

Артюховская Татьяна Юрьевна

**Разработка методики проектирования кривошипных прессов при
выполнении разделительных операций с пониженным нагружением
шатунів растягивающими силами**

Специальность 05.02.09 – Технологии и машины обработки давлением



АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2013 г.

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель- **Складчиков Евгений Николаевич**
доктор технических наук, профессор

Официальные
оппоненты: **Крук Александр Тимофеевич**
доктор технических наук, профессор
кафедры «Автоматизированного оборудования
машиностроительных производств»
Воронежского государственного технического
университета (ВГТУ);

Ведущая организация- **Аюпов Тафкил Хаматдинович**
кандидат технических наук
и.о. начальника цеха ОАО «ММЗ» «Авангард»
ФГБОУ ВПО МОСКОВСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ.

Защита состоится «5» июня 2013г. в 14.30 мин. на заседании
диссертационного совета Д 212.141.04 в Московском государственном
техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:

105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5

Телефон для справок 8 (499) 267-09-63

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью
просим направлять по указанному адресу

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского
государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Автореферат разослан «26» апреля 2013г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.141.04

кандидат технических наук, доцент

Семенов В.И.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



2029073
Артюховская Т.Ю. Разработ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Разделительные операции широко применяются в технологии листовой штамповки. Их особенностью является практически мгновенное уменьшение технологической силы до нулевого значения в момент завершения разделения материала. Это вызывает интенсивный динамический процесс в прессе и его элементах, знакопеременное нагружение шатунов пресса при силе их растяжения (силе «отдачи» на шатуне), соизмеримой с силой прямого нагружения при выполнении операции. Это приводит к необходимости ограничивать технологическую силу, нагружающую пресс, 40-60% номинальной силы пресса, уменьшает долговечность пресса, приводит к разрушению шатунов, которые при растяжении обладают значительно меньшей несущей способностью, чем при сжатии, делает пресс источником акустического шума значительной интенсивности.

Значительная часть предложенных мероприятий по уменьшению растягивающей силы (силы «отдачи») на шатуне предусматривают применение демпфирующих устройств. Однако в практике кривошипного прессостроения они не нашли применения из-за невысокой эффективности, усложнения конструкции прессов, необходимости их обслуживания.

Другим возможным направлением снижения динамических сил может быть использование резервов, заключённых в динамической системе самого пресса. Они могут быть обнаружены и реализованы за счёт выбора параметров упругих и инерционных базовых элементов пресса. Поэтому поиск конструктивных решений на основе отыскания и использования резервов снижения сил «отдачи» на шатуне является актуальным.

В настоящей работе предлагаются меры в виде совокупности проектных процедур, позволяющих уменьшить растягивающие силы на шатуне, и повысить долговечность кривошипных прессов. Предлагаемые проектные процедуры дополняют существующие методы проектирования кривошипных прессов и не затрагивают их основы.

Цель работы - повышение долговечности кривошипных прессов при выполнении разделительных операций путем снижения сил «отдачи» на шатунах главного исполнительного механизма.

Научную новизну имеют следующие результаты:

1. Разработана математическая модель кривошипной головки шатуна главного исполнительного механизма с кривошипом в виде эксцентрика.
2. Разработана математическая модель кривошипного пресса К3040.

3. Установлено влияние параметров основных инерционных и упругих базовых элементов кривошипных прессов на силу «отдачи» на шатуне при разделительных операциях.
4. Найдено оптимальное сочетание параметров основных инерционных и упругих базовых элементов динамической системы кривошипных прессов, обеспечивающее наибольшее снижение силы упругой «отдачи» на шатуне.

Практическую значимость составляет разработанная методика проектирования кривошипных прессов для разделительных операций с уменьшенной силой «отдачи» на шатуне. Методика может найти применение в практике проектирования на предприятиях, изготавливающих кривошипные прессы: ОАО «Тяжмехпресс», г. Воронеж; ОАО «ТЯЖПРЕССМАШ», г. Рязань, других предприятиях. Часть полученных в данной работе результатов были использованы на ОАО «Тяжмехпресс», г. Воронеж.

