЙ ВАЛЕРИЙ ГЕСРГЬЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И СПОСОБА СНИЖЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КРИВОШИПНО-ПОЛ -
ЗУННОМ МЕХАНИЗМЕ ПРЕССА ДЛЯ РАЗДЕЛИТЕЛЬ-
НЫХ ОПЕРАЦИЙ

(Специальность 05.03.05 - „Технология и
машины обработки давлением“)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Горький, 1974

ГОРЬКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
БИБЛИОТЕКА

Работа выполнена на кафедре "Автоматизация кузнечно-штамповочного производства" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель — доцент, кандидат технических наук
Н.П.Катков.

Официальные оппоненты: профессор, доктор технических наук
Г.А.Навроцкий;
доцент, кандидат технических наук
О.С.Кошелев.

Ведущее предприятие — Воронежский ордена Ленина завод тяжёлых механических прессов.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1974 года.

Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1974 года,
в _____ часов, в ауд. _____, корпус _____ на заседании Совета по присуждению учёных степеней машиностроительного и механического факультетов ГПИ им. А.А.Жданова.

Просим Вас принять участие в заседании Совета или прислать свои отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью организации, по адресу: 603024

г.Горький, Н-24, ул. Минина, д.24, ГПИ им. А.А.Жданова, Учёному секретарю Совета машиностроительного и механического факультетов.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Секретарь Учёного Совета
доцент, кандидат технических
наук

/А.Д.ШИШЛОВ/

ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных задач, поставленных XXIV съездом КПСС перед машиностроителями, является резкое повышение надёжности и долговечности машин. В целом отечественным прессостроением достигнуты значительные успехи в решении этой задачи, однако существуют ещё области штамповочного производства, в которых надёжность и долговечность прессового оборудования находятся на недостаточном уровне. В частности, кривошипные прессы при эксплуатации на разделительных операциях имеют низкую долговечность исполнительного и вспомогательных механизмов, в прессах происходит большое число поломок деталей, в том числе и не воспринимающих технологическую нагрузку.

Одной из главных причин ухудшения эксплуатационных качеств кривошипных прессов при выполнении разделительных операций является динамическое растягивающее усилие, возникающее в кривошипно-ползунном механизме при кратковременной упругой разгрузке прессы в момент скола штампуемой заготовки. Поэтому повышение надёжности и долговечности кривошипных прессов в значительной мере зависит от успешного решения задачи снижения растягивающего динамического усилия в исполнительном механизме прессы.

Реферуемая работа посвящена изучению режима нагружения кривошипно-ползунного механизма прессы растягивающим динамическим усилием и разработке и исследованию способа его снижения.

Основой для проведения работы явились труды М.В.Сторожева, А.И.Зимина, Г.А.Навроцкого по теории кривошипных кузнечно-прессовых машин, работы Е.Н.Ланского, Л.И.Живова, В.И.Власова, Г.М.Родова, Г.Г.Шозняка, А.Ф.Бичевого, И.К.Токарева, В.А.Иванова, Н.П.Кат

кова, О.С.Кошелева, В.П.Вяткина по динамике кривошипных прессов, исследования В.Т.Мещерина, В.П.Романовского, Б.Н.Звороно, И.С.Морина, П.Д.Чудакова, А.Г.Лисина по технологии разделительных операций.

1. Состояние вопроса и задач исследования

Особенности нагружения кривошипных прессов при выполнении разделительных операций определяются наличием двух физически различающихся стадий процесса деформирования заготовки: стадии пластического деформирования и стадии хрупкого разрушения. Исследования Е.Н.Ланского, Г.Г.Позняка, А.Ф.Бичевого, Л.И.Живова, И.К.Токарева и др. показывают, что хрупкое разрушение заготовки вызывает практически мгновенную упругую разгрузку пресса от технологического усилия, сопровождающуюся возникновением колебательных процессов в динамической системе пресса. При этом в кривошипно-ползунном исполнительном механизме возникает динамическое растягивающее усилие, противоположное по направлению технологическому и соизмеримое с ним по величине. Как правило, прессы на восприятие указанного усилия не рассчитываются, вследствие чего происходят многочисленные поломки деталей крепления ползуна, крышек шатунов и опор главного вала, поломки механизма регулирования закрытой высоты и т.д., снижается долговечность прессов. Кроме того, значительное отрицательное ускорение ползуна пресса, возникающее в период нагружения механизма растягивающим усилием, вызывает динамические нагрузки на детали и узлы вспомогательных механизмов, расположенных в ползуне, что также снижает их долговечность.

