

Т 789

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

Трусковский Виктор Иванович

УДК 621.967

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КРИВОШИПНЫХ МОЖНИ
ДЛЯ РЕЗКИ СОРТОВОГО ПРОКАТА И НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ УСТРОЙСТВ
ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Специальность 05.03.05 - Процессы и машины
обработки давлением

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1986

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор Бочаров Ю.А.

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки и техники РСФСР, лауреат Государственной премии УССР, профессор, доктор технических наук Живов Л.И.;

доцент, кандидат технических наук Ларионов Н.М.

Ведущее предприятие -

НИУ КУЗМАШ

Защита диссертации состоится 17 марта 1986 года на заседании специализированного совета К 053.15.13 в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва Б-5, 2-я Бауманская улица, дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Ваш отзыв на автореферат в 1-м экземпляре, заверенный печатью, просим направлять по указанному адресу.

Автореферат разослан 12 февраля 1986 года.

Ученый секретарь
специализированного совета

К 053.15.13.
к.т.н., доцент

М. Шубин

Шубин И.Н.

Актуальность темы. На современном этапе технического переворужения народного хозяйства стоит задача обеспечения машиностроительного комплекса мобильным, высокопроизводительным, автоматизированным технологическим оборудованием для увеличения объема производства при той же численности рабочих. При этом важное значение придается обеспечению надежности и долговечности оборудования, лучшему использованию проектных характеристик.

Особенно остро эти проблемы стоят в отношении оборудования, используемого на разделительных технологических операциях, испытываемого значительные динамические нагрузки в результате мгновенного разгружения механической системы машины вызываемого сколом заготовки. Эти нагрузки являются одной из основных причин преждевременного выхода оборудования из строя без учета которых невозможно обеспечить требуемую надежность и долговечность работы оборудования.

Однако решению этих вопросов применительно к кривошипным ножницам для резки проката уделяется недостаточное внимание. Установление зависимостей влияния кинематических и силовых параметров конструкций сортовых кривошипных ножниц на динамическое нагружение, вызываемое сколом заготовки, выбор и практическая реализация наиболее эффективных способов снижения динамических нагрузок является актуальной задачей, решение которой позволит разработать научно-обоснованные рекомендации для повышения надежности и долговечности работы сортовых кривошипных ножниц.

Цель работы и задачи исследований. Основная цель работы заключается в разработке научно-обоснованной методики проектного расчета сортовых кривошипных ножниц с учетом динамических процессов, возникающих при выполнении разделительной технологической операции, и устройствами для снижения динамических нагрузок в механической системе на основе теоретического и экспериментального исследований, создания новых конструкций устройств демпфирующих динамические нагрузки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать многомассовую динамическую и математическую модели конструкции сортовых кривошипных ножниц и алгоритм расчета кинематических, жесткостных и массовых параметров, учитывающий

динамические процессы, возникающие при выполнении разделительной технологической операции;

– исследовать на модели влияние параметров конструкции ножниц на динамические нагрузки;

– экспериментально определить характер и величины изменения технологического усилия резки сортового проката, исследовать силовой режим нагружения конструкции ножниц при выполнении разделительной технологической операции и сопоставить с экспериментальными данными результаты расчета при использовании разработанной методики;

– проанализировать и объяснить причины существующих преждевременных поломок сортовых кривошипных ножниц;

– выбрать наиболее эффективные способы снижения динамических нагрузок, приемлемые для кривошипных ножниц и уточнить места для их конструкторской реализации;

– разработать новые конструкции устройств для снижения динамических нагрузок и методику проектного расчета;

– внедрить в производство, исследовать эффективность применения разработанных устройств, разработать рекомендации по их проектированию и эксплуатации.

Научная новизна. На основе разработанных моделей конструкций сортовых кривошипных ножниц, алгоритма и методики расчета установлена зависимость динамического нагружения ножниц от кинематических, жесткостных и массовых параметров основных узлов. При этом определены факторы, оказывающие наибольшее влияние на уровень динамических нагрузок. Показана значимость соотношения парциальных частот взаимосвязанных узлов на динамические нагрузки, установлен предпочтительный интервал их соотношения. Определены причины и установлена неоднозначность изменения динамических нагрузок от величины зазоров в сопрягаемых деталях исполнительного механизма и опорах оси шестерни-эксцентрика.