Достоверность результатов подтверждается использованием современных методов исследования, включающими вычислительные эксперименты и расчёты с применением программного комплекса анализа динамических систем с сосредоточенными параметрами ПА9 (разработан кафедрой РК6 МГТУ им. Н. Э. Баумана) и программного комплекса ANSYS; физическими экспериментами, выполненными на кафедре технологий обработки давлением (МТ6) МГТУ им. Н.Э. Баумана на кривошипном прессе КД2128 с привлечением современных экспериментальных средств (программно-измерительный комплекс Spider-8), качественной и количественной согласованностью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены:

- Всероссийской научно-технической конференции «Машиностроительные технологии». Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 г.
- Всероссийской научно-технической конференции «Машиностроительные технологии». Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010 г.

Публикации. Основное содержание диссертационной работы изложено в 4-х научных работах; из них в журналах по перечню ВАК РФ – 3.

Личный вклад состоит:

В разработке математической модели кривошипной головки шатуна прессы для разделительных операций.

В разработке математической модели кривошипного пресса КЗ040 и выполнении математического моделирования его работы в условиях разделительных операций. Найдены оптимальные параметры базовых элементов кривошипного пресса КЗ040, обеспечивающие пониженное нагружение шатунов растягивающими силами.

В выполнении математического моделирования и экспериментального исследования работы кривошипного пресса КД2128 при разделительных операциях и сопоставлении результатов моделирования и экспериментального исследования.

В разработке методики проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами при выполнении разделительных операций.

Автор защищает:

1. Принципы построения, алгоритмическую и программную реализацию математической модели кривошипной головки шатуна пресса с кривошипом в виде эксцентрика.
2. Результаты оптимизации динамической системы кривошипных прессов для разделительных операций.
3. Методику проектирования кривошипных прессов для разделительных операций с пониженной силой растяжения на шатуне.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка литературы. Текст диссертации содержит 132 машинописных страницах, включая 9 таблиц и 64 рисунка.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы работы, поставлена цель, сформулированы задачи диссертационной работы и рассмотрены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе Показан механизм деформирования в разделительных операциях.

Особенностью разделительных операций является быстрый рост технологической силы в начале операции. При этом упругая система пресса накапливает значительное количество потенциальной энергии. Затем в заготовке возникает трещина опережающего разрушения, по которой происходит разделение заготовки и технологическая сила практически мгновенно становится равной нулю. Накопленная потенциальная энергия пресса трансформируется в кинетическую энергию элементов пресса с возникновением сложного и трудно предсказуемого динамического процесса в прессе. Динамический процесс отличается большой интенсивностью, что приводит к разрушению крепления винтов регулировки закрытой высоты и их фланцев, соединения крышек шатуна с

шатунами, соединения подвесных букс главных валов со станиной и т. п. «Срыв» технологической силы при разделительных операциях является главным и единственным источником возмущения динамической системы кривошипного пресса.

Возникает необходимость анализировать динамические процессы, возникающие при мгновенной разгрузке в кривошипных прессах. Проведен анализ существующих методов динамического расчета кривошипных прессов.

Из опубликованных работ следует, что кривошипные presses, как объекты проектирования представляют собой сложные динамические системы. Процессы, протекающие в них сложны и плохо предсказуемы. Для расчета динамических процессов составляются и решаются системы дифференциальных уравнений. Сложность систем дифференциальных уравнений, учет в них значимых факторов и достигнутые с их помощью результаты определяются возможностями создания и решения систем дифференциальных уравнений высокого порядка.

Математические модели кривошипных прессов, учитывающие значимые факторы, представляют собой нелинейные, неоднородные системы дифференциальных уравнений высокого порядка, создание и решение которых создают значительные трудности.

Применение программных комплексов анализа динамических систем с сосредоточенными параметрами позволяет с меньшими затратами труда и времени создавать математические модели кривошипных прессов практически без ограничений на сложность и число учитываемых факторов, повысить объем и достоверность информации о процессах, протекающих в прессах. Для выполнения исследований был выбран программный комплекс анализа динамических систем ПА-9, разработанный на кафедре «Системы автоматизированного проектирования» (РК6) МГТУ им Н.Э. Баумана.

Основными задачами исследования являются:

1. разработка математической модели кривошипной головки шатуна;
2. разработка математической модели динамической системы кривошипного пресса для разделительных операций;
3. изучение влияния параметров базовых элементов кривошипных прессов на силу «отдачи» на шатуне при разделительных операциях;
4. оптимизация динамической системы кривошипного пресса для разделительных операций с целью снижения силы отдачи на шатуне;
5. разработка методики проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами при выполнении разделительных операций.