Вопросу снижения динамических нагрузок в кривошипных прессах при выполнении разделительных операций посвящен ряд работ совет -

ских и зарубежных исследователей. На основании анализа известных работ можно выделить два основных направления в решении этого вопроса:

- изменение параметров колебательной системы пресса (работы Л.И.Хивова, А.Ф.Бичевого, И.К.Токарева, Е.Н.Ланского) ;
- применение демпфирующих устройств (работы Е.Хааса и Г.Печке (ФРГ), Л.И.Хивова).

В работах первого направления решается в основном задача снижения динамических нагрузок от ускорений ползуна и траверсы пресса и уменьшения нагрузок на фундамент.

Для снижения непосредственно динамического растягивающего усилия в работах второго направления предложены гидравлические демпферы, которые однако не нашли практического применения в кривошипных прессах из-за сложности конструкции и обслуживания, а также недостаточной долговечности.

Существуют предпосылки эффективного снижения динамического растягивающего усилия за счёт уменьшения жёсткости кривошипно - ползунного механизма при растяжении, однако этот способ теоретически не исследован и практически не реализован, что в определённой мере объясняется недостаточной изученностью режима нагружения механизма пресса для разделительных операций динамическим растягивающим усилием.

На основании изложенного в реферируемой работе поставлены следующие основные задачи:

1. Теоретически и экспериментально исследовать режим нагружения кривошипно-ползунного механизма пресса динамическим растягивающим усилием, возникающим при выполнении разделительных опе-

раций, с учётом ряда конструктивных и технологических факторов.

2. Изучить влияние жёсткости механизма при растяжении на величину динамического растягивающего усилия, выявить область необходимого уменьшения жёсткости, обеспечивающего эффективное снижение динамического растягивающего усилия.

3. Разработать конструкцию кривошипно-ползунного механизма пресса для разделительных операций с устройством, обеспечивающим требуемое снижение жёсткости механизма при растяжении и, соответственно, заданную величину динамического растягивающего усилия.

4. Исследовать работу с устройствами для снижения динамического растягивающего усилия в механизме при разделительных операциях и разработать инженерную методику их расчёта.

2. Теоретическое исследование режима нагружения кривошипно-ползунного механизма пресса динамическим растягивающим усилием

Теоретическое исследование выполнено на основе дискретной динамической модели механизма, при разработке которой использованы основные положения и допущения, изложенные в работах Е.Н.Ланского, Г.Г.Позняка, Л.И.Живова, И.К.Токарева, Г.М.Родова, В.А.Иванова.

Динамическая модель кривошипно-ползунного механизма представляет собой четырёхмассовую колебательную систему, состоящую из двух взаимосвязанных контуров - поступательного и крутильного. Поступательный контур состоит из приведённых масс ползуна m_1 и верхней части станины m_2 , связанных упругими связями C_1 и C_2 соответственно с кривошипом и столом пресса; крутильный контур

включает в себя приведённые маховые массы кривошипа J_1 и маховика J_2 , связанные упругой крутильной связью C_K . Предлагаемая модель отличается от известных учётом ускорения ползуна, обусловленного крутильными колебаниями кривошипа, учётом зависимости приведённого плеча крутящего момента кривошипно-ползунного механизма от направления силы, действующей по шатуну, аппроксимацией технологического усилия синусоидальной функцией перемещения ползуна относительно стола пресса, учётом суммарного зазора в механизме в период упругой разгрузки пресса.

Задача решена с использованием двух систем координат: неподвижной, связанной со столом пресса, и подвижной, связанной с верхней частью станины. Подвижная система координат предназначена для учёта колебаний ползуна пресса, обусловленных крутильными колебаниями кривошипа.

Уравнения движения сосредоточенных масс динамической системы записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_{1K}) + c_1(x_1 - x_2) &= \kappa_1 P_g \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 - c_1(x_1 - x_2) &= 0 \\ J_1 \ddot{\alpha}_1 + c_K(\alpha_1 - \alpha_2) - c_1 m_K(x_1 - x_2) &= 0 \\ J_2 \ddot{\alpha}_2 - c_K(\alpha_1 - \alpha_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

где: x_1, x_2 - перемещения масс m_1 и m_2 от положения равновесия, обусловленные линейными деформациями упругих связей;

x_{1K} - перемещение ползуна (m_1) относительно верхней части станины, обусловленное крутильными колебаниями кривошипа;

α_1, α_2 - углы поворота кривошипа и маховика, отсчитан-

ные от крайнего нижнего положения ;

- P_g - технологическое усилие на ползуне прессы ;
 K_1 - коэффициент, учитывающий силы трения в направляющих ползуна, $K_1 = 1,02 - 1,05$;
 m_K - приведённое плечо крутящего момента кривошипно-ползунного механизма.