Установлено, что наиболее эффективными способами снижения динамических нагрузок, вызываемых сколом заготовки, является увеличение продольной жесткости станины ножниц в 1,7...2 раза, реализация отношения масс верхней и нижней частей конструкции в интервале 1,9...2,3, уменьшение жесткости исполнительного механизма в направлении действия динамических нагрузок, как минимум в 12 раз, связи станины с фундаментом в 6...10 раз, анкерного соединения в 2...4 раза.

Экспериментально в производственных условиях определены ранее

отсутствовавшие действительные значения технологических усилий резки сортового проката различной номенклатуры и динамических нагрузок, действующих на конструкции ножниц. Выявлено, что перегрузок по технологическому усилию при существующем процессе резки ножницы не испытывают. Разработана методика проектного расчета параметров новых конструкций устройств для снижения динамических нагрузок.

Практическая ценность и реализация в промышленности. Практическая ценность работы заключается в совершенствовании конструкций сортовых кривошипных ножниц, повышению их надежности и долговечности, предотвращении преждевременных поломок, вызванных действием динамических нагрузок и более полном использовании технологических возможностей в результате оснащения их новыми конструкциями амортизаторов динамических нагрузок.

Получены данные для обоснованного распределения типоразмеров проката для резки в соответствии с требуемой мощностью ножниц и совершенствования системы диагностики технологического процесса резки.

На основе результатов внедрения разработаны рекомендации по проектированию и эксплуатации амортизирующих устройств.

Модернизированные конструкции ножниц усилием 10 и 16 МН установлены в заготовительных цехах Чебаркульского металлургического завода и Челябинского ПО "Завод им. С.Орджоникидзе". Ожидаемый экономический эффект от внедренных результатов работы составит 30648 руб.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на всесоюзных научно-технических конференциях "Совершенствование разделительных процессов обработки металлов давлением" (ноябрь 1980 г., г. Тирасполь), "Инженерные проблемы автоматизации и улучшения условий труда в кузнечно-штамповочном производстве" (сентябрь 1984 г., г. Запорожье), на республиканском совещании "Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия" (октябрь 1979 г., г. Ижевск), на зональной научно-практической конференции "Достижения и перспективы применения обработки металлов давлением в машиностроении" (февраль 1984 г., г. Курган), на научно-технических семинарах кафедры АМ-6 МВТУ им. Н.Э.Баумана (г. Москва), кафедр М и ТОМД и АКИШ Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Публикации. По материалам диссертации имеется 12 публикаций.

В работе защищается:

1. Методика и алгоритм расчета параметров конструкции сортовых кривошипных ножниц с учётом динамических процессов, возникающих при выполнении разделительной технологической операции.

2. Выявленные зависимости влияния kinематических, жёсткостных и массовых параметров конструкции ножниц на уровень динамических нагрузок, в частности:

- установленные особенности влияния зазоров в сопрягаемых деталях исполнительного механизма и опорах оси шестерни-экскентрика;

- результаты исследований по определению факторов, оказывающих наибольшее влияние на величину динамических нагрузок;

- выбранные способы снижения динамических нагрузок для конструкций сортовых кривошипных ножниц.

3. Рекомендации по совершенствованию основных узлов кривошипных ножниц:

- установленные преимущества введения механических демпферов в исполнительный механизм и опоры станины;

- методика проектного расчёта параметров демпфирующих устройств.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы, включающего 87 библиографических источников и приложения; содержит 97 страниц машинописного текста, 51 рисунок, 5 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведён аналитический обзор современного развития конструкций, методов исследований и расчёта кривошипных кузнечных машин, используемых на разделительных технологических операциях. Изложены технологические особенности резки сортового проката на кривошипных ножницах и их конструкций.

Установлено, что повышение надёжности и долговечности кривошипных кузнечных машин, занятых на разделительных операциях, непосредственно зависит от успешного решения вопросов, связанных

ных с уменьшением вредного воздействия динамических нагрузок на их конструкции.