В прессах для разделительных операций часто используются шестерне - эксцентрикковые исполнительные механизмы с неразъемными шатунами. При данной конструкции шатун можно рассматривать как содержащий стержневую часть и кривошипную головку.

В комплексе ПА-9 реализован узловой метод формирования математических моделей, который предусматривает вычисление сил и моментов сил по линейным и вращательным координатам (P_x , P_y , M) при заданных значениях линейных и угловых скоростей.

Рис.1. Расчетная схема кривошипной головки шатуна. 1 - эксцентрик, 2-кривошипная головка шатуна с жесткой зоной А

Допущения, принятые при разработке математической модели кривошипной головки шатуна:

- Упругие свойства деформируемой части головки описываться уравнениями криволинейного бруса малой кривизны.
- Упругая линия расположена на внутренней поверхности охватывающего элемента головки.
- Зона перехода в стержневую часть шатуна принята абсолютно жесткой.

5

При взаимодействии эксцентрика и кривошипной головки в направлении радиального смещения ΔR будет возникать зона прилегания головки к эксцентрику Б, которая так же будет жесткой, недеформируемой зоной. Для нахождения силовых параметров в зависимости от радиального смещения использован интеграл Мора.

$$\Delta = \frac{1}{EI_X} \int M_P M_1 R d\varphi,$$

где: M_P - изгибающий момент в кривошипной головке шатуна от радиальной силы взаимодействия с эксцентриком, M_1 - момент от единичной силы.

Кривошипная головка шатуна представляет собой три раза статически неопределимую систему. Раскрытие статической неопределимости осуществляется методом сил, для этого отбрасываем связи в точке С (Рис.1.), а действие отброшенных связей заменим на внутренние силовые факторы: X_1 - касательная сила, X_2 - радиальная сила, X_3 - изгибающий момент в сечении разреза. Канонические уравнения имеют вид:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \Delta_{1P} = 0$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \Delta_{2P} = 0$$

$$\delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \Delta_{3P} = 0$$

где: δ_{ij} - перемещение от действия внутренней силы с первым индексом в направлении внутренней силы, стоящей во втором индексе;

Δ_{iP} - перемещение от действия внешней силы в направлении каждого из внутреннего силового фактора с первым индексом;

i и j – порядковые номера внутренних силовых факторов.

В общем виде значение перемещений от внутренних силовых факторов будет иметь вид:

$$\delta_{ij} = \frac{1}{EI_X} \int_0^{2\pi-2\beta} M_{xi} M_{xj} R d\varphi,$$

перемещение от действия внешней силы в направлении каждого из внутреннего силового фактора в общем виде:

$$\Delta_{iP} = \frac{1}{EI_X} \int_0^{2\pi-2\beta} M_{xi} (M_{P_{x1}} + M_{P_{y1}}) R d\varphi.$$

Подставив значение перемещений δ_{ij} и Δ_{iP} в канонические уравнения, вычисляем из канонических уравнений значения внутренних силовых факторов X_1, X_2, X_3 . Вычислив значения (X_1, X_2, X_3) внутренних

силовых факторов, вычисляем значения моментов от внутренних силовых факторов:

$$M_{X_1} = X_1 R \left[1 - \cos \left[\varphi - (\varphi_2 - \beta) \right] \right],$$

$$M_{X_2} = -X_2 R \sin \left[\varphi - (\varphi_2 - \beta) \right],$$

$$M_{X_3} = X_3,$$

Силовой момент от взаимодействия внутреннего элемента на внешний:

$$M_{P_{x1}} + M_{P_{y1}} = \frac{\sqrt{P_{X_1}^2 + P_{Y_1}^2}}{\cos \alpha_T} R \sin \left[(\alpha + \alpha_T) - \varphi \right],$$

где E - модуль упругости первого рода материала головки, I_X - момент инерции сечения головки при изгибе вокруг оси сечения параллельной оси головки.

Угловой размер α_T , жесткой зоны Б, определяется методом половинного деления из условия равенства момента M_{NP} , для удержания зоны Б в состоянии прилегания к эксцентрику, и изгибающего момента M_P на любой из границ зоны. Момент M_{NP} , для удержания зоны Б в состоянии прилегания к эксцентрику вычисляется:

$$M_{NP} = -EI_X \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right),$$

где R_1 , R_2 - радиусы поверхности взаимодействия элементов 1 и 2, соответственно, в свободном состоянии.