Перемещение ползуна в подвижной системе координат определяется выражением

$$x_{IK} = R [\cos d_1 - \cos d_0 + \frac{\lambda}{4} (\cos 2d_1 - \cos 2d_0)] \quad (2)$$

где: d_0 - угол поворота кривошипа в момент встречи ползуна с заготовкой ;

λ - коэффициент катуна, равный отношению радиуса кривошипа R к длине катуна L .

Ускорение \ddot{x}_{IK} определяется упрощённой зависимостью

$$\ddot{x}_{IK} = R (\ddot{d}_1 \sin d_1 + \dot{d}_1^2 \cos d_1) \quad (3)$$

Технологическое усилие на ползуне аппроксимировано функцией.

$$P_g = P_m \sin \left[\frac{K_2 \Phi (x_{IK} - x_0)}{2h} \right] \quad (4)$$

где: P_m - максимальное технологическое усилие ;
 h - деформация заготовки до скальвания ;
 K_2 - коэффициент, учитывающий наличие участка снижения усилия от максимума до усилия скола заготовки.

Зависимость (4) действительна на участке пластической деформации заготовки

$$0 \leq x_{IK} - x_0 \leq h \quad (5)$$

При последующем сколе заготовки и, соответственно, практически мгновенном падении технологического усилия, принимается

$$\left. \begin{aligned} x_{1k} - x_1 > h \\ P_y = |F_{mn}| \operatorname{sign} \dot{x}_1 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где: F_{mn} - усилие проталкивания вырубленной части через матрицу и пуансона через отверстие в заготовке.

Приведённое плечо крутящего момента кривошипно-ползунного механизма определяется

$$m_k = m_k^u + m_k^{fr} \operatorname{sign}(x_1 - x_2) \quad (7)$$

где: m_k^u - приведённое плечо "идеального" механизма ;
 m_k^{fr} - приведённое плечо сил трения.

Нелинейность упругой связи "ползун-кривошип", обусловленная суммарным зазором \tilde{x}_m в механизме, определяет необходимость решения системы уравнений (1) по участкам, граничные значения которых соответствуют условиям:

$$\left. \begin{aligned} x_1 - x_2 \geq 0, \quad C_1 = C_1' \\ -\tilde{x}_m \leq x_1 - x_2 < 0, \quad C_1 = 0 \\ x_1 - x_2 < -\tilde{x}_m, \quad C_1 = C_1'' \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Таким образом, расчётные участки, определяются условиями (5), (6) и (10).

Начальные условия динамической системы при встрече ползуна с заготовкой:

$$\left. \begin{aligned} x_1 = 0, \quad \dot{x}_1 = 0 \\ x_2 = 0, \quad \dot{x}_2 = 0 \\ \alpha_1 = \alpha_0, \quad \dot{\alpha}_1 = -\omega_0 \\ \alpha_2 = \alpha_0, \quad \dot{\alpha}_2 = -\omega_0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где: ω_0 - угловая скорость вращения кривошипа и маховика на холостом ходу пресса.

Начальные условия на последующих участках определяются равенством соответствующих значений перемещений и скоростей при переходе от одного участка к другому.

Динамические нагрузки в деталях пресса находятся

$$\begin{aligned} P_{ш} &= c_1 (x_1 - x_2) \\ P_{ст} &= c_2 x_2 \\ M_K &= c_K (\alpha_1 - \alpha_2) \end{aligned} \quad (10)$$

где: $P_{ш}$ - усилие в шатуне ;
 $P_{ст}$ - усилие в стойках станины;
 M_K - крутящий момент на кривошипном валу.

На разработанной динамической модели выполнен анализ влияния ряда факторов на величину растягивающего динамического усилия в механизме.

Обследование ряда прессов усилием 25 - 1000 т.с., эксплуатируемых на разделительных операциях, показало, что в процессе эксплуатации зазоры в механизме увеличиваются в 2,5 - 3,65 раза по сравнению с номинальным значением; при этом величина их соизмерима, а в некоторых случаях превышает упругую деформацию пресса.