Однако конструкциям сортовых кривошипных ножниц в этой области исследований удалено недостаточное внимание, которое необходимо для разработок обоснованных рекомендаций, направленных на улучшение их динамических качеств как на стадии проектирования нового, так и модернизации действующего оборудования. В связи с чем определение влияния параметров механической системы сортовых кривошипных ножниц на уровень динамических нагрузок, выбор наиболее эффективных методов и способов их снижения и разработка на этой основе методики проектирования кривошипных ножниц с устройствами, демпфирующими динамические нагрузки, является основной задачей работы.

Во второй главе представлены методика и алгоритм расчёта параметров конструкции сортовых кривошипных ножниц с учётом динамических процессов, возникающих при выполнении разделительной технологической операции, разработанные на основе динамической и математической моделей машины. Приведены результаты теоретических исследований влияния kinematических, жёсткостных и массовых параметров конструкции на характер и величины динамических нагрузок, возможности изменения данных параметров в целях уменьшения динамической возбудимости ножниц, дана сравнительная оценка эффективности использования существующих способов снижения динамических нагрузок применительно к исследуемым ножницам.

Разработанная динамическая модель конструкции ножниц (рис. I) состоит из четырёх масс, участвующих в поступательном упругом перемещении, а масса шестерни-эксцентрика участвует и во вращательном движении. Массы узлов для моделирования выбраны, исходя из структурного анализа конструкций ножниц и экспериментальных исследований, которые подвержены воздействию наибольших динамических нагрузок.

В модели учитывается суммарный зазор в сопряжённых деталях исполнительного механизма Z_1 и вертикальный зазор в опорах оси шестерни-эксцентрика Z_2 . Характеристика податливости исполнительного механизма C_1 и опор оси C_3 с зазорами принята кусочно-линейной. В упругих связях учтено действие диссипативных сил - $\mu \cdot \dot{x}_n$. При восстановлении силового контакта в упру-

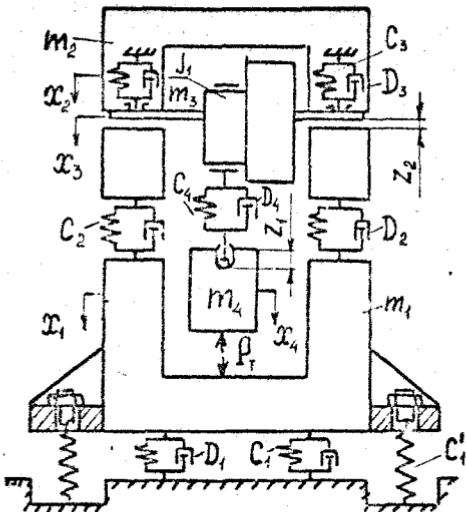


Рис. I

тих связях, имеющих зазоры, гашение скорости перемещения учитывается коэффициентом неупругого восстановления удара K_v . Учитывается, что жёсткость исполнительного механизма при растяжении C_4 меньше его жёсткости при сжатии C_4 . Технологическое усилие P_t , прикладываемое к ползуну, выражается в функции перемещения ползуна на основе экспериментально полученных данных (см. гл. 4).

Перемещения взаимосвязанных масс описываются математической моделью, состоящей из систем дифференциальных уравнений второго порядка. Решение осуществляется численным методом Рунге-Кutta на ЭВМ М-222 по четырём этапам, на которые разделён процесс нагружения ножниц при резке сортового проката.

I этап. Нарастание технологического усилия до скола заготовки

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_2 x_1 - C_2 (x_2 - x_1) + \mu_1 \dot{x}_1 + P_t = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_2 (x_2 - x_1) - C_3 (x_3 - x_2) - \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + C_3 (x_3 - x_2) - C_4 (x_4 - x_3) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_4 (\dot{x}_4 + \dot{x}_1) + C_4 (x_4 - x_3) - P_t = 0 \\ J_1 \ddot{\alpha}_1 - C_4 M_k (x_4 - x_3) = 0 \end{cases}$$

Границное условие этапа: $X_{4k} - X_4 \leq q$; $C_o = C_i$.