Изгибающий момента M_P на любой из границ зоны вычисляется:

$$M_P = M_{P_{x1}} + M_{P_{y2}} + M_{X_1} + M_{X_2} + M_{X_3}.$$

Угловой размер α_T вычисляется на каждой итерации каждого шага интегрирования.

Радиальная сила взаимодействия элементов 1 и 2 (в зоне Б) и ее составляющее P_{X1} и P_{Y1} определяется методом половинного деления из условия равенства смещения элементов 1 и 2 относительно друг друга. Смещение R находится в результате интегрирования скоростей элементов по их координатам. Направление смещения R , определяется углом α .

Цикл реализующий метод половинного деления при определении P_{X1} и P_{Y1} , вложен в цикл определения α_T .

Момент трения возникающий между эксцентриком и кривошипной головкой шатуна $M_{тр1}$ определяется: $M_1 = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2} R_f$

Силы P_{x2} , P_{y2} и момент $M_{тр2}$ определяются из условия равновесия.

К вычисленным таким образом силам добавляются силы тяжести элементов. Разработанная модель кривошипной головки шатуна выполняет основное назначение модели при узловом методе её формирования - определение сил и моментов в элементе, при заданных значениях линейных и угловых скоростей ее рабочих частей.

В третьей главе выполнена проверки адекватности разработанной математической модели кривошипной головки шатуна. Основное требование, предъявляемое к математическим моделям конструктивных элементов – её адекватность, т. е. способность воспроизводить при моделировании существенные с точки зрения проектировщика свойства элемента.

Для проверки адекватности разработанной математической модели кривошипной головки шатуна было выполнено экспериментальное исследование и моделирование работы кривошипного пресса КД2128.

В математической модели пресса учтено 18 масс, 26 упругих связей, 8 кинематических пар в которых учтено трение, 7 кинематических пар с зазорами.

Допущения, принятые при создании модели пресса:

- в кинематических парах принято кулоново трение,
- упругие элементы пресса (кроме кривошипной головки шатуна) подчиняются закону Гука,
- сдвиговые деформации в элементах станины отсутствуют.

Моделирование и эксперимент проводились для одинаковых условий выполнения разделительной операции. В частности максимальное значение технологической силы и величина рабочего хода при моделировании назначались такими же, какими они имели место в эксперименте. В качестве разделительной операции была выбрана операция вырубки прямоугольных стальных листовых заготовок толщиной 1мм, 1,5мм и 2мм с длиной периметра 404 мм. Материал заготовок сталь 3.

Вырубка осуществлялась при недоходе ползуна пресса до его крайнего нижнего положения (в начале вырубки) 3 и 5 мм. Значения расчетных сил деформирования составили соответственно для заготовки толщиной 1мм - 100кН, 1,5мм - 150кН, 2мм - 200кН.

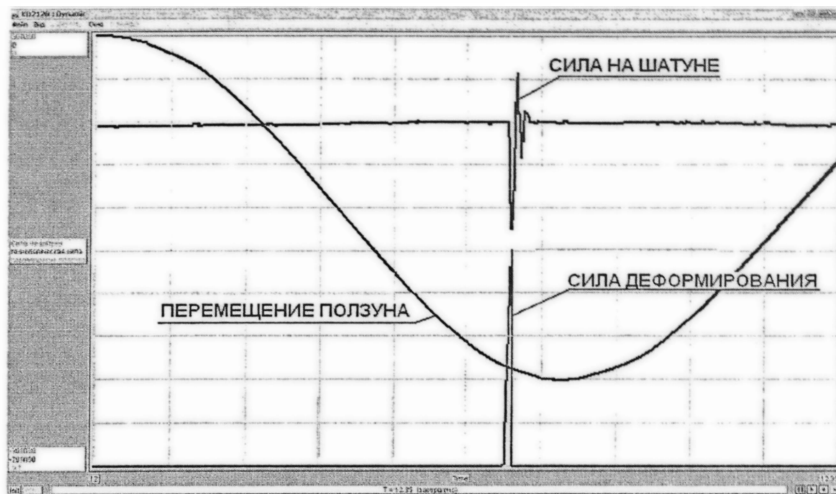


Рис. 3. Результаты моделирования вырубки заготовки толщиной 1,5 мм с недоходом ползуна до крайнего нижнего положения 3мм

Пример результатов моделирования вырубки заготовки толщиной 1,5 мм при недоходе ползуна до крайнего нижнего положения 3мм в виде графиков перемещения ползуна, силы деформирования и силы на шатуне приведены на рисунке 3.