Динамическим расчётом механизмов прессов моделей К115, К117А, К231, К233А, "Пельс" - 800 т.с., К2540, выполненным на ЭЦВМ "Минск-22" установлено, что увеличение зазоров во всех исследованных прессах приводит к возрастанию до определённого предела растягивающего усилия в механизме. При этом наибольшее увеличение усилия наблюдается в одношестеренных прессах с относительно податливым кривошипным валом (до 150-160% от усилия при номинальном зазоре), а наименьшее - в прессе с шестерне-эксцентриковым приво -

дом (до 120 - 130%). Поэтому следует оценить положительно существующую тенденцию применения шестерне-эксцентрикового привода в кривошипных листоштамповочных прессах.

Детально динамика механизма при различных зазорах рассмотрена на примере наиболее динамичного кривошипного одностоечного пресса открытого типа модели КИ17А. Установлено, что нарушение силового контакта в динамической системе при пересопряжении зазоров приводит к возникновению собственных колебаний станины и кривошипа, периоды которых соизмеримы с временем пересопряжения зазоров. Поэтому при определённых значениях зазоров направление движения кривошипа и станины в момент восстановления силового контакта после пересопряжения зазоров противоположно направлению движения ползуна. Это приводит к возрастанию относительной скорости соударения ползуна с кривошипом и станиной и, соответственно, к увеличению растягивающего усилия в механизме.

Экспериментальное исследование динамики пресса подтвердило теоретическую зависимость растягивающего усилия от величины зазора и показало удовлетворительное соответствие расчётного усилия действительному (погрешность расчёта не более 17%). Изложенное позволяет сделать вывод о необходимости учёта зазоров в механизме в динамических расчётах прессов при кратковременной разгрузке.

Влияние жёсткости кривошипно-ползунного механизма при растяжении C_1'' на величину динамического растягивающего усилия проанализировано для перечисленных выше прессов, имеющих различные соотношения параметров динамической системы. Расчёты показали, что уменьшая жёсткость механизма при растяжении, можно получить практически любое снижение динамического растягивающего усилия, которое обусловлено увеличением деформации растяжения механизма

и уменьшением амплитуды вынужденных колебаний ползуна.

На основании экспериментальных данных установлено, что для работы прессов без динамических перегрузок требуется снизить динамическое растягивающее усилие в механизме в 3-5 раз по сравнению с существующим. Теоретический анализ показывает, что для этого жёсткость механизма при растяжении C_1'' должна составлять не более 5-15% от технологической жёсткости механизма при сжатии C_1' , в то время как в существующих прессах, по данным Е.Н. Ланского, Г.Г. Позняка, И.К. Токарева, C_1'' достигает 30 - 60% от C_1' .

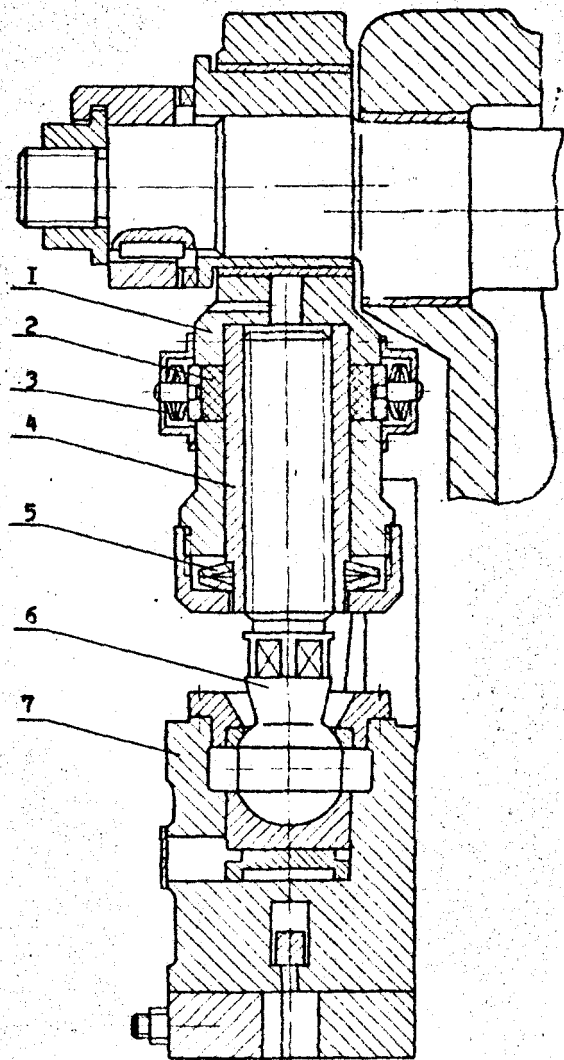
Для получения требуемого снижения жёсткости C_1'' в реферруемой работе предлагается ввести в силовую цепь кривошипно-ползунного механизма при растяжении дополнительный упругий элемент с низким коэффициентом жёсткости, равным C_a . Тогда приведённая жёсткость механизма при растяжении $C_{пра}$ будет

$$C_{пра} = \frac{C_1'' \cdot C_a}{C_1'' + C_a} \quad (II)$$

Из выражения (II) видно, что выбирая соответствующее значение жёсткости C_a дополнительного упругого элемента, можно в любых пределах уменьшить величину $C_{пра}$ и, соответственно, динамическое растягивающее усилие в кривошипно-ползунном механизме.