2 этап. Скол заготовки, мгновенное падение усилия

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_o x_1 - C_2 (x_2 - x_1) + \mu_1 \dot{x}_1 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_2 (x_2 - x_1) - C_3 (x_3 - x_2) - \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + C_3 (x_3 - x_2) - C_4 (x_4 - x_3) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_4 (\ddot{x}_{4k} + \ddot{x}_4) + C_4 (x_4 - x_3) + F_{tp} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{4k} + \dot{x}_4) = 0 \\ J_1 \ddot{a}_1 - C_4 m_k (x_4 - x_3) = 0 \end{cases}$$

Границные условия этапа: $X_{4k} - X_4 \geq q$; $x_4 - x_3 > 0$; $x_3 - x_2 > 0$;
 $x_2 - x_1 > 0$; $x_1 > 0$, $C_o = C_i$; $x_1 < 0$, $C_o = C'_i$.

3 этап. Пересяжение зазоров в исполнительном механизме и опорах оси шестерни-экспцентрика

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_o x_1 - C_2 (x_2 - x_1) + \mu_1 \dot{x}_1 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_2 (x_2 - x_1) - \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + F_{tp} \operatorname{sgn} \dot{x}_4 = 0 \\ J_1 \ddot{a}_1 = 0 \end{cases}$$

Границные условия этапа: $X_{4k} - X_4 \geq q$; $-Z_1 \leq x_4 - x_3 \leq 0$, $C_4 = 0$;
 $-Z_2 \leq x_3 - x_2 \leq 0$, $C_3 = 0$; $x_1 > 0$, $C_o = C_i$; $x_1 < 0$, $C_o = C'_i$.

4 этап. Восстановление силового контакта, возникновение растягивающего усилия в исполнительном механизме

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_o x_1 - C_2 (x_2 - x_1) + \mu_1 \dot{x}_1 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_2 (x_2 - x_1) - C_3 (x_3 - x_2 + Z_2) - \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + C_3 (x_3 - x_2 + Z_2) - C'_4 (x_4 - x_3 + Z_1) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_4 (\ddot{x}_{4k} + \ddot{x}_4) + C'_4 (x_4 - x_3 + Z_1) + F_{tp} \operatorname{sgn} (\dot{x}_{4k} + \dot{x}_4) = 0 \\ J_1 \ddot{a}_1 - C'_4 m_k (x_4 - x_3 + Z_1) = 0 \end{cases}$$

Границные условия этапа: $X_{4k} - X_4 \geq q$; $x_4 - x_3 < -Z_1$, $C_4 = C'_4$;
 $x_3 - x_2 < -Z_2$; $x_1 > 0$, $C_o = C_i$; $x_1 < 0$, $C_o = C'_i$.

Здесь X_{4k} - кинематическое перемещение ползуна, q - величина внедрения ножей в заготовку до скола, m_k - приведённое плечо крутящего момента.

Начальные условия на I этапе: $x_1 = 0$, $\dot{x}_1 = 0$; $x_2 = 0$, $\dot{x}_2 = 0$;
 $x_3 = 0$, $\dot{x}_3 = 0$; $x_4 = 0$, $\dot{x}_4 = 0$; $a_1 = \alpha_0$; $\dot{a}_1 = -\omega_0$.

Здесь α_0 - угол поворота экспцентрика до момента контакта ползуна с заготовкой, ω_0 - угловая скорость шестерни-экспцентрика на холостом ходу.

Смена этапов в программе расчёта и присвоение выражениям системы необходимых значений осуществляется без остановки решения в зависимости от выполнения соответствующих граничных условий. Исследования на модели проводились путём варьирования её параметров.

Установлено, что изменение зазоров в исполнительном механизме и опорах оси шестерни-эксцентрика в процессе износа сопрягаемых поверхностей неоднозначно влияет на характер и величины динамических нагрузок и зависит от величины и направления скоростей и ускорений взаимосвязанных масс к моменту восстановления силового контакта после пересопряжения зазоров. При наибольших значениях и встречном движении динамические нагрузки возрастают. Так, при увеличении зазоров в 2 раза относительно номинальных значений, обусловленных посадочными размерами, динамические нагрузки возрастают на исполнительный механизм в 1,15 раза, опоры оси шестерни-эксцентрика и станину в 1,3 раза, фундамент - 1,6 раза. В сравнении с приводом исполнительного механизма от кривошипного вала динамические нагрузки на механизм с шестерне-эксцентриковым приводом от износа зазоров в сопряжённых деталях возрастают в среднем в 1,27 раза меньше.