При экспериментальном исследовании регистрировались: сила деформирования, сила на шатуне, перемещение ползуна. Пример записи процесса в эксперименте для случая толщины заготовки 1,5 мм и недохода ползуна 3 мм показан на рисунке 4.

Графики, полученные при моделировании и в эксперименте, показаны на рис. 5: а, б и в для случаев недохода ползуна до крайнего нижнего положения 3мм, и г, д и е – 5 мм. Темными линиями показаны графики силы на шатуне, полученные моделированием, светлыми – в эксперименте.

Сопоставление графиков сил на шатуне показывают качественное совпадение результатов эксперимента и математического моделирования работы кривошипного прессы в условиях разделительных операций в части порядка следования положительных и отрицательных периодов нагружения шатуна, их временных интервалов и особенностей форм их кривых. Максимальная разница растягивающих сил на шатуне, полученных моделированием и экспериментально (рис. 5 б) составляет 19,8 %.

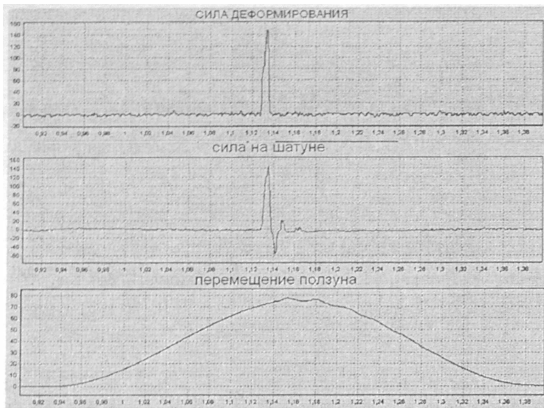


Рис. 4. Запись процесса работы пресса при вырубке заготовки толщиной 1,5 мм с недоходом ползуна 3мм до крайнего нижнего положения

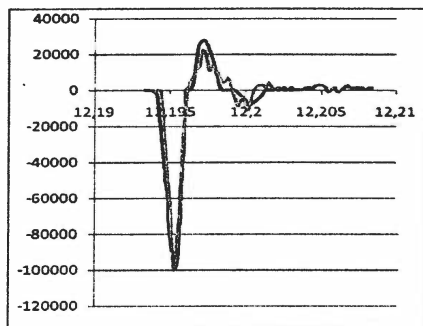
номинальной силы пресса КЗ040, с определением деформаций в названных направлениях. По результатам расчета в ANSYS деформация в направлении X составляет $6,55 \cdot 10^{-4}$ м, в направлении Y – $7,8 \cdot 10^{-4}$ м.

С помощью программного комплекса ПА9 аналогичным образом были определены деформации кривошипной головки шатуна пресса КЗ040. По результатам расчета в ПА9 деформация в направлении X составляет $7,65 \cdot 10^{-4}$ м, в направлении Y – $8,918 \cdot 10^{-4}$ м, что составляет 12,3%, и 14,4%, соответственно.

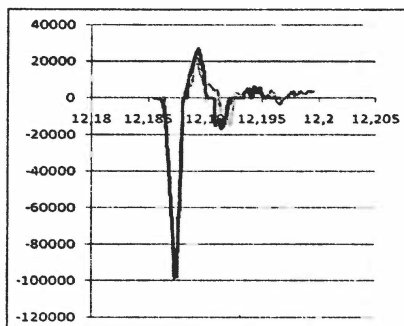
Сравнение результатов экспериментального и теоретического исследования показывает, что:

- результаты моделирования пресса КД2128 с использованием разработанной модели кривошипной головки шатуна удовлетворительно отображают характер нагружения пресса при разделительных операциях в качественном и количественном отношениях;
- математическая модель кривошипной головки шатуна адекватно отражает свойства головки.
- Разница деформаций при моделировании в среде ANSYS и среде программного комплекса ПА9 составила для деформаций в направлении X – 12,3%, в направлении Y – 14,4%.