3. Исследование работы пресса с амортизатором динамических нагрузок и расчёт параметров амортизатора

Рассмотренный выше способ снижения динамического растягивающего усилия практически реализован в конструкции кривошипно-ползунного механизма пресса с амортизатором динамических нагрузок, установленным в башуне (см. рисунок) или ползуне пресса.



Кривошипно-ползунный механизм пресса мод.
КП7А с амортизатором динамических нагрузок

Механизм прессы с амортизатором работает следующим образом. При нагружении прессы технологическое усилие передается от ползуна 7 через винт шатуна 6 и втулку 4 непосредственно шатуну I. В этом случае коэффициент жесткости исполнительного механизма прессы практически равен жесткости механизма существующих прессов без амортизатора.

При нагружении механизма растягивающим усилием после скола штампуемой заготовки втулка 4 смещается в осевом направлении относительно шатуна I, сжимая при этом пружины 5 и преодолевая силу трения со стороны фрикционных вкладышей 2, прижимаемых пружинами 3. Последовательное включение в силовую цепь пружин амортизатора снижает жесткость исполнительного механизма при растяжении и, соответственно, величину растягивающего усилия в механизме.

Действие на подвижную втулку силы трения со стороны фрикционных вкладышей обеспечивает демпфирование колебаний ползуна и дополнительно снижает растягивающее усилие. При включенном амортизаторе (условие $x_1 - x_2 < x_m$) уравнение движения ползуна в системе уравнений (1) принимает вид:

$$m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_{1к}) + \frac{C_1'' - C_a}{C_1'' + C_a}(x_1 - x_2) + |F_{mn} + F_{mc}| \text{sign } \dot{x}_1 = 0 \quad (12)$$

Выбирая соответствующую величину жесткости амортизатора C_a , можно получить требуемое снижение динамического растягивающего усилия в механизме. Так, в прессе K117A при жесткости $C_a = 0,5 \frac{TC}{mm}$ растягивающее усилие составляет лишь 3,2 тс, в то время как без амортизатора достигает 39 тс (65% от технологического).

Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что амортизатор уменьшает динамические нагрузки от отрицательного ус-

корения ползуна, предотвращает возрастание растягивающего усилия при увеличении зазоров в механизме, практически исключает передачу колебаний кривошипа и станины ползуну пресса после скола заготовки, при определённой жёсткости C_a позволяет осуществить проталкивание заготовки через матрицу ходом амортизатора, что снижает потребный недоход ползуна пресса до величины, равной пластической деформации заготовки.

Расхождение расчётного и экспериментального значений растягивающего усилия в прессе с амортизатором при различных C_a не превышает 8%.

Экспериментально найдено, что для однократного срабатывания амортизатора работа трения во фрикционном устройстве должна составлять 24 - 32% от работы пружин амортизатора.

Для практических расчётов предложена инженерная методика определения параметров амортизатора, обеспечивающего заданное значение растягивающего усилия P_{pa} в исполнительном механизме (погрешность расчёта до 22%).

Конечные расчётные формулы представлены в виде

$$C_a = \frac{(1,3P_{pa}^2 + 2P_{pa} \cdot F_{mn}) \cdot C_{np}}{v_2^2 m_1 C_{np} - (1,3P_{pa}^2 + 2P_{pa} \cdot F_{mn})} \quad (13)$$

$$F_{mn} = (0,11 \div 0,16) P_{pa} \quad (14)$$

$$S_a = \frac{P_{pa}}{C_a} \quad (15)$$

В формулах (13 - 15) C_{np} - приведённая жёсткость собственно исполнительного механизма при растяжении, v_2 - скорость ползуна при включении амортизатора, определяемая аналитически на основании упрощённой динамической модели механизма, F_{mn} - сила трения

во фрикционном демпфере амортизатора, соотношение (14) получено экспериментально, S_0 - ход амортизатора.