В результате исследований определены факторы, оказывающие наибольшее влияние на уровень динамических нагрузок конструкции сортовых кривошипных ножниц. К таковым относятся:

- размещение масс узлов между верхней и нижней частями конструкции ножниц; при отношении их в пределах 1,9...2,3 динамические нагрузки снижаются на исполнительный механизм, станину и фундамент в 1,15, 1,4, 1,3 раза;

- продольная жёсткость станины, увеличение которой в 1, 7...2 раза относительно существующего значения, снижает динамические нагрузки в 1,35 раза;

- жёсткость исполнительного механизма при растяжении; уменьшение её значения как минимум в 10...12 раз позволяет снизить указанные нагрузки на исполнительный механизм в 4...5 раз, опоры шестерни-эксцентрика в 1,4 раза, станину в 1,2 раза.

Жёсткость связи станины с фундаментом и анкерного соединения влияет на уровень динамического нагружения только данного узла. Уменьшение жёсткости этих связей соответственно в 6...10 и 2...4 раза позволит снизить динамические нагрузки на данный узел и фундамент в 3...5 раз.

Масса и жёсткость исполнительного механизма при сжатии не оказывают существенного влияния на изменения динамического нагружения ножниц.

При варьировании силовыми параметрами установлено, что динамические нагрузки, возникающие после скола заготовки, непосредственно зависят от соотношения парциальных частот взаимосвязанных масс. Сближение частот приводит к увеличению динамических нагрузок, которое наиболее заметно при отношении менее чем 1,3.

В целях снижения динамических нагрузок на большинство узлов эффективно одновременное использование демпфирующих устройств в исполнительном механизме и опорах станины. Применение разработанной методики расчёта позволяет выбрать требуемые параметры этих устройств в зависимости от конструкции модифицируемых узлов ножниц и оценить ожидаемые изменения в характере и величинах нагрузок.

Третья глава посвящена разработке конструкций новых демпфирующих устройств, реализующих на практике выбранные в предыдущей главе способы снижения динамических нагрузок, решению вопросов надёжности, расширения технологических возможностей и улучшения средств диагностики технического состояния конструкций сортовых кривошипных ножниц, необходимых для создания на их базе гибких производственных модулей.

Предлагаемые конструкции амортизаторов динамических нагрузок используются в исполнительных механизмах с рамным ползуном, внутри которого размещён шатун. В амортизаторе для ножниц усилием 16 МН применены кольцевые пружины из полиуретана марки СКУ-7Л в количестве 12 штук, установленных между двумя траверсами, смонтированными на верхней плоскости ползуна. Нижняя траверса лежит на четырёх штоках, которые опираются на верхний вкладыш шатуна. Верхняя траверса связана с ползуном посредством четырёх шпилек.

В качестве амортизатора для ножниц усилием 10 МН в связи с ограниченным пространством над ползуном использованы две полиуретановые пластины прямоугольной формы, размещенные во внутренней полости верхнего ригеля ползуна между двумя плитами. К нижней плате крепится верхний вкладыш шатуна, а верхней, закрепляемой на ползуне, осуществляется поджатие пластин. В конст-

рукциях амортизаторов предусмотрена возможность регулировки зазора в сопрягаемых деталях исполнительного механизма. Разработанные устройства компактны и не требуют существенных затрат на изготовление и обслуживание.

Новая конструкция опор крепления станины к фундаменту предусматривает установку на оси опорных лап упруго-податливых втулок, образованных усечёнными конусами и обращёнными большими сторонами друг к другу. Для повышения податливости наружные поверхности выполнены с большей конусностью, чем внутренние. Такая конструкция втулок при заданной жёсткости имеет значительно меньшие габариты в сравнении с известными резиновыми буфераами, винтовыми и тарельчатыми пружинами.

Для более равномерного нагружения фундамента с несимметричной станиной правые опоры выполняются податливее левых, для чего в них устанавливается меньшее количество втулок.

Исходя из условий эксплуатации сортовых кривошипных ножниц для переработки всё возрастающих объёмов металла и повышения производительности труда без привлечения дополнительной рабочей силы, необходимо создание на их базе гибких производственных модулей с быстро переналаживаемой системой средств автоматизации и управления.

В связи с этим первостепенное значение приобретает обеспечение надёжной и долговечной работы основного технологического оборудования. Использование результатов выполненной работы позволяет положительно решить ряд вопросов в этом направлении.