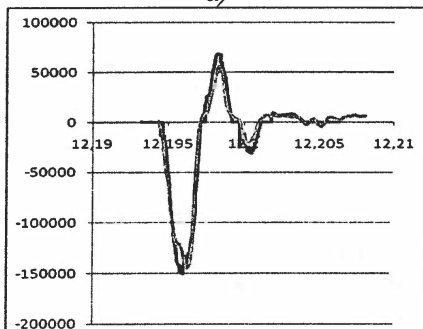
Проведена дополнительная проверка адекватности математической модели в части воспроизведения моделью головки своих упругих свойств кривошипной головки шатуна. Проверка выполнена моделированием в среде ANSYS для случая кривошипной головки шатуна пресса КЗ040. Кривошипная головка нагружалась вдоль и перпендикулярно оси шатуна силой равной половине от



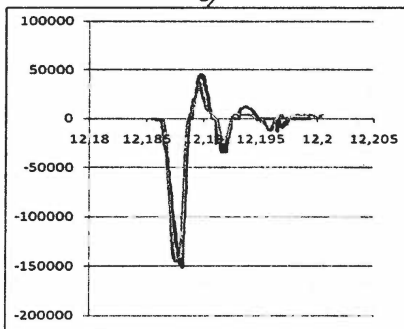
а)



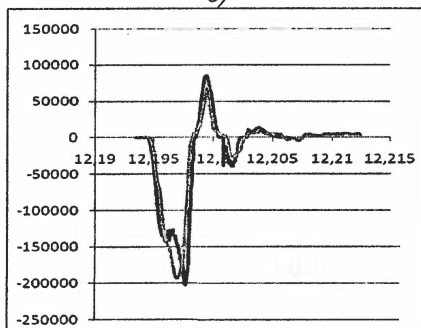
з)



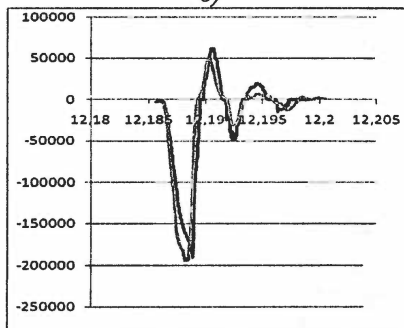
б)



д)



в)



е)

— моделирование — эксперимент

Рис.5. Силы на шатуне с недоходом ползуна 3 мм (а-в) и 5 мм (з-е) до крайнего нижнего положения при вырубке заготовки толщиной а, з - 1мм; б, д - 1,5 мм; в, е - 2мм

В четвертой главе исследуется возможность снижения силы «отдачи», путём выбора оптимальных параметров базовых элементов кривошипных прессов.

Для определения путей уменьшения силы отдачи на шатуне было исследовано влияние основных параметров пресса на величину силы отдачи. Исследование выполнено для двухкривошипного пресса К3040 конструкции ВЗТМП с номинальной силой 10 МН.

Допущения принятые при создании модели пресса К3040:

- В кинематических парах принято Кулоново трение;
- Упругие элементы пресса подчиняются закону Гука;
- Траверса и стол пресса являются абсолютно жесткими;
- Масса стоек равна нулю;
- Стыки между стойками и траверсой между столом и стойками, между станиной пресса и фундаментом не раскрываются.

В математической модели пресса учтено 62 массы; 61 упругих связей; 19 кинематических пар, в которых учтено трение; 18 кинематических пар с зазорами.

Влияние основных параметров пресса на величину силы «отдачи» было выполнено путём математического моделирования. Результаты моделирования работы пресса в виде графиков перемещения ползуна, силы деформирования и силы на левом шатуне приведены на рисунке 7. Согласно математическому моделированию при максимальной силе деформирования 7 МН сила отдачи составила 2,124 МН.

Для исследования влияния параметров пресса на силу отдачи на шатуны было выполнено моделирование с варьированием каждого из основных параметров инерционных или упругих базовых элементов пресса: масс ползуна, траверсы, стола; жесткости стоек станины и фундамента.

Варьирование названных параметров назначалось в пределах $\pm 20\%$ от их значений для спроектированного образца пресса К3040, принятых в качестве начальных.