4. Исследование и расчёт упругих элементов амортизатора динамических нагрузок

Упругий элемент амортизатора является наиболее ответственной частью конструкции, в значительной мере определяющим надёжность и долговечность амортизатора в целом. В реферируемой работе определён круг требований к упругому элементу амортизатора, основными из которых являются: высокая жёсткость, минимальные габариты, достаточная долговечность, наличие демпфирующих свойств.

На основании сравнительного анализа известных конструкций пружин и упругих элементов из неметаллических материалов установлено, что в наибольшей мере указанным требованиям удовлетворяют упругие элементы из синтетического каучука - полиуретана. Однако недостаточная изученность их механических характеристик и отсутствие методики расчёта не позволяет обоснованно подойти к проектированию и эксплуатации полиуретановых упругих элементов амортизаторов.

Для решения указанных вопросов в работе выполнено экспериментальное исследование кольцевых упругих элементов из полиуретанов марок КУ - 6, КУ - 7л, КУ - 8. Установлено, что осадка элементов до степеней деформации по высоте $\epsilon = 0,25 - 0,3$ сопровождается практически линейным возрастанием усилия осадки, после чего наблюдается нелинейное интенсивное увеличение усилия. Поэтому рекомендовано ограничивать ϵ величиной $0,2 - 0,25$, т.к. максимальная долговечность каучуков при сжатии наблюдается при работе в линейной зоне.

Гистерезисные (энергетические) потери в полиуретане достигают 16 - 28% от работы осадки, т.е. практически эквивалентны работе фрикционного демпфера амортизатора. Это позволяет при применении упругого элемента из полиуретана исключить из конструкции амортизатора фрикционный демпфер, тем самым упростив её и повысив долговечность, что подтверждено экспериментально.

Исследование полиуретановых элементов, эксплуатировавшихся в промышленном образце амортизатора, показало высокую стабильность их упругих свойств: после 7×10^5 циклов нагружения усилие элементов снизилось лишь на 6 - 10%.

Выявлено возрастание удельного усилия осадки при увеличении наружного диаметра элемента к внутреннему, определена предельная относительная высота, обеспечивающая устойчивость элемента.

На основании аппроксимации экспериментальных данных предложена формула для определения усилия осадки полиуретанового кольца в линейном диапазоне характеристики упругости

$$P = \frac{G_i}{4} (D^2 - d^2) \left(1 + 11,7 \operatorname{arctg} 0,1 \frac{D}{d} \right) \frac{H_0 - H_m}{H_0} E \quad (16)$$

действительная в пределах

$$1 \leq \frac{D}{d} \leq 10 \quad (17)$$

В формуле (15) D , d - наружный и внутренний диаметр элемента; H_0 , H_m - высота недеформированного и сжатого элемента; E - модуль упругости полиуретана при сжатии; для СКУ-6 $E = 11,9 \text{ кг/см}^2$, для СКУ-7л $E = 28,5 \text{ кг/см}^2$, для СКУ-8 $E = 49 \text{ кг/см}^2$.

Для нахождения диаметра D элемента по заданным d , P и δ построена номограмма.

5. Экспериментальное исследование

При исследовании ставилась задача определить динамическое растягивающее усилие в механизме прессов различных типов и найти напряжения от него в наиболее нагруженных деталях, выявить степень соответствия действительного усилия расчётному при различных зазорах и жёсткости амортизатора, изучить влияние технологических факторов на величину растягивающего усилия, исследовать упругие свойства полиуретановых элементов амортизаторов.

Тензометрирование нагрузок в шатунах и стойках станины прессов мод. К231, К233А, К117А, "Пельс" и К2540 усилием 10, 25, 100, 800 и 1000 тс соответственно производилось с помощью измерительных цепей, состоящих из тензорезисторов типа НКЕ-10-100 или НКБ - 20 - 200, усилителя типа УТЧ - 1, осциллографов типа Н-700 или К-105. В осциллографах использовались гальванометры с рабочей полосой частот до 1700 - 2500 гц.

Исследование показало, что динамическое растягивающее усилие в кривошипно-ползунном механизме перечисленных прессов, фиксируемое в шатуне, достигает 35 - 70% от технологического, а напряжения от него в деталях крепления ползуна к шатуну и крышек шатунов в 1,8 - 4,5 раза превышают допускаемые. Характерно, что даже при вырубке толстолистовой малоуглеродистой стали матрицами со скошенными кромками растягивающее усилие в прессах "Пельс" и К2540 составляет 28 - 35% от усилия вырубки, при этом детали механизма испытывают 2 - 2,5-кратные динамические перегрузки, приводящие к поломкам. Следует отметить, что прессы загружались технологическим усилием лишь на 50 - 80% от номинала пресса; при 100% - ном использовании прессов по технологическому усилию динамические нагрузки будут ещё более значительными.