Разработанные мероприятия по результатам проведённых исследований предусматривают недопустимость одновременного нахождения в печи штанг из марок сталей с резко отличающимися показателями предела прочности, контроль температуры не только в средней части печи, но и по её краям и со стороны пода, применение более совершенных конструкций бесконтактных датчиков для регистрации с выводом на самописец температуры штанги перед зоной резки и в случае её отклонения от значений, допускаемых техпроцессом, удаление штанги с подающего рольганга.

Результаты измерений технологических усилий резки сортового проката и деформаций основных узлов кривошипных ножниц были использованы при разработке конструкций механического усилителя деформаций, устанавливаемого на станине ножниц, входя-

щего в состав устройства для фиксации усилия резки, счёта отрезанных заготовок, времени простояев и отключения муфты ножниц при превышении допускаемых технологических усилий. Предложенная система контроля совместно с Ижевским механическим институтом была внедрена в заготовительном цехе Чебаркульского металлургического завода на ножницах усилием от 5 до 40 МН.

Применение разработанных конструкций демпфирующих устройств позволяет устраниТЬ преждевременные, наиболее часто происходящие поломки и разрушения узлов исполнительного механизма и анкерного соединения, нарушения шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений в результате действия значительных динамических нагрузок. Снижение уровня вибраций ножниц улучшает условия работы датчиков и конечных выключателей, используемых в системе автоматического управления сортовыми кривошипными ножницами.

Использование дополнительного перемещения ползуна при срабатывании амортизатора для окончательного отделения и проталкивания отрезанной заготовки избавляет от необходимости совершать непроизводительный второй ход ползуна, часто имевшийся до установки амортизатора, препятствующий работе ножниц в автоматическом режиме.

В четвёртой главе изложена методика и результаты экспериментальных исследований в производственных условиях для определения действительного характера и величин технологического усилия резки сортового проката и динамических нагрузок, действующих на основные узлы кривошипных ножниц при выполнении раздельной технологической операции.

Усилия резки проката определялись с помощью месдоз с наклеенными на них тензодатчиками, установленных в нижнем ножодержателе ножниц. Полученные результаты служили в качестве исходных данных для математического моделирования нагружения конструкций ножниц. Экспериментально установлено, что ножницы при существующем технологическом процессе перегрузок по усилию не испытывают. Загрузка составляет 26...70% от名义альных усилий.

Выявлено, что конструкция ножниц испытывает значительные динамические нагрузки, которые на исполнительный механизм составляют 30...40% от технологического нагружения, в наиболее нагруженном сечении станины до 26%, на опоры оси шестерни-екскентрика до 24%.

Знакопеременные нагрузки, действующие на основные узлы, передаются на остальные, взаимосвязанные с ними, элементы конструкции ножниц, вызывая в них высокочастотные колебания, что отрицательно оказывается на их надёжности, в том числе и деталей, не воспринимающих технологическое усилие.

Исследование работы ножниц усилием 10 и 16 кН с амортизаторами динамических нагрузок, установленных в исполнительных механизмах, выявило высокую эффективность их использования. Экспериментально установлено, что динамические нагрузки на исполнительный механизм ножниц в этом случае составляют 6...8% от технологической нагрузки, опоры главного вала до 6%, предотвращено превышение динамических нагрузок над нагрузками, вызываемыми технологическим усилием в нижней части опор вала, смягчено ударное восстановление силового контакта в соединении шатуна с ползуном после пересопряжения зазоров. Почти вдвое увеличился ресурс эксплуатации верхнего и нижнего вкладышей шатуна, повысилась надёжность резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений. В результате поглощения значительной части кинетической энергии, развиваемой ползуном во время скола заготовки, затухание колебательных процессов происходит в 3...3,5 раза интенсивнее.

Пятая глава посвящена разработке методики проектирования узлов сортовых кривошипных ножниц с устройствами для снижения динамических нагрузок, приведены результаты проверки соответствия расчётных зависимостей, полученных на моделях, экспериментальным данным.

Практика проектирования амортизирующих устройств показывает, что при выборе их параметров не требуется высокая точность. В этом случае для инженерных расчётов целесообразно моделирование узла, подлежащего модернизации, при этом упрощаются расчёты и выбор исходных данных, сокращается время отладки и решения программы.