Согласно полученным данным основные параметры пресса влияют на силу отдачи следующим образом:

- уменьшение массы стола на 20% уменьшает силу отдачи на 5,2%;
- уменьшение массы траверсы - на 3,4% ;
- увеличение жёсткости фундамента - на 2,9%;
- увеличение массы ползуна - на 1,1%;
- при увеличении жёсткости стоек станины на 20% сила отдачи практически не меняется.

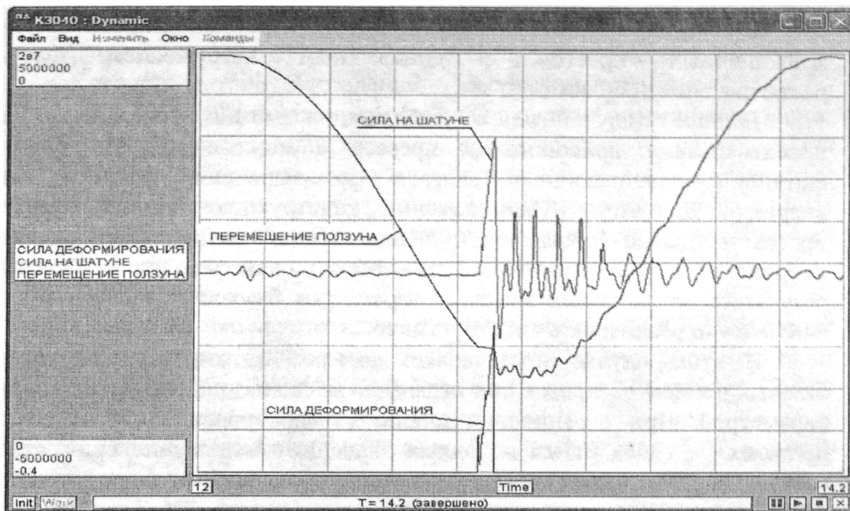


Рис. 7. Результаты моделирования работы прессы K3040

Из приведённых данных следует, что влияние каждого отдельно взятого параметра из числа названных на силу отдачи незначительно.

Влияние совокупности параметров базовых элементов прессы на силу отдачи может быть определено путём оптимизации этих параметров.

Оптимизация базовых элементов прессы была выполнена методом Нелдера–Мида (методом деформируемого многогранника).

Начальная точка оптимизации – исходные значения параметров, определённые на основании принятого на ВЗТМП проектного решения прессы K3040.

Критерий оптимизации – сила «отдачи» на одном из двух шатунов. Сила вырубки 7МН.

При оптимизации работы прессы без ограничений на параметры сила отдачи была уменьшена с 2,124 МН до 1,550 МН, т. е. на 27%. Отсюда следует, что совокупное изменение параметров базовых элементов прессы может существенно снизить силу «отдачи» на шатуне прессы.

Была выполнена оценка повышения долговечности шатуна прессы при снижении силы «отдачи». Оценка выполнена для циклического нагружения шатуна на основе кривой Веллера при коэффициенте наклона кривой Веллера $m=6$. При этом долговечность шатуна увеличивается в 1,83 раза.

В пятой главе представлена методика проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами.

Данные полученные в оптимизации можно использовать для проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами при выполнении разделительных операций. Для этого нужно изменить конструкцию базовых элементов пресса с целью обеспечения найденных в оптимизации значений инерционных и упругих параметров. Может оказаться, что найденные в результате оптимизации значения параметров базовых элементов пресса, невозможно реализовать конструктивно.

В этом случае представляет интерес оптимизация параметров базовых элементов пресса при ограничении диапазона варьирования этих параметров. При ограничении диапазона варьирования параметров в пределах $\pm 30\%$ от их исходных значений уменьшение силы отдачи составило 24%, ограничении диапазона варьирования параметров в пределах $\pm 20\%$ уменьшение силы отдачи составило 17%. Таким образом, и при ограничении диапазона варьирования параметров уменьшение силы отдачи остаётся значительным.

С учётом сказанного предлагается методика проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами при выполнении разделительных операций.

Методика носит циклический характер и в каждом цикле содержит оптимизацию параметров базовых элементов прессов, разработку и реализацию технического задания по итогам оптимизации.