Зависимость динамического растягивающего усилия от суммарного зазора в механизме и жёсткости амортизатора исследована на прессе КИ17А. Изменение зазора производилось установкой прокладок различной толщины под шаровую опору шатуна и сменных втулок различного диаметра в верхнюю головку шатуна; при этом суммарный зазор в механизме, измеряемый непосредственно на прессе, варьировался в диапазоне эксплуатационных значений $\Delta_m = 0,51 - 3,1$ мм. Жёсткость пружин амортизатора варьировалась в пределах 0,39 - 5,1 т/мм, сила трения во фрикционном демпфере амортизатора изменялась в пределах 0,39 - 1,65 тс.

Полученные экспериментальные зависимости растягивающего усилия от зазора в механизме и жёсткости амортизатора удовлетворительно согласуются с расчётными.

Исследование работы амортизаторов с полиуретановыми упругими элементами, установленных на прессах КИ17А и "Цельс", подтвердило вывод о достаточности гистерезисных потерь полиуретана для эффективного демпфирования колебаний ползуна.

Исследование прессы "Цельс" с амортизатором динамических нагрузок, внедренным на Челябинском ордена Трудового Красного Знамени металлургическом заводе, показало, что амортизатор снизил растягивающее усилие в механизме в 4,65 - 5,2 раза; недоход ползуна уменьшен на 10 - 12 мм за счёт проталкивания изделия после скола заготовки ходом амортизатора. В результате полностью исключены происходившие ранее поломки деталей крепления ползуна и механизма регулирования закрытой высоты, снижен крутящий момент в муфте включения прессы.

Влияние технологических факторов на величину динамического растягивающего усилия изучено на прессах мод. КИ17А и К231. Для

исследования использовались штампы со сменными пуансонами и матрицами, обеспечивающими варьирование зазором между режущими кромками в пределах 0,05 - 2,7 мм и высотой скоса режущих кромок в пределах 0 - 12,1 мм. Диаметр вырубаемой заготовки 50 и 90 мм, пробиваемого отверстия - 20 мм. Штамповались заготовки толщиной 0,8 - 13 мм из сталей марок 10, 11А, 15, Ст3, 60С2, 40ГР, алюминиевых сплавов Д16М, Д16Т, АМЦм, латуни Л62, меди М1. По экспериментальным данным определен коэффициент K_2 (формула 4), который для исследованных материалов находится в пределах 1,05 - 1,45.

Выявлено существенное уменьшение растягивающего усилия при уменьшении зазора между режущими кромками до значений 1 - 5% от толщины штампуемой заготовки, которое обусловлено более плавным снижением технологического усилия в конце рабочего хода. В частности, при зазорах 1 - 1,5% и толщине заготовки более 3 мм растягивающее усилие вообще отсутствовало, однако, при таких зазорах, по данным В.П.Романовского и Д.А.Вайнтрауба, стойкость штампов снижается в 1,5 - 2,0 раза.

Влияние скоса режущих кромок на величину растягивающего усилия в механизме менее значительно: при усилии вырубки, равном 60 - 80% от номинала прессы, матрицы со скошенными кромками обеспечивают снижение растягивающего усилия на 15 - 35% по сравнению с усилием при параллельных кромках.

Исследование механических характеристик кольцевых полиуретановых элементов выполнено на экспериментальной установке, позволяющей производить одновременную запись осциллограмм усилия и деформации пружины в условиях динамического нагружения. Исследуемые элементы имели размеры: $d = 10 - 30$ мм, $D = 18 - 120$ мм, $H_0 = 10 - 100$ мм, материал полиуретан марок СКУ - 6, СКУ - 7л,

СКУ- 8. По результатам исследования разработана инженерная методика расчёта упругих элементов амортизаторов из полиуретана.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Изучение состояния вопроса выявило необходимость углублённого исследования режима нагружения кривошипно-ползунного механизма прессы для разделительных операций динамическим растягивающим усилием с целью изыскания эффективного и надёжного способа его снижения.

2. Теоретически и экспериментально установлено, что на величину динамического растягивающего усилия в кривошипно-ползунном механизме наиболее существенное влияние оказывают жёсткость механизма при растяжении, величина зазоров в механизме, зазор между режущими кромками штампа, высот скоса режущих кромок штампа.