Физическая модель для расчёта параметров амортизатора динамических нагрузок исполнительного механизма в этом случае будет состоять из двух масс, массы ползуна и шестерни-эксцентрика с осью и их упругих связей – жёсткости исполнительного механизма при сжатии и растяжении с учётом жёсткости амортизатора, а также жёсткости опор оси. В модели учтён зазор в сопрягаемых деталях исполнительного механизма.

Перемещение масс описывается системой из трёх дифференциальных уравнений аналогично математической модели, приведённой во второй главе. Характеристика податливости исполнительного механизма с зазором и амортизатором принимается кусочно-линейной как при сжатии, так и растяжении. Четвёртый этап нагружения механизма в этом решении соответствует срабатыванию амортизатора.

При расчёте необходимо путём варьирования жёсткостью пружин амортизатора C_A определить их значение, при котором обеспечивается наибольшее возможное снижение динамических нагрузок на исполнительный механизм:

$$P_A = \frac{C'_2 \cdot C_A}{C'_2 + C_A} (x_2 - x_1 + z),$$

где C'_2 – жёсткость исполнительного механизма при растяжении;

x_2, x_1 – упругие деформации связей масс ползуна и шестерни;

z – суммарный зазор в исполнительном механизме.

После вычисления требуемого значения жёсткости амортизатора определяются соответствующие ей габаритные размеры пружин.

По предложенной методике амортизатор проектируется с несколько заниженной жёсткостью, то есть с запасом по величине динамических нагрузок.

Для расчёта параметров амортизирующего устройства узла крепления станины ножниц к фундаменту модель может состоять из масс верхней и нижней частей их конструкций, связанных между собой и фундаментом упругими связями.

В результате сопоставления с экспериментальными данными подтверждена достоверность полученных результатов при использовании разработанных в диссертации методик расчёта конструкции сортовых кривошипных ножниц и амортизирующих устройств, возможность их применения на стадии проектирования новых конструкций ножниц и модернизации существующих.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

I. В результате анализа существующих методик динамического расчёта кривошипных кузнечных машин, экспериментальных исследований силового режима нагружения их конструкций при выполнении разделительной технологической операции и работ по реализации способов снижения возникающих при этом опасных динамических на-

грузок установлено, что конструкциям сортовых кривошипных ножниц в этой области исследований уделено недостаточное внимание.

2. Экспериментально установлено, что конструкции сортовых кривошипных ножниц испытывают значительные динамические нагрузки при выполнении разделительной технологической операции в результате скола заготовки. Воздействия на исполнительный механизм достигают 40% от технологической нагрузки, на опоры шестерни-эксцентрика 24%, на наиболее нагруженное сечение станины 28%. Эти нагрузки являются основной причиной преждевременного выхода из строя ножниц.

3. Разработанные в диссертации динамическую и математическую модели, алгоритм и программу расчёта на ЭВМ силовых и кинематических параметров конструкции сортовых кривошипных ножниц с учётом динамических процессов, возникающих при выполнении технологической операции, рекомендуется использовать для динамического анализа работы ножниц и выбора параметров, необходимых при проектировании новых конструкций и модернизации существующих.

4. В результате исследований выявлены следующие факторы, оказывающие наибольшее влияние на уровень динамических нагрузок и степень динамической уравновешенности системы: размещение масс между верхней и нижней частями конструкции ножниц, отношение их в пределах 1,9...2,3 снижает динамические нагрузки на исполнительный механизм, фундамент и станину в 1,15...1,4 раза; продольная жёсткость станины, увеличение которой в 1,7...2 раза относительно принятой, снижает динамические нагрузки в 1,35 раза; многократное уменьшение жёсткости исполнительного механизма при растяжении, как минимум в 10...12 раз, позволяет снизить динамические нагрузки на исполнительный механизм в 4...5 раз, опоры оси шестерни-эксцентрика в 1,4 раза, станину в 1,2 раза; уменьшение жёсткости контакта станины с фундаментом в 6...10 раза и анкерного соединения в 2...4 раза снижает динамические нагрузки на данный узел и фундамент в 3...5 раз.