Методика проектирования кривошипных прессов с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами при выполнении разделительных операций содержит следующие этапы:

1. Разработка математической модели кривошипного пресса для разделительных операций.
2. Задание исходных значений параметров инерционных и упругих базовых элементов прессов.
3. Оптимизация параметров базовых элементов динамической системы кривошипных прессов для разделительных операций с целью уменьшения растягивающих сил на шатуне.
4. Разработка технических заданий на модернизацию базовых элементов с учетом результатов оптимизации.
5. Проектирование базовых элементов пресса и их оценка в части успешности реализации технических заданий на проектирование.
6. При невозможности в процессе проектирования базовых элементов прессов обеспечить получение параметров, полученных в результате

оптимизации, - возврат к пункту 3 с начальными значениями параметров, достигнутыми в процессе проектирования. При полной реализации технических заданий – завершение процесса.

7. Оценка снижения растягивающих сил на шатуне после оптимизации.

Методика носит частный характер, ориентирована на снижение сил отдачи на шатунах при разделительных операциях и предназначена для использования в рамках полного цикла проектирования кривошипных прессов. Методика дополняет традиционный процесс проектирования кривошипных прессов и не затрагивает его основы.

Выводы по работе:

1. Установлено, что конструкция кривошипного пресса К3040 обладает значительным резервом повышения долговечности за счет снижения силы упругой «отдачи» на шатуне при разделительных операциях путём надлежащего выбора параметров упругих и инерционных базовых элементов пресса. Наибольшее влияние на изменение силы упругой «отдачи» оказывают масса стола, жёсткость фундамента, масса траверсы.
2. В результате исследований установлено, что изменение каждого параметра упругого или инерционного элемента пресса в отдельности (при постоянстве значений остальных параметров) в пределах . может обеспечить снижение силы упругой «отдачи» не более 5% для пресса К3040.
3. Разработанная математическая модель кривошипного пресса включающая математическая модель кривошипной головки шатуна позволяет на стадии проектирования рассчитывать динамические силы, возникающие в механической системе пресса при выполнении разделительных операций, отыскивать конструктивный вариант с пониженной силой «отдачи» на шатуне и существенно сокращать затраты на экспериментальную доводку конструкции пресса.
4. Сила упругой «отдачи» на шатунах кривошипных прессов при разделительных операциях могут быть существенно уменьшена путём совокупного подбора основных параметров упругих и инерционных базовых элементов прессов. Например, при уменьшении массы стола на 23%; массы траверсы на 27%, и при увеличении жёсткости фундамента на 29%; массы ползуна на 24%; жёсткости стоек станины на 12% уменьшение силы упругой «отдачи» на шатунах пресса К3040 составило 24%. Максимальное уменьшение силы упругой «отдачи» на шатунах пресса К3040 составило 27%.
5. Разработанная методика проектирования кривошипных прессов для выполнения разделительных операций с пониженным нагружением шатунов растягивающими силами, позволяет существенно снизить силы упругой «отдачи» на шатуне за счёт использования резервов,

содержащихся в существующих и вновь проектируемых прессах без применения дополнительных устройств.

6. Результаты экспериментального исследования динамических процессов в кривошипном прессе КД2128 подтвердили адекватность математической модели кривошипного пресса при выполнении разделительных операций, максимальное расхождение силы отдачи на шатуне при моделировании и в эксперименте составило менее 20% при удовлетворительном качественном совпадении результатов.

Список опубликованных работ по теме диссертации:

1. Артюховская Т.Ю., Складчиков Е.Н. Разработка математической модели кривошипной головки шатуна пресса для разделительных операций // Кузнечно-штамповочное производство. 2000. №11. С. 35 – 37.
2. Артюховская Т.Ю., Складчиков Е.Н. Повышение надежности и расширение технологических возможностей кривошипных прессов в условиях разделительных операций // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, информационный регистрационный номер 0420800050\0050.-2008 <http://technomag.edu.ru/doc/86270.html>.
3. Артюховская Т.Ю., Складчиков Е.Н. Расширение технологических возможностей кривошипных прессов в условиях разделительных операций //Материалы тезисов докладов Всероссийской научно-технической конференций «Машиностроительные технологии» Москва, 2008. С.115–116.
4. Артюховская Т.Ю., Складчиков Е.Н. Экспериментальное исследование работы кривошипного пресса при разделительных операциях // Заготовительные производства в машиностроении. 2012. №4. С. 33–35.