3. Увеличение зазоров в механизме в процессе эксплуатации приводит к возрастанию динамического растягивающего усилия в 1,2 - 1,6 раза, что необходимо учитывать при проектировании механизма; предлагаемая динамическая модель позволяет рассчитать величину растягивающего усилия с учётом зазоров в механизме.

4. Динамическое растягивающее усилие эффективно снижается уменьшением жёсткости механизма при растяжении C_1'' ; для обеспечения допустимого уровня динамических нагрузок жёсткость механизма при растяжении должна составлять не более 5 - 15% от жёсткости механизма в направлении технологического (сжимающего) усилия C_1' .

Требуемое снижение жёсткости C_1'' может быть достигнуто введением в силовую цепь механизма при растяжении дополнительного упругого элемента, что практически реализовано в конструкции кри-

вошипно-ползунного механизма с амортизатором динамических нагрузок, защищённой авторским свидетельством № 376273.

5. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что амортизатор динамических нагрузок обеспечивает требуемое многократное снижение растягивающего усилия в механизме, уменьшает динамические нагрузки от отрицательного ускорения ползуна, снижает виброактивность механизма, позволяет уменьшить недоход ползуна при вырубке-пробивке за счёт проталкивания заготовки после скола ходом амортизатора.

6. Долговечная работа амортизатора обеспечивается применением упругих элементов из полиуретана; простота конструкции и малые габариты позволяют устанавливать амортизатор как на вновь создаваемые прессы, так и на прессы, находящиеся в настоящее время в эксплуатации. В частности, на Челябинском ордена Трудового Красного Знамени металлургическом заводе внедрён амортизатор для прессы усилием 800 тс; годовой экономический эффект от внедрения на одном прессе составил 19,3 тыс. рублей. Принят к внедрению амортизатор для прессы мод. КБ9534, выпускаемого Воронежским ордена Ленина заводом тяжёлых механических прессов.

7. Разработаны инженерная методика определения параметров амортизатора, обеспечивающего допустимое значение растягивающего усилия в механизме, и методика расчёта его упругого элемента из полиуретана.

8. В случае, если стойкость штампов не является лимитирующим фактором, динамическое растягивающее усилие в механизме может быть существенно снижено уменьшением зазора между режущими кромками штампа до 2 - 5% от толщины штампуемой заготовки; штампы со скошенными режущими кромками снижают растягивающее усилие на 15-35%.

Диссертация содержит 130 стр. машинописного текста, 58 рисунков, 13 таблиц. Список использованной литературы содержит 84 наименования.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Катков Н.П., Решетов В.Ф., Крешнянский В.Г. Экспериментальное исследование динамических явлений в механизме наружного ползуна при вырубке. Сб. "Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного производства", № 89, Челябинск, 1971.
2. Крешнянский В.Г., Гусихин Г.П. Влияние угла скоса матриц на нагружение кривошипного пресса при вырубке. Сб. "Исследование машин и технологии кузнечно-штамповочного производства", № 111, Челябинск, 1972.
3. Катков Н.П., Крешнянский В.Г. Исследование механических характеристик пружин из полиуретана. "Кузнечно-штамповочное производство", № 1, 1973.
4. Катков Н.П., Крешнянский В.Г. Снижение инерционных сил в кривошипных прессах при вырубке-пробигке толстолистовой стали. "Кузнечно-штамповочное производство", 1973, № 2.
5. Катков Н.П., Крешнянский В.Г., Гусихин Г.П., Исаев И.А. Экспериментальное исследование динамики крупных кривошипных прессов при вырубке толстолистовой стали. "Кузнечно-штамповочное производство", 1973, № 3.
6. Катков Н.П., Крешнянский В.Г. Способы снижения динамических нагрузок при вырубке на кривошипных прессах. ЦНТИ, Челябинск, 1972, № 456.
7. Катков Н.П., Крешнянский В.Г. Кривошипно-шатунный механизм пресса. Авторское свидетельство № 376273. "Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки", 1973, № 17.

8. Катков Н.П., Крешнянский В.Г. Амортизатор динамических нагрузок в исполнительном механизме вырубного кривошипного пресса.
- "Кузнечно-штамповочное производство", 1974, № 1.

По результатам работы сделаны доклады:

1. На научно-технических конференциях Челябинского политехнического института, апрель 1971 - 1972 г.г.
2. На IX городской научно-практической конференции "Новую технику и прогрессивную технологию - в производство", Челябинск, май 1972.
3. На Техническом Совете Головного конструкторского бюро кривошипных прессов, Воронеж, ВЗТМП, март 1973.