5. Проведёнными исследованиями выявлена необходимость контроля зазоров в сопрягаемых деталях исполнительного механизма и опор оси шестерни-эксцентрика, так как с их увеличением в пределах 2-х кратной величины относительно номинальных значений происходит возрастание динамических нагрузок на исполнитель-

тельный механизм и опоры в 1,15 и 1,3 раза, станину и фундамент в 1,3 и 1,6 раза.

6. На основе проведенных исследований и результатов промышленного внедрения установлено, что в конструкциях выпускаемых и находящихся в эксплуатации сортовых кривошипных ножниц целесообразно предусматривать амортизаторы динамических нагрузок на исполнительный механизм и узел крепления станины к фундаменту в соответствии с а.с. № 634970 и № 700349, что позволяет снизить динамические нагрузки на их конструкции до минимальных значений.

7. В результате сопоставления с экспериментальными данными подтверждена достоверность получаемых результатов при использовании разработанной в диссертации методики проектирования сортовых кривошипных ножниц и амортизирующих устройств.

8. Экономический эффект от внедрения результатов работы и промышленной эксплуатации модернизированных конструкций сортовых кривошипных ножниц усилием 10 и 16 МН, оборудованных новыми амортизаторами динамических нагрузок, составит 30648 руб. за счет повышения надежности и долговечности их работы в результате устранения преждевременных поломок, вызванных значительными динамическими нагрузками, сокращения простоев и затрат на ремонтно-восстановительные работы, более полного использования технологических возможностей, совершенствования контроля технического состояния ножниц и технологических параметров.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Исследование динамики исполнительного механизма пресс-ножниц. -Известия Вузов. Машиностроение, 1981, № II, с.122-125.

2. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Исследование динамики кривошипных ножниц на многомассовой модели. -Известия Вузов. Машиностроение, 1983, № 9, с.114-117.

3. Повышение надежности работы пресс-ножниц / В.И.Трусковский, С.К.Иванов, А.Д.Черников и др. -Кузнецко-штамповочное производство, 1980, № 12, с.18-22.

4. Трусковский В.И., Иванов С.К. Кривошипные ножницы с амортизирующими устройствами. -Инженерные проблемы автоматизации и улучшения условий труда в кузнецко-штамповочном производстве: -Тез.докл. Всесоюзн. науч.-техн. конф. -Москва, 1984, с.126-127.

5. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Исследование и совершенствование конструкций кривошипных ножниц для резки сортового проката. -Достижения и перспективы применения обработки металлов давлением в машиностроении: Тез. докл. зональной науч.-практической конф.- Курган, 1984, с.74-78.

6. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Влияние динамических нагрузок на эксплуатацию пресс-ножниц и способы повышения надежности их работы. -Совершенствование разделительных процессов обработки металлов давлением: Тез.докл. II Всесоюз. науч.-техн. конф.- Тирасполь, 1980, с.210-211.

7. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Динамика исполнительного механизма пресс-ножниц. -Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия: Тез.докл. Республ. совещ. -Ижевск, 1979, с.106.

8. Иванов С.К., Трусковский В.И., Черников А.Д. Выборы параметров механических усилителей деформации. -Исследование машин и технология кузнечно-штамповочного производства. -Сб.науч.тр./Челяб. политехн. ин-т., 1978, № 210, с.95-98.

9. Трусковский В.И., Иванов С.К., Черников А.Д. Анализ возможностей улучшения динамических свойств кривошипных ножниц. -Исследование машин и технология кузнечно-штамповочного производства. -Сб.науч.тр. /Челяб. политехн. ин-т., 1982, № 277, с.90-96.

10. А.с. № 634970 (СССР). Исполнительный механизм кривошипного пресса /С.К.Иванов, В.Г.Крешнянский, В.И.Трусковский. -Опубл. в Б.И., 1978, № 44.

11. А.с. № 700349 (СССР). Станина пресса /С.К.Иванов, В.Г.Крешнянский, В.И.Трусковский. -Опубл. в Б.И., 1979, № 14.

12. Амортизатор динамических нагрузок для кривошипных ножниц. /С.К.Иванов, В.И.Трусковский, А.Д.Черников и др. -Информ.листок /Челябинский межотр. территор. ЦНТИ; Сер. 10.06, 1981, № 6-8ИНТД, 4 с.